

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO



Facultad de Ingeniería

92
2ej

Procesos de refrigeración mecánica en media y
baja temperatura aplicados a la conservación de
artículos perecederos comerciales.

T E S I S

para obtener el Título de
Ingeniero Mecánico Electricista

P r e s e n t a
Jaime Puga Lazaro

México, 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.

I N D I C E

INTRODUCCION

CAPITULO I

- I-1 Definición del término refrigeración.**
- I-2 Clasificación de los procesos de refrigeración.**
- I-3 Definición de los principios básicos de refrigeración.**

CAPITULO II

- II-1 Refrigerantes en la refrigeración mecánica.**
- II-2 Características generales de los refrigerantes.**

CAPITULO III

- III-1 El ciclo de refrigeración mecánica.**
- III-2 Representación gráfica del ciclo de refrigeración mecánica.**
- III-3 Funciones y características principales de los elementos que constituyen el ciclo de refrigeración mecánica.**
- III-4 Determinación de las características del refrigerante para los procesos existentes en el ciclo.**

CAPITULO IV

- IV-1 Aplicación de la refrigeración mecánica en la conservación de los artículos perecederos comerciales.**
- IV-2 Estudio de la distribución en las cámaras frigoríficas, equipo de exhibición refrigerado y cuarto de máquinas.**
- IV-3 Determinación de las dimensiones de las cámaras frigoríficas.**

CAPITULO V

- V-1 Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor, así como de la carga de transmisión de calor en muros, techos y pisos de las cámaras frigoríficas.**
- V-2 Cálculo de la carga de refrigeración faltante.**
- V-2-a Cálculo de la carga de calor por infiltración.**
- V-2-b Cálculo de la carga total del producto.**
- V-2-c Cálculo de la carga suplementaria total.**

CAPITULO VI

- VI-1** Equipo de refrigeración para las cámaras frigoríficas.
- VI-1-a** Cálculo y selección de las unidades condensadoras enfriadas con aire.
- VI-1-b** Cálculo y selección de los evaporadores.
- VI-2** Equipo de refrigeración para las secciones que componen los tramos de exhibición refrigerados.
- VI-2-a** Cálculo y selección de las unidades condensadoras enfriadas con aire.
- VI-3** Diseño de las tuberías componentes para los sistemas de refrigeración.
- VI-3-a** Diseño de la tubería de cobre para la línea de succión.
- VI-3-b** Diseño de la tubería de cobre para la línea de líquido.
- VI-4** Selección del equipo accesorio requerido para el buen funcionamiento de los sistemas de refrigeración.
- VI-5** Selección del sistema eléctrico y de control para los sistemas de refrigeración.
- VI-5-a** Selección del calibre de los conductores para los sistemas eléctricos.
- VI-5-b** Selección del diámetro de la tubería conduit para los sistemas eléctricos.
- VI-5-c** Selección de los dispositivos de control.
- VI-6** Conclusiones.

INTRODUCCION

La refrigeración nace y se desarrolla como tal con la necesidad del hombre por la conservación de sus alimentos por más tiempo, es por lo que se dice que la refrigeración data desde el principio de la humanidad. Así en el transcurso del tiempo se han empleado y desarrollado diferentes tipos y medios para obtener refrigeración.

El agua y el aire fueron los elementos primitivos y básicos que se emplearon por miles de años hasta el uso del hielo, que en su contexto de aplicación era un medio bastante bueno para obtener refrigeración, actualmente sigue siendo utilizado, principalmente porque evita la deshidratación.

En este siglo ha hecho su aparición la refrigeración mecánica, siendo el desarrollo de ésta, la solución a todos los inconvenientes existentes en la refrigeración. La refrigeración mecánica actualmente provee la mayor parte de la refrigeración industrial y comercial, dentro de la refrigeración mecánica los métodos importantes hoy son; la compresión de vapor del refrigerante, la absorción y los sistemas de chorro de vapor de agua.

La refrigeración mecánica se inició con los sistemas de amoníaco y salmuera, que siguen siendo empleados en algunas aplicaciones, y así tenemos que los más modernos y populares son los que se basan en la compresión de vapor del refrigerante.

Actualmente la refrigeración es en el hogar, en el mercado y en usos comerciales e industriales, un concepto que está íntimamente ligado a la existencia misma de la humanidad que sería muy difícil prescindir de ella.

CAPITULO I

I-1 DEFINICION DEL TERMINO REFRIGERACION

A la ciencia tecnológica que ha permitido la obtención del proceso de reducir y mantener temperaturas inferiores a las del ambiente que rodea a un espacio o producto cualquiera se le llama-refrigeración.

Analizando más la definición para evitar confundir refrigeración con frío, dado que la mayoría de las personas tendría el concepto de refrigeración aplicada a un espacio o a un producto como el simple hecho de introducir frío como tal a dicho espacio o producto, sin embargo partiendo de un punto de vista estricto de las Leyes de la Física, el frío no existe como tal, lo que existe es tan solo calor o disminución de él, y por lo tanto el frío viene a ser definido como disminución de calor.

La aplicación de la refrigeración a un espacio o a un producto dado, consiste primordialmente en absorber, remover y transmitir su calor existente hacia otro cuerpo o hacia otro medio e impedir que regrese, es decir la práctica de la ingeniería de refrigeración trata enteramente con la transmisión del calor.

I-2 CLASIFICACION DE LOS PROCESOS DE REFRIGERACION

Los procesos de refrigeración en general se pueden clasificar básicamente:

- I. Por su naturaleza.
- II. Por el cambio y rango de las temperaturas obtenidas en el proceso.

Por su naturaleza los procesos de refrigeración se clasifican en:

1. Naturales
2. Mecánicos

Los procesos de refrigeración naturales comprenden el uso de hielo natural, "hielo seco" (dióxido carbónico sólido), y aguas frías, los tres se usan para la conservación de alimentos, sin embargo los dos últimos solo tienen aplicación industrial.

En estos procesos de refrigeración naturales se desecha el refrigerante gastado.

Los procesos de refrigeración mecánicos son los de mayor importancia y demanda, dado que constituyen la mayoría de los procesos de refrigeración industrial y comercial requeridos actualmente.

Las características esenciales de estos procesos de refrigeración mecánicos son:

- a. El refrigerante está confinado usandose una y otra vez continuamente.
- b. El calor se sustrae por el refrigerante a una temperatura baja y se eleva a una temperatura más alta.
- c. El refrigerante cambia continuamente de su fase gaseosa a su fase líquida.

Por el cambio de las temperaturas obtenidas en el proceso, la clasificación siguiente:

1. Sensibles
2. Latentes

El proceso de refrigeración será sensible cuando la temperatura del medio utilizado para obtener refrigeración cambie al ir absorbiendo calor del espacio o producto por refrigerar. En este proceso de refrigeración no existe ningún cambio de estado en el refrigerante utilizado.

El proceso de refrigeración será latente, cuando el medio para obtener refrigeración al ir absorbiendo calor del espacio o producto por refrigerar no cambia su temperatura, pero sin embargo sufre un cambio de estado.

Por el rango de temperaturas obtenidas en el proceso, éstos se clasifican en cuatro tipos, que son los siguientes:

1. Procesos de alta temperatura, de $+10^{\circ}\text{C}$ a -5°C
2. Procesos de media temperatura, de -5°C a -15°C
3. Procesos de baja temperatura, de -15°C a -25°C
4. Procesos de extrabaja temperatura, de -25°C a -40°C

También en base de los pasos existentes en la transferencia de calor los procesos de refrigeración mecánicos se clasifican de acuerdo a los conceptos siguientes:

- a. Si el calor por disipar del espacio o producto pasa directamente al refrigerante y se descarga luego a una temperatura elevada, entonces se está llevando a cabo un proceso de expansión directa.
- b. Si el calor se transmite primero a un líquido secundario (salmuera), y de éste al refrigerante primario, entonces el proceso se llama indirecto.

Refiriendonos exclusivamente al proceso de refrigeración mecánico por compresión de vapor del refrigerante, existe todavía una clasificación que se determina por el tipo de aplicación, siendo la siguiente:

1. Refrigeración doméstica.
2. Refrigeración comercial.
3. Refrigeración industrial.
4. Transportación refrigerada.
5. Aire acondicionado para el confort humano.
6. Acondicionamiento del aire para la industria.

Ahora bien, el proceso de refrigeración mecánica por compresión de vapor del refrigerante, que es el que nos ocupará, tendrá las características siguientes:

1. Mecánico.
2. Latente.
3. De expansión directa.
4. Comercial para media y baja temperatura.

I-3 DEFINICION DE LOS PRINCIPIOS BASICOS DE REFRIGERACION.

Estos principios constituyen, cada uno de ellos, un conjunto de conocimientos que en su totalidad, son necesarios para el mejor entendimiento de la refrigeración. Dichos principios se describen a continuación.

TERMODINAMICA.— Es parte de la física que estudia la energía y la entropía o bien la ciencia que trata sobre la acción mecánica del calor. De ella surgen las llamadas leyes termodinámicas que rigen y están vigentes en la naturaleza misma, determinándose de ellas principios básicos para la refrigeración. La primera y más importante de estas leyes dice: LA ENERGIA NO PUEDE SER CREADA NI DESTRUIDA SOLO PUEDE TRANSFORMARSE DE UN TIPO DE ENERGIA A OTRO.

TEMPERATURA.— La temperatura es la escala usada para medir la intensidad de calor. Es el indicador que determina la dirección en la cual se moverá la energía de calor, este indicador se cuantifica en unidades llamadas grados, existen varias escalas de grados que son utilizadas y graficadas en los instrumentos que sirven para cuantificar la temperatura, llamados termómetros.

CALOR.— El calor es energía en transición, creada por la transformación de otros tipos de energía. Este tipo de energía siempre está fluyendo de los cuerpos calientes a los cuerpos fríos, la cantidad de calor que contiene un cuerpo está en razón directa al movimiento de las moléculas que lo constituyen.

TRANSFERENCIA DE CALOR.— Esta transferencia se basa en los fundamentos de la segunda ley de la termodinámica: "ES IMPOSIBLE QUE

UNA MAQUINA ACTUANDO POR SI SOLA SIN AYUDA DE UN AGENTE EXTERNO TRANSPORTE CALOR DE UN CUERPO A BAJA TEMPERATURA, A OTRO QUE TENGA MAYOR TEMPERATURA", de esta segunda ley se entiende que el calor siempre viajará del cuerpo más caliente al más frío, donde dicha transferencia es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre dichos cuerpos y deja de existir hasta que la diferencia o gradiente de temperaturas sea cero.

La transferencia de calor se puede realizar en tres diferentes formas; por conducción, convección y radiación.

CALOR ESPECIFICO.- El calor específico de una determinada substancia se define como su capacidad relativa de absorber calor, definiendose específicamente como la cantidad de kilocalorías (B.T.U.), necesarias para aumentar 1°C (1°F) de temperatura a un kilogramo (una libra), de cualquier substancia. Se toma como referencia el calor específico del agua pura que es 1.0

CALOR SENSIBLE.- Se define como la energía térmica que provoca un cambio de temperatura en una determinada substancia.

CALOR LATENTE.- Es la energía térmica necesaria en cualquier substancia para poder cambiar de estado, sin variar su temperatura - existente en ese momento.

CALOR LATENTE DE EVAPORACION.- Es la cantidad de energía que necesita una substancia para cambiar de estado líquido a estado gaseoso. Dado que la ebullición es un proceso acelerado de evaporación, este calor también puede llamarse calor de ebullición. Para el proceso inverso, la energía requerida recibe el nombre de calor latente de condensación.

La absorción de calor para cambiar un líquido a vapor y la subtracción de este calor para condensar nuevamente el vapor, es la clave para todo el proceso de refrigeración mecánica, y la transferencia de calor latente requerido es el instrumento básico de la refrigeración.

CALOR LATENTE DE FUSION.- El cambio de una substancia de estado sólido a líquido, requiere calor latente de fusión. Para el proceso inverso la energía requerida recibe el nombre de calor latente de licuefacción.

En la congelación de productos alimenticios, únicamente se considera el calor latente del porcentaje de agua que estos contienen, por lo tanto el calor latente se podrá calcular determinando el porcentaje de agua que exista en dichos productos.

PRESION ATMOSFERICA.— La presión atmosférica es creada por el peso de la atmósfera sobre la tierra. En un punto dado, la presión atmosférica es relativamente constante, salvo por pequeños cambios debidos a las diferentes condiciones atmosféricas. Mas sin embargo la presión atmosférica al nivel del mar ha sido aceptada y establecida en 1.03 kilos por centímetro cuadrado o bien 14.7 libras por pulgada cuadrada, la cual es equivalente a la presión causada por una columna de mercurio de 760 milímetros (29.92 pulgadas) de alto.

PRESION ABSOLUTA.— Generalmente, la presión absoluta se expresa en términos de Kg/cm^2 (lb/in^2) y se cuenta a partir del vacío perfecto en el cual no existe presión.

La presión absoluta en milímetros (pulgadas) de mercurio indica los milímetros (pulgadas) de mercurio que una bomba de vacío perfecta debería obtener teóricamente. La función de una bomba de vacío es de evacuar un sistema cerrado al reducir progresivamente la presión interna.

PRESION MANOMETRICA.— La presión manométrica es aquella que se mide tomando como referencia la presión atmosférica, y los aparatos para medir se llaman manómetros.

La presión absoluta de un sistema cerrado será siempre la presión manométrica mas la presión atmosférica.

TEMPERATURA DE SATURACION.— Saturación es la condición de temperatura y presión en la cual dos o más estados pueden existir simultáneamente. Un líquido está saturado cuando está en su punto de ebullición.

A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta y disminuye a presiones más bajas.

TEMPERATURA DE ROCIO.— Es la temperatura en la cual el vapor de agua en el aire está saturado. Esta temperatura no se puede cambiar, si no hay un aumento o disminución en la humedad existente en el aire.

HUMEDAD ABSOLUTA.- Al vapor de agua contenido en el aire se le llama humedad. La humedad absoluta del aire, densidad del vapor de agua para cualquier condición dada, es la masa de vapor de agua - por unidad de volúmen de aire.

HUMEDAD RELATIVA.- Es la relación entre la presión parcial real-ejercida por el vapor de agua y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si estuviera saturado a la temperatura del aire.

TONELADA DE REFRIGERACION.- Se define como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 horas.

Puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es de 144 BTU, por lo tanto el calor latente de fusión para una tonelada será $144 \times 2,000 \text{ lbs/ton.}$, o sea 288,000 BTU por 24 horas, finalmente para obtener el calor por hora es necesario dividir entre las 24 horas, la cual da una cantidad de 12,000 BTU/hora, que recibé el nombre de tonelada de refrigeración.

CAPITULO II

II-1 REFRIGERANTES EN LA REFRIGERACION MECANICA.

El refrigerante se define, como la substancia capaz de absorber calor del medio que lo rodea, sufriendo un incremento en su calor sensible. Si en este proceso de transmisión de calor, existe un cambio de estado en el refrigerante, entonces una fracción de la masa necesaria para absorber cierta cantidad de calor sensible, absorberá una cantidad de calor latente equivalente.

En las primeras instalaciones de refrigeración fueron utilizadas como refrigerantes; el amoniaco, cloruro metilico, etc., pero debido a que son generalmente substancias tóxicas, han sido reemplazadas por substancias que han sido creadas especialmente para su uso en los procesos de refrigeración. Actualmente existen muchos tipos de refrigerantes, de los cuales unos se usan comúnmente, así para la refrigeración mecánica comercial y también para la aplicación de aire acondicionado, se usan exclusivamente los refrigerantes llamados FREON.

Para la refrigeración mecánica se requiere un proceso en el cual se puedan transmitir grandes cantidades de calor en una forma económica y eficiente, pudiéndose repetir éste constantemente, es decir, constituir un ciclo termodinámico donde la evaporación y la condensación del refrigerante usado, sirvan para absorber y disipar el calor del espacio o producto por refrigerar.

Los refrigerantes deben tener características termodinámicas, - físicas, químicas, económicas, etc., como principales para que se pueda considerar como tal.

Todo refrigerante debe reunir los requisitos siguientes:

- a. Debe absorber calor de una manera rápida y sobre todo a la temperatura requerida por la carga del producto.
- b. Dentro del sistema de refrigeración establecido se debe usar el mismo refrigerante durante el tiempo de operación, esto es por razones de economía y para obtener un enfriamiento continuo.

Los refrigerantes FREON cumplen con todo lo dicho anteriormente, presentan las características y propiedades siguientes:

- a) Son claros, transparentes y prácticamente inodoros.
- b) No son irritantes, tóxicos, combustibles ni explosivos.
- c) Tienen una elevada resistencia eléctrica y son estables e inertes.
- d) Son sólo ligeramente solubles en agua y sus propiedades fisicoquímicas no se alteran después de repetidas evaporaciones, compresiones y condensaciones.

Generalmente el uso de un refrigerante FREON está determinado por sus propiedades físicas y termodinámicas. Existe un refrigerante FREON para casi todo tipo de aplicación, además un mismo tipo de refrigerante FREON puede tener varios usos diversos.

APLICACION DE LOS REFRIGERANTES FREON

TIPO DE REFRIGERANTE	TIPO DE COMPRESOR	APLICACIONES
FREON 11	CENTRIFUGO	Principalmente en grandes sistemas de aire acondicionado de un rango entre 200 a 2,000 toneladas de capacidad en procesos industriales de enfriamiento de agua y salmuera. También como refrigerante secundario o fluido intercambiador de calor, donde propiedades de bajo punto de congelación y no corrosividad, son importantes.
FREON 12	RECIPROCANTES CENTRIFUGOS, ROTATORIOS.	Amplio rango de aplicaciones desde grandes áreas acondicionadas y sistemas de refrigeradores domésticos, congeladores de alimentos, vitrinas para helados, planta de alimentos congelados, enfriadores de agua, equipo de autoservicio, sistemas de aire acondicionado, centrales y de venta na.

Es el principal refrigerante en aire acondicionado para automóviles.

FREON 22	RECIPROCANTES Y CENTRIFUGOS.	Su uso se encuentra en aire acondicionado residencial y comercial, pero también es ampliamente usado en plantas de congelación de alimentos, almacenes refrigerantes para alimentos, equipos de autoservicio y muchas otras aplicaciones de media y baja temperatura.
FREON 502	RECIPROCANTE.	Equipos de autoservicio para alimentos congelados y helados, almacenes refrigerados, plantas de congelación de alimentos y es en general un excelente refrigerante a baja temperatura. También se usan en equipos de autoservicio de media temperatura, camiones refrigerados y bombas de calor.
FREON 113	CENTRIFUGOS.	Pequeños a mediados sistemas de aire acondicionado y enfriamiento industrial.
FREON 114	CENTRIFUGOS ROTATORIOS	Originalmente se usó en refrigeradores domésticos con compresores rotatorios. Su uso, actualmente consiste en grandes procesos de enfriamiento y refrigeración.
FREON 13B1	RECIPROCANTES	Medias y bajas temperaturas del rango de 70°F ó menos con una o dos etapas de compresión.
FREON 13	RECIPROCANTES	Bajas temperaturas abajo de 30°F en sistema de cascada.
FREON 14	RECIPROCANTES	Muy bajas temperaturas abajo de 200°F en sistemas triples de cascada.

FREON 500	RECIPROCANTES	Su uso se limita a pequeños equipos de aire acondicionado doméstico y comercial y en <u>re</u> frigeradores domésticos.
FREON c-318	RECIPROCANTES	Bajas temperaturas abajo de 30°F, tiene un bajo punto de ebullición y mayor capacidad que el FREON 13, compite con el etileno, con la ventaja de no ser inflamable.
FREON 503	RECIPROCANTES	Aire acondicionado en ambientes de alta temperatura. Este es uno de los refrigerantes FREON más, técnicamente, <u>esta</u> bles.

II-2 CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS REFRIGERANTES.

EFFECTO DE REFRIGERACION.

La cuantificación del efecto de refrigeración de cualquier refrigerante, es la diferencia del calor existente entre el del liquido y del vapor que entra y sale respectivamente del evaporador. También se define como la diferencia entre el calor latente de evaporación y el calor sensible que se pierde necesario para enfriar el refrigerante líquido, entre el gradiente de temperatura que existe en el evaporador.

El efecto de refrigeración se puede incrementar provocando un subenfriamiento y un sobrecalentamiento, en la línea de líquido y vapor respectivamente.

COEFICIENTE DE COMPORTAMIENTO.

Para los refrigerantes, es la obtención de la eficiencia al realizar la relación del calor que absorbe en la evaporación entre el calor equivalente del trabajo realizado por el compresor.

Este coeficiente es una de las propiedades más importantes de los refrigerantes, su valor depende de sus otras propiedades como lo son; el efecto de refrigeración, la relación de compresión, de su calor específico, y volumen específico entre otros.

EVAPORACION DE REFRIGERANTES.

Se tiene refrigerante líquido en un sistema, en el cual tiene su temperatura equilibrada con la temperatura exterior. Si la presión del sistema se disminuye, entonces el punto de saturación del refrigerante se reduce, y por lo tanto su temperatura se encontrará abajo de su punto de ebullición, por lo que tenderá a evaporar se absorbiendo calor del exterior, el proceso de evaporación del refrigerante continuará hasta que la temperatura exterior se reduzca a la temperatura de saturación del refrigerante, o bien hasta que la presión del sistema aumente a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior. Si existe un medio, como un compresor, para sustraer el vapor del refrigerante para que no aumente la presión mientras que el refrigerante está siendo inyectado en el sistema, podrá obtenerse una refrigeración continua. Básicamente éste es el proceso que tiene lugar en el evaporador de un sistema de refrigeración mecánica.

CONDENSACION DE REFRIGERANTES.

Considerando una vez más un sistema conteniendo refrigerante, y no habiendo un gradiente de temperatura entre la del sistema y la del exterior, al ser introducido al sistema vapor refrigerante caliente, la presión en el sistema se eleva y se aumenta el punto de saturación. Conforme el calor del vapor refrigerante caliente es transferido al refrigerante líquido y a las paredes del sistema, su temperatura se reduce hasta su temperatura de 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 un medio, como un compresor, para mantener una alimentación de gas refrigerante caliente a alta presión, mientras el refrigerante líquido es sustraído al mismo tiempo, ocurrirá así una condensación continua. Básicamente este es el proceso que tiene lugar en el condensador de un sistema de refrigeración mecánica.

RELACION DE COMPRESION.

A la relación entre la presión de compresión y la presión de evaporación se le denomina, relación de compresión. En cuanto la relación aumenta, la potencia necesaria aumentará con un aumento en las pérdidas por fricción y una disminución en la eficiencia del compresor.

TEMPERATURA DE SATURACION.

Por lo general los refrigerantes existen para las temperaturas normales en forma gaseosa, dado que sus correspondientes puntos de ebullición a la presión atmosférica se encuentran a temperaturas muy inferiores a 0°C . Pueden existir ya sea en forma líquida o gaseosa según sea la presión a la que se sometan.

Siempre que un refrigerante, ya sea en forma de líquido o de vapor, se encuentre en un sistema cerrado y manteniéndolo bajo ninguna influencia de presiones externas al sistema, el refrigerante tenderá a evaporarse o condensarse dependiendo del valor de la temperatura exterior, hasta que la temperatura del interior, que es la correspondiente a la presión de saturación, se iguale a la temperatura exterior, haciendo nula la transmisión de calor.

El refrigerante se condensará si existe una disminución en la temperatura exterior, y por lo contrario si ésta aumenta el refrigerante se evapora.

El refrigerante que existe como líquido a la presión y temperatura de saturación, recibe el nombre de refrigerante líquido saturado, si su temperatura es más baja a la de saturación, se le llama entonces refrigerante líquido subenfriado, ahora bien si existe como vapor a la presión y temperatura de saturación, recibe el nombre de vapor refrigerante saturado, si su temperatura es superior a la de saturación de vapor, se le llama entonces vapor refrigerante sobrecalentado. Cuando existe en algún refrigerante, una parte en forma líquida y la otra en forma de vapor a la temperatura de saturación, entonces se define su calidad como la proporción de la masa de vapor a la masa total.

MISCIBILIDAD DE REFRIGERANTES CON ACEITES LUBRICANTES

A la capacidad de un refrigerante líquido para mezclarse con el aceite lubricante, se le llama miscibilidad, y comúnmente se dice que el refrigerante es miscible con aceite. Existen refrigerantes que tienen miscibilidad y otros que no, los refrigerantes FREON son miscibles, el FREON-22 y el FREON-502 son malos solubles en aceite que el FREON-12.

Debido a que el aceite que circula en un sistema de refrigeración puede ser expuesto tanto a muy altas como a muy bajas temperaturas, la lubricación es crítica bajo estas condiciones, por lo cual únicamente pueden usarse aceites altamente refinados y especialmente preparados para la refrigeración.

El aceite Texaco Capella 8, así como el Suniso 2Gs, han sido usados por muchos años con resultados satisfactorios, debido a que son completamente compatibles si se mezclan, ambos se han utilizado en muchos sistemas de refrigeración sin aparecer efectos adversos. Son adecuados para sistemas de alta y baja temperatura.

En general, los aceites con base nafténica son más solubles en refrigerantes que los aceites con base parafínica. Sin embargo, para muy bajas temperaturas, aún los aceites de base nafténica pierden solubilidad y se separan del refrigerante.

Para un sistema de refrigeración bien diseñado, el retorno de aceite al compresor es raramente un problema. En la tubería de succión debe de tener el gas refrigerante la suficiente velocidad para barrer el aceite, si dicha velocidad no es suficientemente alta, el aceite se estacionará en la parte inferior de los tubos disminuyendo la transmisión del calor y causando una falta de aceite en el compresor.

Para determinar el rendimiento de operación de un sistema de refrigeración, se necesita una información muy exacta y precisa sobre las diversas propiedades de los refrigerantes para cualquier temperatura y presión. Por lo general la presión, temperatura, volumen específico, densidad, entalpía y la entropía son propiedades de los refrigerantes y se encuentran en las llamadas tablas de propiedades termodinámicas.

No solo las propiedades antes mencionadas son consideradas para la selección de un cierto refrigerante, también se deben tener en cuenta las siguientes: su estabilidad química, su solubilidad en agua, su toxicidad, su inflamabilidad, su olor, su costo y disponibilidad.

CAPITULO III

III-1 EL CICLO DE REFRIGERACION MECANICA.

El proceso de refrigeración mecánica por compresión de vapor del gas refrigerante tiene una aplicación industrial y comercial amplia. Aunque exclusivamente se utiliza en las instalaciones frigoríficas de pequeño caballaje.

La refrigeración sin interrupción es el objetivo de este proceso de refrigeración mecánica, y se logra obtener dado que sus componentes característicos hacen posible crear un ciclo de refrigeración mecánica.

Los componentes normales de este sistema de refrigeración son los siguientes; válvula de expansión, evaporador, compresor, condensador, deshidratador y depósito de líquido, para lograr el ciclo de refrigeración es necesario la interconexión de todos estos componentes, la cual se realiza por medio de tuberías. Las tuberías se encargan de conducir el refrigerante ya sea en estado líquido o de vapor, denominándose línea de alta presión y línea de baja presión respectivamente, las cuales corresponden a la descarga y succión del compresor utilizado.

El refrigerante utilizado en el ciclo es el medio de transporte para mover el calor existente en el evaporador hacia el condensador. El calor existente en el evaporador ha sido absorbido del espacio o producto refrigerado.

El cambio de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y disipar grandes cantidades de calor en forma eficiente.

El calor que ha sido absorbido en el lado de baja presión del sistema de refrigeración, es disipado en el lado de alta presión, es el total que se obtiene al sumar el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador y el calor de compresión o calor agregado que es transferido al refrigerante en el compresor, por la transformación de energía mecánica en calor, el cual se debe de sechar en el condensador.

El ciclo de refrigeración mecánica se inicia cuando el refrigerante líquido a alta presión y alta temperatura es suministrado al depósito de líquido, conducido a través de la tubería de líquido pasa por el deshidratador hacia la válvula de expansión, siendo ésta el instrumento de control que separa el lado de alta presión del lado de baja presión. La válvula de expansión controla la alimentación del refrigerante líquido al evaporador, por medio de un orificio reduce la presión del refrigerante a la presión de evaporación o baja presión, esta reducción de presión provoca que el refrigerante líquido hierva hasta obtener su temperatura de saturación correspondiente a la presión de evaporación existente, la ebullición del refrigerante continúa al pasar a través de las tuberías del evaporador donde absorbe calor hasta que quede totalmente vaporizado, ganándole calor al ambiente refrigerado y por lo tanto enfriándolo.

El refrigerante vaporizado es conducido de la salida del evaporador por la tubería de succión hasta la entrada del compresor. En el compresor se comprime vapor de baja presión, aumentando con esto tanto su presión y temperatura hasta obtener vapor sobrecalentado a alta presión, posteriormente saldrá fuera del compresor hacia el condensador, donde al ir pasando a través del condensador el vapor a alta presión es enfriado por un medio externo que la del refrigerante vaporizado, el enfriamiento continúa hasta que el refrigerante alcance su temperatura de saturación correspondiente a su alta presión, mientras el refrigerante empieza a condensar, fluyendo para su almacenamiento al depósito de líquido acabándose con esto el ciclo de refrigeración mecánica por compresión de vapor del refrigerante.

III-2 REPRESENTACION GRAFICA DEL CICLO DE REFRIGERACION MECANICA.

En la figura 1 se muestra esquemáticamente un ciclo simple de refrigeración mecánica por compresión de vapor.

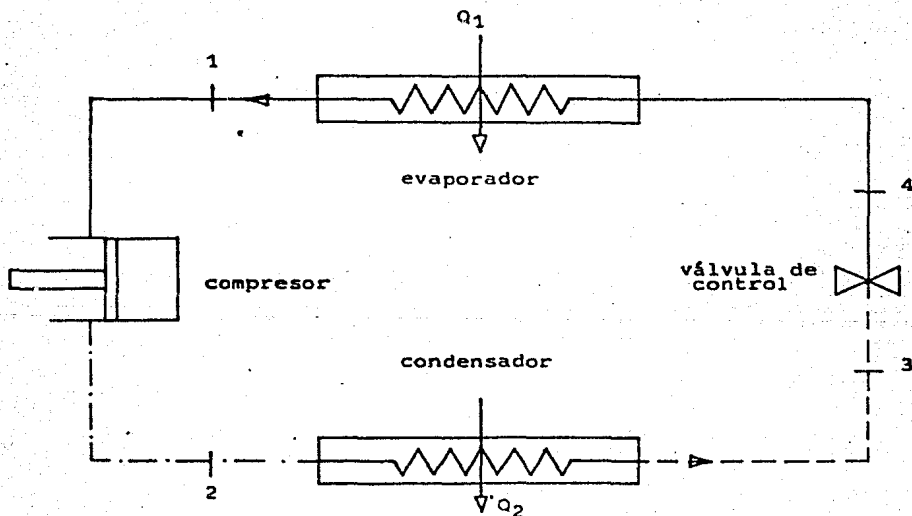


FIGURA 1

La información que nos proporciona la representación esquemática anterior es; el sentido que sigue el ciclo, el lugar ocupado por cada uno de sus componentes, los diferentes estados físicos a los que es sometido el refrigerante y la ubicación de la transferencia de calor que ocurre en el ciclo.

A continuación se describe la información que se obtiene en base a la simbología utilizada en la figura 1.

INFORMACION QUE SE OBTIENE DE LA FIGURA 1

SIMBOLOGIA	DESCRIPCION
1	Vapor a baja presión
2	Vapor a alta presión
3	Líquido a alta presión
4	Mezcla de líquido y vapor a baja presión
Q_1	Calor transmitido al refrigerante del espacio por refrigerar.
Q_2	Calor transmitido del refrigerante al aire del ambiente.
-----	Tubería de líquido (alta presión)
—————	Tubería de succión (baja presión)
-.-.-.-.-	Tubería de descarga (alta presión)

Los diagramas mas utilizados en la ingeniería de la refrigeración son; el diagrama "T-s" (temperatura-entropía), y el diagrama "P-h" (presión-entalpía), ambos son utilizados para la representación y explicación de los diferentes procesos que constituyen un ciclo de refrigeración.

La figura 2 nos representa las formas típicas de estos diagramas.

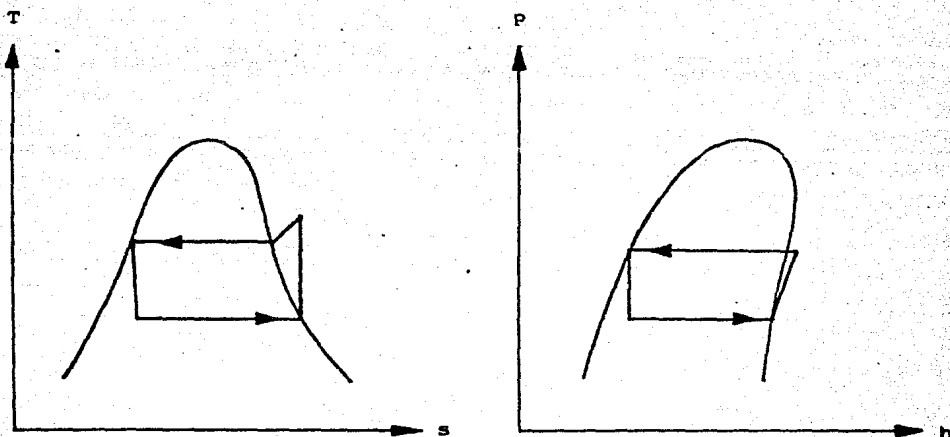


FIGURA 2

Refiriéndonos a los puntos; 1,2,3 y 4 de la figura 1, que representan los estados físicos del refrigerante utilizado en el ciclo de refrigeración, ahora son representados en las figuras 3 y 4 respectivamente.

La figura 3 muestra un diagrama "T-s", y la figura 4 muestra un diagrama "P-h", en ambos diagramas se trazó el ciclo de refrigeración mecánica por compresión de vapor, las flechas sobre el trazo correspondiente nos dan el sentido que sigue el ciclo. En estos diagramas se considera que el vapor del refrigerante sale del evaporador y entra al compresor saturado, al igual que el refrigerante líquido que sale del condensador y entra saturado a la válvula de expansión.

Un ciclo ideal de refrigeración mecánica por compresión del vapor puede considerarse como una modificación del Ciclo de Carnot.

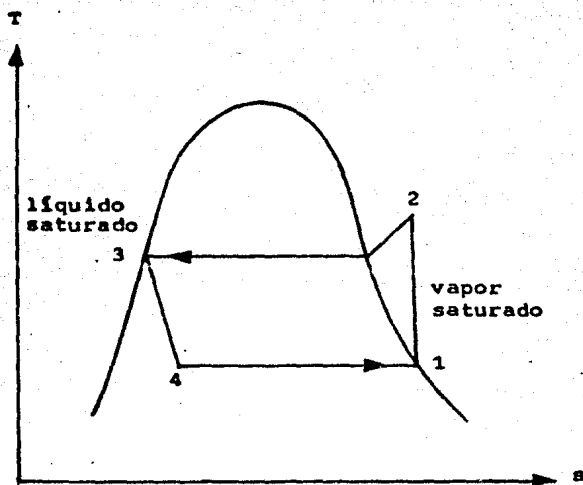


FIGURA 3

El empleo del diagrama temperatura-entropía para analizar el ciclo de refrigeración no es tan preferente. Mas sin embargo la principal ventaja del diagrama T-s es que las áreas mostradas en la gráfica representan cantidades del calor real, es decir las áreas correspondientes nos representarán; la energía calorífica equivalente del trabajo de compresión adiabática, el efecto de refrigeración o bien el calor entregado en el condensador."

INFORMACION QUE SE OBTIENE DE LA FIGURA 3

PROCESO	DESCRIPCION
1-2	Compresión adiabática irreversible.
2-3	Condensación isobárica e isotérmica en el condensador reversible.
3-4	Expansión adiabática irreversible en el control del refrigerante.
4-1	Vaporización isobárica e isotérmica en el evaporador irreversible.

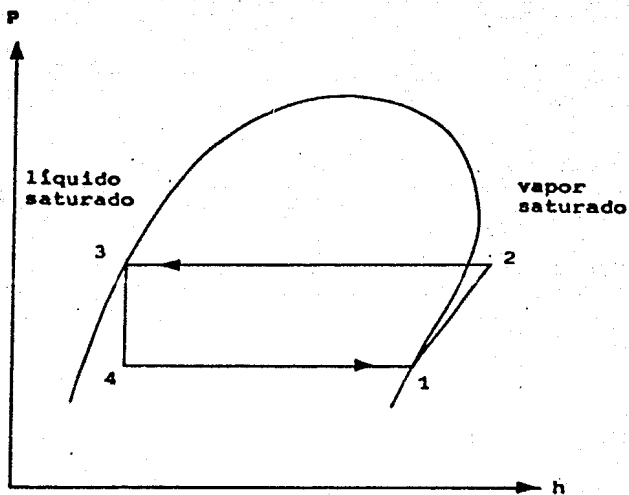


FIGURA 4

Un punto en la gráfica P-h, representa la condición del refrigerante en un estado termodinámico particular, este puede localizarse si se conocen dos propiedades cualesquiera del refrigerante en ese estado. Una vez que se ha localizado dicho punto correspondiente a un estado termodinámico sobre la gráfica, todas las demás propiedades del refrigerante se pueden determinar directamente de la gráfica.

INFORMACION QUE SE OBTIENE DE LA FIGURA 4

PROCESO	DESCRIPCION
1-2	Compresión adiabática irreversible.
2-3	Condensación isobárica e isotérmica en el condensador reversible.
3-4	Expansión adiabática irreversible en el control del refrigerante.
4-1	Vaporización isobárica e isotérmica en el <u>evaporador</u> irreversible

La gráfica P-h, se divide en tres áreas separadas entre si por las curvas del líquido y vapor saturado. El área a la izquierda de la curva de líquido saturado, se le llama región subenfriada, para cualquier punto dentro de esta región el refrigerante se encuentra en estado líquido y su temperatura es inferior a la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

Cerca de la línea de líquido saturado, la mezcla existente de líquido-vapor es fundamentalmente líquido.

El área a la derecha de la curva de vapor saturado, se le llama región sobrecalentada y en esta región el refrigerante se encuentra en la forma de un vapor sobrecalentado.

El área central de la gráfica, que se encuentra entre las curvas de líquido saturado y vapor saturado, viene a representar el cambio de fase del refrigerante entre los estados de líquido o vapor. En cualquier punto en esta área el refrigerante será una mezcla de líquido y vapor.

Los valores de cualquiera de las diferentes propiedades del refrigerante, que son importantes en el ciclo de refrigeración, pueden leerse en forma directa en el diagrama P-h desde cualquier punto de donde podrá obtenerse el valor de alguna propiedad que resulte ser muy importante para el proceso en cuestión.

Ahora en la figura 5 se ubican los puntos representados en las figuras 1, 3 y 4, en ella se representa un diagrama de flujo de un proceso de refrigeración mecánica, conteniendo los componentes básicos para lograr un ciclo de refrigeración.

La nueva ubicación permite un mejor entendimiento, tanto de los procesos termodinámicos que se realizan en el ciclo como las funciones mismas de cada uno de los componentes. Aún a pesar de que hasta ahora se ha estado tratando un proceso de refrigeración ideal, los conceptos que se logran obtener, así como los valores de los procesos termodinámicos involucrados, no están tan lejos de la realidad.

Posteriormente se tratarán las diferencias entre los procesos de refrigeración reales e ideales.

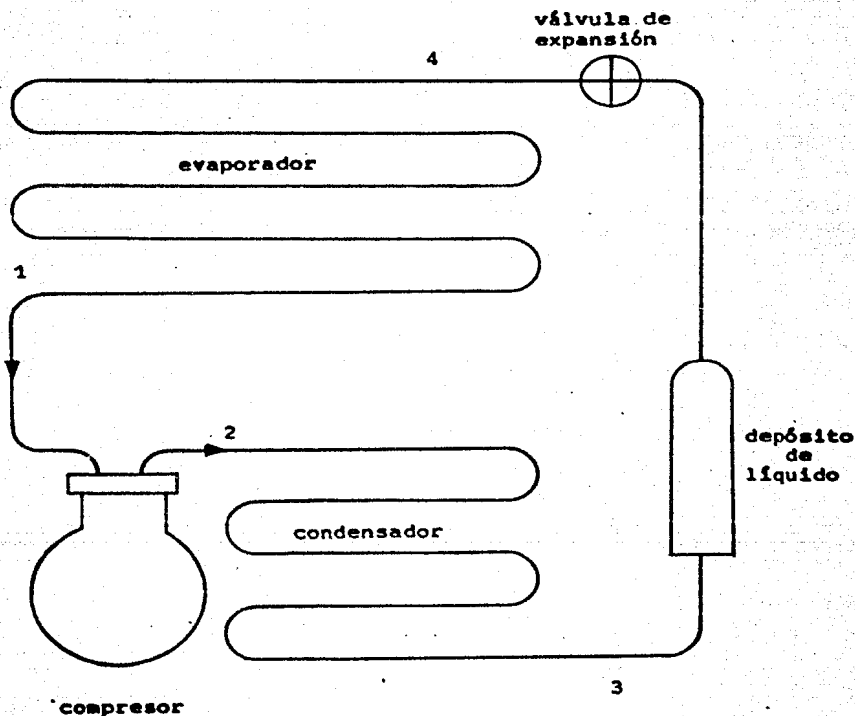


FIGURA 5

Dado que el diagrama P-h tiene una mayor aceptación y utilidad en lo que se refiere a la representación de los procesos de refrigeración, se volverá a mostrar en el diagrama P-h de la figura 6 el ciclo saturado simple con el fin de poder visualizar la información que se puede obtener del diagrama, la cual se compone para cada punto representativo del ciclo de; propiedades termodinámicas y de conceptos relacionados con los procesos termodinámicos.

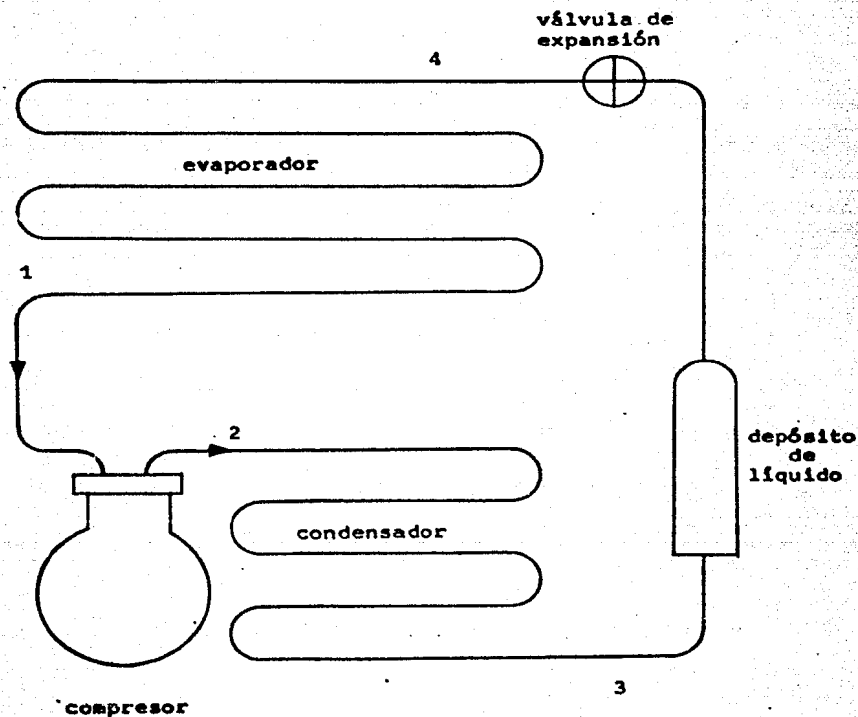


FIGURA 5

Dado que el diagrama P-h tiene una mayor aceptación y utilidad en lo que se refiere a la representación de los procesos de refrigeración, se volverá a mostrar en el diagrama P-h de la figura 6 el ciclo saturado simple con el fin de poder visualizar la información que se puede obtener del diagrama, la cual se compone para cada punto representativo del ciclo de; propiedades termodinámicas y de conceptos relacionados con los procesos termodinámicos.

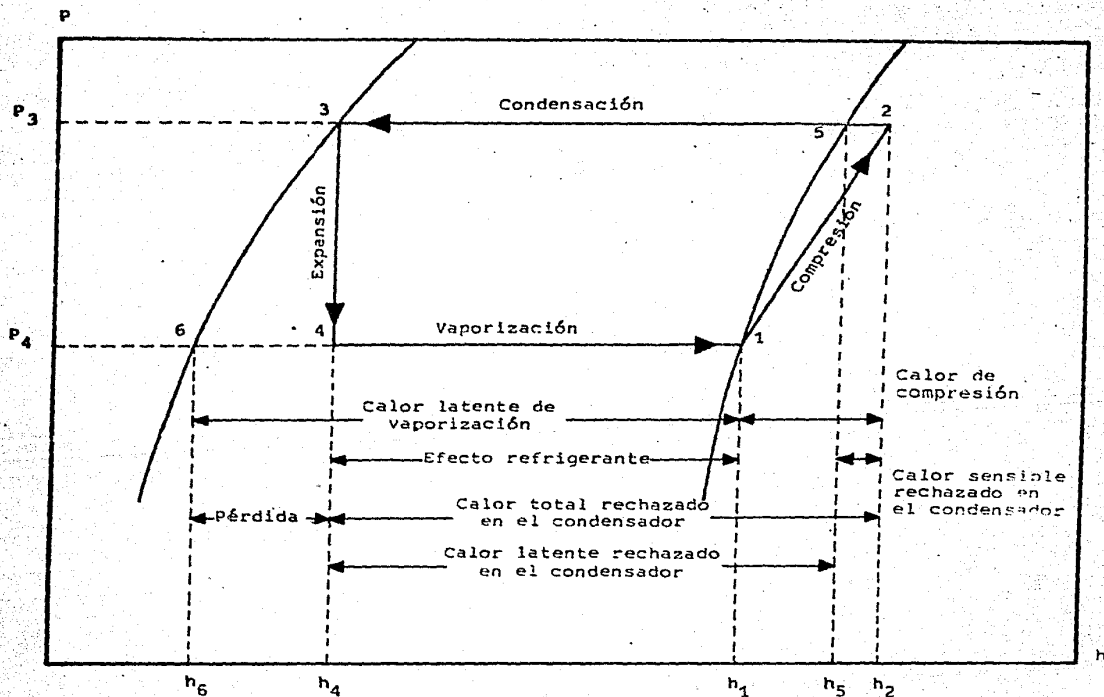


FIGURA 6

A continuación se describen los procesos termodinámicos que se llevan a cabo dentro del ciclo de refrigeración de la figura 6.

EXPANSION

Este proceso se realiza en la válvula de expansión, en donde la presión del refrigerante líquido es reducida desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación requerida.

Es un proceso de expansión adiabática. Debido a que la energía cinética no tiene un incremento sensible a través de la válvula de expansión, se puede considerar un proceso isentálpico, siendo además un proceso donde no se produce ningún trabajo, del diagrama P-h se obtiene $h_3 = h_4$.

EVAPORACION

Este proceso se realiza en el evaporador, donde el refrigerante líquido que entra cambia a vapor conforme absorbe calor del espacio por refrigerar.

Debido a que este proceso se realiza a presión y temperatura constante, se define como un proceso isotérmico e isobárico.

El calor que ha absorbido el refrigerante en el evaporador - incrementa su entalpía, este calor se cuantifica al obtener la diferencia de entalpías entre los puntos 1 y 4, la cual recibe el nombre de efecto de refrigeración, matemáticamente:

$$Q_1 = h_1 - h_4$$

COMPRESION

Este proceso se realiza en el compresor, en él se incrementa la presión de vapor debido a la compresión desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación.

Para el ciclo teórico se supone como un proceso adiabático, irreversible, y se le llama compresión "adiabática-no fricción" ó compresión "entropía-constante".

Se genera en este proceso calor llamado de compresión, que incrementa la entalpía del vapor refrigerante, este calor de compresión se calcula por:

$$Q_c = h_2 - h_1$$

Como resultado de la absorción del calor de compresión, el vapor descargado por el compresor estará sobrecalentado.

CONDENSACION

Este proceso se realiza en el condensador a medida que el vapor caliente descargado del compresor disipa su calor total al agente empleado como enfriador en el condensador, disminuyendo su temperatura desde la temperatura de descarga hasta la del agente condensante.

El calor disipado en el condensador es la suma del calor que se absorbió en el evaporador y del calor equivalente al trabajo suministrado por el compresor, se calcula por:

$$Q_2 = Q_1 + Q_c = h_2 - h_3$$

III-3 FUNCIONES Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN EL CICLO DE REFRIGERACION MECANICA

EVAPORADOR

El evaporador forma parte del lado de baja presión del sistema de refrigeración, proporciona la superficie necesaria para la transferencia de calor, en la cual el refrigerante líquido se evapora absorbiendo calor del espacio por refrigerar a medida que se convierte en vapor, logrando así el objetivo del proceso de refrigeración mecánica por compresión del vapor refrigerante.

Los evaporadores son actualmente fabricados en una gran variedad de formas características para satisfacer las demandas especficas de cada aplicación.

Los evaporadores pueden ser clasificados por muchas formas, sin embargo la clasificación básica es de acuerdo al método de circulación del refrigerante, es en:

1. Evaporadores de inmersión o inundados.
2. Evaporadores de inyección intermitente de refrigerante líquido o de expansión seca.

Para cualquiera de estos dos tipos, la rapidez con que se alimente el refrigerante líquido al evaporador depende de la rapidez de vaporación, aumenta o disminuye al hacerlo respectivamente la carga de calor sobre el evaporador.

La eficiencia para el evaporador de expansión seca será máxima cuando la carga de calor sobre el evaporador es mayor.

Los evaporadores de expansión seca son los comunmente utilizados en la refrigeración comercial, son evaporadores de convección forzada, esencialmente son serpentines con aletas dentro de una cubierta metálica y equipados con uno o más ventiladores para forzar la circulación del aire sobre las superficies exteriores de los tubos que constituyen los serpentines.

Las aletas que estan fuertemente adheridas a los tubos tienen una separación adecuada entre ellas, logran aumentar la superficie útil de absorción de calor en un 100% a 200% por metro lineal de tubo.

Unas de las principales ventajas de los evaporadores de convección forzada son:

1. Por su reducido tamaño los hace útiles, en las cámaras frigoríficas de pequeñas dimensiones aumentando su capacidad de almacenamiento.
2. Uniformidad de temperatura en la cámara frigorífica debido a la rápida circulación del aire en todos los rincones de la misma.
3. Facilidad de instalación.

La alimentación del refrigerante se hace directamente a su serpentín por medio de un dispositivo de control (válvula de expansión automática, termostática o manual), la cantidad de refrigerante líquido inyectado por la válvula de expansión es igual a la del vapor que puede succionar al compresor dentro del régimen de presiones y temperaturas establecido, y entra al evaporador -

solamente la cantidad necesaria para mantener suficientemente húmeda la superficie interior de los tubos del serpentín o serpentines. La principal ventaja de esta alimentación es que se requiere el mínimo posible de la cantidad total de refrigerante en el sistema, siendo más económico que los evaporadores inundados.

El proceso que se realiza en el evaporador es el siguiente:

El refrigerante líquido a alta presión se precipita a través de la válvula de expansión en forma pulverizada y en pequeñas cantidades intermitentes. La cantidad de líquido que pasará en cada intermitencia depende de la regulación previa que se le haya dado a la válvula de expansión, el período de las intermitencias será regulado por el régimen de temperatura o presión creado en el evaporador por la ebullición de las cantidades de refrigerante líquido inyectado. La cantidad de líquido que ha entrado al evaporador se pone en contacto con las paredes del mismo que estarán a una temperatura superior a la de ebullición del refrigerante líquido (determinada por la presión de succión), absorberá calor del ambiente que rodea al evaporador entrado en ebullición y desprendiendo vapores fríos, que al mezclarse con el refrigerante líquido pulverizado forman una mezcla muy parecida a la niebla, que humedecerá las paredes interiores de los tubos que constituyen el evaporador. La porción de vapor de la mezcla va aumentando en proporción a la ebullición de las nuevas partículas de líquido que recorrerán todo el circuito del evaporador hasta dejar fría toda su superficie, así al final del recorrido por el evaporador se tendrá solo vapor saturado seco, si este vapor saturado sigue absorbiendo calor ya sea del espacio refrigerado ó de otro ambiente, llegará al compresor como vapor sobrecalentado.

La velocidad del refrigerante en el interior del evaporador de expansión seca debe ser la suficiente para asegurar el proceso de ebullición adecuado, no debe sobrepasar cierto límite para evitar rozamientos del refrigerante líquido con las paredes interiores de los tubos del serpentín.

Cuando el evaporador es pequeño podrá haber únicamente un circuito continuo en el serpentín, pero a medida que su tamaño aumenta, existe un incremento de caída de presión a través del circuito que obviamente será cada vez más largo, lo cual hace necesario dividir el evaporador en varios circuitos individuales. Los diversos circuitos se alimentan, normalmente a través de un distribuidor que iguala la alimentación a cada circuito con el fin de mantener elevada la eficiencia del evaporador. Se debe considerar que es necesaria una cierta cantidad de caída de presión suficiente para asegurar velocidades de refrigerante lo bastante elevadas para tener un ritmo aceptable de transferencia de calor y un buen retorno de aceite.

El problema del retorno de aceite se puede aminorar, en los evaporadores que tienen la entrada del refrigerante líquido en la parte inferior (donde se conectará la válvula de expansión), y la aspiración a la salida en la parte superior. En estos el aceite mezclado con el refrigerante forma una gran cantidad de burbujas a causa de la ebullición de éste, que son arrastradas junto con los vapores del refrigerante en el sentido de la circulación, y aunque el aceite permanece más tiempo dentro del evaporador, la mayor parte vuelve al compresor.

Este sistema permite al evaporador trabajar casi siempre lleno de líquido, y su rendimiento es mucho mayor dado que la transmisión de calor es mejor entre el tubo y el líquido en ebullición.

La capacidad de todo evaporador se define como la rapidez con que pasa calor a través de sus paredes del espacio o producto refrigerado, generalmente se expresa en Kcal/hr.

Cuando se selecciona de acuerdo a ciertas condiciones de diseño un determinado evaporador, este debe tener suficiente capacidad para:

1. Lograr la transferencia de calor necesaria para permitir la evaporación del refrigerante.
2. Absorber calor con rapidez.

La capacidad de un evaporador es afectada por los siguientes factores:

- a. Area superficial o tamaño del evaporador.
- b. Diferencia de temperatura entre el refrigerante que se evapora y el medio que se está refrigerando.
- c. Velocidad del refrigerante en los tubos del evaporador (a mayor velocidad mayor transferencia de calor).
- d. Velocidad y flujo sobre la superficie del evaporador del medio que se está refrigerando.
- e. Material utilizado en su construcción.
- f. Del funcionamiento a temperaturas inferiores al punto de congelación provocará en las aletas del evaporador escarcha, que en los evaporadores de tiro forzado reducirá el flujo de aire, ocasionando una disminución en la transferencia de calor.
- g. Del punto de saturación del aire que se recircula, dado que si la temperatura del evaporador se encuentra por debajo del punto de saturación del aire, entonces tendrá lugar una transferencia conjunta de calor latente y calor sensible.

La selección de un evaporador para una cámara frigorífica, se hace al considerar los siguientes datos:

- 1. El número de Kcal/hr a absorber.
- 2. Temperatura deseada.
- 3. Humedad relativa que se requiere.

La caída de presión que hay en el evaporador motiva una pérdida en la capacidad del proceso de refrigeración.

Para los evaporadores utilizados en aplicaciones de media y alta temperatura una caída de presión a través de ellos de 0.07 a 0.14 Kg/cm² y para los evaporadores de baja temperatura de 0.04 a 0.07 Kg/cm², constituyen en ambos casos rangos aceptables.

COMPRESOR

El compresor tiene dos funciones dentro del ciclo de refrigeración por compresión. La primera es succionar el vapor refrigeran

te y a la vez reducir la presión en el evaporador tanto como sea posible, para mantener la temperatura de evaporación deseada, la segunda función es elevar la presión del vapor refrigerante lo su ficiente para obtener una temperatura de saturación superior a la temperatura del medio de enfriamiento disponible para la condensa ción del vapor refrigerante.

Hay tres tipos de compresores; reciprocantes, rotativos y los centrífugos. Los compresores reciprocantes son los que se utili zan ampliamente en la refrigeración mecánica, tanto industrial co mo comercial, razón por la cual nos dedicaremos exclusivamente a ellos.

El compresor reciprocante presenta las siguientes característi cas:

1. Por la acción de un cigüeñal sus pistones realizan carre ras alternas de succión y compresión dentro de un cilindro provisto con válvulas de succión y descarga.
2. Son adecuados para volúmenes de refrigerantes con un des plazamiento reducido.
3. Son muy eficaces a presiones de condensación elevadas y para altas relaciones de compresión.
4. Adaptabilidad a diferentes refrigerantes.
5. Durabilidad.
6. Sencillez en su diseño y un costo relativamente bajo.

Se pueden clasificar en; compresores tipo abierto, compresores semi-herméticos y compresores herméticos. Los del tipo abierto y los semi-herméticos son aplicables para grandes potencias. Para las pequeñas potencias, se prefieren los herméticos, los cua les son muy utilizados en la refrigeración mecánica doméstica.

COMPRESOR TIPO ABIERTO

Son los primeros modelos de compresores para la refrigeración mecánica.

Sus componentes característicos son; cilindros fijos, pistones, cigüeñal, bielas, plato de válvulas y cuerpo.

El cigüeñal se extiende a través del cuerpo hacia afuera para poder ser accionado por una fuerza motriz externa.

En los países que utilizan una refrigeración mecánica con una avanzada tecnología, el compresor tipo abierto ha sido remplazado por el compresor semi-hermético en la mayoría de las aplicaciones requeridas.

La industria de la refrigeración en nuestro país, en general tiene una dependencia tecnológica y un atraso muy marcado. Se si que utilizando en la refrigeración mecánica comercial el compre sor abierto, esta utilización obedece no solo a la tendencia cos tumbrista y preferencial de las grandes cadenas de tiendas de autoservicio, sino también a la existencia en el mercado de tan solo compresores abiertos. En el país hay solo dos marcas que fa bri can este tipo de compresor abierto y solo una de ellas que fa bri ca compresores semi-herméticos.

Hay que reconocer que el uso costumbrista de estos compresores, se debe a factores como; fácil reparación, menor costo de opera ción y mantenimiento, existencia de refacciones y fácil instala ción.

Existen en el mercado compresores abiertos para refrigeración en un amplio rango de selección, desde 1/4 HP hasta 25 HP, amplio rango de velocidades, amplio surtido de refacciones y una extensa variedad de modelos para FREON 12, 22 y 502, con aplicación en alta, media y baja temperatura. Es decir esa tendencia costumbris ta tiene en lo mencionado anteriormente una base sólida de su ra zón de ser.

COMPRESOR SEMI-HERMETICO

En estos el compresor es accionado por un motor eléctrico mon tado directamente en el cigüeñal del compresor, todas sus partes tanto del motor como del compresor están herméticamente selladas en el interior de una cubierta común.

Se eliminan los trastornos del sello, los motores pueden calcu lar se específicamente para la carga que han de accionar, y el dí seño es compacto, económico y eficiente.

Si bien es cierto que los compresores semi-herméticos tienen una gama de ventajas que los coloca en un lugar muy por encima de los compresores abiertos, y casi los han desplazado en aplicaciones que requieren un rango de potencias de $1/2$ a $1\ 1/2$ HP.

Los fabricantes mexicanos no ofrecen un amplio rango de selección para capacidades mayores, mas bien ofrecen un rango raquítico, ya que solo hay de 7.5, 10 y 15 HP.

En general son mejores, pero no tienen mucha demanda en la refrigeración comercial; por ser un producto nuevo, porque requieren más equipo accesorio, no existe una gran variedad de modelos, hay muy poco personal técnico que tenga conocimientos aceptables sobre su funcionamiento, reparación e instalación.

El funcionamiento del compresor recíprocante se describe a continuación:

Cuando el pistón se mueve hacia abajo en la carrera de succión se reduce la presión en el cilindro hasta que la presión sea menor a la de la línea de succión del compresor, por la diferencia de presiones se motiva la apertura de las válvulas de succión y el vapor refrigerante fluye hacia el interior del cilindro.

Al terminarse la carrera de succión empieza la carrera de compresión, creándose una presión que cierra las válvulas de succión. La presión en el cilindro continúa elevándose conforme el pistón comprime al vapor atrapado en el cilindro. Hasta que la presión del cilindro exceda a la presión existente en la línea de descarga del compresor, con lo cual las válvulas de descarga se abren y el vapor comprimido fluya a través de la tubería de descarga.

Cuando el pistón inicia de nuevo su carrera de succión, ocasiona una nueva reducción de la presión que permite el cierre de las válvulas de descarga, dada la elevada presión de la línea de descarga y se inicia un nuevo ciclo.

A cada revolución del cigüeñal le corresponde una carrera de succión y otra de compresión.

El desplazamiento de un compresor recíprocante es el volumen desplazado por sus pistones, generalmente se expresa en metros

cúbicos por hora. Se puede calcular aplicando la siguiente expresión:

$$MCH = \frac{\pi \times D^2 \times L \times RPM \times N}{4 \times 10^6} = v_p$$

La descripción de la simbología es:

MCH = metros cúbicos por hora

= 3.1416

D = diámetro del cilindro en centímetros.

L = largo de la carrera en centímetros.

N = número de cilindros.

RPM = revoluciones por minuto.

La relación entre el desplazamiento real y el desplazamiento del pistón se le llama eficiencia volumétrica total o real del compresor. El volumen real del vapor succionado por unidad de tiempo de la tubería de succión, es el desplazamiento real del compresor, por lo consiguiente:

$$Ev = \frac{v_a}{v_p}$$

donde:

Ev = eficiencia volumétrica total (%)

v_a = volumen real del vapor succionado y comprimido en la unidad de tiempo.

v_p = desplazamiento del pistón del compresor.

Los factores que a continuación se mencionan modifican la eficiencia volumétrica total:

1. El calor del compresor.
2. Estrangulamiento en las válvulas
3. Calentamiento en el cilindro.
4. Fugas por el pistón y válvulas.

La combinación de todos estos factores provoca un efecto en la eficiencia volumétrica que varía con el diseño del compresor y el refrigerante utilizado. Tal combinación hace difícil predecir el valor de la eficiencia volumétrica matemáticamente, sin embargo pruebas de laboratorio indican que la eficiencia volumétrica de cualquier compresor es principalmente función de la relación de compresión, y para una relación de compresión ésta puede de manera práctica permanecer constante, independientemente del rango de operación.

Se llama relación de compresión a la relación entre la presión absoluta de succión y la presión absoluta de la descarga, se expresa en la forma siguiente:

$$R = \frac{\text{Presión absoluta en la descarga}}{\text{Presión absoluta en la succión}}$$

Para asegurar una continua lubricación, siempre se debe mantener un adecuado suministro de aceite al cárter. El nivel de aceite normal deberá mantenerse en el centro del vidrio visor o ligeramente arriba.

Los datos referentes a la capacidad del compresor los facilita el fabricante para cada modelo y refrigerante utilizado.

Estos datos pueden ofrecerse ya sea en forma de curvas o de tablas, en las cuales se indica la capacidad en kilocalorías por hora (BTU por hora), a diversas temperaturas de succión y de descarga.

Para la selección de un compresor para una aplicación específica, se necesitan determinar los siguientes datos:

1. La capacidad refrigerante requerida.
2. La temperatura de succión saturada de diseño.
3. La temperatura de descarga saturada de diseño.

La selección de unidades condensadoras prácticamente es la misma que se utiliza en los compresores, debido a que la capacidad de la unidad condensadora depende de la capacidad del compresor utilizado. Sin embargo la diferencia radica en que las capacidades de los compresores están basadas en las temperaturas de suc-

ción y descarga saturadas, las capacidades de las unidades condensadoras están basadas en la temperatura de succión y en la cantidad y temperatura del medio condensante. Para unidades condensadoras enfriadas por aire, sus capacidades son determinadas por la temperatura de succión y la temperatura del aire ambiental que -circula a través de su condensador empleado.

CONDENSADOR

Es un recipiente cerrado donde se verifica la condensación de los vapores del refrigerante producidos por la ebullición del mismo en el evaporador, aspirados y comprimidos por el compresor.

Su misión en el ciclo de refrigeración es ceder al ambiente, aire o agua de condensación todo el calor que contiene el vapor refrigerante sobrecalentado.

La transmisión de calor en el condensador consta de dos fases:

- a. Cesión del calor del vapor desde su alta temperatura de sobrecalentamiento hasta la temperatura de condensación.
- b. Cesión del calor latente de condensación a temperatura constante correspondiente a la presión de condensación.

Para que la transmisión de calor se verifique de una manera eficaz, es necesario que la temperatura de condensación este por encima de la del ambiente de condensación en unos 10°C a 17°C , a condiciones normales de diseño, sin embargo se emplean diferencias de temperatura superiores o inferiores en ciertas ocasiones para aplicaciones especiales. La temperatura de condensación debe ser a la que el vapor refrigerante se condensa, para convertirse de vapor a líquido. La temperatura de condensación y por consiguiente la presión de condensación están determinadas por la capacidad del condensador, por la temperatura del medio de enfriamiento y por el contenido de calor del vapor refrigerante descargado del compresor.

Existen tres tipos generales de condensadores; enfriados por aire, enfriados por agua y los evaporativos.

El de mayor uso es el condensador enfriado por aire, estos condensadores son fáciles de instalar, de mantenimiento barato, y no

tienen peligro de congelamiento en tiempo de frío, están disponibles en una gran variedad de diseños y capacidades para instalación horizontal y vertical. Algunos están diseñados con dos o más circuitos separados y pueden ser usados para dar servicio a diferentes sistemas de refrigeración. Sin embargo requieren de un suministro adecuado de aire fresco, también tienen el problema del ruido creado por la acción de sus ventiladores.

La capacidad de transferencia de calor de un condensador depende de varios factores:

1. Superficie del condensador.
2. Diferencia de temperatura entre el medio de enfriamiento y el vapor refrigerante.
3. Velocidad del vapor refrigerante en los tubos del condensador (a mayor velocidad mejor transferencia de calor y mayor capacidad).
4. Volumen de flujo del medio de enfriamiento a través del condensador. Para el caso del aire, la transferencia de calor aumenta con su velocidad y densidad.
5. El material con el que se ha construido el condensador.
6. Limpieza de la superficie de transferencia de calor, la suciedad, incrustación o corrosión, pueden reducir la transferencia de calor.

Las especificaciones de las capacidades de los condensadores se dan generalmente en Kcal/hr, para varias condiciones de operación, la selección de un condensador dependerá exclusivamente de la diferencia de temperatura entre el medio de enfriamiento y el vapor refrigerante, dado que la cantidad de aire que circulará sobre el condensador se fija de fábrica, ya que vienen equipados con sus ventiladores correspondientes.

Las unidades condensadoras enfriadas por aire se diseñan normalmente con un condensador que abarca una amplia gama de aplicaciones.

VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

La válvula de expansión termostática se utiliza para controlar el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador.

Las partes principales de la válvula de expansión termostática son; una aguja y asiento, fuelles o diafragma de presión, bulbo térmico remoto y un resorte de sobrecalentamiento cuya tensión se puede ajustar.

Las funciones principales de la válvula de expansión termostática, son las siguientes:

1. Dosificar el refrigerante líquido de modo que el flujo que entra al evaporador sea igual al que se evapora, para así evitar el regreso de refrigerante líquido al compresor.
2. Mantener una presión diferencial estable entre los lados de alta presión y baja presión del sistema de refrigeración, para obtener la evaporación del refrigerante en el régimen de presión y temperatura deseada y requerida.
3. Mantener un sobrecalentamiento a la salida del evaporador.

Debido a su alta eficiencia y fácil adaptación a cualquier tipo de aplicación en la refrigeración, su uso es el mayor en la actualidad. Es prácticamente adecuada para el control del refrigerante en sistemas que están sujetos a variaciones grandes y frecuentes en la carga de refrigeración.

La válvula controla el flujo de refrigerante por medio de la abertura de un orificio en ella. La variación de la abertura del orificio se obtiene según se requiera mediante un vástago y asiento del tipo aguja. El movimiento de la aguja es controlado por un diafragma sujeto a tres fuerzas. La fuerza de un resorte de sobrecalentamiento y la presión ejercida por el evaporador actúan en conjunto por debajo del diafragma que es en dirección del cierre del orificio de la válvula. Actuando en forma opuesta a estas dos fuerzas está la presión ejercida por la carga existente en el bulbo térmico, que para su correcta función y respuesta se coloca en el tubo de succión del evaporador.

El resorte de sobrecalentamiento tiene una presión fija establecida, que cerrará la válvula cuando la diferencia de presiones, entre la del bulbo térmico y la del evaporador, sea menor que ésta.

La válvula estará en equilibrio solamente cuando el grado de sobrecalentamiento del vapor refrigerante de la succión en donde está colocado el bulbo térmico sea exactamente la cantidad requerida para compensar la presión ejercida por el resorte.

Al existir un aumento en la temperatura del vapor refrigerante a la salida del evaporador, habrá un aumento en el sobrecalentamiento y en la presión ejercida por el bulbo térmico, siendo mayor que las presiones combinadas en el evaporador y resorte, y la válvula se abrirá ocasionando un mayor flujo de refrigerante.

Ahora al existir una disminución en la temperatura del vapor refrigerante a la salida del evaporador, también existe la disminución correspondiente en el sobrecalentamiento y la presión ejercida por el bulbo térmico disminuye siendo menor a la que resulte de la combinación de las presiones en el evaporador y resorte, y la válvula tenderá a cerrarse resultando un menor flujo de refrigerante a través de la válvula.

Para todos los casos, la cantidad de sobrecalentamiento necesario para lograr el equilibrio en la válvula de expansión termostática depende de la tensión que se tenga en el resorte de sobrecalentamiento. A mayor tensión mayor sobrecalentamiento y a menor tensión menor sobrecalentamiento.

Las válvulas de expansión termostática, son ajustadas de fábrica para un sobrecalentamiento de 7°C a 10°C . Este rango se mantendrá para todas las condiciones de carga, independientemente de la temperatura y presión que exista en el evaporador.

Al ser seleccionados correctamente para la carga correspondiente, tanto el evaporador como la válvula de expansión termostática,

se logrará obtener de la válvula una alimentación bastante estable en el punto de sobrecalentamiento deseado. Sin embargo si la válvula seleccionada es demasiado grande, ocasiona una alimentación de refrigerante no muy adecuada, resultando grandes fluctuaciones en la presión de succión del compresor.

El flujo de refrigerante a través del evaporador produce una determinada caída de presión. Si esta caída de presión es de alguna importancia, se precisará de un sobrecalentamiento superior para volver a establecer el equilibrio de las fuerzas que actúan sobre el diafragma de la válvula.

La utilización de las válvulas de expansión termostática con igualador externo es sumamente recomendado para compensar la caída de presión en el evaporador y permitir el uso de toda la superficie efectiva del evaporador.

El funcionamiento de la válvula con igualador externo, logra quedar sin la influencia de la caída de presión del evaporador, al introducir la presión de salida del evaporador bajo el diafragma de la válvula a través de un tubo de diámetro pequeño el cual es conectado a la tubería de succión adelante de donde está colocado el bulbo térmico, en vez de la presión de entrada del evaporador.

Las válvulas con igualador externo son recomendables siempre que la caída de presión a través del evaporador sea de 1 1/2 libras por pulgada cuadrada en aplicaciones de media temperatura, y de media libra por pulgada cuadrada en aplicaciones de baja temperatura. Las válvulas con igualador externo deberán emplearse cuando se utilice un distribuidor en la entrada del evaporador.

DESHIDRATADORES DE REFRIGERANTES

La humedad es el máximo enemigo de un sistema de refrigeración. El nivel de humedad debe ser mantenido al mínimo posible con el fin de evitar alteraciones al funcionamiento del sistema o el deterioro del compresor.

La humedad genera oxidación que al integrarse con el refrigerante FREON 12, este se hidroliza formando ácidos clorhídricos, los cuales aceleran la corrosión de los metales.

La humedad es muy fácil de ser adquirida por diferentes medios y situaciones. Aún con las más extremas precauciones, la humedad penetrará en un sistema en el momento de su mantenimiento. La presencia en el sistema de una cantidad de agua mayor que la que el refrigerante pueda disolver a la temperatura del evaporador, provoca la formación de cristales de hielo que obstruyen la válvula de expansión impidiendo la circulación del refrigerante.

A menos que el sistema sea evacuado a fondo 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.

Los deshidratadores, están constituidos por una envoltura rellena con un secante o agente de secado, provista de un filtro en cada extremo, o bien ser en forma de un bloque poroso.

Los deshidratadores se instalan en la línea de líquido, de modo que todo el refrigerante pasa a través de él cada vez que circula por el sistema.

En su mayoría están constituidos de modo que puedan desempeñar la doble función de filtro y secador.

Se utilizan muchos agentes de secado diferentes, aunque prácticamente son del tipo desechable o del tipo recambiable.

SEPARADORES DE ACEITE

Es un hecho que el aceite lubricante es un componente necesario de un sistema mecánico refrigerado, ya sea para proporcionar lubricación a las partes en movimiento o como un medio de transferencia de calor para los devanados del motor en los compresores herméticos y semiherméticos. Sin una lubricación adecuada, el - desbiele y la quemadura serán inevitables.

La existencia del aceite lubricante en otros componentes del sistema, tales como; válvula de expansión, evaporador, condensa-dor y depósito de líquido, de ninguna manera es necesario ni deseable, por lo cual es recomendable mantener el aceite en el compresor, mediante el uso de un separador de aceite.

La finalidad del diseño de todo separador de aceite es separar el aceite lubricante del vapor refrigerante y regresarlo al compresor.

Su uso es hoy imprescindible, debido a los nuevos diseños de los compresores tendientes a producir mayor efecto refrigerante con menor tamaño de equipo, y con esto las velocidades han aumentado considerablemente.

La operación de un separador de aceite depende del conjunto de los tres factores siguientes:

1. Reducción de la velocidad del vapor refrigerante.
2. Superficie de choque a la que se adhiere el aceite.
3. Cambio en la dirección del flujo de vapor.

Resumiendo, un separador de aceite cumple con los objetivos de seables siguientes:

- a. Asegura la lubricación adecuada del compresor.
- b. Reduce el nivel de ruido creado por pulsación.
- c. Permite que la válvula de expansión opere a un máximo de eficiencia.
- d. Asegura una continua y máxima transferencia de calor en el evaporador.

La instalación del separador de aceite debe ser en la línea de descarga y lo más cerca posible del compresor. Si es necesario colocarlo a más de 2.5 metros de distancia del compresor, es conveniente aislar la tubería de descarga para minimizar la pérdida de sobrecalentamiento en la mezcla vapor-aceite, dado que el separador de aceite es más eficiente cuando el vapor de descarga esta altamente sobrecalentado.

INDICADORES DE HUMEDAD Y DE LIQUIDO

Los indicadores de humedad han sido incorporados a los de líquido. El indicador de líquido se instala en la línea de líquido de todo sistema de refrigeración, permite al operario observar el flujo del refrigerante del sistema, las burbujas o espuma en el indicador de líquido muestran una escasez de refrigerante ó bién

una restricción en la línea de líquido. Por medio de ellos se puede determinar si el sistema está adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante.

Este deberá quedar instalado lo más cerca posible del depósito de líquido, pero suficientemente retirado de cualquier válvula utilizada para evitar que el efecto de la perturbación resultante no se vea en el vidrio.

El indicador de humedad proporciona una señal de aviso en el caso de que la humedad haya penetrado en el sistema, con lo que el deshidratador debe ser cambiado o bien se debe secar el sistema.

VALVULAS DE PASO MANUALES.

La función de las válvulas de paso manuales, es la de aislar partes del sistema de refrigeración, al cerrarse ésta completamente obstruye el flujo del refrigerante.

Su utilidad se ve reflejada cuando hay la necesidad de hacer reparaciones o mantenimiento al sistema de refrigeración.

VALVULAS SOLENOIDES

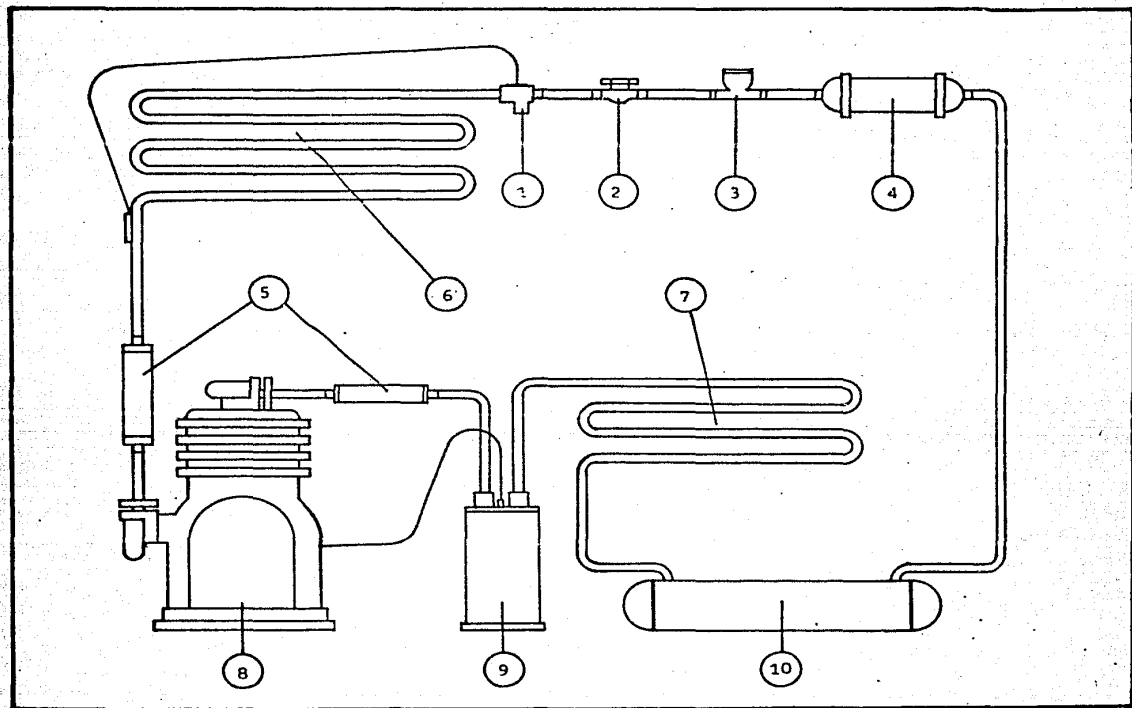
Es una válvula para el control del flujo del refrigerante operado eléctricamente. Esta no es una válvula modulada, sino que abre o cierra completamente. En la refrigeración las válvulas solenoides que se utilizan son; ya sea las normalmente cerradas o las normalmente abiertas, el estar abierta o cerrada depende del estado energético de su bobina eléctrica (solenoides), se cierra si su bobina se desenergiza y se abre cuando sucede lo contrario.

Las válvulas solenoides se utilizan comúnmente en las líneas de líquido o vapor caliente para detener el flujo del refrigerante.

ELIMINADORES DE VIBRACION

Se utilizan con el fin de evitar la transmisión de ruido y vibración procedente del compresor a través de las tuberías del sistema de refrigeración. Se instalan tanto en la línea de succión, como en la de descarga.

En la figura número 7 se representarán, en un ciclo de refrigeración, los principales componentes antes descritos.



Nombres correspondientes de los componentes presentados en la figura

1. Válvula de expansión termostática
2. Válvula de paso
3. Indicador de humedad y líquido
4. Deshidratador
5. Eliminadores de vibración
6. Evaporador
7. Condensador
8. Compresor
9. Separador de aceite
10. Depósito de líquido

III-4 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE PARA LOS PROCESOS EXISTENTES EN EL CICLO

Para el ciclo saturado simple de la figura 6, se obtendrán las características del refrigerante para los procesos correspondientes.

Para el proceso de evaporación (vaporización), el calor absorbido en el evaporador por unidad de masa de refrigerante circulada o efecto refrigerante, se calcula como:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (\text{Kcal/Kg}) \text{ ó } (\text{BTU/lb}) \quad \text{III-1}$$

Para el proceso de compresión, el trabajo (calor) de compresión por unidad de masa de refrigerante circulada, se calcula como:

$$q_w = h_2 - h_1 \quad (\text{Kcal/Kg}) \text{ ó } (\text{BTU/lb}) \quad \text{III-2}$$

El trabajo mecánico efectuado durante la compresión del refrigerante se calcula al utilizar "J" el equivalente mecánico del calor como:

$$w = J (h_2 - h_1) \quad (\text{m-Kg/Kg}) \text{ ó } (\text{ft-lb/lb}) \quad \text{III-3}$$

Para el proceso de condensación, el calor total cedido por el refrigerante en el condensador o bien el calor eliminado en el condensador por unidad de masa de refrigerante circulada, se calcula como:

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (\text{Kcal/Kg}) \text{ ó } (\text{BTU/lb}) \quad \text{III-4}$$

$$q_c = q_e + q_w \quad (\text{Kcal/Kg}) \text{ ó } (\text{BTU/lb}) \quad \text{III-5}$$

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica, la cual se define como el calor que absorberá del espacio refrigerado, depende de dos factores:

- De la masa del refrigerante que fluye por unidad de tiempo.
- Del efecto refrigerante por unidad de masa que circula.

Expresado matemáticamente se tiene:

$$Q_e = m q_e \quad \text{III-6}$$

donde Q_e = capacidad de refrigeración en Kcal/min ó BTU/min.

m = masa del refrigerante en circulación en Kg/min ó lb/min.

q_e = efecto refrigerante en Kcal/Kg ó BTU/lb

La masa de refrigerante que debe ser circulada por minuto por tonelada de capacidad de refrigeración, para ciertas condiciones dadas de operación, se obtiene al dividir 200 BTU/min (capacidad de enfriamiento equivalente a la fusión-hielo), entre el efecto refrigerante por unidad de masa a las condiciones dadas, es decir:

$$m = \frac{200 \text{ BTU/min-ton}}{q_e \text{ BTU/lb}} \text{ ó } \frac{50.4 \text{ Kcal/min-ton}}{q_e \text{ Kcal/Kg}} \quad \text{III-7}$$

El coeficiente de rendimiento de un ciclo de refrigeración que da definido como la relación del calor absorbido en el espacio refrigerado entre la energía suministrada al compresor, se calcula como:

$$\text{C.d.R.} = \frac{q_e}{q_w} \quad \text{III-8}$$

A continuación se determinarán las características del refrigerante FREON 12, para los procesos existentes en un ciclo saturado, en el cual la presión de evaporación es de 31.78 lb/in² A, y la correspondiente a la condensación de 139.33 lb/in² A.

Se consultan las tablas de propiedades termodinámicas del apéndice para FREON 12, referentes a líquido y vapor saturado, así como la de vapor sobrecalentado respectivamente.

EXPANSION PROCESO 3-4

PUNTO 3

$$P_3 = 139.33 \text{ lb/in}^2$$

$$v_3 = 78.228 \text{ lb/ft}^3$$

$$T_3 = 104^\circ\text{F}$$

$$h_3 = 32.067 \text{ BTU/lb}$$

$$v_3 = 0.012783 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$s_3 = 0.064916 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$$

Para determinar s_4 y v_4 , obtendremos la calidad existente en el punto 4 por medio de la siguiente expresión:

$$x = \frac{h_{f3} - h_{f4}}{h_{fg4}} = \frac{32.067 - 11.554}{67.203} = 0.305$$

Sustituyendo este valor en las siguientes ecuaciones se obtienen los correspondientes valores de las características antes mencionadas.

$$v_4 = v_{f4} + x v_{fg4}$$

$$v_4 = 0.011214 + 0.305 (1.216586) = 0.382272 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$s_4 = s_{f4} + x s_{fg4}$$

$$s_4 = 0.025786 + 0.305 (0.141864) = 0.069054 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$$

PUNTO 4

$$P_4 = 31.78 \text{ lb/in}^2$$

$$v_4 = 2.616 \text{ lb/ft}^3$$

$$T_4 = 14^\circ\text{F}$$

$$h_4 = 32.067 \text{ BTU/lb}$$

$$v_4 = 0.02212 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$s_4 = 0.069054 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$$

PUNTO 1

$$P_1 = 31.78 \text{ lb/in}^2$$

$$v_1 = 0.81449 \text{ lb/ft}^3$$

$$T_1 = 14 ^\circ\text{F}$$

$$h_1 = 78.757 \text{ BTU/lb}$$

$$v_1 = 1.2278 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$s_1 = 0.16765 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$$

Para determinar T_2 , v_2 , h_2 , s_2 , se emplean las tablas de vapor sobrecalentado, entrando a ellas con $P = 139.33 \text{ lb/in}^2$ A y $s_1 = s_2 = 0.16765 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$.

PUNTO 2

$$P_2 = 139.33 \text{ lb/in}^2$$

$$v_2 = 3.28688 \text{ lb/ft}^3$$

$$T_2 = 118 ^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 90.066 \text{ BTU/lb}$$

$$v_2 = 0.30424 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$s_2 = 0.16765 \text{ BTU/lb} - ^\circ\text{F}$$

El efecto refrigerante de la ecuación III-1.

$$q_e = 78.757 - 32.067 = 46.69 \text{ BTU/lb}$$

El calor de compresión de la ecuación III-2.

$$q_w = 90.066 - 78.757 = 11.309 \text{ BTU/lb}$$

El trabajo mecánico efectuado en la compresión de la ecuación III-3.

$$w = 778 (90.066 - 78.757) \frac{\text{ft} - \text{lb} - \text{BTU}}{\text{BTU} - \text{lb}}$$

$$= 8798.402 \frac{\text{ft} - \text{lb}}{\text{lb}}$$

El calor total rechazado en el condensador de la ecuación III-4.

$$q_c = 90.066 - 32.067 = 57.999 \text{ BTU/lb}$$

6

$$q_c = 46.69 + 11.309 = 57.999 \text{ BTU/lb} \text{ (de la ecuación III-5)}$$

Las libras de FREON 12 circulado por tonelada de refrigeración de la ecuación III-7

$$m = \frac{200}{46.69} = 4.284 \text{ lb/min} - \text{ton}$$

El coeficiente de rendimiento por la ecuación III-8.

$$\text{c.d.r.} = \frac{46.69}{11.309} = 4.13$$

Los ciclos reales de refrigeración divergen del ciclo saturado simple. En ellos se consideran factores, que el ciclo saturado simple no hace, se mencionan a continuación dichos factores; la caída de presión que tiene el fluido del refrigerante al paso por tuberías, evaporador, compresor, condensador, etc., el subenfriamiento del refrigerante líquido, el sobrecalentamiento del vapor refrigerante.

Ahora considerando el mismo régimen de operación del ciclo saturado simple anterior, se determinarán las características importantes del refrigerante, de un ciclo de refrigeración con subenfriamiento, sobrecalentamiento y caída de presión en las tuberías de succión y líquido.

CONDICIONES

- 1- Tanto el subenfriamiento como el sobrecalentamiento se harán hasta 80 °F.
- 2- La caída de presión en la tubería de líquido, será 2.3 psia.
- 3- La caída de presión en la tubería de succión, será 1.25 psia.

PUNTO 3

$$P_3 = 137.03 \text{ lb/in}^2 \quad T_3 = 80 \text{ °F} \quad h_3 = 26.85 \text{ BTU/lb}$$

PUNTO 4

$$P_4 = 31.78 \text{ lb/in}^2 \quad T_4 = 14 \text{ °F} \quad h_4 = 26.85 \text{ BTU/lb}$$

PUNTO 1

$$P_1 = 30.53 \text{ lb/in}^2 \quad T_1 = 80 \text{ °F} \quad h_1 = 88.71 \text{ BTU/lb}$$

PUNTO 2

$$P_2 = 139.33 \text{ lb/in}^2 \quad T_2 = 188 \text{ °F} \quad h_2 = 102.336 \text{ BTU/lb}$$

$$q_e = 88.71 - 26.85 = 61.86 \text{ BTU/lb}$$

$$q_w = 102.336 - 88.71 = 13.626 \text{ BTU/lb}$$

$$w = 778 (102.336 - 88.71) = 10,601.03 \frac{\text{ft} - \text{lb}}{\text{lb}}$$

$$q_c = 102.336 - 26.85 = 75.486 \text{ BTU/lb}$$

$$q_c = 61.86 + 13.626 = 75.486 \text{ BTU/lb}$$

$$m = \frac{200}{61.86} = 3.233 \frac{\text{lb}}{\text{min} - \text{ton}}$$

$$\text{c.d.r.} = \frac{61.86}{13.626} = 4.54$$

Se resumen en la tabla 1, los valores determinados:

- I. Ciclo saturado simple.
- II. Ciclo subenfriado, sobrecalentado y con caída de presión.
- III. Ciclo subenfriado y con caída de presión.
- IV. Ciclo sobrecalentado y con caída de presión.

Los resultados obtenidos de la tabla 1, nos muestran que en la práctica, tanto el subenfriamiento como el sobrecalentamiento en rangos aceptables, son benéficos para el incremento dentro del ciclo de refrigeración del efecto refrigerante y del coeficiente de rendimiento, ya sea sucediendo estos conjuntamente o bien solo a la vez. Hay que hacer notar también que la masa del refrigerante que debe ser circulado por minutos por tonelada, disminuyó debido al incremento logrado en el efecto refrigerante.

El subenfriamiento y sobrecalentamiento existen por naturaleza en todo ciclo de refrigeración; el subenfriamiento al ceder calor el refrigerante líquido al medio ambiente, en su recorrido por la tubería de líquido; el sobrecalentamiento al absorber calor del medio ambiente el vapor refrigerante, en su recorrido por la tubería de succión. Para poder obtener los beneficios del sobrecalen tamiento es necesario que éste se realice dentro del espacio re-frigerado, y evitar que haya sobrecalentamiento fuera de él, por lo cual es recomendable aislar la tubería.

RESUMEN DE LOS VALORES DETERMINADOS

CICLOS	PUNTO 3	PUNTO 4	PUNTO 1	PUNTO 2	q_c	m	c.d.r.
I	$P_a = 139.33$ $T_a = 104$ $h_a = 32.067$	$P_b = 31.78$ $T_b = 14$ $h_b = 32.067$	$P_c = 31.78$ $T_c = 14$ $h_c = 78.757$	$P_d = 139.33$ $T_d = 118$ $h_d = 90.066$	46.69	4.284	4.13
II	$P_a = 137.03$ $T_a = 80$ $h_a = 26.85$	$P_b = 31.78$ $T_b = 14$ $h_b = 26.85$	$P_c = 30.53$ $T_c = 80$ $h_c = 88.71$	$P_d = 139.33$ $T_d = 188$ $h_d = 102.336$	61.86	3.233	4.54
III	$P_a = 137.03$ $T_a = 80$ $h_a = 26.85$	$P_b = 31.78$ $T_b = 14$ $h_b = 26.85$	$P_c = 31.78$ $T_c = 14$ $h_c = 78.757$	$P_d = 139.33$ $T_d = 118$ $h_d = 90.066$	51.91	3.853	4.59
IV	$P_a = 139.33$ $T_a = 104$ $h_a = 32.067$	$P_b = 31.78$ $T_b = 14$ $h_b = 32.067$	$P_c = 30.53$ $T_c = 80$ $h_c = 88.71$	$P_d = 139.33$ $T_d = 188$ $h_d = 102.336$	56.64	3.531	4.16

TABLA 1

CAPITULO IV

IV-1. APLICACION DE LA REFRIGERACION MECANICA EN LA CONSERVACION DE LOS ARTICULOS PERECEDEROS COMERCIALES.

Actualmente las grandes metrópolis con sus complejos urbanísticos y grandes obras viales, ocupan grandes extensiones de terreno en nuestro país.

Estas grandes urbes son lugares donde la industrialización es primordial, por su desarrollo y expansión, han reducido los campos dedicados a la agricultura.

Los centros de cultivo han sido rezagados hasta quedar a grandes distancias de los centros de consumo en potencia.

Si se ha logrado la existencia y conservación de estos campos de cultivo dentro de las grandes zonas industriales, los alimentos que se logran obtener de estos, son prácticamente insuficientes para la gran demanda requerida en la actualidad.

Las cada vez más grandes poblaciones urbanas requieren para su subsistencia, grandes cantidades de alimentos naturales y procesados. La mayoría de estos alimentos existen en los distantes centros de cultivo y producción.

Los alimentos naturales y procesados son llamados productos perecederos (sujetos a descomposición). Su conservación en la mejor forma y con la mayor calidad nutritiva, se logra con el frío artificial controlado obtenido con la aplicación de la refrigeración mecánica.

Cada uno de los productos perecederos es llevado de su correspondiente centro de abastecimiento, a su inmediato almacenamiento, el cual la mayoría de las veces se hace en una cámara frigorífica, posteriormente por medio del transporte refrigerado será conducido hacia las grandes metrópolis, al llegar a estas, nuevamente debe ser conservado en una cámara frigorífica, mientras se organiza su distribución a las grandes cadenas de Supermercados, llamadas actualmente Tiendas de Autoservicio.

En las Tiendas de Autoservicio se reciben una gran variedad de productos perecederos, como lo son: frutas; verduras; pescados y mariscos, frescos o congelados; productos lácteos; carnes frías;

embutidos; carne fresca de res, cerdo, cordero y ternera; etc. To dos ellos son almacenados correspondientemente en las cámaras frigoríficas que se tienen disponibles en cada Tienda de Autoservicio.

En las Tiendas de Autoservicio, todos los productos perecederos, serán posteriormente exhibidos para su venta, en el equipo refrigerado (unidades de autoservicio o de servicio personal), de ahí, después de su venta, finalmente son almacenados en un refrigerador doméstico antes de su consumo, con lo cual acaba la cadena de aplicación de la refrigeración mecánica en su conservación de productos perecederos comerciales.

En todas las Tiendas de Autoservicio habrá; almacenamiento, procesamiento, distribución y exhibición en todos sus productos perecaderos comerciales adquiridos.

La refrigeración mecánica usada tanto en su diseño, instalación y mantenimiento, en las Tiendas de Autoservicio, es llamada refrigeración comercial.

La aplicación de la refrigeración comercial en la conservación de productos perecederos, es la única forma de mantener su estado fresco original. Su aplicación es importante, dado que cualquier deterioro en los productos perecederos, lo suficiente como para causar un cambio en su apariencia, olor y sabor, reduce en forma inmediata su valor comercial.

La conservación de los productos perecederos comerciales por medio de la refrigeración, no solo en condición comestible, sino además conservarlos tanto como sea posible en su alta calidad en lo que respecta a apariencia, olor, sabor y contenido vitamínico, se realiza a temperaturas bajas para lograr eliminar o retardar las actividades de los agentes destructores (enzimas, bacterias y microorganismos).

El grado necesario de baja temperatura, para la conservación adecuada de los productos, es relación del tipo y del período de tiempo que deban estar almacenados.

Los "refrigeradores comerciales" que son instalados en las Tiendas de Autoservicio son:

1. Cámaras Frigoríficas para el almacenamiento.

2. Unidades de autoservicio o servicio personal, para exhibición.

Las cámaras frigoríficas utilizadas en ellas, son generalmente para:

1. Corto tiempo o almacenamiento temporal.
2. Almacenamiento congelado.

Para el primer caso, el producto es almacenado y enfriado a una cierta temperatura arriba de su punto de congelación. Para el segundo caso el producto es almacenado y enfriado a temperaturas entre 10°F y -10°F , siendo la temperatura de 0°F la más frecuentemente usada.

Las cámaras frigoríficas se diferencian en lo que respecta a su construcción en los tipos siguientes:

1. De mampostería.
2. Preconstruidas (desarmables).

Para nuestro proyecto consideramos las de tipo mampostería, en la figura 8 se muestra el dibujo correspondiente a una cámara frigorífica preconstruida.

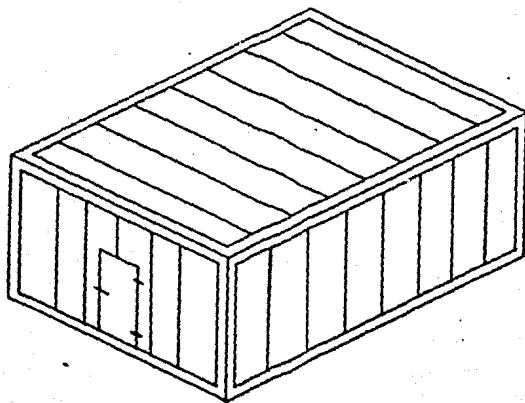


FIGURA 8

Independientemente de su tipo de construcción, las cámaras frigoríficas deben conservarse limpias para evitar contaminaciones, dado que son muy propensas a contraerlas. Sus acabados interiores deben ser de materiales lisos y lavables para permitir la máxima asepsia.

Las condiciones óptimas de almacenamiento para cierto producto, dependen de su naturaleza, del período de tiempo, tanto de la temperatura interior como exterior, de la humedad relativa y si está o no empacado.

La importancia de la humedad relativa en las cámaras frigoríficas dependerá principalmente del producto que se está conservando y de si esté o no empacado. Como regla general, la humedad deberá de conservarse en un nivel alto, cuando los productos sujetos a deshidratación están siendo conservados.

Para lograr obtener condiciones óptimas de almacenamiento en los productos perecederos comerciales, sería necesario tener una cámara frigorífica para cada uno de ellos, siendo esto, económicamente no factible. Por lo que el diseño de las cámaras frigoríficas, en este caso, tendrán que considerar el almacenamiento de productos perecederos diversos, los cuales deben ser lo más afines posible. Se tendrá que determinar las condiciones de temperatura de almacenamiento y humedad relativa más favorables.

El acomodo de los productos perecederos dentro de las cámaras frigoríficas debe de hacerse; en forma ordenada, colocándolos por clasificación para su más rápida localización y control de permanencia. La colocación de los productos se hace sobre anaqueles, la forma de estos es para evitar el mal trato de los productos, son muy útiles y prácticos dado que son de fácil adaptación a la forma en que vienen los productos. Su material puede ser metálico, para aplicación en media temperatura, no así en las aplicaciones de baja temperatura, por lo que generalmente se utilizan los de madera.

Es importante que el acomodo de los productos en los anaqueles debe ser tal, que permita la circulación del aire frío para lograr una temperatura uniforme en toda la cámara frigorífica.

Las unidades de autoservicio y de servicio personal, tienen como principales funciones dentro de las Tiendas de Autoservicio, la de exhibir el producto perecedero comercial, bajo las caracte

rísticas siguientes:

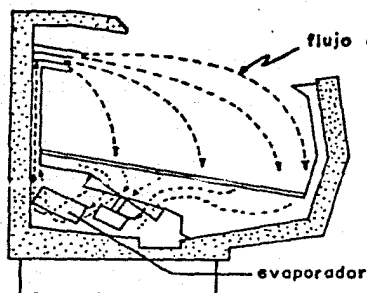
1. Con la aplicación de refrigeración.
2. En la forma más atractiva posible con el fin de estimular su venta.

En las unidades de exhibición del tipo de autoservicio, el cliente se sirve a sí mismo, y en las del tipo de servicio personal, el cliente es atendido por un empleado.

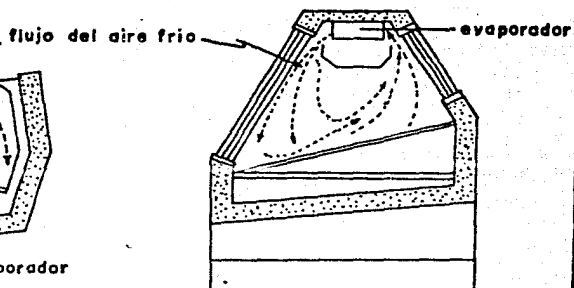
Otra diferencia en ellas es la forma; las de autoservicio son abiertas precisamente para ese objetivo, en cambio las de servicio personal son cerradas. El tiempo de almacenamiento del producto exhibido en ellas, está frecuentemente limitado, pudiendo ser de horas, días o semanas dependiendo del producto y de la unidad. En la figura 9 se muestran los tipos de unidades de exhibición refrigeradas utilizadas en las Tiendas de Autoservicio.

El equipo de exhibición refrigerado, ya sea de autoservicio o de servicio personal; debe tener un diseño atractivo, contar con la visibilidad suficiente para exhibir los productos en forma completa, una funcionalidad adecuada en cuanto a temperatura y humedad que requieran los productos y tener una construcción suficientemente fuerte para asegurar su durabilidad.

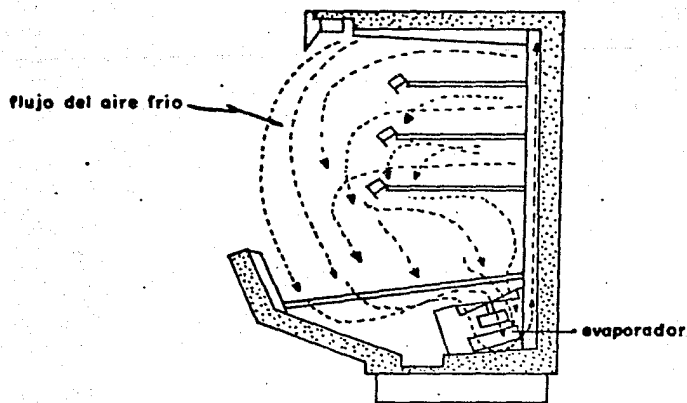
Las unidades de autoservicio altas, están diseñadas para trabajar con el sistema de aire frío circulado en cascada. Baja desde el entrepaño más alto, por el frente y es absorbido en la zona perforada que se encuentra en la parte inferior. Cada entrepaño tiene en el respaldo de la unidad un deflector por donde se proporciona aire frío que pasa a través de los productos en él colocados. Las unidades de autoservicio bajas, utilizan el mismo sistema, para lograrlo emplean en su nivel más alto baffles deflectores de aire frío. Las unidades de servicio personal utilizan el sistema por densidad, donde la absorción del calor de los productos será por convección natural.



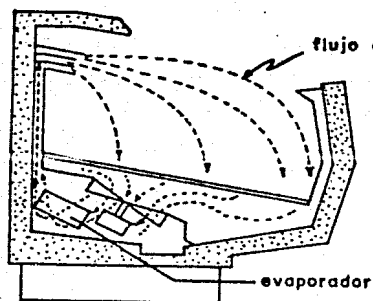
UNIDAD DE AUTOSERVICIO
BAJA



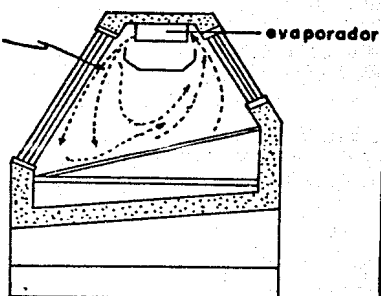
UNIDAD DE SERVICIO PERSONAL



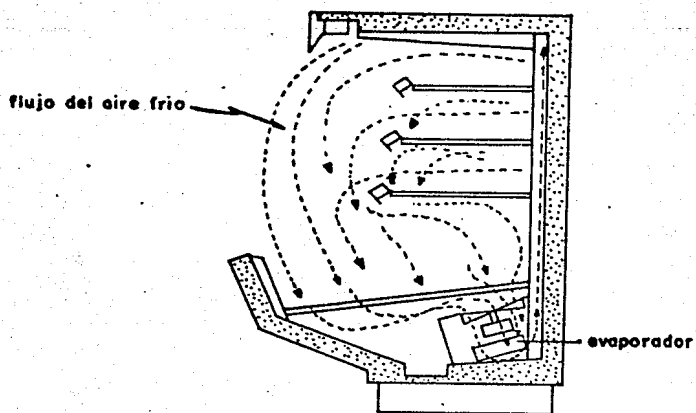
UNIDAD DE AUTOSERVICIO
ALTA



UNIDAD DE AUTOSERVICIO
BAJA



UNIDAD DE SERVICIO PERSONAL



UNIDAD DE AUTOSERVICIO
ALTA

IV-2 ESTUDIO DE LA DISTRIBUCION EN LAS CAMARAS FRIGORIFICAS, EQUIPO DE EXHIBICION REFRIGERADO Y CUARTO DE MAQUINAS.

El tamaño y la forma de cada Tienda de Autoservicio, depende en gran parte del tipo de la zona urbana donde estará localizada y del tamaño de la superficie a ocupar.

Definida la forma en base a la superficie total, se realiza en ella una distribución correspondiente de acuerdo a los servicios que vaya a proporcionar a la comunidad de la zona urbana a la que pertenece.

En la superficie asignada a la refrigeración, se deberá hacer un diseño con la más adecuada y funcional distribución de las cámaras frigoríficas y del equipo de exhibición refrigerado.

El diseño se fundamenta tanto en el número de cámaras frigoríficas como en el del equipo de exhibición refrigerado, el número del equipo refrigerado en general está en razón a los servicios que vaya a proporcionar la Tienda de Autoservicio.

Por lo regular el diseño de las Tiendas de Autoservicio grandes, considera la mayoría de las variedades en cámaras frigoríficas y equipo de exhibición refrigerado.

Las cámaras frigoríficas posibles a instalarse en una Tienda de Autoservicio grande, son las siguientes:

1. Para conservación de productos congelados.
2. Para congelación.
3. Para frutas.
4. Para verduras.
5. Para lácteos.
6. Para salchichonería.
7. Para carnes rojas en canal.
8. Para pescados y mariscos.
9. Para pasteles y masas.
10. Para alimentos preparados.

11. Para refrescos y cervezas.
12. Para basura.
13. Para preparación de carnes rojas.
14. Para carne empacada.

Para la exhibición refrigerada, los siguientes:

1. lácteos
2. frutas y verduras
3. pescados y mariscos
4. carnes rojas
5. congelados
6. salchichonería

La primera parte del diseño la constituye lo que se llama un Lay-out de equipo, su objetivo, la distribución y el dimensionamiento de las áreas que ocupará el equipo refrigerado.

Tendrá que cumplir con los siguientes puntos:

1. Una ubicación eficiente de las cámaras frigoríficas.
2. Una ubicación razonable y llamativa del equipo de exhibición refrigerado.

Se debe combinar cuidadosamente estos puntos, para lograr la distribución adecuada y funcional del equipo refrigerado en general. Hay que considerar que habrá una cierta cámara frigorífica que abastecerá a tantas unidades de exhibición refrigeradas, - por lo tanto la ubicación de uno de ellos tiende, por razones de funcionalidad, a determinar la otra ubicación.

Una ubicación, buena, de las cámaras frigoríficas permitirá ob tener una rápida y fluida maniobra de abastecimiento de productos tanto para el almacenamiento, como para los destinados a la exhibición refrigerada en la sección de ventas.

Cada Departamento de la sección de ventas, merece una atención especial en lo que se refiere a su decoración; tipo, cantidad y -

distribución del equipo de exhibición refrigerado; acomodo y surtido de los productos perecederos comerciales.

La decoración departamental tiene una suma importancia, ya que realmente es ésta la que define y señala a cada sección especializada, debe ser económica y un estímulo al deseo de compra.

El equipo de exhibición refrigerado no funcionará eficazmente si son ubicados cerca de las descargas del aire acondicionado o evaporativo, debido a que éstas corrientes de aire pueden acabar en especial con la refrigeración abierta.

Debido a que cada Departamento constituye un cierto porcentaje de las ganancias, este porcentaje tiende a determinar el área a ocupar por cada uno de los Departamentos. Por ejemplo el Departamento de Salchichonería es un gran productor de ganancias, por lo cual debe contar con todo el espacio necesario para su correcto desenvolvimiento y operación.

El Departamento de Congelados no es demasiado grande, debido a que en nuestro país el consumo de alimentos congelados no es de una importancia mayor. Sin embargo en las Tiendas de Autoservicio localizadas al norte del país, el Departamento de Congelados tiende a ser más grande, correspondiendo al creciente habito consultista de alimentos congelados adquirido de los estadounidenses.

Los dos casos expuestos anteriormente representan situaciones extremas que de algún modo influyen en la distribución y dimencionamiento del equipo refrigerado.

El proyecto que se realizará, será para una Tienda de Autoservicio ubicada en el D.F., a juzgar por su área, se le puede considerar grande.

El área asionada para la refrigeración es mostrada en el plano No 1, en este plano son esbozados los requerimientos pretendidos, resultantes de diversos criterios. Se pretendía ubicar las cámaras frigoríficas cerca de la sección de ventas, y distribuir las pegadas y a lo largo del muro divisorio, así mismo localizar el cuarto de máquinas arriba de las cámaras frigoríficas.

El criterio preponderante es considerar una zonificación bien definida de toda el área representada en el plano No 1, así obtener un área exclusivamente para:

1. Almacenamiento de abarrotes en general.
2. Almacenamiento de ropa, juguetería, ferretería etc.

3. Area para preparación y almacenamiento de productos perecederos.
4. Entrada de empleados por el lado del andén.
5. Salida de empleados cerca de la sección de ventas.
6. Cocina.
7. Panadería.

Otros de los criterios importantes son; aprovechar los techos de las cámaras frigoríficas para oficinas de empleados, alejar el cuarto de máquinas por el ruido que en el se produce.

Por lo cual se recomendó el área ubicada al noreste para las cámaras frigoríficas, según se indica en el plano No 1. Se logró quedar cerca de la zona de descarga de productos y si la tendencía es de tener el cuarto de máquinas arriba de las cámaras, se ha conseguido con esto alejarlo de la sección de ventas.

Después de varias alternativas en el plano No 2 se visualiza la determinación más adecuada, de las ubicaciones correspondientes a los Departamentos que estarán constituidos por el equipo de exhibición refrigerado.

Se han considerado los Departamentos necesarios para satisfacer las demandas del público.

La ubicación de cada uno de los Departamentos se logra determinar por medio de una serie de factores que basan su importancia e influencia ya sea en una metodología bien definida y estudiada, en la experiencia, en la funcionalidad, en la preferencia o en la costumbre irremediable, pero contribuyen de algún modo a obtener una distribución que satisfacerá a todas las ideas de su creación.

La localización conjunta de la cocina y la puerta de acceso rápido para el público consumidor, determinan la ubicación del Departamento de Salchichonería.

Analicemos este caso, por un lado la cocina será la encargada de producir los llamados alimentos preparados, para los cuales su exhibición se hace en el Departamento de Salchichonería, en base a una tendencia de buenos resultados económicos, ahora bien se mencionó anteriormente al Departamento de Salchichonería como un Departamento de grandes ganancias, razón por la cual hay que ubicar lo lo más cerca posible del consumidor.

Actualmente el Departamento de Lácteos ha tenido una gran importancia, que motiva su separación de salchichonería, por lo cual su ubicación puede ser o no cerca del Departamento de Salchichonería.

Su ubicación en nuestro proyecto se decidió de acuerdo a la preferencia de tener juntos dichos Departamentos, por ser afines y sobre todo porque pueden ser abastecidos por una misma cámara frigorífica siguiendo un flujo sin desviaciones notorias.

Es recomendable que todos los Departamentos queden cerca de sus respectivas cámaras frigoríficas, para evitar las ganancias de calor en el traslado de los productos hacia la sección de ventas, - en este proyecto, ésto no será del todo posible.

Se decidió cumplir dicha recomendación para los Departamentos de:

1. Carnes Rojas
2. Pescados y Mariscos.

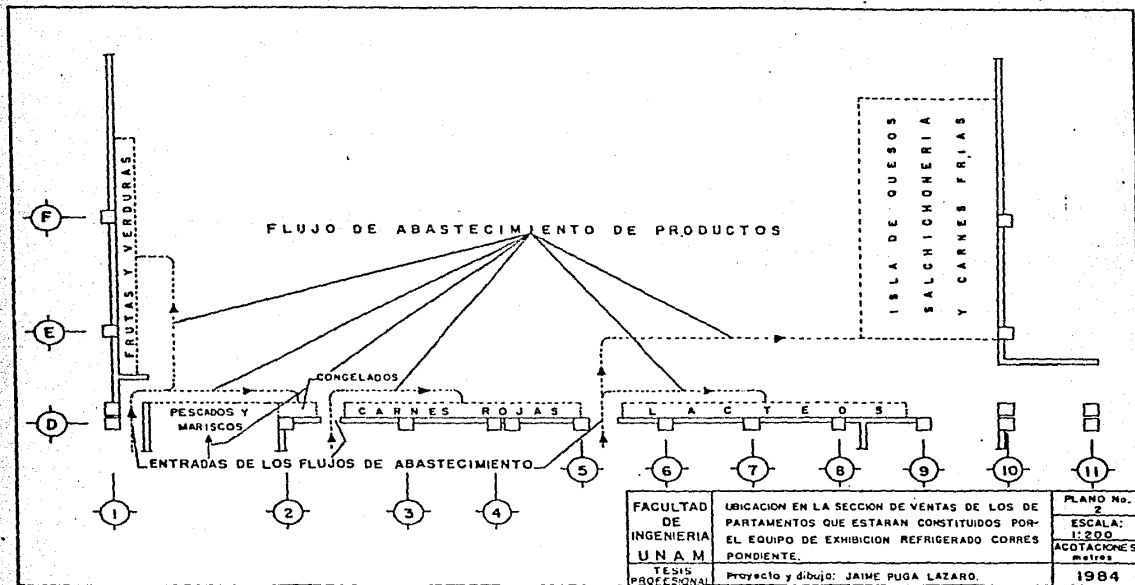
La imagen que se trata de crear en ellos con esta opción, es de confiabilidad y limpieza, ya que su correspondiente flujo de abastecimiento se hace compacto y al alcance posible de la vigilancia desconfiada del público.

Para crear una especie de exclusividad en el Departamento de Pescados y Mariscos, se puede contar para esto con una construcción que limite su área de trabajo necesaria, este lugar debe ser lo más amplio posible, con acabados en azulejo para mejor presentación.

El Departamento de Frutas y Verduras no debe ser reducido, debe tener el espacio adecuado para que su desenvolvimiento sea práctico y eficiente. Debe contar con suficientes unidades de exhibición para lograr un impacto efectivo en la clientela. Sus pasillos deben ser amplios para no frenar el tránsito de los clientes. Debido a todo ésto su mejor localización es pegada al muro norte.

También se trabajó en la ubicación apropiada por donde se haría el abastecimiento de los productos a exhibir, es decir la ubicación de las entradas hacia la sección de ventas. Había que definir estas entradas para los Departamentos siguientes: Frutas y Verduras; Congelados; Lácteos y Salchichonería.

Se ilustra en el plano No 2 el flujo de abastecimiento corres



pendiente a cada uno de los Departamentos. A partir de las entra das definidas para este fin.

Posteriormente se trabajo en el área asignada a las cámaras frigoríficas, en esta fase del proyecto hubo que auxiliarse de lo acordado en el plano No 2, tanto de la ubicación de los Departamentos, como de las entradas del flujo de abastecimiento.

Se debe adaptar el área asignada a las cámaras frigoríficas necesarias. La cantidad de cámaras frigoríficas depende en la mayoría de los casos de los Departamentos comprendidos en la sección de ventas. A continuación se mencionan las cámaras frigoríficas a considerar en nuestro proyecto:

1. Pescados y Mariscos.
2. Lácteos y Salchichonería.
3. Frutas y Verduras.
4. Carnes Rojas en canal.
5. Congelados.

Se necesita también una zona para la Preparación de Carnes, sin embargo, a causa de consideraciones y decisiones posteriores se añadieron los siguientes puntos:

1. Disponer de una cámara frigorífica para frutas y otra para verduras.
2. Una cámara frigorífica para carne empacada.
3. Una cámara frigorífica para masas y unas unidades de exhibición refrigeradas para pasteles, para el Departamento de Panadería.

La ubicación del equipo refrigerado que comprende este último punto, se tratará mas adelante.

Se tiene que considerar a la vez las necesidades propias del espacio a ocupar por cada una de las cámaras frigoríficas, asi como las necesidades que son relacionadas directamente con la existencia de ellas.

Para la sección de Frutas y Verduras, es indispensable una área

propia para la preparación y empaque de sus productos. La cual de be contar con piletas para el lavado de las frutas y verduras, y de masas de preparación para la realización de labores de corte, deshoje, selección y empaque.

La sección de Pescados y Mariscos requiere también una área pa ra el lavado de sus productos, además por el hielo necesario para evitar la deshidratación en la exhibición de estos productos, se requiere de una planta de hielo cerca.

En la sección de Carnes Rojas habrá que distribuir sus siguien tes componentes: la cámara para el almacenamiento de canales, la zona de preparación y la cámara para el almacenamiento de Carne Em pacada. Esta distribución dependerá de una conjunción de factores, ya que la preparación y la cámara para el almacenamiento de Carne Empacada se requieren preferentemente cerca de la sección de ven tas. El lado de la preparación de carnes que da hacia la sección de ventas, se pone a la vista del público por medio de ventanas, con el fin de crearle una imagen de higiene y limpieza, que deben imperar en este lugar, así como la forma de laborar de su personal.

La ubicación de la cámara de almacenamiento de canales, se re quiere cerca del andén.

La distribución de las cámaras frigoríficas aprobadas, que se visualiza en la elaboración en el plano No 3, se tenía que reali zar dentro del área limitada, por un lado por los ejes A-D, y por el otro por los ejes 1-5, aprovechando los muros definitivos loca lizados en los ejes A, D y 1 respectivamente, considerando además que la entrada principal de los productos se desea ubicar sobre el eje A y entre los ejes 4 y 5.

Por la ubicación del Departamento de Frutas y Verduras y la en trada de su flujo de abastecimiento, se limitó el ancho del área para la preparación y empaque de estas cámaras, entre los ejes 1 y 2. En esta área también se dispondrá lugar para la planta de hie lo requerida por el Departamento de Pescados y Mariscos, la cámara frigorífica para este Departamento se ubicó cerca de él, el largo de esta cámara quedó entre los ejes 2 y 3.

La distribución de los componentes de la sección de Carnes Ro jas, queda limitada para la sección de ventas entre el eje 2 (del plano No 2) y el muro divisorio cámaras-bodega, el largo de esta

sección entre los ejes B y D, el ancho entre el eje 2 y el muro divisorio cámaras-bodega. El largo de la cámara frigorífica de Carnes Rojas se encuentra entre los ejes 2 y 4, dado que se requiere el área entre el eje 4 y el muro divisorio cámaras-bodega, para la alimentación de esta cámara su ubicación ha quedado lo más cerca al andén, el largo de la Preparación de Carnes entre el eje 3 y el muro divisorio cámaras-bodega; el ancho de la cámara frigorífica de Carne Empacada, entre el eje 2 (del plano No 2) y el eje 3, y sus ubicaciones han quedado lo más cerca de la sección de ventas.

El largo de la cámara frigorífica para Frutas entre los ejes 2 y 3, su ubicación quedará entre la cámara de Pescados y Mariscos y la de Carnes Rojas.

La distribución de las cámaras frigoríficas para; Lácteos y Salchichonería; Verduras y Congelados, se hará en el área comprendida entre los ejes A-B y los ejes 1-4. En ella también se debe considerar el pasillo que se utilizará para la circulación de los productos perecederos comerciales a almacenar en las cámaras.

La ubicación de la cámara frigorífica para Verduras, se hizo entre los ejes 1-2, para lograr dejarla cerca de la zona de preparación y empaque.

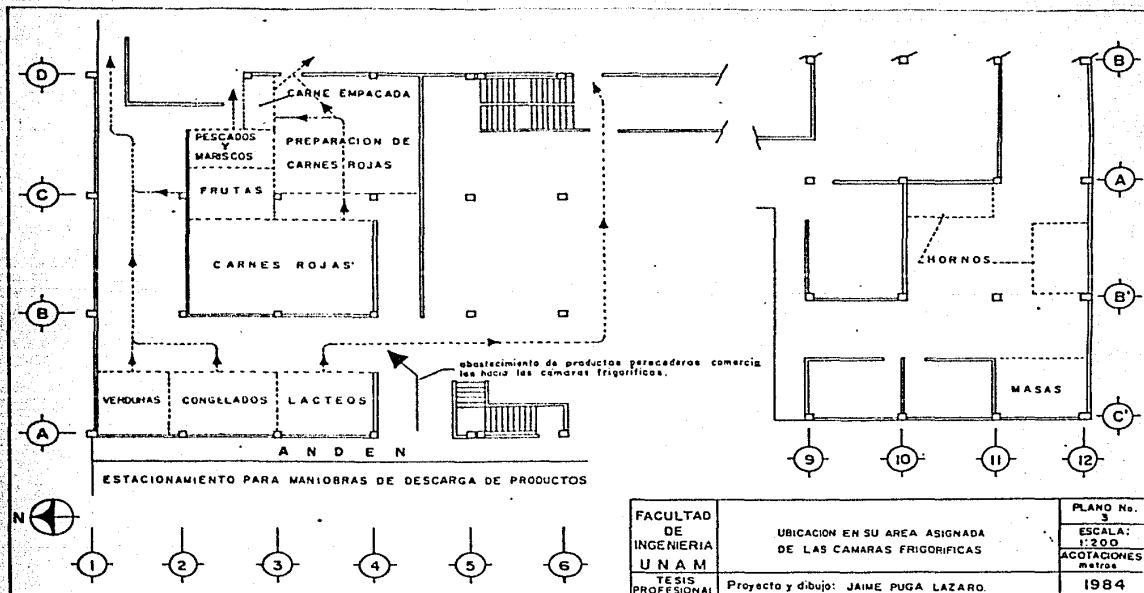
Por cuestión de las entradas de los flujos de abastecimiento, las cámaras para Congelados, así como la de Lácteos y Salchichonería, se ubicaron entre los ejes 2-3 y 3-4 respectivamente.

Al igual que la distribución del equipo de exhibición refrigerado realizada en el plano No 2, la distribución lograda en el plano No 3 de las cámaras frigoríficas, se realizó atendiendo la influencia de un conjunto de factores y necesidades característico de una Tienda de Autoservicio.

Refiriendonos en particular a la distribución obtenida en las cámaras frigoríficas, muchas de sus dimensiones son definidas de antemano al aprovechar los espacios existentes entre las columnas de carga, pero sobre todo se hace para darle una rigidez aceptable a la construcción civil en general.

Se logró adaptar esta distribución a las ubicaciones de ciertas cámaras frigoríficas predeterminadas, sin perder con esto el concepto de eficiencia y ordenamiento en las demás ubicaciones.

La descripción que se hizo de la distribución del equipo refrigerado en general, menciona las opciones o decisiones preferentes,



FACULTAD DE INGENIERIA UNAM	UBICACION EN SU AREA ASIGNADA DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS	PLANO No. 3
		ESCALA: 1:200
		ACOTACIONES metros
		1984
TESIS PROFESIONAL	Proyecto y dibujo: JAIME PUGA LAZARO.	

indispensables o importantes que se consideran para lograr tal o cual objetivo.

En el plano No 3 se indica también para cada una de las cámaras frigoríficas, su correspondiente flujo de abastecimiento de productos perecederos comerciales hacia su equipo de exhibición refrigerado, la continuación de estos flujos de abastecimiento en la sección de ventas se indican en el plano No 2.

Observando la dirección y sentido de estos flujos, se puede comprender el porqué de las ubicaciones, ya sea del equipo de exhibición refrigerado o bien la de las cámaras frigoríficas, así como la funcionalidad de este conjunto en la aplicación de la refrigeración mecánica en la conservación de los productos perecederos comerciales.

En lo que respecta a la ubicación del cuarto de máquinas, ésta se tendrá que decidir a sabiendas que se encontrará en alguna sección correspondiente al área de los techos de las cámaras frigoríficas. Por necesidades de espacio, las oficinas, vestidores y sanitarios para empleados, se encontrarán también ahí.

Se recomendó, siguiendo el aprovechamiento del espacio como objetivo, tener junto al cuarto de máquinas, un local para mantenimiento en donde habrá; refacciones, herramientas y espacio para trabajar, por lo cual una de las dos escaleras, destinada para "la salida de empleados", se utilizaría para el acceso al cuarto de máquinas.

Se decidió ubicar el cuarto de máquinas arriba de las cámaras frigoríficas que se encuentran pegadas al andén, logrando con esto dejar libre a la sección de ventas del ruido molesto, producido con el funcionamiento de los compresores en el cuarto de máquinas, su ubicación no solo obedece a este requerimiento, lo importante para el buen funcionamiento del cuarto de máquinas es el contar con el aire suficiente, razón por la cual se ubicó cerca del estacionamiento para el mejor aprovechamiento de las corrientes de aire.

En el plano No 3 se muestra también la ubicación recomendada de la cámara frigorífica para masas, sus dimensiones en lo que respecta a su construcción civil son adaptadas a las construcciones adecuadas, siguiendo criterios de resistencia y funcionalidad, además se debe considerar que en esta cámara frigorífica se necesita mucho espacio por el movimiento continuo de sus productos almacenados.

IV-3 DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

Las dimensiones adecuadas de las cámaras frigoríficas en nuestro proyecto, serán definidas atendiendo a las decisiones tomadas anteriormente al realizar su distribución y a las recomendaciones fundamentadas en la experiencia.

Para cada una de las cámaras frigoríficas se hace una recomendación referente, tanto a su capacidad de almacenamiento, como a la densidad promedio de almacenamiento, los valores de la densidad - promedio de almacenamiento se obtienen de la tabla 2, la capacidad de almacenamiento está de acuerdo a las necesidades propias del tamaño de la Tienda de Autoservicio.

Se recomienda tomar del 50% al 60% del volumen total interior de las cámaras frigoríficas, para el almacenamiento de los productos perecederos correspondientes. El volumen restante para pasillos y difusor (o difusores), para lograr una mayor y mejor circulación de aire, con lo cual se obtendrá en la cámara frigorífica condiciones de humedad y temperatura más uniformes.

Se recomienda una altura de 3.5 mts para la cámara frigorífica de Carnes Rojas, para un mejor manejo de las canales en su trayecto desde el andén y a través de su recorrido por el interior de la cámara frigorífica. Para las demás cámaras frigoríficas se recomienda una altura de 2.5 mts.

Los factores que influyen en la determinación de las dimensiones de las cámaras frigoríficas, son: .

1. La cantidad y la capacidad de almacenamiento de las unidades de exhibición refrigeradas.
2. La capacidad de venta en los productos perecederos comerciales.
3. Los períodos establecidos para la compra de productos.
4. El área asignada para su distribución.

El material de construcción seleccionado para los muros de las cámaras frigoríficas, será el ladrillo hueco de dos celdas - de 6" (exceptuando el muro norte de la cámara frigorífica de Verduras, que será de bloque de concreto, arena y grava, de 8").

El aislante a utilizar será poliuretano expandido. El espesor recomendado del poliuretano para los muros de la cámara frigorí

CAMARA FRIGORIFICA	CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO (TONELADAS)	DENSIDAD PROMEDIO DE ALMACENAMIENTO (Kgs/mt ³)
CARNE EMPACADA	DE 3 A 5	430
FRUTAS	DE 3 A 5	230
VERDURAS	DE 3 A 5	180
CONGELADOS	DE 7 A 9	300
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	DE 10 A 15	280
CARNES ROJAS	DE 30 A 35	180
PESCADOS Y MARISCOS	DE 8 A 10	350

Las cantidades para la densidad de almacenamiento representan el promedio de los valores correspondientes a productos afines o similares.

TABLA 2

fica de Congelados es de 3.5", para los muros de las demás cámaras frigoríficas un espesor de 2.5".

Para todas las cámaras frigoríficas se aplicará un aplanado (ce mento, cal y arena), de 1.9 cm de espesor, antes del aislamiento y después de éste, otro aplanado de 1.5 cm de espesor (acabado final).

Para la determinación de las dimensiones de las cámaras frigoríficas utilizaremos la ecuación siguiente:

$$(L \times A \times H) \cdot \% \cdot \int_a = C$$

IV-1

Donde:

L = Largo de la cámara

% = Porcentaje del volumen total interior.

A = Ancho de la cámara

$\int_a$ = Densidad promedio de almacenamiento.

H = Altura de la cámara

C = Capacidad de almacenamiento recomendada.

El largo, ancho y la altura son dimensiones interiores netas.

A continuación se realizan los cálculos para determinar las dimensiones correspondientes de cada una de las cámaras frigoríficas.

CAMARA FRIGORIFICA PARA FRUTAS

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 3 a 5 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 230 Kgs/mt³.
3. El largo se determinó en 6.0 mts.
4. El largo neto para almacenamiento será de:
6.0 - 0.2 = 5.8 mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 60% del volumen total neto interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1.

$$(5.8 \times A \times 2.5) \times 0.6 \times 230 = 5,000$$

$$A = \frac{5,000}{2,001} \frac{\text{Kg-mt}^3}{\text{Kg-mt}^2}$$

$$A = 2.49 \text{ mts}$$

La cámara frigorífica para Frutas tendrá las dimensiones siguientes:

- a. Dimensiones netas de almacenamiento: $5.8 \times 2.5 \times 2.5 \text{ mts.}$
- b. Dimensiones interiores en la construcción civil:
 $6.0 \times 2.7 \times 2.5 \text{ mts.}$

CAMARA FRIGORIFICA PARA VERDURAS

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 3 a 5 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 180 Kgs/mt^3
3. El largo se determinó en 4.5 mts.
4. El largo neto para almacenamiento será de:
 $4.5 - 0.2 = 4.3 \text{ mts.}$
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 60% del volumen total interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1.

$$(4.3 \times A \times 2.5) \times 0.6 \times 180 = 5,000$$

$$A = 4.31 \text{ mts}$$

Esta cantidad nos representa en realidad el largo.

La cámara frigorífica para Verduras tendrá las dimensiones siguientes:

- a. Dimensiones netas de almacenamiento: $4.3 \times 4.3 \times 2.5 \text{ mts.}$
- b. Dimensiones interiores en su construcción civil:
 $4.5 \times 4.5 \times 2.5 \text{ mts}$

CAMARA FRIGORIFICA PARA CONGELADOS

La capacidad recomendada para esta cámara, debe fundamentarse - al considerar el número de Departamentos que abastecerá, estos son; Congelados, Pescados y Mariscos. Almacenará a los siguientes pro

ductos perecederos congelados: pavos, pollos y pescados, los cuales serán utilizados o puestos a la venta cuando sea el momento oportuno, según sea la demanda.

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 7 a 9 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 300 Kgs/mt³.
3. El ancho se determinó en 4.5 mts.
4. El ancho neto para almacenamiento será de:
 $4.5 - 0.25 = 4.25$ mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 50% del volumen total interior, para el almace
namiento, a causa de la necesidad de una mayor circulación de aire.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1.

$$(L \times 4.25 \times 2.5) \times 0.5 \times 300 = 9,000$$

$$L = 5.65 \text{ mts.}$$

La cámara frigorífica para Congelados tendrá las dimensiones siguientes:

- a) Dimensiones netas de almacenamiento: 5.7 x 4.3 x 2.5 mts.
- b) Dimensiones interiores en su construcción civil:
6.0 x 4.5 x 2.5 mts.

CAMARA FRIGORIFICA PARA LACTEOS Y SALCHICHONERIA.

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 10 a 15 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 280 Kgs/mt³.
3. El ancho se determinó en 4.5 mts.
4. El ancho neto para almacenamiento será de:
 $4.5 - 0.2 = 4.3$ mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 60% del volumen total interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1.

$$(L \times 4.3 \times 2.5) \times 0.6 \times 280 = 15,000$$

$$L = 8.3 \text{ mts.}$$

La cámara frigorífica para Lácteos y Salchichonería tendrá las dimensiones siguientes:

- a) Dimensiones netas de almacenamiento: $8.3 \times 4.3 \times 2.5$ mts.
- b) Dimensiones interiores en su construcción civil:
 $8.5 \times 4.5 \times 2.5$ mts.

CAMARA FRIGORIFICA PARA CARNES ROJAS EN CANAL.

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 30 a 35 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 180 Kgs/mt^3 . La obtención de esta densidad de almacenamiento, se debió a los puntos siguientes:
 - a) Al considerar $250 \text{ Kgs/carretilla-gancho}$ (donde los 250 Kgs. corresponden a una canal).
 - b) Al calcular el volumen de almacenamiento para cada ca rretilla-gancho como: $0.8 \times 0.5 \times 3.5 = 1.4 \text{ mts}^3$.
3. El largo se determinó en 12.4 mts.
4. El largo neto para almacenamiento será de:
 $12.4 - 0.2 = 12.2$ mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 3.5 mts.
6. Por observaciones prácticas, se tomará el 70% del volumen total interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1

$$(12.2 \times A \times 3.5) \times 0.7 \times 180 = 35,000$$

$$A = 6.5 \text{ mts.}$$

La cámara frigorífica para Carnes Rojas en canal tendrá las di mensiones siguientes:

- a) Dimensiones netas de almacenamiento: $12.2 \times 6.5 \times 3.5$ mts.

- b) Dimensiones interiores en su construcción civil:
12.4 x 6.7 x 3.5 mts.

CAMARA FRIGORIFICA PARA PESCADOS Y MARISCOS.

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 8 a 10 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 350 Kgs/mt³.
3. El largo se determinó en 6.0 mts.
4. El largo neto para almacenamiento será de:
 $6.0 - 0.2 = 5.8$ mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 60% del volumen total neto interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1

$$(5.8 \times A \times 2.5) \times 0.6 \times 350 = 10,000$$

$$A = 3.28 \text{ mts.}$$

La cámara frigorífica para Pescados y Mariscos tendrá las dimensiones siguientes:

- a) Dimensiones netas de almacenamiento: 5.8 x 3.3 x 2.5 mts.
- b) Dimensiones interiores en su construcción civil:
6.0 x 3.5 x 2.5 mts.

CAMARA FRIGORIFICA PARA CARNE EMPACADA.

1. Se recomienda una capacidad de almacenamiento de 5 toneladas.
2. La densidad promedio de almacenamiento es de 430 Kgs/mt³.
3. El ancho se determinó en 2.3 mts.
4. El ancho neto para almacenamiento será de:
 $2.3 - 0.2 = 2.1$ mts.
5. La altura neta para almacenamiento será de 2.5 mts.
6. Se tomará el 60% del volumen total neto interior para el almacenamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación IV-1

$$(L \times 2.1 \times 2.5) \times 0.6 \times 430 = 5,000$$

$$L = 3.69 \text{ mts}$$

La cámara frigorífica para Carne Empacada tendrá las dimensiones siguientes:

- a. Dimensiones netas de almacenamiento: $3.7 \times 2.1 \times 2.5$ mts
- b. Dimensiones interiores en su construcción civil:
 $3.9 \times 2.3 \times 2.5$ mts

A continuación resumimos los cálculos obtenidos en lo que respecta a las dimensiones interiores en la construcción civil de las cámaras frigoríficas siguientes:

1. Frutas: $6.0 \times 2.7 \times 2.5$ mts.
2. Verduras: $4.5 \times 4.5 \times 2.5$ mts.
3. Congelados: $6.0 \times 4.5 \times 2.5$ mts.
4. Lácteos y Salchichonería: $8.5 \times 4.5 \times 2.5$ mts.
5. Carnes rojas en canal: $12.4 \times 6.7 \times 3.5$ mts.
6. Pescados y Mariscos: $6.0 \times 3.5 \times 2.5$ mts.
7. Carne Empacada: $3.9 \times 2.3 \times 2.5$ mts.

Las dimensiones de la cámara frigorífica para Masas, son las siguientes: $6.5 \times 4.5 \times 2.5$ mts.

Se decidió para cada Departamento de la sección de Ventas el equipo siguiente:

1. Departamento de Frutas y Verduras.
 - a. ocho unidades de exhibición refrigeradas modelo LE-8 altas, con entrepaño refrigerado para autoservicio de,
 $2.40 \times 1.04 \times 1.77$ mts
2. Departamento de Pescados y Mariscos.
 - a. tres unidades de exhibición refrigeradas con charolas de acero inoxidable modelo AV-250-P, para servicio personal de:
 $2.50 \times 0.96 \times 1.21$ mts

3. Departamento de Congelados.
 - a. una unidad de exhibición refrigerada modelo H-8 baja, para autoservicio de: $2.40 \times 1.04 \times 0.94$ mts.
4. Departamento de Carnes Rojas.
 - a. ocho unidades de exhibición refrigeradas modelo C-8 bajas, para autoservicio de: $2.40 \times 1.04 \times 0.94$ mts.
5. Departamento de Lácteos.
 - a. ocho unidades de exhibición refrigeradas modelo D-8 altas, con entrepaños refrigerados para autoservicio de: $2.40 \times 1.04 \times 1.77$ mts.
6. Departamento de Salchichonería.
 - a. dos unidades de exhibición refrigeradas modelo D-8 altas, con entrepaños refrigerados para autoservicio de: $2.40 \times 1.04 \times 1.77$ mts.
 - b. tres unidades de exhibición refrigeradas modelo C-8 bajas, para autoservicio de:
 $2.40 \times 1.04 \times 0.94$ mts.
 - c. nueve mesas para trabajo y exhibición sin refrigeración modelo Q-8 de:
 $2.40 \times 1.04 \times 0.90$ mts
7. Isla de quesos.
 - a. tres unidades de exhibición refrigeradas con compresor autocontenido modelo RPA-190 bajas, para servicio personal de: $1.90 \times 1.10 \times 0.90$ mts.
 - b. cuatro mesas para trabajo y exhibición sin refrigeración modelo QI-190, de:
 $1.90 \times 1.10 \times 0.90$ mts
 - c. dos esquineros bajos, sin refrigeración modelo EZ-B.

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM	DISTRIBUCION DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS, EQUI- PO DE EXHIBICION REFRIGERADO Y DEL EQUIPO SIN REFRIGERACION, EN SUS AREAS CORRESPONDIENTES.	PLANO No. 1
		ESCALA: NOTACIONES: MAYO
TESIS PROFESIONAL	Diseño y dibujo JAME PUJA LAZARO.	1984

CAPITULO V

V-1 CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, ASI COMO DE LA CARGA POR TRANSMISION DE CALOR EN MUROS, TECHOS Y PISOS DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS.

La carga total de refrigeración comprende las cargas siguientes:

1. La carga que se gana por la transferencia de calor a través de muros, techos y pisos.
2. La carga por infiltración de aire.
3. La carga del producto.
4. Las cargas varias o suplementarias.

La carga debida a la transferencia de calor, es la medición del calor que fluye a través de los muros, techos y pisos de las cámaras frigoríficas (que posteriormente llamaremos paredes), del exterior hacia el interior del espacio refrigerado, variará según las características siguientes:

- a. Tipo de construcción.
- b. Area expuesta a diferente temperatura.
- c. Tipo y espesor del aislante.
- d. Diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

La cantidad de calor que fluye a través de las paredes de las cámaras frigoríficas por unidad de tiempo, es función de tres factores cuya relación se expresa en la ecuación siguiente:

$$Q_t = A \times U \times DT$$

V-1

donde:

Q_t = cantidad de calor transferida en Kcal/hr ó BTU/hr.

A = área de la superficie de la pared en m^2 ó ft^2 .

U = coeficiente de transferencia de calor en
Kcal/hr- m^2 - $^{\circ}C$ ó BTU/hr- ft^2 - $^{\circ}F$

DT = diferencial de temperatura en la pared en $^{\circ}C$ ó $^{\circ}F$.

La ecuación anterior se aplicará para obtener la carga que se gana por transferencia de calor en las paredes de las cámaras frigoríficas.

El coeficiente total de transferencia de calor, se define como la medida de la rapidez a la cual el calor se transmite por un material o miembro estructural compuesto. Para obtener el coeficiente total de transferencia de calor en las paredes de las cámaras frigoríficas, se calcula la resistencia al flujo de calor en cada uno de los materiales componentes de estas paredes.

La resistencia térmica de un material específico puede expresarse como el recíproco de su conductividad térmica o conductancia, en la forma siguiente:

$$R = 1/U = x/k = 1/C = 1/f$$

V-2

donde:

$$R = \text{Resistencia térmica en } \frac{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}} \text{ } \delta \text{ } \frac{\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$k = \text{Conductividad térmica en } \frac{\text{Kcal-cm}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}} \text{ } \delta \text{ } \frac{\text{BTU-in}}{\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

$$C = \text{Conductancia térmica en } \frac{\text{Kcal}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}} \text{ } \delta \text{ } \frac{\text{BTU}}{\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

f = Coeficiente de convección (conductancia superficial), para superficies exteriores (f_o), para superficies interiores (f_i) en:

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}} \text{ } \delta \text{ } \frac{\text{BTU}}{\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

La resistencia térmica total de cada pared, se obtiene al sumar las correspondientes resistencias de sus materiales componentes, tal y como se obtendría el valor de la resistencia total de una conexión eléctrica de resistencia en serie. La obtención de la resistencia térmica total de una determinada pared será en la forma siguiente:

$$R_t = \frac{1}{f_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n} \\ + \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n} + \frac{1}{f_i}$$

V-3

y su coeficiente de transferencia de calor como:

$$U = 1/Rt$$

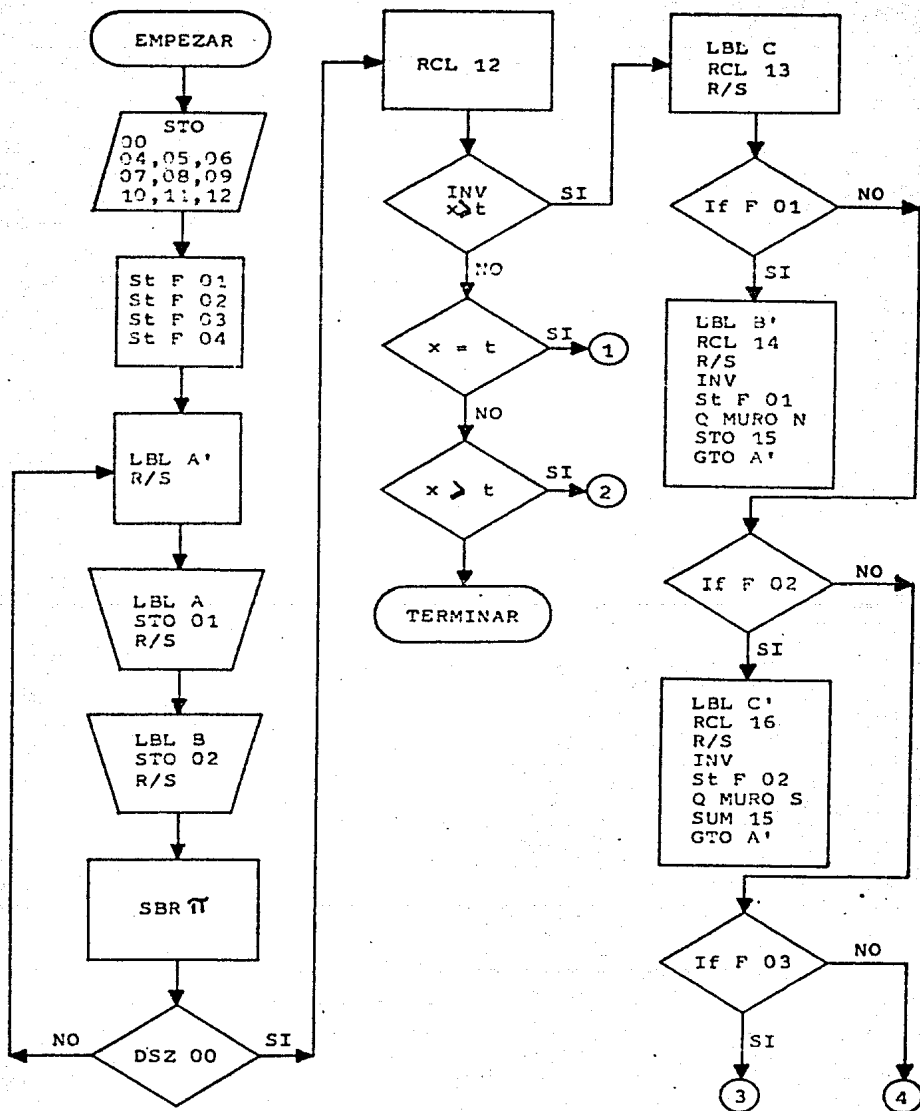
V-4

El cálculo de la carga debida a la transferencia de calor a través de las paredes de cada una de las cámaras frigoríficas de este proyecto, se efectuará por medio de un ordenador programable, el diagrama de flujo de dicho programa se muestra en la figura 10.

A continuación se muestra la codificación utilizada en el programa:

1. LRN	27. RCL 13	53. R/S
2. 2nd St F 01	28. R/S	54. INV 2nd
3. 2nd St F 02	29. 2nd If F 01	55. St F 02
4. 2nd St F 03	30. B'	56. SBR $\sqrt{x}$
5. 2nd St F 04	31. 2nd If F 02	57. x
6. LBL A'	32. C'	58. (
7. R/S	33. 2nd If F 03	59. RCL 08
8. LBL A	34. D'	60. -
9. STO 01	35. 2nd If F 04	61. RCL 11
10. R/S	36. E'	62.)
11. LBL B	37. R/S	63. =
12. STO 02	38. LBL B'	64. 2nd Pause
13. R/S	39. RCL 14	65. R/S
14. SBR π	40. R/S	66. SUM 15
15. 2nd Dsz 00	41. INV 2nd	67. SBR lnx
16. A'	42. St F 01	68. LBL D'
17. RCL 12	43. SBR $\sqrt{x}$	69. RCL 17
18. INV 2nd	44. x	70. R/S
19. $x > t$	45. SBR x^2	71. INV 2nd
20. C	46. =	72. St F 03
21. 2nd $x = t$	47. 2nd Pause	73. SBR y^x
22. D	48. R/S	74. x
23. 2nd $x > t$	49. STO 15	75. (
24. E	50. SBR lnx	76. RCL 09
25. R/S	51. LBL C'	77. -
26. LBL C	52. RCL 16	78. RCL 11

79.)	117. x	155. x
80. =	118. SBR x^2	156. (
81. 2nd Pause	119. =	157. RCL 05
82. R/S	120. 2nd Pause	158. x
83. SUM 15	121. R/S	159. RCL 06
84. SBR lnx	122. SUM 15	160.)
85. LBL E'	123. R/S	161.)
86. RCL 18	124. LBL π	162. INV SBR
87. R/S	125. Fix 03	163. LBL lnx
88. INV 2nd	126. RCL 01	164. 0
89. St F 04	127. $\div$	165. Exc 03
90. SBR y^x	128. RCL 02	166. CLR
91. x	129. =	167. GTO A'
92. (	130. 2nd Pause	168. INV SBR
93. RCL 10	131. SUM 03	169. LBL 1/x
94. -	132. INV SBR	170. (
95. RCL 11	133. LBL $\sqrt{x}$	171. RCL 03
96.)	134. (	172. R/S
97. =	135. RCL 03	173. 1/x
98. 2nd Pause	136. R/S	174. 2nd Pause
99. R/S	137. 1/x	175. R/S
100. SUM 15	138. 2nd Pause	176. x
101. SBR lnx	139. R/S	177. (
102. LBL D	140. x	178. RCL 04
103. RCL 19	141. (	179. x
104. R/S	142. RCL 04	180. RCL 05
105. SBR 1/x	143. x	181.)
106. x	144. RCL 06	182.)
107. SBR x^2	145.)	183. INV SBR
108. =	146.)	184. LBL x^2
109. 2nd Pause	147. INV SBR	185. (
110. R/S	148. LBL y^x	186. RCL 07
111. SUM 15	149. (	187. -
112. SBR lnx	150. RCL 03	188. RCL 11
113. LBL E	151. R/S	189.)
114. RCL 20	152. 1/x	190. INV SBR
115. R/S	153. 2nd Pause	191. R/S
116. SBR 1/x	154. R/S	



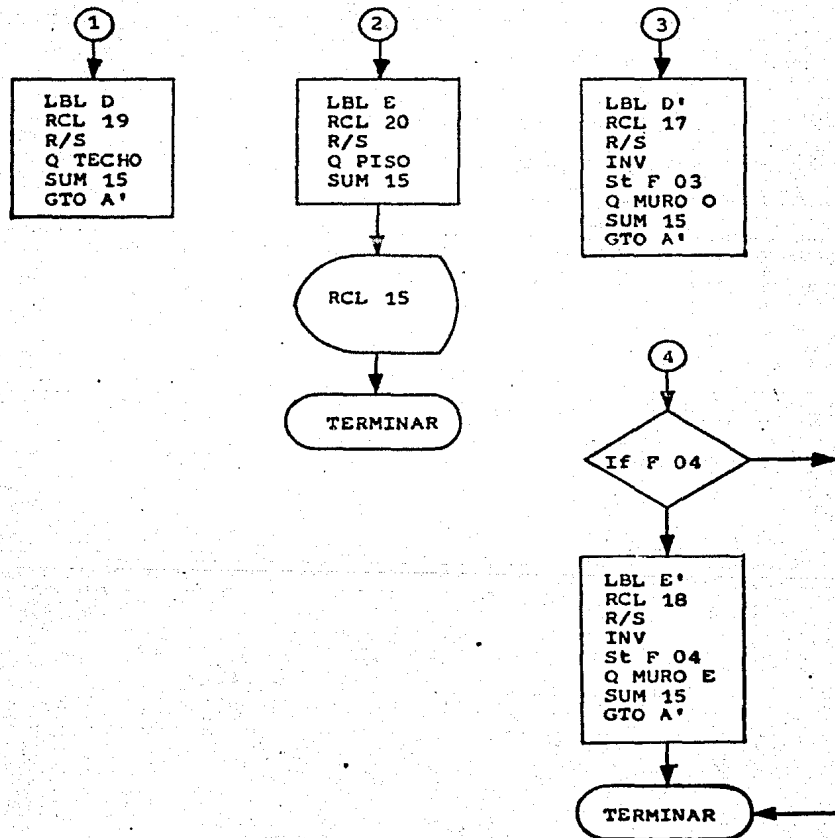


FIGURA 10

Los conceptos para las cámaras frigoríficas y las memorias utilizadas para su almacenamiento se describen como sigue:

MEMORIA	CONCEPTO ALMACENADO
STO 03	La resistencia térmica parcial o total (según sea el estado del proceso).
STO 04	Largo
STO 05	Ancho
STO 06	Altura
STO 07	Temperatura del muro N (Norte) o <u>tempera</u> tura del piso, o bién la temperatura del techo (según sea el cálculo que se <u>quie</u> ra realizar).
STO 08	Temperatura del muro S (Sur).
STO 09	Temperatura del muro O (Oeste).
STO 10	Temperatura del muro E (Este).
STO 11	Temperatura de almacenamiento.
STO 15	Carga por transmisión de calor.

Las dimensiones de las cámaras frigoríficas que se considerarán para efectos de cálculo, serán las de construcción civil.

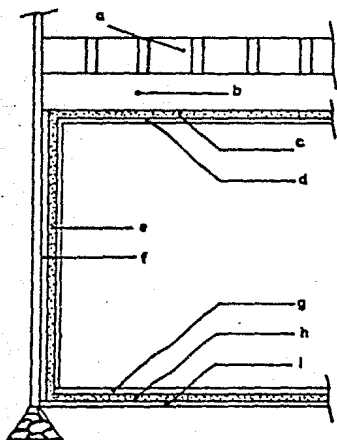
Para la obtención de la carga debida a la transferencia de calor, se requiere saber el valor de las temperaturas existentes en el exterior de cada una de las cámaras frigoríficas, primero de terminaremos el valor de la temperatura existente en el techo de éstas, se tendrán los tres casos siguientes:

- A. cámara frigorífica de media temperatura, de 2.5 mts de altura.
- B. cámara frigorífica de baja temperatura, de 2.5 mts de altura.
- C. cámara frigorífica de media temperatura, de 3.5 mts de altura.

Los cuales son mostrados en la figura 11.

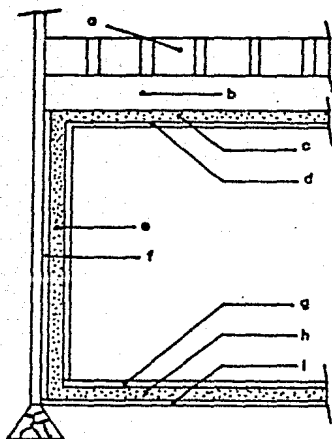
Para dicho efecto se calcula la temperatura de la superficie exterior del techo de lámina de asbesto, según el corte que se muestra en la figura 12, esta temperatura de la superficie se calcula al igualar la cantidad de calor que absorbe el techo de lámina de asbesto, con la cantidad de calor que disipa. La cantidad de calor que absorbe es debida a la radiación solar y a la radiación terrestre, la cantidad de calor que disipa es debida a la rapidez con que emite la radiación absorbida y a la rapidez del flujo de calor por convección hacia el ambiente.

FIGURA 11



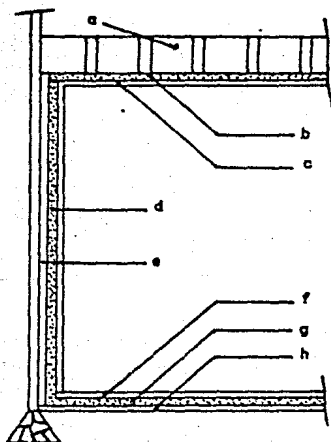
Caso A

- a. Techo con bloques de poliestireno reforzado con cadenas de concreto.
- b. Espacio de aire quieto.
- c. Aislamiento de poliuretano expandido en techo (plafón falso), de 2.5 pulgadas de espesor.
- d. Acabado final en techo y muros de 0.015 mts. de espesor.
- e. Aislamiento de poliuretano expandido en muros de 2.5 pulgadas de espesor.
- f. Aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts. de espesor.
- g. Piso de concreto con acabado a la escoba de 0.038 mts. de espesor.
- h. Aislamiento de poliuretano expandido en piso de 2 pulgadas de espesor.
- i. Firme de concreto de 0.10 mts. de espesor.



Caso B

- a. Techo con bloques de poliestireno reforzado con cadenas de concreto.
- b. Espacio de aire quieto.
- c. Aislamiento de poliuretano expandido en techo (plafón falso), de 3.5 pulgadas de espesor.
- d. Acabado final en techo y muros de 0.015 mts. de espesor.
- e. Aislamiento de poliuretano expandido en muros de 3.5 pulgadas de espesor.
- f. Aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts. de espesor.
- g. Piso de concreto con acabado a la escoba de 0.038 mts. de espesor.
- h. Aislamiento de poliuretano expandido en piso de 3.5 pulgadas de espesor.
- i. Firme de concreto de 0.10 mts. de espesor.



Caso C

- a. Techo con bloques de poliestireno reforzado con cadenas de concreto.
- b. Aislamiento de poliuretano expandido en techo, de 2.5 pulgadas de espesor.
- c. Acabado final en techo y muros de 0.015 mts. de espesor.
- d. Aislamiento de poliuretano expandido en muros de 2.5 pulgadas de espesor.
- e. Aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts. de espesor.
- f. Piso de concreto con acabado a la escoba de 0.038 mts. de espesor.
- g. Aislamiento de poliuretano expandido en piso de 2 pulgadas de espesor.
- h. Firme de concreto de 0.10 mts. de espesor.

La radiación solar, que incide sobre la tierra, se obtiene de la expresión siguiente:

$$G_n = G_o \times T_a^m = 442 \times 0.7^{\sec Z} \text{ BTU/hr-ft}^2 \quad V-5$$

donde:

G_o = constante solar (442 BTU/hr-ft²)

m = masa del aire relativa, (aproximandose al valor de la secante del ángulo que forman los rayos del sol con la normal a la superficie considerada)

T_a = coeficiente de transmisión por unidad de masa de aire, (se considera un valor medio de 0.7)

La radiación solar sobre una superficie que no esta normal a la dirección de los rayos del sol, se obtiene de la expresión siguiente:

$$G_1 = G_n \cos i \quad V-6$$

donde:

$$\cos i = \cos (z - \psi) = \sin z \sin \psi + \cos z \cos \psi \cos (A - \alpha) \quad V-7$$

Para nuestro caso, en el D.F., con 19° latitud norte, para una superficie sin inclinación ni orientación, los valores de los ángulos son:

$A = 30^\circ$ (ángulo azimutal).

$Z = 15^\circ$ (ángulo que forman los rayos del sol con la normal a la superficie considerada).

$\psi = 0^\circ$ (ángulo de inclinación de la superficie con respecto a la horizontal).

$\alpha = 0^\circ$ (ángulo de orientación de la normal a la superficie respecto al oeste).

(Las ecuaciones V-5, V-6 y V-7, así como los valores de los anteriores ángulos, se obtienen del capítulo de radiación solar del libro de "Principios de Transferencia de Calor" de Frank Kreith).

Sustituyendo valores en las ecuaciones V-5, V-6 y V-7 se obtienen los valores siguientes:

$$G_n = 442 \times 0.7^{\sec 15^\circ} = 305.531 \text{ BTU/hr-ft}^2$$

$$\cos i = \cos 15^\circ = 0.9659$$

$$G_1 = 305.534 \times 0.9659 = 295.112 \text{ BTU/hr-ft}^2$$

La rapidez de absorción de la radiación solar, la radiación terrestre, la rapidez de emisión de la radiación solar absorbida y la rapidez del flujo de calor por convección se definen por las-

ecuaciones V-8, V-9, V-10 y V-11 respectivamente, del modo si guiente.

$$q_s = G_1 \alpha \quad \text{V-8}$$

donde:

α = absorbencia de la lámina de asbesto.

$$q_a = 0.1 (q_s) \quad \text{V-9}$$

(Se considera a la radiación atmosférica absorbida un 10% de la radiación solar incidente)

$$q_r = \epsilon \sigma T_s^4 \quad \text{V-10}$$

donde:

ϵ = emisividad de la lámina de asbesto.

σ = constante de Stefan Boltzmann (BTU/hr-ft²-°R⁴)

T_s = temperatura de la superficie (°R)

$$q_c = h_c (T_s - T_{\infty}) \quad \text{V-11}$$

donde:

h_c = conductancia por convección (BTU/hr -ft²-°F)

T_{∞} = temperatura del medio ambiente (°F)

Ahora bien, sustituyendo valores en las ecuaciones V-8, V-9, V-10 y V-11, se obtienen los valores siguientes:

$$q_s = 0.93 (295.112) = 274.454$$

$$q_a = 0.1 (274.454) = 27.445$$

$$q_r = 0.93 (0.1714 \times 10^{-8}) T_s^4$$

$$q_c = 6 (T_s - (89.6 + 460))$$

La condición de equilibrio existente en la lámina de asbesto se expresa como:

$$q_s + q_a = q_r + q_c$$

Quedando numéricamente como:

$$274.454 + 27.445 = 0.93 (0.1714 \times 10^{-8}) T_s^4 + 6 (T_s - (89.6 + 460))$$

Reduciendo términos, se obtiene:

$$15.94 \times 10^{-10} T_s^4 + 6 T_s - 3,599.499 = 0$$

Siendo la solución de esta ecuación el valor siguiente:

$$T_s = 571.5646 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_s = 111.5646 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = 44.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

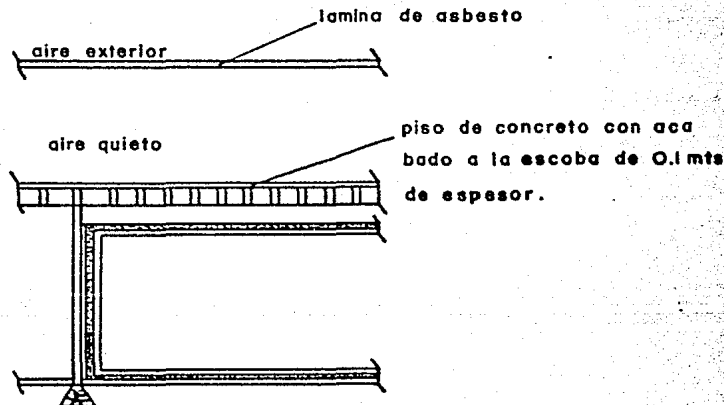


FIGURA 12

Se procede al cálculo de la resistencia térmica total debida a los componentes representados en la figura 12, del coeficiente total de transferencia de calor y de la ganancia de calor debida al gradiente de temperatura existente entre el techo de lámina de asbesto y el interior de la cámara frigorífica de media temperatura de 2.5 mts de altura, (se consideran los datos contenidos en la tabla V-1, así como la ecuación V-3).

$$R_t = 1/23.32 + 1/8.09 + 0.1/1.488 + 0.5/0.553 + 1/8.09 + 0.0635/0.021 + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 + 0.124 + 3.024 + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 4.435 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

$$U_t = 0.225 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$q = 0.225 (44.2 - 0) = 9.945 \text{ Kcal/hr-mt}^2$$

Para la cámara frigorífica de baja temperatura de 2.5 mts de altura, los valores de los conceptos anteriores son los siguientes:

$$R_t = 1/23.32 + 1/8.09 + 0.1/1.488 + 0.5/0.553 + 1/8.09 \\ + 0.089/0.021 + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 + 0.124 + 4.238 \\ + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 5.649 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

$$U_t = 0.177 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$q = 0.177 (44.2 - (-21)) = 11.54 \text{ Kcal/hr-mt}^2$$

Finalmente para la cámara frigorífica de media temperatura de 3.5 mts de altura, los valores son los siguientes:

$$R_t = 1/23.32 + 1/8.09 + 0.1/1.488 + 0.5/0.553 + 0.0635/0.021 \\ + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 + 3.024 + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 4.311 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

$$U_t = 0.232 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$q = 0.232 (44.2 - 0) = 10.254$$

La temperatura del techo que se considerará como tal en las cámaras frigoríficas tanto de media temperatura como de baja temperatura, será la existente en la parte superior del aislamiento - de poliuretano. La ganancia de calor por cargas suplementarias del medio ambiente exterior hacia las cámaras frigoríficas, se estimará en un 10% del valor de la ganancia de calor por la radiación solar.

Los valores tanto de la resistencia térmica como del coeficiente total de transferencia antes de la capa de poliuretano, en la cámara frigorífica de media temperatura de 2.5 mts de altura, son los siguientes:

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 + 0.124$$

$$R_t = 1.262$$

$$U_t = 0.792$$

El flujo de calor ahora será el total de la suma de la ganancia de calor por radiación solar y la ganancia de calor por cargas suplementarias, al relacionar los valores anteriores obtenemos la expresión siguiente:

$$9.945 + 0.994 = 0.792 (44.2 - T_t)$$

donde:

$$T_t = \text{a la temperatura del techo}$$

despejando T_t , se obtiene:

$$T_t = 30.387^{\circ}\text{C}$$

Siguiendo el mismo procedimiento para la cámara frigorífica de media temperatura, de 3.5 mts de altura, los resultados son:

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 = 1.138$$

$$U_t = 0.879$$

$$q = 10.254 + 1.025 = 0.879 (44.2 - T_t)$$

$$T_t = 31.368^{\circ}\text{C}$$

Finalmente para la cámara frigorífica de baja temperatura, los resultados son:

$$R_t = 0.043 + 0.124 + 0.067 + 0.904 + 0.124$$

$$R_t = 1.262$$

$$U_t = 0.792$$

$$q = 11.54 + 1.154 = 0.792 (44.2 - T_t)$$

$$T_t = 28.172 ^\circ\text{C}$$

Se tomará el valor de 30°C para la temperatura del techo en todas las cámaras frigoríficas.

Los resultados que se obtendrán para las paredes de cada una de las cámaras frigoríficas serán los siguientes:

- Temperatura exterior.
- Su diferencial de temperatura respecto a la temperatura de conservación.
- Resistencia térmica total.
- Carga por transmisión de calor.

Obtendremos los resultados mencionados para la cámara frigorífica de media temperatura para la conservación de Carne Empacada.

- Dimensiones de su construcción civil:
largo: 3.90 mts; ancho: 2.30 mts; alto: 2.50 mts
- Temperatura de conservación: 0°C a 2°C .
- Temperatura exterior en sus paredes siguientes:

muro norte: 25°C

muro este: 25°C

muro sur : 18°C

techo : 30°C

muro oeste: 0°C

piso : 22°C

Análisis para el muro norte.

Sus componentes son mostrados en la figura 13.

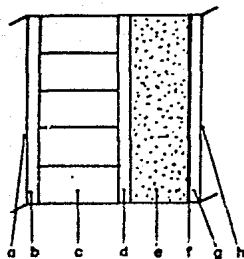


FIGURA 13

- a. película de aire externa.
- b. aplanado con mortero y cal al exterior de 0.013 mts de espesor.
- c. ladrillo hueco de 2 celdas, de 6 pulgadas de espesor.
- d. aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts de espesor.
- e. aislamiento de poliuretano expandido de 2.5 pulgadas de espesor.
- f. metal desplegado (soporte del acabado final).
- g. acabado final de 0.015 mts.
- h. película de aire interior.

1. Resistencia térmica total

$$R_t = 1/29.40 + 0.013/0.75 + 1/3.23 + 0.019/0.60 + 0.064/0.021 + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.034 + 0.017 + 0.310 + 0.032 + 3.048 + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 3.589 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 1/R_t$$

$$U_t = 1/3.589$$

$$U_t = 0.279 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

a. El diferencial de temperatura existente es de 25°C .

b. El área del muro es: $3.90 \times 2.50 = 9.75 \text{ mt}^2$

Por lo tanto la carga por transmisión de calor en el muro norte será la siguiente:

$$q_1 = 0.279 \times 9.75 \times 25 \text{ Kcal-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$q_1 = 68.006 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis para el muro sur.

Sus componentes son idénticos a los del muro norte.

1. Resistencia térmica total por unidad de área:

$$R_t = 3.589 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.279 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

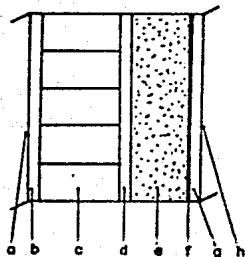


FIGURA 13

- a. película de aire externa.
- b. aplanado con mortero y cal al exterior de 0.013 mts de espesor.
- c. ladrillo hueco de 2 celdas, de 6 pulgadas de espesor.
- d. aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts de espesor.
- e. aislamiento de poliuretano expan-dido de 2.5 pulgadas de espesor.
- f. metal desplegado (soporte del - acabado final).
- g. acabado final de 0.015 mts.
- h. película de aire interior.

1. Resistencia térmica total

$$R_t = 1/29.40 + 0.013/0.75 + 1/3.23 + 0.019/0.60 + 0.064/0.021 + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.034 + 0.017 + 0.310 + 0.032 + 3.048 + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 3.589 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 1/R_t$$

$$U_t = 1/3.589$$

$$U_t = 0.279 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

a. El diferencial de temperatura existente es de 25°C .

b. El área del muro es: $3.90 \times 2.50 = 9.75 \text{ mt}^2$

Por lo tanto la carga por transmisión de calor en el muro note será la siguiente:

$$q_1 = 0.279 \times 9.75 \times 25 \text{ Kcal-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$q_1 = 68.006 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis para el muro sur.

Sus componentes son idénticos a los del muro norte.

1. Resistencia térmica total por unidad de área:

$$R_t = 3.589 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.279 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

- El diferencial de temperatura existente es de 18°C .
- El área del muro es: 9.75 mt^2 .

entonces:

$$q_2 = 0.279 \times 9.75 \times 18 \text{ Kcal/hr}$$

$$q_2 = 48.965 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis del muro oeste.

Sus componentes son mostrados en la figura 14

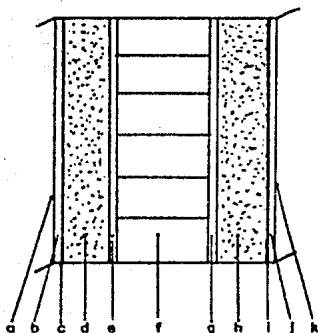


FIGURA 14

- película de aire interna.
- acabado final 0.15 mts de espesor.
- metal desplegado.
- aislamiento de poliuretano expandido de 2.5 pulgadas de espesor.
- aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts de espesor.
- ladrillo hueco de 2 celdas, de 6 pulgadas de espesor.
- aplanado con mortero y cal al interior de 0.019 mts de espesor.
- aislamiento de poliuretano expandido de 2.5 pulgadas de espesor.
- metal desplegado.
- acabado final de 0.015 mts de espesor.
- película de aire interna.

1. Resistencia térmica por unidad de área.

$$R_t = 1/8.09 + 0.015/0.60 + 0.064/0.021 + 0.019/0.60 + 1/3.23 \\ + 0.019/0.60 + 0.064/0.021 + 0.15/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.124 + 0.025 + 3.048 + 0.032 + 0.310 + 0.032 + 3.048 \\ + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 6.766 \text{ hr-mt}^2\text{-}^{\circ}\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.148 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

- El diferencial de temperatura existente es de 0°C .
- El área del muro es: $2.30 \times 2.50 = 5.75 \text{ mt}^2$.

entonces:

$$q_3 = 0.148 \times 5.75 \times 0$$

$$q_3 = 0.0 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis para el muro este.

Sus componentes son idénticos a los de los muros norte y sur.

1. Resistencia térmica total por unidad de área.

$$R_t = 3.589 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.279 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

a. El diferencial de temperatura existente es de 25°C .

b. El área del muro es: 5.75 mt^2 .

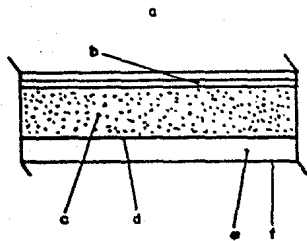
entonces:

$$q_4 = 0.279 \times 5.75 \times 25 \text{ Kcal/hr}$$

$$q_4 = 40.106 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis para el techo.

Sus componentes son mostrados en la figura 15.



- a. película de aire interior.
- b. falso plafón metálico para el soporte del aislamiento.
- c. aislamiento de poliuretano expandido de 2.5 pulgadas de espesor.
- d. metal desplegado.
- e. acabado final de 0.015 mts de espesor.
- f. película de aire interior.

FIGURA 15

1. Resistencia térmica total por unidad de área.

$$R_t = 1/8.09 + 0.064/0.021 + 0.015/0.60 + 1/8.09$$

$$R_t = 0.124 + 3.048 + 0.025 + 0.124$$

$$R_t = 3.320 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.301 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

a. El diferencial de temperatura existente es de 30°C .

b. El área del techo es: $3.90 \times 2.30 = 8.97 \text{ mt}^2$

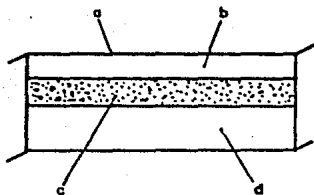
entonces:

$$q_5 = 0.301 \times 8.97 \times 30 \text{ Kcal/hr}$$

$$q_5 = 80.999 \text{ Kcal/hr}$$

Análisis del piso.

Sus componentes son mostrados en la figura 16.



- a. película de aire interior.
 b. piso de concreto acabado a la escoba en 0.038 mts de espesor.
 c. aislamiento de poliuretano expandido de 2 pulgadas de espesor.
 d. firme de concreto de 0.10 mts de espesor.

FIGURA 16

1. Resistencia térmica total.

$$R_t = 1/8.09 + 0.038/1.488 + 0.051/0.021 + 0.10/1.488$$

$$R_t = 0.124 + 0.026 + 2.429 + 0.067$$

$$R_t = 2.645 \text{ hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C/Kcal}$$

2. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_t = 0.378 \text{ Kcal/hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

3. Carga por transmisión de calor.

a. El diferencial de temperatura existente es de 22°C .

b. El área del piso es: 8.97 mt^2

entonces:

$$q_6 = 0.378 \times 8.97 \times 22 \text{ Kcal/hr}$$

$$q_6 = 74.595 \text{ Kcal/hr}$$

La carga por transmisión de calor total en la cámara frigorífica es:

$$q_t = 68.006 + 48.965 + 0.0 + 40.106 + 80.999 + 74.595$$

$$q_t = 312.671 \text{ Kcal/hr}$$

Los cálculos efectuados para la cámara frigorífica de Carne Empacada, serán representados para cada una de las cámaras frigoríficas faltantes, así como para la zona de Preparación de Carnes Rojas, en las tablas que se presentarán posteriormente. Cabe aclarar que los resultados obtenidos del análisis de la carga por transmisión de calor, representan valores netos resultantes de un balance térmico de la transferencia de calor en cada cámara frigorífica, dado que hay casos en los cuales el calor fluye hacia afuera de las cámaras frigoríficas. Los valores de estos casos son representados por el signo (-).

La preparación de Carnes Rojas no llevará aislamiento, su piso será de loseta. Además la carga total del producto para la zona de Preparación de Carnes Rojas, no podrá formar parte de la carga total de refrigeración, dado que el producto a procesar tendrá una temperatura menor a la de conservación en esta zona, por lo cual solo se considerará, la carga por infiltración, la carga por transmisión de calor y la carga suplementaria.

La cámara frigorífica para la conservación de masas, tendrá una losa de concreto armado de 0.15 mts de espesor en el techo, la temperatura del medio ambiente existente en los muros; norte, este y en el techo, se considerará en unos 28°C (dado que éste se encuentra ubicado en la zona de hornos de la Panificadora).

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: PESCADOS Y MARISCOS

LARGO: 6.0 mts. ANCHO: 3.5 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 0°C a 2°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	25°C	18°C	3°C	25°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	25°C	18°C	3°C	25°C	30°C	22°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.589	3.589	6.765	3.589	3.320	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.279	0.279	0.148	0.279	0.301	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	60.953	43.886	6.652	104.491	189.768	174.674
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						580.424

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: FRUTAS

LARGO: 6.0 mts. ANCHO: 2.7 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 3°C a 5°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	25°C	18°C	0°C	0°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	22°C	15°C	3°C	3°C	27°C	19°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.589	3.589	6.765	6.765	3.320	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.279	0.279	0.148	0.148	0.301	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	41.378	28.212	-6.652	-6.652	131.753	116.374
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						304.415

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: CARNES ROJAS

LARGO: 12.4 mts. ANCHO: 6.7 mts. ALTURA: 3.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 0°C a 2°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	25°C	25°C	25°C	18°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	25°C	25°C	25°C	18°C	30°C	22°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.589	3.589	3.589	3.589	3.136	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.279	0.279	0.279	0.279	0.313	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	163.354	163.354	302.326	217.675	779.794	691.045
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						2,317.548

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: LACTEOS Y SALCHICHONERIA

LARGO: 8.5 mts. ANCHO: 4.5 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 0°C a 2°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	-21°C	32°C	32°C	25°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	21°C	32°C	32°C	25°C	30°C	22°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	7.956	3.589	3.589	3.589	3.320	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.126	0.279	0.279	0.279	0.301	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	-29.695	100.311	189.476	148.028	345.649	318.157
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						1,071.927

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: CONGELADOS

LARGO: 6.0 mts. ANCHO: 4.5 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: -18°C a -21°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	3°C	0°C	32°C	25°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	24°C	21°C	53°C	46°C	51°C	43°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	7.956	7.956	4.779	4.779	4.510	4.454
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.126	0.126	0.209	0.209	0.222	0.224
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	33.937	29.695	166.342	144.372	305.300	260.638
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						940.284

**CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: VERDURAS**

LARGO: 4.5 mts. ANCHO: 4.5 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 3°C a 5°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	32°C	-21°C	32°C	25°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	29°C	24°C	29°C	22°C	27°C	19°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.506	7.956	3.589	3.589	3.320	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.285	0.126	0.279	0.279	0.301	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	93.055	-33.937	90.907	68.964	164.692	145.467
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						529.147

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: MASAS

LARGO: 6.5 mts. ANCHO: 4.5 mts. ALTURA: 2.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 0°C a 2°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	28°C	32°C	32°C	28°C	28°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	28°C	32°C	32°C	28°C	28°C	22°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.589	3.589	3.589	3.589	3.363	2.645
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.279	0.279	0.279	0.279	0.297	0.378
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	87.864	100.416	145.056	126.945	249.064	249.064
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						958.409

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION
DE: PREPARACION DE CARNES ROJAS

LARGO:11.8 mts. ANCHO:9.6 mts. ALTURA:3.5 mts.

TEMPERATURA DE CONSERVACION: 18°C a 20°C

DESCRIPCION	MURO NORTE	MURO SUR	MURO OESTE	MURO ESTE	TECHO	PISO
TEMPERATURA EXTERIOR	0°C	25°C	25°C	25°C	30°C	22°C
DIFERENCIAL DE TEMPERATURA	18°C	7°C	7°C	7°C	12°C	4°C
RESISTENCIA TERMICA TOTAL	3.589	0.517	0.124	0.201	0.155	0.262
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	0.279	1.934	8.090	4.978	6.440	3.818
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR	-207.410	559.120	221.116	1170.839	8754.472	1730.012
CARGA POR TRANSMISION DE CALOR TOTAL EN LA CAMARA						12,228.149

V-2 CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION FALTANTE

V-2-a Cálculo de la carga de calor por infiltración.

Cualquier cantidad de aire que penetre al espacio refrigerado debe reducirse a la temperatura de almacenamiento, aumentando de este modo la carga de refrigeración. Además, en el caso de que el contenido de humedad de aire que ha penetrado, sea superior que la existente en el espacio refrigerado, el exceso de humedad se condensará y el calor latente de esta condensación se agregará a la carga de refrigeración.

En nuestro caso el cálculo de la carga por infiltración, se hará al considerar los cambios de aire que se realizan dentro de las cámaras frigoríficas a causa de la apertura de puertas e infiltración.

Los cambios de aire (por cada 24 horas), se determinarán según sea el caso, de las tablas V-3 y V-4.

La ganancia de calor debida a los cambios de aire, se obtendrá por medio de la ecuación siguiente:

$$Q_{if} = Q_{t1} - Q_{t2} \quad V-12$$

donde:

$$Q_{t1} = M (Cpt_1 + wd_1 \phi_1 hv_1) \quad V-13$$

Representa la suma del calor sensible y del calor latente del aire, en el exterior de las cámaras frigoríficas, y:

$$Q_{t2} = M (Cpt_2 + wd_2 \phi_2 hv_2) \quad V-14$$

Representa la suma del calor sensible y calor latente del aire en el interior de las cámaras frigoríficas.

En las anteriores ecuaciones la masa de la mezcla, aire y vapor de agua (M), se calcula en base a la relación siguiente:

Aire infiltrado / volúmen específico total de la mezcla de aire y vapor de agua.

donde:

1. El aire infiltrado será igual al número de cambios de aire multiplicado por el volúmen del espacio refrigerado.

2. Volumen específico total de la mezcla, aire y vapor de agua, será igual al volumen específico de aire seco + (volumen específico de aire saturado - volumen de aire seco) x (humedad relativa).

Las condiciones del aire infiltrado en la mayoría de los casos serán:

1. 25°C de temperatura de bulbo seco.
2. 50% de humedad relativa.

Cálculo de la carga por infiltración para la Cámara Frigorífica de Carne Empacada.

1. Volumen del espacio refrigerado.

$$V = 3.704 \times 2.104 \times 2.5 = 19.483 \text{ mts}^3.$$

2. Cambios de aire por cada 24 horas.

De la tabla V-3, para $V = 19.483 \text{ mts}^3$, se requiere aproximadamente 20.5 cambios de aire cada 24 horas.

3. Aire infiltrado.

$$\text{Aire infiltrado} = 20.5 \times 19.483 = 399.402 \text{ mts}^3/24 \text{ hrs.}$$

$$\text{Aire infiltrado} = 14,102.867 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$$

4. Condiciones del aire en el exterior.

Para 77°F (25°C), se obtiene:

$$W_d = 0.02005 \text{ (por libra de aire seco)}$$

$$h_v = 1,093.40 \text{ BTU/lb.}$$

$$v \text{ (aire seco)} = 13.52 \text{ ft}^3/\text{lb.}$$

$$v \text{ (aire saturado)} = 13.95 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

5. Condiciones del aire en el interior.

Para 32°F (0°C), se obtiene:

$$W_d = 0.003771 \text{ (por libra de aire seco)}$$

$$h_v = 1,073.6 \text{ BTU/lb.}$$

$$\phi = 85\%$$

6. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua (M), según condiciones del exterior.

$$v_e = 13.52 + (13.95 - 13.52) 0.5 = 13.735 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Por lo tanto M será igual a:

$$M = 14,102.867 / 13.735 \text{ ft}^3 - \text{lb}/\text{ft}^3 - 24 \text{ hrs}$$

$$M = 1,026.783 \text{ lb}/24 \text{ hrs}$$

7. Calor total del aire del exterior.

Calor sensible

$$Q = MC_{pt1} = 1,026.783 \times 0.24 \times 77 \text{ lb-BTU-}^\circ\text{F}/\text{lb-}^\circ\text{F} - 24 \text{ hrs}$$

$$Q = 18,974.953 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

Calor latente.

$$Q = M W_{d1} \phi_1 h_{v1} = 1,026.783 \times 0.02005 \times 0.5 \times 1,093.40$$

$$Q = 11,254.912 \text{ lb-BTU}/\text{lb} - 24 \text{ hrs}$$

$$Q = 11,254.912 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

entonces:

$$Q_{t1} = 18,974.953 + 11,254.912 = 30,229.865 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

8. Calor total del aire del interior.

Calor sensible

$$Q = 1,026.783 \times 0.24 \times 32 = 7,885.693 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

Calor latente

$$Q = 1,026.783 \times 0.003771 \times 0.85 \times 1,073.6$$

$$= 3,533.431 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

entonces:

$$Q_{t2} = 11,419.124 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

9. Carga por infiltración (Q_{if})

$$Q_i = 30,229.865 - 11,419.124 = 18,810.741 \text{ BTU}/24 \text{ hrs}$$

Los volúmenes de los espacios refrigerados, así como su humedad relativa correspondiente, son representados en la tabla que se muestra a continuación:

	VOLUMEN ft ³	HUMEDAD RELATIVA %
Pescados y Mariscos	1,692.798	90
Frutas	1,282.918	85
Carnes Rojas	9,809.542	85
Lácteos y Salchichonería	3,154.984	80
Congelados	2,160.937	90
Verduras	1,635.241	85
Masas	2,395.113	85
Preparación de Carnes Rojas	13,999.709	70

Se resume en las tablas siguientes los cálculos efectuados para la obtención de la carga por infiltración.

Cámara frigorífica para la conservación de: Pescados y Mariscos.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: 1,692.798 ft³.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 20.250 cambios.
4. Aire infiltrado: 34,279.160 ft³/24 hrs.
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: 2,495.752 lb/24 hrs.
6. Calor total del aire en el exterior: 73,478.283 BTU/24 hrs.
7. Calor total del aire en el interior: 28,261.129 BTU/24 hrs.
8. Carga por infiltración: 45,217.154 BTU/24 hrs.

Cámara frigorífica para la conservación de: Frutas.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $1,282.918 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 23.625 cambios.
4. Aire infiltrado: $30,308.938 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $2,206.694 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $64,958.008 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $29,314.086 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $35,653.922 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de: Carnes Rojas.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $9,809.542 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 7.407 cambios.
4. Aire infiltrado: $72,659.278 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $5,290.082 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $155,747.079 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $58,832.398 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $96,914.681 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de: Lácteos y Salchichonería.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $3,154.984 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 14.01 cambios
4. Aire infiltrado: $44,201.326 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $3,218.153 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $94,746.709 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $35,138.482 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $59,608.227 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de Productos Congelados.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $2,160.937 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs: 13.05 cambios.
4. Aire infiltrado: $28,200.228 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $2,053.165 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $60,447.933 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $-1,742.880 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $62,190.812 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de: Verduras.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $1,635.241 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 20.25 cambios.
4. Aire infiltrado: $33,113.630 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $2,410.894 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $70,979.940 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $32,026.718 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $38,953.222 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de: Masas

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $2,395.113 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 17.03 cambios.
4. Aire infiltrado: $40,728.774 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $2,941.427 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $89,360.263 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $32,712.390 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $56,647.873 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

Cámara frigorífica para la conservación de: Preparación de Carnes Rojas.

1. Tipo de servicio: Pesado.
2. Volumen del espacio refrigerado: $13,999.709 \text{ ft}^3$.
3. Cambios de aire por cada 24 hrs.: 12.45 cambios
4. Aire infiltrado: $174,296.377 \text{ ft}^3/24 \text{ hrs.}$
5. Masa de la mezcla de aire y vapor de agua: $12,689.944 \text{ lb}/24\text{hrs.}$
6. Calor total del aire en el exterior: $373,608.884 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
7. Calor total del aire en el interior: $349,211.830 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$
8. Carga por infiltración: $24,397.054 \text{ BTU}/24 \text{ hrs.}$

V-2-b Cálculo de la carga total del producto.

La carga debida al producto, es la cantidad de calor que hay que extraerle al producto para bajar su temperatura hasta la del espacio refrigerado.

Esta carga puede deberse a:

1. Introducir el producto a una temperatura mayor que la de la cámara frigorífica.
2. Un proceso de congelación, que implica una carga por calor latente.
3. El calor de transpiración de algunos productos alimenticios.

Finalmente la carga total del producto será la suma de los diversos tipos de carga que existan para el caso particular.

La cantidad de calor que representa esta carga, se clasifica en:

1. Calor sensible arriba del punto de congelación.
2. Calor latente de congelación.
3. Calor sensible por debajo del punto de congelación.
4. Calor de transpiración.

El calor sensible arriba del punto de congelación que debe extraerse de un producto perecedero, puede calcularse del modo siguiente:

$$Q_1 = W C_p (t_1 - t_2) \text{ Kcal ó BTU/24 hrs.} \quad \text{V-15}$$

donde:

W = Peso del producto en Kgs. ó lbs.

C_p = Calor específico por encima de la congelación en Kcal/Kg-°C ó BTU/lb-°F.

t₁ = Temperatura a la cual entra el producto a la cámara frigorífica en °C ó °F.

t₂ = Temperatura final o de almacenamiento en °C ó °F.

El calor latente de congelación que debe extraerse de un producto perecedero, puede calcularse como sigue:

$$Q_2 = W h_{if} \text{ Kcal. ó BTU/24 hrs.} \quad \text{V-16}$$

donde:

W = Peso del producto en Kgs. ó lbs.

h_{if} = Calor latente de congelación en Kcal/Kg. ó BTU/lbs.

El calor que debe extraerse de un producto perecedero para poder reducir su temperatura por debajo de su punto de congelación puede calcularse como sigue:

$$Q_3 = W C_p (t_c - t_3) \text{ Kcal ó BTU/24 hrs.} \quad \text{V-17}$$

donde:

W = Peso del producto en Kgs ó lbs.

C_p = Calor específico por debajo del punto de congelación.

t_c = Temperatura de congelación en °C ó °F.

t_3 = Temperatura final en °C ó °F.

El calor de transpiración que debe extraerse de un producto perecedero, puede calcularse como sigue:

$$Q_4 = W h_t \text{ Kcal ó BTU/24 hrs.} \quad \text{V-18}$$

donde:

W = Peso del producto en Kgs. ó lbs.

h_t = Calor de transpiración en Kcal/Kg-24 hrs.

Las frutas y las verduras son productos perecederos, que después de ser cosechados continúan su proceso de vida, teniendo reacciones químicas, las cuales producen calor. Esta cantidad de calor recibe el nombre de calor de transpiración o calor de evolución, el cual depende del producto perecedero y de su temperatura de almacenamiento.

Los cálculos respectivos a la carga por producto son resumidos a continuación (se apoya el cálculo en las tablas V-5).

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: PESCADOS Y MARISCOS

1. Volumen neto de almacenamiento: 28.765 mts³.
2. Densidad promedio de almacenamiento: 350 Kgs/mt³.
3. Peso neto de almacenamiento: 10,067.75 Kgs.
4. Temperatura promedio de entrada: 3 °C.
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
24,374.023 Kcal/24 hrs.
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs.
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs.
8. Calor por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs.
9. Carga total del producto: 24,374.023 Kcal/24 hrs.

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: FRUTAS

1. Volumen neto de almacenamiento: 21.8 mts³.
2. Densidad promedio de almacenamiento: 230 Kgs/mt³.
3. Peso neto de almacenamiento: 5,014.0 Kgs.
4. Temperatura promedio de entrada: 20 °C.
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
74,583.25 Kcal/24 hrs.
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs.
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs.
8. Calor por evolución: 5,986.716 Kcal/24 hrs.
9. Carga total del producto: 80,569.966 Kcal/24 hrs.

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: CARNES ROJAS

1. Volumen neto de almacenamiento: 194.468 mts³
2. Densidad promedio de almacenamiento: 180 Kgs/mt³
3. Peso neto de almacenamiento: 35,004.24 Kgs
4. Temperatura promedio de entrada: 10°C
5. Calor sensible arriba del punto de congelación: 245,379.722 Kcal/24 hrs
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs
8. Calor por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs
9. Carga total del producto: 245,379.722 Kcal/24 hrs

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: LACTEOS Y SALCHICHONERIA

1. Volumen neto de almacenamiento: 53.611 mts³
2. Densidad promedio de almacenamiento: 280 Kgs/mt³
3. Peso neto de almacenamiento: 15,011.08 Kgs
4. Temperatura promedio de entrada: 12°C
5. Calor sensible arriba del punto de congelación: 108,079.776 Kcal/24 hrs
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs
8. Calor por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs
9. Carga total del producto: 108,079.776 Kcal/24 hrs

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: CONGELADOS.

1. Volumen neto de almacenamiento: 30.597 mts³.
2. Densidad promedio de almacenamiento: 300 Kgs/mt³.
3. Peso neto de almacenamiento: 9,179.10 Kgs.
4. Temperatura promedio de entrada: -5°C.
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs.
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs.
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
57,277.584 Kcal/24 hrs.
8. Calor por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs.
9. Carga total del producto: 57,277.584 Kcal/24 hrs.

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: VERDURAS.

1. Volumen neto de almacenamiento: 27.787 mts³.
2. Densidad promedio de almacenamiento: 180 Kgs/mt³.
3. Peso neto de almacenamiento: 5,001.66 Kgs.
4. Temperatura promedio de entrada: 20°C.
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
74,399.693 Kcal/24 hrs.
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs.
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs.
8. Calor por evolución: 5,971.982 Kcal/24 hrs.
9. Carga total del producto: 80,371.675 Kcal/24 hrs.

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: MASAS

1. Volumen neto de almacenamiento: 40.699 mts³
2. Densidad promedio de almacenamiento: 150 Kgs/mt³
3. Peso neto de almacenamiento: 6,104.85 Kgs
4. Temperatura promedio de entrada: 20°C
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
88,520.325 Kcal/24 hrs
6. Calor latente de congelación: 0.0 Kcal/24 hrs
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs
8. Calor por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs
9. Carga total del producto: 88,520.325 Kcal/24 hrs

CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE: CARNE EMPACADA

1. Volumen neto de almacenamiento: 11.690 mts³
2. Densidad promedio de almacenamiento: 430 Kgs/mt³
3. Peso neto de almacenamiento: 5,026.7 Kgs
4. Temperatura promedio de entrada: 5°C
5. Calor sensible arriba del punto de congelación:
18,096.12 Kcal/24 hrs
6. Calor latente de congelación: 0.0 kcal/24 hrs
7. Calor sensible por debajo del punto de congelación:
0.0 Kcal/24 hrs
8. Carga por evolución: 0.0 Kcal/24 hrs
9. Carga total del producto: 18,096.12 Kcal/24 hrs

V-2-c CALCULO DE LA CARGA SUPLEMENTARIA TOTAL

En esta carga suplementaria se incluye la ganancia de calor procedente de otros tipos de fuentes, que deberán incluirse para la estimación de la carga de refrigeración total. Dichos tipos son:

1. Por iluminación eléctrica.
2. Por motores eléctricos.
3. Por personas.

Para los dos primeros casos, existe una ganancia de calor debida a la disipación y transmisión de energía eléctrica al espacio refrigerado respectivamente. Cumpliendose el enunciado que dice: "La energía no puede destruirse sino solo transformarse".

La carga debida a las personas que se encuentran trabajando dentro de la cámara frigorífica, es resultado de la disipación constante de calor y humedad del cuerpo humano. La cantidad de calor disipada depende del tipo de actividad, temperatura y del tiempo de estancia dentro de la cámara frigorífica.

La carga por iluminación eléctrica se obtiene al aplicar la equivalencia; watts de iluminación $\times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr} = \text{Kcal/hr.}$

La carga por motores eléctricos se obtiene al aplicar la equivalencia seleccionada de la tabla V-7, dicha selección es la potencia en HP del motor eléctrico utilizado.

Finalmente la carga debida a las personas, se obtiene de la tabla V-8, al saber la temperatura de almacenamiento correspondiente y la cantidad de personas que han de trabajar.

En la tabla 3, se resume para cada cámara frigorífica (y Preparación de Carnes Rojas), la cantidad de lámparas y personas que le corresponden.

La carga suplementaria debida a los motores eléctricos, en este primer cálculo carecerá de exactitud, en virtud de la falta de información de la potencia de los motores eléctricos, que tendrán los difusores, por tal motivo se considerará una potencia aproximada, al obtener finalmente la carga de refrigeración total y al hacer el cálculo y selección del equipo correspondiente, esta carga suplementaria se podrá obtener correctamente.

CAMARA FRIGORIFICA	CANTIDAD DE LAMPARAS	WATTS	HORAS USADAS AL DIA	NUMERO DE PERSONAS	HORAS POR PERSONA AL DIA
CARNE EMPACADA	2	60	6	2	3
PESCADOS Y MARISCOS	2	60	8	2	4
FRUTAS	2	60	9	3	3
CARNES ROJAS	6	60	12	6	2
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	4	60	6	3	2
CONGELADOS	4	60	6	2	3
VERDURAS	2	60	9	3	3
MASAS	4	60	9	3	3
PREPARACION DE CARNES	4	60	10	6	6

TABLA 3

Cálculo de la carga suplementaria para la cámara frigorífica de Carne Empacada.

1. Por iluminación eléctrica.

De los datos de la tabla 3 y de la equivalencia correspondiente, se obtiene:

$$2 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 6 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr} \\ = 619.2 \text{ Kcal/24 hrs}$$

2. Por motores eléctricos (considerando motor y ventilador dentro del espacio refrigerado).

La potencia estimada de un solo motor será entre 1/8 a 1/2 HP. por lo tanto de la tabla V-7, se obtiene:

$$1 \text{ motor} \times 1/8 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs} \\ = 3,213 \text{ Kcal/24 hrs}$$

3. Por personas.

De la tabla 3 y la tabla V-8, se obtiene:

$$2 \text{ personas} \times 3 \text{ hrs/persona-día} \times 239.4 \text{ Kcal/hr} \\ = 1,436.40 \text{ Kcal/24 hrs}$$

4. Carga suplementaria total: 5,268.6 Kcal/24 hrs.

Pescados y Mariscos

1. Por iluminación eléctrica:
 $2 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 8 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 825.6 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/8 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 3,213 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $2 \text{ personas} \times 4 \text{ hrs/persona-día} \times 239.4 \text{ Kcal/hr}$
 $= 1,915.2 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 5,953.8 Kcal/24 hrs

Frutas

1. Por iluminación eléctrica:
 $2 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 9 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 928.8 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/8 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 3,213 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $3 \text{ personas} \times 3 \text{ hrs/persona-día} \times 211.6 \text{ Kcal/hr}$
 $= 1,904.4 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 6,046.2 Kcal/24 hrs

Carnes Rojas

1. Por iluminación eléctrica:
 $6 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 12 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 3,715.2 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/4 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 6,426 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $6 \text{ personas} \times 2 \text{ hrs/persona-día} \times 239.4 \text{ Kcal/hr}$
 $= 2,872.8 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 13,014.0 Kcal/24 hrs

Lácteos y Salchichonería

1. Por iluminación eléctrica:
 $4 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 6 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 206.4 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/4 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 6,426 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $3 \text{ personas} \times 2 \text{ hrs/persona-día} \times 239.4 \text{ Kcal/hr}$
 $= 1,436.4 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 8,068.8 Kcal/24 hrs

Congelados

1. Por iluminación eléctrica:
 $4 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 6 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 1,238.4 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/4 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 6,426 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $2 \text{ personas} \times 3 \text{ hrs/persona-día} \times 352.8 \text{ Kcal/hr}$
 $= 2,116.8 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 9,781.2 Kcal/24 hrs

Verduras

1. Por iluminación eléctrica:
 $2 \text{ lámparas} \times 60 \text{ watts/lámpara} \times 9 \text{ hrs/día} \times 0.86 \text{ Kcal/watt-hr}$
 $= 928.8 \text{ Kcal/24 hrs}$
2. Por motores eléctricos:
 $1 \text{ motor} \times 1/8 \text{ HP} \times 1,071 \text{ Kcal/HP-hr} \times 24 \text{ hrs}$
 $= 3,213 \text{ Kcal/24 hrs}$
3. Por personas:
 $3 \text{ personas} \times 3 \text{ hrs/persona-día} \times 211.6 \text{ Kcal/hr}$
 $= 1,904.4 \text{ Kcal/24 hrs}$
4. Carga suplementaria total: 6,046.2 Kcal/24 hrs

Masas

1. Por iluminación eléctrica:

4 lámparas x 60 watts/lámpara x 9 hrs/día x 0.86 Kcal/watt-hr
= 1,857.60 Kcal/24 hrs

2. Por motores eléctricos:

1 motor x 1/4 HP x 1,071 Kcal/HP-hr x 24 hrs
= 6,426 Kcal/24 hrs

3. Por personas:

3 personas x 3 hrs/persona-día x 239.4 Kcal/hr
= 2,154.6 Kcal/24 hrs

4. Carga suplementaria total: 10,438.2 Kcal/24 hrs

Preparación de Carnes Rojas

1. Por iluminación eléctrica:

4 lámparas x 60 watts/lámpara x 10 hrs/día x 0.86 Kcal/watt-hr
= 2,064 Kcal/24 hrs

2. Por motores eléctricos:

1 motor x 1/2 HP x 1,071 Kcal/HP-hr x 24 hrs
= 12,852 Kcal/24 hrs

Se incluyen los motores eléctricos de rebanadoras, sierras y molinos para carne, considerando que la suma de sus potencias sea equivalente a 1/2 HP, por lo tanto:

1/2 HP x 1,071 Kcal/HP-hr x 24 hrs = 12,852 Kcal/24 hrs

3. Por personas:

6 personas x 6 hrs/persona-día x 181.4 Kcal/hr
= 6,530.4 Kcal/24 hrs

4. Carga suplementaria total: 34,298.4 Kcal/24 hrs

TABLA V-1 Conductividad térmica y conductancia de los materiales utilizados en las paredes de las cámaras frigoríficas.

	C	K
Ladrillo hueco de 2 celdas, 6".	3.23	
Bloque de concreto, 8".	4.41	
Asbesto.	23.32	
Vidrio aislante doble.	2.397	
Aplanado con mortero de cal al exterior.		0.750
Aplanado con mortero de cal al interior.		0.600
Piso de mortero de cemento.		1.500
Azulejo y mosaico.		0.900
Poliuretano expandido.		0.021
Poliestireno expandido.		0.025
Concreto (arena y grava).		1.488
Bloque de poliestireno y cadena de concreto.		0.553

Las unidades correspondientes son:

para C: $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}}$

para K: $\frac{\text{Kcal-mt.}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}}$

TABLA V-2 Coeficientes de convección (conductancia superficial)

Superficies exteriores, $f_o = 29.40$

Superficies interiores, $f_i = 8.09$

Las unidades correspondientes para ambos casos son:

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{hr-mt}^2\text{-}^\circ\text{C}}$$

Cambios de aire cada 24 horas en cámaras frigoríficas, debidos a la apertura de puertas e infiltración.

TABLA V-3

Volumen ft ³	Cambios de aire cada 24 horas
500	26.0
600	23.0
800	20.0
1,100	17.5
1,500	14.0
2,000	12.0
3,000	9.5
4,000	8.2
5,000	7.2
6,000	6.5
8,000	5.5
10,000	4.9
15,000	3.9

TABLA V-4

Volumen ft ³	Cambios de aire cada 24 horas.
500	20.0
600	18.0
800	15.3
1,000	13.5
1,500	11.0
2,000	9.3
3,000	7.4
4,000	6.3
5,000	5.6
6,000	5.0
8,000	4.3
10,000	3.8
15,000	3.0

La tabla V-3, se aplica para cámaras frigoríficas con temperaturas de almacenamiento mayores a 0°C (32°F).

La tabla V-4, se aplica para cámaras frigoríficas con temperaturas de almacenamiento menores a 0°C (32°F).

Si el uso de las cámaras frigoríficas es pesado, los cambios señalados por estas tablas, se tendrán que multiplicar por el factor 1.5 .

TABLAS V-5

CAMARA FRIGORIFICA	PRUTAS	VERDURAS	CARNE EMPAKADA	UNIDADES
DENSIDAD PROMEDIO DE ALMACENAMIENTO	230	180	430	Kgs/mt ³
TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA	20	20	5	°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO ARRIBA DEL PUNTO DE CON- GELACION	0.875	0.875	0.72	Kcal/Kg-°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO POR ABAJO DEL PUNTO DE CONGELACION	-	-	-	Kcal/Kg-°C
CALOR LATENTE DE CONGELACION	-	-	-	Kcal/Kg
CALOR POR EVOLUCION	1.194	1.194	-	Kcal/Kg-24 hrs

TABLAS V-5

CAMARA FRIGORIFICA	LACTEOS Y SALCHICHONERIA	CONGELADOS	PESCADOS Y MARISCOS	UNIDADES
DENSIDAD PROMEDIO DE ALMACENAMIENTO	280	300	350	Kgs/mt ³
TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA	12	-5	3	°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO ARRIBA DEL PUNTO DE CON- GELACION	0.60	0.775	0.807	Kcal/Kg-°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO POR ABAJO DEL PUNTO DE CONGELACION	-	0.39	-	Kcal/Kg-°C
CALOR LATENTE DE CONGELACION	-	57.211	-	Kcal/Kg.
CALOR POR EVOLUCION	-	-	-	Kcal/Kg-24 hrs.

TABLAS V-5

CAMARA FRIGORIFICA	CARNES ROJAS	MASAS	UNIDADES
DENSIDAD PROMEDIO DE ALMACENAMIENTO	180	150	Kgs/mt ³
TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA	10	20	°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO ARRIBA DEL PUNTO DE CON- GELACION	0.701	0.725	Kcal/Kg-°C
CALOR ESPECIFICO PROMEDIO POR DEBAJO DEL PUNTO DE CONGELACION	-	-	Kcal/Kg-°C
CALOR LATENTE DE CONGELACION	-	-	Kcal/Kg.
CALOR POR EVOLUCION	-	-	Kcal/Kg-24 hrs.

TABLA V-6 Temperaturas de almacenamiento en las cámaras frigoríficas.

1. Para Frutas: de 3°C a 5°C .
2. Para Verduras: de 3°C a 5°C .
3. Para Carne Empacada: de 0°C a 2°C .
4. Para Pescados y Mariscos: de 0°C a 2°C .
5. Para Carnes Rojas: de 0°C a 2°C .
6. Para Lácteos y Salchichonería: de 0°C a 2°C .
7. Para Congelados: de -18°C a -21°C .
8. Para masas: de 0°C a 4°C .
9. Preparación de Carnes Rojas: de 18°C a 20°C .

TABLA V-7 Calor disipado por motores eléctricos.

H.P. DEL MOTOR

MOTOR Y VENTILADOR DENTRO DEL CUARTO

De $1/8$ a $1/2$

1,071 Kcal/HP.-hr.

De $1/2$ a 3

932.4 Kcal/HP.-hr.

De 3 a 20

743.4 Kcal/HP.-hr.

TABLA V-8 Calor disipado por personas dentro del espacio refrigerado.

TEMPERATURA DE LA
CAMARA FRIGORIFICA

CALOR DISIPADO POR
PERSONA

10°C

181.4 Kcal/hr.

4.4°C

211.6 Kcal/hr.

-1.1°C

239.4 Kcal/hr.

-12.2°C

302.4 Kcal/hr.

-17.8°C

327.6 Kcal/hr.

-13.3°C

352.8 Kcal/hr.

CAPITULO VI

VI-1 EQUIPO DE REFRIGERACION PARA LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

VI-1-a CALCULO Y SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS ENFRIADAS CON AIRE

Para la selección de las unidades condensadoras a utilizar, partiremos del conocimiento de los conceptos siguientes:

1. De la carga total de refrigeración.
2. De la temperatura de diseño interior.
3. De la humedad relativa interior.
4. De la temperatura de diseño exterior.

Por tal motivo se presenta en la tabla 4 los valores de cada tipo de carga calculados en Kcal/24 hrs, para las cámaras frigoríficas (incluyendo la zona de Preparación de Carnes Rojas).

En general el equipo de refrigeración se diseña para un funcionamiento continuo, sin embargo dentro del tiempo de operación del compresor, se deben de considerar los períodos llamados de descongelación. Dichos períodos son necesarios para el descongelamiento o deshielo del evaporador empleado.

En los sistemas de refrigeración de este proyecto, el aire que es circulado a través de su correspondiente evaporador es enfriado hasta una temperatura menor a la temperatura de congelación del agua, provocando que la humedad del aire enfriado se condense y posteriormente se congele adheriéndose a la superficie del serpentín del evaporador, formando lo que se llama escarcha. La acumulación de esta escarcha reduce la capacidad del evaporador, siendo necesario emplear métodos para el descongelamiento de esta.

Para las cámaras frigoríficas de media temperatura, el método de descongelamiento a utilizar consiste, en parar el funcionamiento del compresor y entrar a lo que se llama "ciclo-fuera", dando lugar a que la escarcha eleve su temperatura hasta la que tenga el espacio refrigerado, proceso en el cual absorbe el calor necesario del aire interior para llevar a cabo su descongelamiento, debido a esto se requiere de un tiempo considerable.

RESUMEN DE LAS CARGAS CALCULADAS PARA LAS CAMARAS FRIGORIFICAS.

CAMARA FRIGORIFICA	CARGA POR TRANSMISION	CARGA POR INFILTRACION	CARGA DEL PRODUCTO	CARGA SUPLENEM TARIA	CARGA TOTAL DE REFRIGERACION
CARNE EMPACADA	7,504.104	4,740.610	18,096.120	5,268.6	35,609.434
PESCADOS Y MARISCOS	13,930.176	11,395.452	24,374.023	5,953.8	55,653.451
FRUTAS	7,305.960	8,985.363	80,569.966	6,046.2	102,907.489
CARNES ROJAS	55,669.152	24,424.063	245,379.722	13,014.0	338,486.937
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	25,726.248	15,022.235	108,079.776	8,068.8	156,897.059
CONGELADOS	22,566.816	15,673.098	57,277.584	9,781.2	105,298.688
VERDURAS	12,699.528	9,816.840	80,371.675	6,046.2	108,934.243
MASAS	23,001.816	14,276.178	88,520.325	10,438.2	136,236.519
PREPARACION DE CARNES ROJAS	12,228.149	6,148.451		34,298.4	52,675.000

TABLA 4

La experiencia a demostrado que cuando se emplea el método del "ciclo-fuera", se tiene en el funcionamiento un máximo de 16 hrs.

Es decir que la capacidad del equipo de refrigeración debe ser la suficiente para poder obtener en 16 hrs de funcionamiento real, el equivalente a 24 hrs, dado que se emplean 8 hrs para el descongelamiento requerido.

Para la cámara frigorífica de baja temperatura o de productos congelados, el descongelamiento se logra por medio del calor suplementario, proporcionado por el gas caliente que se obtiene de la descarga del compresor.

El descongelamiento por medio del método del gas caliente es más rápido, por lo tanto el período de funcionamiento del equipo de refrigeración será mayor, siendo de 18 hrs el recomendado.

La selección de las unidades condensadoras enfriadas con aire, se hace de acuerdo a las temperaturas de diseño siguientes:

1. Temperatura de succión.
2. Temperatura del aire ambiente (de diseño exterior).

A su vez la determinación de la temperatura de succión, se hace bajo la influencia de factores como lo son:

- a. La humedad relativa interior.
- b. La temperatura interior de diseño.
- c. La temperatura de evaporación del refrigerante.

Que más adelante se verá que son condiciones de diseño para la selección de los evaporadores.

La temperatura de succión de diseño, depende básicamente de la temperatura de evaporación del refrigerante y de las pérdidas de presión en la tubería de succión. Con el fin de establecer una aproximación así como un factor de seguridad, consideraremos que las pérdidas de presión en la tubería de succión son de 3 lb/plg².

La temperatura de evaporación del refrigerante esta en función del diferencial de temperatura (D.T.), seleccionado en base a la temperatura interior de diseño (temperatura de almacenamiento de la cámara frigorífica), y de la humedad relativa requerida en el interior para una aceptable conservación de los productos perecederos almacenados.

Dicho diferencial de temperatura se puede obtener a partir de la información de la tabla VI-1 y con apoyo en la tabla V-6.

Se representa en la tabla 5 los diferenciales de temperatura seleccionados.

SELECCION DEL D.T.

Para Carne Empacada	6 °C	6	11 °F
Para Pescados y Mariscos	5 °C	6	9 °F
Para Frutas	6 °C	6	11 °F
Para Carnes Rojas	6 °C	6	11 °F
Para Lácteos y Salchichonería	7 °C	6	13 °F
Para Congelados	5 °C	6	9 °F
Para Verduras	6 °C	6	11 °F
Para Masas	6 °C	6	11 °F
Para Preparación de Carnes Rojas	8 °C	6	14 °F

TABLA 5

Para el establecimiento de la metodología a seguir para la selección de las unidades condensadoras, se hará el análisis completo para la cámara frigorífica de Carne Empacada:

Datos requeridos.

1. Carga total de refrigeración: 35,609.434 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado para el funcionamiento de la unidad condensadora: 16 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 85 %
4. Temperatura de almacenamiento: 0 °C (32 °F)
5. D.T. seleccionado: 6 °C ó 11 °F

a. Cálculo de la temperatura de evaporación.

Tevaporación = Talmacenamiento - D.T.
sustituyendo valores obtenemos:

$$T_{\text{evaporación}} = 32^{\circ}\text{F} - 11^{\circ}\text{F} = 21^{\circ}\text{F}$$

b. Cálculo de la temperatura de succión.

En función de la presión de succión se tiene la relación siguiente:

$P_{\text{succión}} = P_{\text{evaporación}} - \text{las pérdidas de presión en la tubería de succión}$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$P_{\text{succión}} = 21.784 \text{ lb/pulg}^2 - 3 \text{ lb/pulg}^2 = 18.784 \text{ lb/pulg}^2$$

Para esta presión de succión se obtiene de las tablas de propiedades termodinámicas de F-12, una temperatura de succión igual a 16.7 °F.

c. Cálculo de la capacidad de equipo requerida (C.E.R.)

Para lo cual tenemos la relación siguiente:

$$\text{C.E.R.} = \frac{\text{Carga total de refrigeración}}{\text{Tiempo recomendado de funcionamiento}}$$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$\text{C.E.R.} = 35,609.434/16 = 2,225.590 \text{ Kcal/hr}$$

Datos requeridos para hacer la selección de la unidad condensadora en base a la información presentada por el fabricante:

1. Presión de succión: 18.784 lb/pulg²
2. Temperatura exterior de diseño: 32 °C
3. Capacidad de equipo requerida = 2,225.590 Kcal/hr

Debido a que la información de la tabla VI-2, proporcionada por el fabricante, está de acuerdo a 30 °C como temperatura ambiente, se determinará un factor de corrección por tener 32°C como temperatura exterior de diseño (temperatura ambiente), siendo éste igual a 0.969. Una vez hecho este paso se selecciona de dicha tabla, por interpolación, la unidad condensadora modelo A200-M con una capacidad de 2,290 Kcal/hr, la cual afectada por el factor de corrección se obtiene una capacidad real de:

$$2,290 \times 0.969 = 2,219.01 \text{ Kcal/hr}$$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA PESCADOS Y MARISCOS

1. Carga total de refrigeración = 55,653.451 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 16 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 90 %
4. Temperatura de almacenamiento: 0 °C (32 °F)
5. D.T. seleccionado: 5 °C ó 9 °F
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 32 \text{ °F} - 9 \text{ °F} = 23 \text{ °F}$
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 23.153 - 3 = 20.153 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{\text{succ}} = 18.75 \text{ °F}$
8. Capacidad de equipo requerida:
 $\text{C.E.R.} = 55,653.451/16 = 3,478.341 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
 Modelo seleccionado: A300-M
 Capacidad correspondiente: 4,032.5 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $4,032.5 \times 0.969 = 3,907.493 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA FRUTAS

1. Carga total de refrigeración = 102,907.489 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 16 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 85 %
4. Temperatura de almacenamiento: 3 °C (37.4 °F)
5. D.T. SELECCIONADO: 6 °C ó 11 °F
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 37.4 \text{ °F} - 11 \text{ °F} = 26.4 \text{ °F}$

7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{succ} = 25.739 - 3 = 22.739 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{succ} = 22.4 \text{ }^{\circ}\text{F}$
8. Capacidad de equipo requerida:
 $C.E.R. = 102,907.489/16 = 6,431.718 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
 Modelo seleccionado: A500-M
 Capacidad correspondiente: 6,556 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $6,556 \times 0.969 = 6,352.764 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA CARNES ROJAS

1. Carga total de refrigeración = 338,486.937 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 15 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 85%
4. Temperatura de almacenamiento: $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($32 \text{ }^{\circ}\text{F}$)
5. D.T. seleccionado: $6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ó $11 \text{ }^{\circ}\text{F}$
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{evap} = 32 \text{ }^{\circ}\text{F} - 11 \text{ }^{\circ}\text{F} = 21 \text{ }^{\circ}\text{F}$
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{succ} = 21.784 - 3 = 18.784 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{succ} = 16.7 \text{ }^{\circ}\text{F}$
8. Capacidad de equipo requerida:
 $C.E.R. = 338,486.937/16 = 21,155.434 \text{ Kcal/hr}$
 Se optará por los dos casos siguientes:
 - a. Dos unidades condensadoras, por lo tanto la capacidad de equipo requerida será:
 $21,155.434/2 = 10,577.717 \text{ Kcal/hr}$
 - b. Cuatro unidades condensadoras, por lo tanto la capacidad de equipo requerida será:
 $21,155.434/4 = 5,288.585 \text{ Kcal/hr}$

9. Modelo de las unidades condensadoras seleccionadas y sus capacidades correspondientes:
 Para el caso a:
 Modelo seleccionado: A760-M.
 Capacidad correspondiente: 10,698.25 Kcal/hr.
 Para el caso b:
 Modelo seleccionado: A500-M.
 Capacidad correspondiente: 5,742 Kcal/hr.
10. Capacidad real suministrada por los modelos seleccionados:
 Para el caso a: $10,698.25 \times 0.969 = 10,366.604$ Kcal/hr.
 Para el caso b: $5,742.00 \times 0.969 = 5,563.998$ Kcal/hr.

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA LACTEOS Y SALCHICHO NERIA.

1. Carga total de refrigeración = 156,897.059 Kcal/24 hrs.
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 16 hrs.
3. Humedad relativa requerida en el interior: 80%.
4. Temperatura de almacenamiento: 0°C (32°F).
5. D.T. seleccionado: 7°C ó 13°F .
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 32^{\circ}\text{F} - 13^{\circ}\text{F} = 19^{\circ}\text{F}$.
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 20.375 - 3 = 17.375$ lb/pulg².
 $T_{\text{succ}} = 14.5^{\circ}\text{F}$.
8. Capacidad de equipo requerida.
 $\text{C.E.R.} = 156,897.059/16 = 9,806.066$ Kcal/hr.
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
 Modelo seleccionado: A760-M.
 Capacidad correspondiente: 10,285 Kcal/hr.
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $10,285 \times 0.969 = 9,966.165$ Kcal/hr.

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA CONGELADOS

1. Carga total de refrigeración = 105,298.688 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado para el funcionamiento de la unidad condensadora = 18 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 90%
4. Temperatura de almacenamiento: -21°C (-5.8°F)
5. D.T. seleccionado: 5°C 69°F
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = -5.8^{\circ}\text{F} - 9^{\circ}\text{F} = -14.8^{\circ}\text{F}$
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 2.558 - 3 = -0.442 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{\text{succ}} = -23^{\circ}\text{F}$
8. Capacidad de equipo requerida.
 $\text{C.E.R.} = 105,298.688/18 = 5,849.927 \text{ Kcal/hr}$
 Se optará por los dos casos siguientes:
 - a. Una unidad condensadora, por lo tanto la capacidad de equipo requerida será la calculada anteriormente.
 - b. Dos unidades condensadoras, por lo tanto la capacidad de equipo requerida será:
 $5,849.927/2 = 2,924.964 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo de las unidades condensadoras seleccionadas y sus capacidades correspondientes:
 Para el caso a:
 Modelo seleccionado: A1000-B
 Capacidad correspondiente: 5,491.563 Kcal/hr
 Para el caso b:
 Modelo seleccionado: A500-B
 Capacidad correspondiente: 2,269.699 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por los modelos seleccionados:
 Para el caso a: $5,491.563 \times 0.969 = 5,321.325 \text{ Kcal/hr}$
 Para el caso b: $2,269.688 \times 0.969 = 2,199.328 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA VERDURAS

1. Carga total de refrigeración = 108,934.243 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 16 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 85 %
4. Temperatura de almacenamiento: 3 °C (37.4 °F)
5. D.T. seleccionado: 6 °C ó 11 °F
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 37.4 \text{ °F} - 11 \text{ °F} = 26.4 \text{ °F}$
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 25.739 - 3 = 22.739 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{\text{succ}} = 22.4 \text{ °F}$
8. Capacidad de equipo requerida.
 $C.E.R. = 108,934.243/16 = 6,808.390 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
 Modelo seleccionado: A500-M
 Capacidad correspondiente: 6,556 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado.
 $6,556 \times 0.969 = 6,352.764 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA MASAS

1. Carga total de refrigeración = 136,236.519 Kcal/24 hrs
2. Tiempo recomendado de funcionamiento para la unidad condensadora = 16 hrs
3. Humedad relativa requerida en el interior: 85 %
4. Temperatura de almacenamiento: 0 °C (32 °F)
5. D.T. seleccionado: 6 °C ó 11 °F
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 32 \text{ °F} - 11 \text{ °F} = 21 \text{ °F}$
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 21.784 - 3 = 18.784 \text{ lb/pulg}^2$
 $T_{\text{succ}} = 16.7 \text{ °F}$

8. Capacidad de equipo requerida.
C.E.R. = $136,236.519/16 = 8,514.782$ Kcal/hr.
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
Modelo seleccionado: A750-M.
Capacidad correspondiente: 8,612 Kcal/hr.
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado.
 $8,612 \times 0.969 = 8,345.028$ Kcal/hr.

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA PARA LA PREPARACION DE CARNES ROJAS.

1. Carga total de refrigeración = 52,675 Kcal/24 hrs.
2. Tiempo recomendado para el funcionamiento de la unidad condensadora = 6 hrs.
3. Humedad relativa requerida en el interior: 70%.
4. Temperatura de almacenamiento: 19°C (64.4°F).
5. D.T. seleccionado: 8°C ó 14°F .
6. Temperatura de evaporación:
 $T_{\text{evap}} = 64.4^{\circ}\text{F} - 14^{\circ}\text{F} = 50.4^{\circ}\text{F}$.
7. Presión y temperatura de succión:
 $P_{\text{succ}} = 47.22 - 3 = 44.22$ lb/pulg².
 $T_{\text{succ}} = 47.5^{\circ}\text{F}$.
8. Capacidad de equipo requerida.
C.E.R. = $52,675/6 = 8,779.17$ Kcal/hr.
9. Modelo de la unidad condensadora seleccionada y su capacidad correspondiente:
Modelo seleccionado: A500-A.
Capacidad correspondiente: 9,401.75 Kcal/hr.
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $9,401.75 \times 0.969 = 9,110.296$ Kcal/hr.

En las tablas 6 y 7 se resumen las selecciones hechas de las unidades condensadoras.

Para la selección definitiva, factores como; el tipo de instalación a utilizarse en los sistemas de refrigeración, la cantidad de unidades condensadoras para asegurar la refrigeración continua a pesar de los períodos de mantenimiento y reparación, el espacio existente en el cuarto de máquinas, el costo de las unidades condensadoras y componentes de los sistemas de refrigeración, influyen en esta selección.

El tipo de instalación que utilizaremos en todos los sistemas de refrigeración, es el llamado "compresión individual". Este tipo de instalación es muy preferente en la refrigeración de las Tiendas de Autoservicio, dado que una unidad condensadora alimentará a un solo equipo de refrigeración, proporcionando con esto la opción de poder dar mantenimiento o hacer una reparación, sin tener que perder la refrigeración en los demás equipos que en un momento dado pueden refrigerar los productos perecederos de los equipos afectados.

Referente a las tuberías de cobre de los sistemas de refrigeración, se instalarán en forma telescópica.

La forma telescópica permite obtener:

1. Ahorro en el costo de las tuberías, sobre todo en la de succión.
2. Ahorro en el costo de los materiales y equipos requeridos para; la instalación en general y prueba de las tuberías componentes de los sistemas de refrigeración.
3. Versatilidad para modificar valores en las condiciones de diseño, pérdida de carga (h_c) y velocidad media (V), al - presentarse los cambios de diámetro en las tuberías.

Según se requiera para la tubería de succión, ésta forma consiste en ir incrementando su diámetro conforme ésta se va aproximando del evaporador al compresor.

En la tabla VI-7, se muestra un ejemplo de la distribución de los diámetros exteriores para dicha forma, en función de la potencia de la unidad condensadora y de la distancia de instalación.

UNIDAD CONDENSADORA

	CANTIDAD	MODELO	D.T.	CAPACIDAD
CARNE EMPACADA	1	A200-M	6 °C	2,219 Kcal/hr
PESCADOS Y MARISCOS	1	A300-M	5 °C	4,033 Kcal/hr
FRUTAS	1	A500-M	6 °C	6,353 Kcal/hr
CARNES ROJAS	2	A760-M	6 °C	10,367 Kcal/hr
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	A760-M	7 °C	9,966 Kcal/hr
CONGELADOS	1	A1000-B	5 °C	5,321 Kcal/hr
VERDURAS	1	A500-M	6 °C	6,353 Kcal/hr
MASAS	1	A750-M	6 °C	8,345 Kcal/hr
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	A500-A	8 °C	9,110 Kcal/hr

TABLA 6

UNIDAD CONDENSADORA

	CANTIDAD	MODELO	D.T.	C A P A C I D A D
CARNE EMPACADA	1	A200-M	6 °C	2,219 Kcal/hr
PESCADOS Y MARISCOS	1	A300-M	5 °C	4,033 Kcal/hr
FRUTAS	1	A500-M	6 °C	6,353 Kcal/hr
CARNES ROJAS	4	A500-M	5 °C	5,564 Kcal/hr
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	A760-M	7 °C	9,966 Kcal/hr
CONGELADOS	2	A500-B	5 °C	2,199 Kcal/hr
VERDURAS	1	A500-M	6 °C	6,353 Kcal/hr
MASAS	1	A750-M	6 °C	8,345 Kcal/hr
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	A500-A	8 °C	9,110 Kcal/hr

TABLA 7

Los valores recomendados para los diámetros exteriores en la tabla VI-7, serán un marco de referencia y comparación para el diseño de las tuberías de todos los sistemas de refrigeración.

En lo que respecta a la información de la tabla VI-7 sobre la distribución de las longitudes de la tubería de cobre en función del diámetro y de la distancia de instalación, estas longitudes serán la base para determinar la longitud real equivalente usada para el diseño de las tuberías.

La selección definitiva de las unidades condensadoras es representada en la tabla 8, sin embargo existe la posibilidad de hacer cambios a causa de la selección de los evaporadores y del espacio disponible para ellos en las cámaras frigoríficas.

UNIDAD CONDENSADORA

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA NUMERO	MODELO SELECCIONADO DE LA UNIDAD CONDENSADORA
CARNE EMPACADA	1	A200-M
PESCADOS Y MARISCOS	1	A300-M
FRUTAS	1	A500-M
CARNES ROJAS	1	A760-M
CARNES ROJAS	2	A760-M
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	A760-M
CONGELADOS	1	A500-B
CONGELADOS	2	A500-B
VERDURAS	1	A500-M
MASAS	1	A750-M
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	A500-A

TABLA 8

VI-1-b CALCULO Y SELECCION DE LOS EVAPORADORES

Para la selección de los evaporadores, se considera el diferen
cial de temperatura (D.T.), como uno de los factores mas importan
tes. Ya que las capacidades de los evaporadores están basados en
este D.T., además esta diferencia de temperatura entre el evapo
rador y el espacio por refrigerar, tiene una considerable influen
cia en la condición del producto almacenado, dado que regula la
humedad en el espacio refrigerado, y así mientras menor sea la di
ferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrige
rado, mayor será la humedad relativa dentro del espacio refrige
rado y por lo contrario al ser mayor la diferencia de temperatura,
se tendrá menor humedad relativa.

Existen otros factores que influyen en la humedad relativa in
terior, los cuales son; el movimiento del aire, del tipo de siste
ma de control, la cantidad de superficie de producto expuesta, de
la infiltración de aire y de las condiciones del aire exterior.

Los diferenciales de temperatura que se considerarán para la
selección de los evaporadores, son los que se muestran en la ta
bla 5. Dichos diferenciales de temperatura fueron determinados
para proporcionar buenas condiciones de humedad y temperatura.

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA CARNE EMPACADA

1. Temperatura de almacenamiento: 0°C (32°F)
2. D.T. seleccionado: 6°C ó 11°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada:
 $2,219.01 \text{ Kcal/hr}$ por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el
evaporador modelo DFM-124 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de: 336 Kcal/hr
 - b. Para un D.T. = 6°C seleccionado, tendrá una capacidad
de: $6 \times 336 = 2,016 \text{ Kcal/hr}$

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Carne Empacada se
selecciona el evaporador siguiente:

- a. Modelo: DFM-124
- b. Capacidad: 2,016 Kcal/hr para un D.T. = 6 °C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA PESCADOS Y MARISCOS

1. Temperatura de almacenamiento: 0 °C (32 °F)
2. D.T. seleccionado: 5 °C ó 9 °F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada: 3,907.493 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el evaporador modelo DFM-144 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1 °C, tiene una capacidad de: 672 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 5 °C seleccionado, tendrá una capacidad de: $5 \times 672 = 3,360$ Kcal/hr

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Pescados y Mariscos se selecciona el evaporador siguiente:

- a. Modelo: DFM-144
- b. Capacidad: 3,360 Kcal/hr para un D.T. = 5 °C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA FRUTAS

1. Temperatura de almacenamiento: 3 °C (39.4 °F)
2. D.T. seleccionado: 6 °C ó 11 °F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada: 6,556 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el evaporador modelo DFM-158 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1 °C, tiene una capacidad de: 1,175 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 6 °C seleccionado, tendrá una capacidad de: $6 \times 1,175 = 7,050$ Kcal/hr

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Frutas se selecciona el evaporador siguiente:

- a. Modelo: DFM-158
- b. Capacidad: 7,050 Kcal/hr para un D.T. = 6 °C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA CARNES ROJAS

1. Temperatura de almacenamiento: 0°C (32°F)
2. D.T. seleccionado: 6°C ó 11°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada:
Para el caso a: 10,366.604 Kcal/hr por unidad.
Para el caso b: 5,563.998 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, se determina para ambos casos, que el evaporador modelo DFM-154 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de 840 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 6°C seleccionado, tendrá una capacidad de: $6 \times 840 = 5,040$ Kcal/hr por unidad.

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Carnes Rojas se selecciona, para ambos casos, cuatro evaporadores de las características siguientes:

- a. Modelo: DFM-154
- b. Capacidad: 5,040 Kcal/hr para un D.T. = 6°C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA LÁCTEOS Y SALCHICHONERÍA

1. Temperatura de almacenamiento: 0°C (32°F)
2. D.T. seleccionado: 7°C ó 13°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada: 9,966 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el evaporador modelo DFM-144 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de: 672 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 7°C seleccionado, tendrá una capacidad de: $7 \times 672 = 4,704$ Kcal/hr

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Lácteos y Salchichonería, se seleccionan dos evaporadores con las características siguientes:

- a. Modelo: DFM-144
- b. Capacidad: 4,704 Kcal/hr para un D.T. = 7°C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA CONGELADOS

1. Temperatura de almacenamiento: -21°C (-5.8°F)
2. D.T. seleccionado: 5°C ó 9°F
3. Capacidad real de las unidades condensadoras seleccionadas:
Para el caso a: 5,321.325 Kcal/hr por unidad.
Para el caso b: 2,199.328 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante se deter
mina, para ambos casos, que el evaporador modelo FB-948
contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de: 557.143Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 5°C seleccionado, tendrá una capacidad
de: $5 \times 557.143 = 2,785$ Kcal/hr por unidad.

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Congelados se selec
ciona, para ambos casos, dos evaporadores con las características
siguientes:

- a. Modelo: FB-948
- b. Capacidad: 2,785 Kcal/hr para un D.T. = 5°C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA VERDURAS

1. Temperatura de almacenamiento: 3°C (37.4°F)
2. D.T. seleccionado: 6°C ó 11°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada:
6,352 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el
evaporador modelo DFM-158 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de 1,175 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 6°C seleccionado, tendrá una capacidad
de: $6 \times 1,175 = 7,050$ Kcal/hr

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Verduras se selec
ciona el evaporador siguiente:

- a. Modelo: DFM-158
- b. Capacidad: 7,050 Kcal/hr para un D.T. = 6°C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA MASAS

1. Temperatura de almacenamiento: 0°C (32°F)
2. D.T. seleccionado: 6°C ó 11°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada:
8,345.028 Kcal/hr por unidad.
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el evaporador modelo DFM-144 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de 672 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 6°C seleccionado, tendrá una capacidad de: $6 \times 672 = 4,032$ Kcal/hr por unidad.

Por lo tanto para la cámara frigorífica de Masas se seleccionan dos evaporadores con las características siguientes:

- a. Modelo: DFM-144
- b. Capacidad: 4,032 Kcal/hr para un D.T. = 6°C

SELECCION DEL EVAPORADOR PARA LA PREPARACION DE CARNES ROJAS

1. Temperatura de almacenamiento: 18°C (64.4°F)
2. D.T. seleccionado: 8°C ó 14°F
3. Capacidad real de la unidad condensadora seleccionada:
9,110.296 Kcal/hr por unidad
4. Determinación del evaporador adecuado:
De la información proporcionada por el fabricante, el evaporador modelo DFM-134 contiene:
 - a. Para un D.T. = 1°C , tiene una capacidad de 504 Kcal/hr
 - b. Para el D.T. = 8°C seleccionado, tendrá una capacidad de: $8 \times 504 = 4,032$ Kcal/hr por unidad.

Por lo tanto para la Preparación de Carnes Rojas, se seleccionan dos evaporadores con las características siguientes:

- a. Modelo: DFM-134
- b. Capacidad: 4,032 Kcal/hr para un D.T. = 8°C

En la tabla 9 se resume la selección hecha de los evaporadores.

E V A P O R A D O R

CAMARA FRIGORIFICA	CANTIDAD	MODELO	D.T.	C A P A C I D A D
CARNE EMPACADA	1	DFM-174	6 °C	2,016 Kcal/hr
PESCADOS Y MARISCOS	1	DFM-144	5 °C	3,360 Kcal/hr
FRUTAS	1	DFM-158	6 °C	7,050 Kcal/hr
CARNES ROJAS	4	DFM-154	6 °C	5,040 Kcal/hr
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	2	DFM-144	7 °C	4,704 Kcal/hr
CONGELADOS	2	FB-948	5 °C	2,785 Kcal/hr
VERDURAS	1	DFM-158	6 °C	7,050 Kcal/hr
MASAS	2	DFM-144	6 °C	4,032 Kcal/hr
PREPARACION DE CARNES ROJAS	2	DFM-134	8 °C	4,032 Kcal/hr

TABLA 9

E V A P O R A D O R

CAMARA FRIGORIFICA	CANTIDAD	MODELO	D.T.	C A P A C I D A D
CARNE EMPACADA	1	DFM-124	6 °C	2,016 Kcal/hr
PESCADOS Y MARISCOS	1	DFM-144	5 °C	3,360 Kcal/hr
FRUTAS	1	DFM-158	6 °C	7,050 Kcal/hr
CARNES ROJAS	4	DFM-154	6 °C	5,040 Kcal/hr
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	2	DFM-144	7 °C	4,704 Kcal/hr
CONGELADOS	2	FB-948	5 °C	2,785 Kcal/hr
VERDURAS	1	DFM-158	6 °C	7,050 Kcal/hr
MASAS	2	DFM-144	6 °C	4,032 Kcal/hr
PREPARACION DE CARNES ROJAS	2	DFM-134	8 °C	4,032 Kcal/hr

TABLA 9

VI-2 EQUIPO DE REFRIGERACION PARA LAS SECCIONES QUE COMPONEN LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

VI-2-a CALCULO Y SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS ENRIPIADAS CON AIRE

Para la selección de las unidades condensadoras utilizaremos la información de la tabla VI-5, de ella obtenemos la capacidad (Kcal/hr), así como las condiciones de operación de cada uno de los tramos de exhibición refrigerados.

Los criterios para la selección adecuada de las unidades condensadoras se fundamentarán en los puntos siguientes:

1. En la temperatura de succión recomendada.
2. Capacidad total de la selección correspondiente por cada 24 hrs.
3. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras.
4. Capacidades disponibles de las unidades condensadoras.
5. Del equilibrio en la distribución de los tramos de exhibición refrigerados según la capacidad de las unidades condensadoras.

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE FRUTAS Y VERDURAS

1. Temperatura de almacenamiento: 3 °C
2. Temperatura de succión recomendada: -5 °C
3. Cantidad de tramos refrigerados: ocho, modelo LE-8
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 990 Kcal/hr
5. Capacidad total de la sección por cada 24 hrs:
190,080 Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs
7. Capacidad de equipo requerida (C.E.R.)
 $190,080 / 16 = 11,880 \text{ Kcal/hr}$

8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para dos unidades condensadoras:
 $C.E.R. = 11.880 / 2 = 5,940 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:
Modelo: A500-M
Capacidad: 6,630 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $6,630 \times 0.969 = 6,424.47 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE PESCADOS Y MARISCOS.

1. Temperatura de almacenamiento: -18°C
2. Temperatura de succión recomendada: -25°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: tres, modelo AV-250
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 480 Kcal/hr
5. Capacidad total de la sección por cada 24 hrs:
 $34,560 \text{ Kcal/24 hrs}$
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 14 hrs.
7. $C.E.R. = 34,560 / 14 = 2,469 \text{ Kcal/hr}$
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para una unidad condensadora:
 $C.E.R. = 2,469 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:
Modelo: A500-B
Capacidad: 3,025 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $3,025 \times 0.969 = 2,931.22 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE CONGELADOS.

1. Temperatura de almacenamiento: -18°C

2. Temperatura de succión recomendada: -25°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: uno, modelo H-8
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,200 Kcal/hr
5. Capacidad total de la sección por cada 24 hrs:
28,800 Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 18 hrs
7. $\text{C.E.R.} = 28,800 / 18 = 1,600 \text{ Kcal/hr}$
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para una unidad condensadora:
 $\text{C.E.R.} = 1,600 \text{ Kcal/hr}$
9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:
Modelo: A300-B
Capacidad: 2,020 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:
 $2,020 \times 0.969 = 1,957.38 \text{ Kcal/hr}$

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE CARNES ROJAS.

1. Temperatura de almacenamiento: 2°C
2. Temperatura de succión recomendada: -5°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: ocho, modelo C-8
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,250 Kcal/hr
5. Capacidad total de la sección por cada 24 hrs:
240,000 Kcal/24 hrs.
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs.
7. $\text{C.E.R.} = 240,000 / 16 = 15,000 \text{ Kcal/hr}$
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para cuatro unidades condensadoras:
 $\text{C.E.R.} = 15,000 / 4 = 3,750 \text{ Kcal/hr}$

Para tres unidades condensadoras:

$$\text{C.E.R.} = 15,000 / 3 = 5,000 \text{ Kcal/hr}$$

Para dos unidades condensadoras:

$$\text{C.E.R.} = 15,000 / 2 = 7,500 \text{ Kcal/hr}$$

La opción más adecuada sería la de cuatro unidades.

9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:

Modelo: A300-M

Capacidad: 4,465 Kcal/hr

10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado.

$$4,465 \times 0.969 = 4,326.59 \text{ Kcal/hr}$$

Podemos fundamentar en la capacidad total de cada tramo refrigerado otro criterio de selección, como se muestra a continuación.

a. Capacidad total por cada tramo refrigerado:

$$1,250 \times 24 = 30,000 \text{ Kcal/24 hrs.}$$

b. Capacidad de equipo requerida por cada tramo refrigerado:

$$\text{C.E.R.} = 30,000 / 16 = 1,875 \text{ Kcal/hr}$$

Para dos tramos refrigerados:

$$\text{C.E.R.} = 3,750 \text{ Kcal/hr}$$

Para tres tramos refrigerados:

$$\text{C.E.R.} = 5,625 \text{ Kcal/hr}$$

Para cuatro tramos refrigerados:

$$\text{C.E.R.} = 7,500 \text{ Kcal/hr}$$

Modelos y capacidades de las unidades condensadoras seleccionadas.

Para dos tramos refrigerados.

Modelo: A300-M

Capacidad: 4,465 Kcal/hr

Para tres tramos refrigerados.

Modelo: A500-M

Capacidad: 6,630 Kcal/hr

Quedando ahora la selección en tres unidades condensadoras.

Capacidades reales suministradas por los modelos seleccionados:

Modelo: A300-M, $4,465 \times 0.969 = 4,326.59$ Kcal/hr

Modelo: A500-M, $6,630 \times 0.969 = 6,424.47$ Kcal/hr

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE LACTEOS.

1. Temperatura de almacenamiento: 2°C
2. Temperatura de succión recomendada: -5°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: ocho, modelo D-8
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,900 Kcal/hr
5. Capacidad total por cada 24 hrs:
 $1,900 \times 24 = 45,600$ Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs.
7. Capacidad de equipo requerida por cada tramo refrigerado:
 $\text{C.E.R.} = 45,600 / 16 = 2,850$ Kcal/hr
 Para dos tramos refrigerados:
 $\text{C.E.R.} = 5,700$ Kcal/hr
 Para tres tramos refrigerados:
 $\text{C.E.R.} = 8,550$ Kcal/hr
8. Modelos y capacidades de las unidades condensadoras seleccionadas:
 Para dos tramos refrigerados:
 Modelo: A500-M
 Capacidad: 6,630 Kcal/hr
 Para tres tramos refrigerados:
 Modelo: A750-M
 Capacidad: 9,944 Kcal/hr
9. Capacidades reales suministradas.
 Modelo, A500-M, $6,630 \times 0.969 = 6,424.47$ Kcal/hr
 Modelo, A750-M, $9,944 \times 0.969 = 9,635.74$ Kcal/hr

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS

Para los tramos refrigerados modelo C-8

1. Temperatura de almacenamiento: 2°C
2. Temperatura de succión recomendada: -5°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: tres
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,250 Kcal/hr
5. Capacidad total por cada 24 hrs: 90,000 Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs
7. C.E.R. = $90,000 / 16 = 5,625 \text{ Kcal/hr}$
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para una unidad condensadora:
C.E.R. = 5,625 Kcal/hr
9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:
Modelo: A500-M
Capacidad: 6,630 Kcal/hr
10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado.
 $6,630 \times 0.959 = 6,424.47 \text{ Kcal/hr}$

Para los tramos refrigerados modelo D-8

1. Temperatura de almacenamiento: 2°C
2. Temperatura de succión recomendada: -5°C
3. Cantidad de tramos refrigerados: dos
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,900 Kcal/hr
5. Capacidad total por cada 24 hrs: 91,200 Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs
7. C.E.R. = $91,200 / 16 = 5,700 \text{ Kcal/hr}$
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar:
Para una unidad condensadora:
C.E.R. = 5,700 Kcal/hr

9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada.

Modelo: A500-M

Capacidad: 6,630 Kcal/hr

10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:

$$6,630 \times 0.969 = 6,424.47$$

SELECCION DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS PARA LA SECCION DE PASTELES.

1. Temperatura de almacenamiento: 2 °C
2. Temperatura de succión recomendada: -5 °C
3. Cantidad de tramos refrigerados: dos, modelo D-8
4. Capacidad por cada tramo refrigerado: 1,900 kcal/hr
5. Capacidad total por cada 24 hrs: 91,200 Kcal/24 hrs
6. Tiempo recomendado para el funcionamiento de las unidades condensadoras: 16 hrs
7. C.E.R. = $91,200 / 16 = 5,700$ Kcal/hr
8. Cantidad de unidades condensadoras a seleccionar.

Para una unidad condensadora:

$$\text{C.E.R.} = 5,700 \text{ Kcal/hr}$$

9. Modelo y capacidad de la unidad condensadora seleccionada:

Modelo: A500-M

Capacidad: 6,630 Kcal/hr

10. Capacidad real suministrada por el modelo seleccionado:

$$6,630 \times 0.969 = 6,424.47 \text{ Kcal/hr}$$

En la tabla 10 se resume la selección hecha de las unidades condensadoras para los sistemas de refrigeración de los tramos refrigerados.

S E C C I O N	SISTEMA NUMERO	MODELO SELECCIONADO DE LA UNIDAD CONDENSADORA
FRUTAS Y VERDURAS	1	
FRUTAS Y VERDURAS	2	A500-M
PESCADOS Y MARISCOS	1	A500-M
CONGELADOS	1	A500-B
CARNES ROJAS	1	A300-B
CARNES ROJAS	2	A300-M
CARNES ROJAS	3	A500-M
LACTEOS	1	A500-M
LACTEOS	2	A750-M
LACTEOS	3	A750-M
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	A500-M
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	A500-M
PASTELES	1	A500-M

TABLA 10

CONDICIONES DE OPERACION DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

MODELO	TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	TEMPERATURA DE SUCCION	CAPACIDAD EN Kcal/hr PARA UN D.T. = 7 °C
LE-8	3 °C	-5 °C	990
AV-250	-18 °C	-25 °C	480
H-8	-18 °C	-25 °C	1,200
C-8	2 °C	-5 °C	1,250
D-8	2 °C	-5 °C	1,900

TABLA VI-5

VI-3 DISEÑO DE LAS TUBERIAS COMPONENTES PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

El material de las tuberías para los sistemas de refrigeración de esta Tienda de Autoservicio, será el cobre. Se utilizará el tipo "K" para la línea de alta presión, y el tipo "L" para la línea de baja presión.

La ubicación de las tuberías debe ser tal, que se cumplan los puntos siguientes:

- a. No debe presentar riesgos o peligros.
- b. Debe facilitar la instalación.
- c. Debe de ser accesible para la inspección y mantenimiento.

Las tuberías, a excepción de la de succión, deben estar; a plomo, rectas o paralelas a paredes y techos, la tubería de succión debe tener un cierto declive en dirección del flujo.

Para el soporte del sistema de tuberías en muros y techos, se utilizará un "soporte U" metálico galvanizado provisto de birlos, en los cuales las tuberías se sujetarán por medio de abrazaderas y tuercas galvanizadas. Los soportes tendrán una separación entre ellos de unos 3 mts reduciéndose esta distancia a 0.6 mts cuando exista un cambio de dirección.

Por lo general los sistemas de refrigeración en las Tiendas de Autoservicio requieren de longitudes de tubería considerables a causa de la gran distancia existente, entre el cuarto de máquinas y las zonas que comprenden las cámaras frigoríficas y los tramos de autoservicio, por tal motivo se debe de cuidar que los diámetros obtenidos en el diseño de las tuberías no produzcan grandes pérdidas de presión.

Los puntos que a continuación se enuncian, se deben de tomar en cuenta tanto para el diseño como para la instalación de las tuberías componentes de los sistemas de refrigeración:

1. Proporcionar la suficiente cantidad de refrigerante líquido para el buen funcionamiento de los evaporadores.
2. Facilitar el regreso continuo del aceite lubricante arrastrado, al cárter del compresor.

3. Evitar las pérdidas excesivas de presión del refrigerante para así tener una buena capacidad y eficiencia del sistema de refrigeración.
4. Evitar los golpes de líquido (migración de refrigerante líquido), al compresor durante su operación o arranque.

El diseño de las tuberías para los sistemas de refrigeración, es una serie continua de compromisos. Es deseable tener máxima capacidad, mínimo costo, apropiado retorno de aceite, mínimo consumo de potencia, mínima carga de refrigerante, mínimo nivel de ruido, apropiado control de refrigerante líquido y una perfecta flexibilidad en la operación, desde 0 al 100% de la capacidad del sistema sin problemas de lubricación, obviamente todos estos objetivos no pueden ser satisfechos.

En general, la caída de presión en las tuberías de refrigeración tiende a decrementar la capacidad e incrementar los requerimientos de potencia, por lo cual una excesiva caída de presión no debe de ser aceptada. La magnitud admisible de la caída de presión depende del tramo de tubería involucrado y cada parte del sistema debe de ser considerada separadamente.

Sin embargo la caída de presión no es el único criterio que se debe de considerar en el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración, ya que frecuentemente el rango de velocidad de los refrigerantes debe ser el factor determinante en el diseño.

Una razonable caída de presión es preferible a un sobredimensionamiento de las tuberías, las cuales pueden contener refrigerante en exceso a las necesidades del sistema. Una excesiva carga de refrigerante puede resultar en serios problemas para el control del mismo.

La medida de las válvulas de servicio del compresor, de la válvula de expansión, de la válvula de paso, la medida de la conexión del evaporador o algún otro tipo de accesorio, no debe determinar la medida del diámetro de la tubería a utilizar. Ya que es posible que el diámetro de la tubería sea menor o mayor al de las conexiones o componentes del sistema de refrigeración, en cuyo caso se debe de usar reducciones para la unión correspondiente.

VI-3-a DISEÑO DE LA TUBERÍA DE COBRE PARA LA LÍNEA DE SUCCIÓN

El diseño del diámetro de la tubería de succión es el más crítico para cualquier sistema de refrigeración.

La caída de presión en la tubería de succión, debida a la resistencia de fricción al flujo del vapor refrigerante, resulta en un decremento de presión en la válvula de succión del compresor, siendo menor que la presión existente a la salida del evaporador. Como la presión de succión es decreamentada, cada unidad de masa del vapor refrigerante que retorna al compresor, ocupa un volumen mayor, y el peso del refrigerante comprimido por el compresor es menor.

Normalmente es aceptado en la práctica para el diseño de la tubería de succión, que por cada 100 pies de longitud sus pérdidas de presión sean equivalentes al cambio en 2°F con respecto a la temperatura de evaporación.

Desde que el aceite pasa a través de los cilindros del compresor para proveer la lubricación, una pequeña parte del aceite circula con el refrigerante, debido a que los aceites usados en la refrigeración son miscibles en el refrigerante líquido, el aceite solo puede regresar al cárter del compresor a través de la tubería de succión del sistema si la velocidad del vapor refrigerante es lo bastante grande para barrer junto con él, el aceite.

Es importante por lo tanto mantener una adecuada velocidad, en la tubería de succión, para asegurar la circulación y el retorno del aceite al compresor.

De los estudios efectuados de los aceites utilizados en la refrigeración, se dice que éstos son más viscosos en los sistemas, después de que el vapor refrigerante se calienta unos grados arriba de la temperatura de evaporación, esta condición ocurre en la tubería de succión después de que el vapor refrigerante abandona al evaporador.

El movimiento del aceite a través de la tubería de succión depende de la densidad y velocidad del vapor refrigerante, como su densidad se decrementa, altas velocidades son requeridas para forzar el movimiento del aceite cada vez más viscoso.

ANÁLISIS PARA EL DISEÑO DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN

La descripción de los pasos que constituyen a la metodología a utilizar en el diseño de la tubería de succión, se hará en base a términos relacionados, tanto a los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas, como a los tramos de exhibición refrigerados.

A continuación se describen dichos pasos:

1. Obtener gráficamente el punto de equilibrio del equipo de refrigeración seleccionado (unidad condensadora-evaporador (es) para las cámaras frigoríficas, unidad condensadora-tramo (s) de exhibición refrigerado (s) para las secciones refrigeradas), para valores de temperatura de succión en $^{\circ}\text{C}$ y D.T.

Las condiciones de equilibrio se evalúan trazando en una gráfica común la capacidad de la unidad condensadora contra la capacidad del evaporador (es), o bien la capacidad de la unidad condensadora contra la capacidad del tramo (s) refrigerado (s).

Para la unidad condensadora se traza su capacidad (Kcal/hr), contra la temperatura de succión ($^{\circ}\text{C}$), para el evaporador como para el tramo refrigerado se trazan sus capacidades (Kcal/hr), contra el D.T. ($^{\circ}\text{C}$).

Determinados los valores correspondientes a la temperatura de almacenamiento y al D.T., hay solamente una posible temperatura de succión que satisfaga las condiciones de diseño del sistema de refrigeración.

Los valores para D.T. y temperatura de succión, están relacionados como se muestra:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{almacenamiento}} - \text{D.T.}$$

$$T_{\text{succión}} = T_{\text{evaporación}} - h_{\text{ct}} (^{\circ}\text{C})$$

donde:

h_{ct} , es la pérdida de carga equivalente

2. Determinación de los valores de las condiciones de equilibrio que satisfagan las de diseño, empleadas en la selección del equipo de refrigeración.

- A. Del punto de equilibrio de la gráfica se obtiene:
- Temperatura de succión (T_{succ}), en $^{\circ}C$
 - Pérdida de carga equivalente (h_{ct}), en $^{\circ}C$
 - D.T. en $^{\circ}C$
 - Capacidad de equilibrio del equipo de refrigeración seleccionado (C.D.E.), en Kcal/hr

B. Cálculos complementarios

- De acuerdo a la T_{succ} , de tablas de propiedades termodinámicas para freón 12, se obtiene la presión de succión en Kg/cm^2
- La temperatura y presión de evaporación:
La temperatura de evaporación (T_{evap}) en $^{\circ}C$, como:

$$T_{evap} = T_{succ} + h_{ct}$$

La presión de evaporación en Kg/cm^2 de tablas de propiedades termodinámicas para freón 12, de acuerdo a la T_{evap}

- Pérdida de carga total o caída de presión en Kg/cm^2 , como:

$$h_c = P_{evap} - P_{succ}$$

Los valores de las condiciones de equilibrio para cualquier sistema de refrigeración, así como el de la pérdida de carga total, se representarán en el orden siguiente:

$$T_{succ}, P_{succ}, T_{evap}, P_{evap}, h_{ct}, D.T., C.D.E. \text{ y } h_c$$

- Cuantificación de los valores de las variables necesarias para el diseño del diámetro de la tubería de succión.

La tubería de succión en la mayoría de los sistemas de refrigeración, esta constituida por diferentes diámetros; por lo tanto el diseño comprenderá tantas partes como diámetros haya.

De las tablas VI-9 y VI-13 (basadas en la VI-7), obtenemos para la tubería de succión de cada sistema de refrigeración; la can

tividad de diámetros diferentes y la longitud del tramo de tubería de un solo diámetro correspondiente.

Para el diseño del diámetro de cada uno de los tramos de la tubería de succión, se requiere del conocimiento de los valores de las propiedades siguientes; temperatura, presión, densidad y viscosidad del vapor refrigerante, tanto al principio como al final del tramo, con los cuales se genera un proceso iterativo, que da como resultados; el coeficiente de fricción, el diámetro interior de la tubería y la velocidad del vapor refrigerante.

El procedimiento se describe para el primer tramo de la tubería de succión, como:

A. Obtención del equivalente $^{\circ}\text{C}/\text{mt}$

Se obtiene la relación entre el valor de la pérdida de carga equivalente y la longitud total equivalente.

La longitud total equivalente (L.T.E.) de la tubería de succión se obtiene al sumar, la longitud de instalación según las tablas VI-9 y VI-13 con la longitud equivalente correspondiente a las conexiones según valores de la tabla VI-8, sin embargo en esta fase del diseño al desconocer los valores de los diámetros, la longitud total equivalente la aproximaremos en todos los casos a un 30% arriba de los valores representados en las tablas VI-9 y VI-13. Para la mayoría de los casos 3°C será el valor de la pérdida de carga equivalente.

B. Obtención de la caída de presión parcial en el tramo.

a. Pérdida de presión en $^{\circ}\text{C}$

Se calcula al multiplicar la longitud del tramo por el equivalente en $^{\circ}\text{C}/\text{mt}$

b. Temperatura (T_1) y presión (P_1) al final del tramo.

Se obtiene al restar de la temperatura de evaporación la pérdida de presión en $^{\circ}\text{C}$ correspondiente, con lo cual de las tablas de propiedades termodinámicas se determina el valor de la presión al final del tramo (P_1).

c. Caída de presión parcial (h_{c1})

Se obtiene al restar de la presión de evaporación la presión existente al final del tramo.

C. Obtención de los valores requeridos para el proceso iterativo.

a. La densidad (ρ) de tablas de propiedades termodinámicas al conocer la T_{evap}

b. La viscosidad (μ) de tablas al conocer la T_{evap}

Se requiere saber también el gasto de refrigerante (q), el cual se conoce al calcular el desplazamiento real del compresor considerando una eficiencia volumétrica del 85%.

Resumiendo para el cálculo del diámetro de cualquier tramo de la tubería de succión, los datos serán; la temperatura y presión existentes al inicio del tramo, la densidad y viscosidad correspondientes según la temperatura al inicio del tramo, el desplazamiento real del compresor y la caída de presión parcial en el tramo.

4. Selección definitiva de los diámetros componentes de la tubería de succión.

De acuerdo a los resultados de los procesos iterativos la selección definitiva de los diámetros, contempla los casos siguientes:

a. Cuando el valor de la velocidad se encuentra dentro del rango de velocidad permisible.

b. Cuando el valor de la velocidad se encuentra abajo del rango de la velocidad permisible.

Para el primer caso de la tabla VI-6, se selecciona el diámetro comercial, auxiliando la decisión en la figura 27.

Para el segundo caso, el valor del diámetro interior se tiene que disminuir convenientemente, para poder incrementar la velocidad, consiguiendo esto se prosigue de la misma manera que el primer caso.

5. Cálculo de la pérdida de carga real (h_{cr})

Para cada uno de los diámetros seleccionados, se requiere los valores siguientes:

a. Longitud real equivalente.

b. Gasto real del compresor.

c. La densidad y viscosidad para la temperatura al inicio de la tubería.

d. El diámetro interior de la tubería.

Con los cuales obtenemos; el número de Reynolds, el coeficiente de fricción, la velocidad media y la pérdida de carga real.

6. Comparación de condiciones.

Esta es la última etapa de la metodología, de ella se puede concluir si el diseño de la tubería de succión es aceptable, o si no lo es plantear los cambios necesarios para la mejora del diseño.

Se establece por un lado una comparación entre las condiciones de diseño empleadas para la selección del equipo de refrigeración contra las condiciones de equilibrio que se logran obtener con el equipo de refrigeración seleccionado, por otro lado se compara también los valores de la pérdida de carga total (obtenida de las condiciones de equilibrio) y la pérdida de carga total real.

Para decir que el diseño de la tubería de succión en cuestión es aceptable, se requiere que los valores de las condiciones de diseño y de equilibrio sean lo más similares posible.

Utilizaremos un análisis matemático para el cálculo del diámetro interior, que cumpla con la mayoría de las condiciones de diseño.

Para el análisis matemático utilizaremos las ecuaciones siguientes:

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (\text{Número de Reynolds}) \quad \text{VI-1}$$

donde:

V = velocidad media (mt/seg)

D = diámetro de la tubería interior (mts)

ρ = densidad del refrigerante (Kg/mt³)

μ = coeficiente de viscosidad (Kg/mt-seg)

$$h = f \frac{LV^2\rho}{2gD} \quad (\text{Pérdida de carga ó caída de presión}) \quad \text{VI-2}$$

donde:

f = coeficiente de fricción o rozamiento.

L = longitud equivalente de la tubería (mts)

V = velocidad media (mt/seg)

ρ = densidad del refrigerante (Kg/mt³)

D = diámetro de la tubería interior (mts)

g = constante (9.81 Kgm-mt/Kgf-seg²)

(Kgm son Kilogramos masa y Kgf Kilogramos fuerza)

Las unidades correspondientes para las ecuaciones antes mencionadas son:

$$Re = \left(\frac{mt-mt-Kg-mt-seg}{seg-mt^3-Kg} \right), \text{ resultado adimensional.}$$

$$h = \left(\frac{mt-mt^2-Kg-Kgf-seg^2}{seg^2-mt^3-Kgm-mt-mt} \right), \text{ resultado Kgf/m}^2, \text{ la cual corresponde a unidades de presión.}$$

En ambas ecuaciones las incógnitas que a su vez son variables de diseño son: D, V y f.

Tenemos un sistema de dos ecuaciones con tres incógnitas, siendo necesario establecer alguna relación entre dos de ellas para poder resolver el sistema de ecuaciones.

Sabemos que:

$$V = \frac{q}{A} \quad \text{VI-3}$$

donde:

q = desplazamiento real del compresor, mt³/seg.

A = área transversal interior de la tubería, mt².

El área se representa en función del diámetro interior como:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{VI-4}$$

Sustituyendo VI-4 en VI-3, se obtiene la relación buscada como:

$$V = \frac{4q}{\pi D^2} \quad \text{VI-5}$$

Finalmente sustituyendo VI-5 en VI-1 y VI-2, se obtiene el sis

tema de ecuaciones requerido, de la forma siguiente:

$$Re = \frac{4qf}{D\pi\mu} \quad \text{VI-6}$$

$$h = f \frac{8L/q^2}{D^5\pi g} \quad \text{VI-7}$$

De este sistema de ecuaciones las incógnitas a determinar son: D y f.

El análisis matemático a desarrollar consistirá de los pasos siguientes:

1. Dar un valor inicial al coeficiente de fricción, obteniendo con esto el valor del diámetro por medio de la ecuación que se obtiene al despejar "D" de VI-7, como sigue:

$$D = \left(f \frac{8L/q^2}{h_c \pi^2 g} \right)^{0.2} \quad \text{VI-8}$$

2. Con este valor se obtiene el número de Reynolds y de la gráfica de la figura 24, la rugosidad relativa para la tubería estirada. Posteriormente con estos dos valores obtener del diagrama de Moody el nuevo valor del coeficiente de fricción.

Es decir se establece un proceso iterativo. Para el desarrollo de este proceso iterativo utilizaremos un programa con la codificación siguiente:

1. LRN	11. LBL D	21. STO 06
2. LBL A	12. STO 03	22. R/S
3. STO 00	13. R/S	23. LBL E
4. R/S	14. LBL A'	24. STO 07
5. LBL B	15. STO 04	25. CP
6. STO 01	16. R/S	26. RCL 01
7. R/S	17. LBL B'	27. x ²
8. LBL C	18. STO 05	28. x
9. STO 02	19. R/S	29. RCL 07
10. R/S	20. LBL C'	30. x

31. RCL 00	52. 1	73.)
32. x	53. =	74. +
33. RCL 02	54. x	75. π
34. x	55. 100	76. =
35. 8	56. =	77. R/S
36. +	57. $ x $	78. LBL CLR
37. RCL 03	58. -	79. RCL 01
38. +	59. RCL 06	80. x
39. π^2	60. =	81. 4
40. +	61. $x \gg t$	82. x
41. 9.81	62. CLR	83. RCL 02
42. =	63. 0	84. +
43. y^x	64. $1/x$	85. π
44. 0.2	65. R/S	86. +
45. =	66. RCL 01	87. RCL 05
46. EXC 05	67. x	88. +
47. +	68. 4	89. RCL 04
48. RCL 05	69. +	90. =
49. =	70. (	91. R/S
50. $1/x$	71. RCL 05	92. RCL 05
51. -	72. x^2	93. R/S

La función del programa se resume de la forma siguiente:

Para los valores de; longitud total equivalente, desplazamiento real del compresor, densidad, pérdida de carga, viscosidad, se calcula el valor del número de Reynolds y del diámetro interior para cada iteración según el valor del coeficiente de rozamiento.

El proceso iterativo terminará hasta que la diferencia entre los valores del diámetro interior calculados en dos iteraciones sucesivas, sea igual a un margen de error previamente establecido.

Una vez terminado el proceso iterativo, se calcula la velocidad del vapor refrigerante empleando el diámetro calculado anteriormente.

A continuación se mencionan las memorias utilizadas, así como el concepto que almacena cada una:

STO 00, L
 STO 01, q
 STO 02, f
 STO 03, h_c
 STO 04, μ
 STO 05, D
 STO 06, % (porcentaje mínimo aceptado para dar por
 terminado el proceso iterativo)
 STO 07, f

Nominalmente las velocidades mínimas de 700 pies/min (3.557 m/s) de las tuberías de succión horizontales y 1500 pies/min (7.622 m/s) en las tuberías de succión verticales, son recomendadas y usadas como estándares de diseño para el dimensionamiento de la tubería de succión y el apropiado retorno del aceite.

Tratar de obtener una pequeña caída de presión y una velocidad grande, en el diseño de la tubería de succión, es un conflicto.

Sin embargo por lo general se aprueba, en el diseño de la tubería de succión, obtener velocidades tan altas como sea posible, teniendo como base la máxima caída de presión permisible.

DISEÑO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LAS UNIDADES CONDENSADORAS DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE CARNE EMPACADA

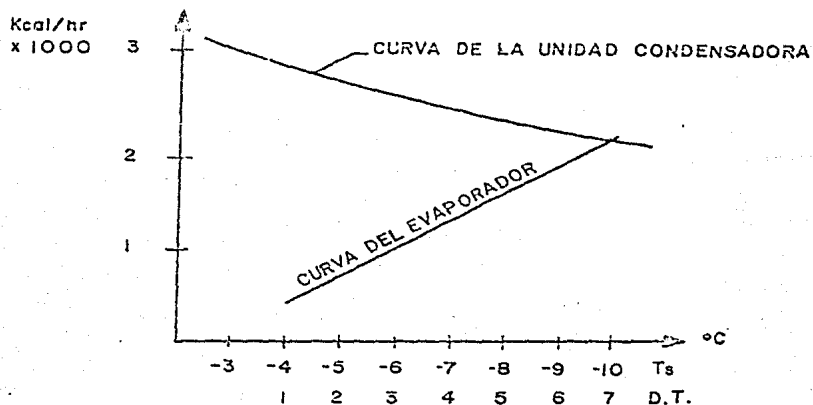


FIGURA 17

En la figura 17 se representa el punto de equilibrio.

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -9.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.211 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -6.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.460 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = -6.9^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 2,319 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 1.460 - 1.211 = 0.249 \text{ Kg/cm}^2 = 2,490 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

De la información de la tabla VI-9, obtenemos los valores siguientes:

$$\text{Para } \varnothing_1, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_2, 28 + 0.30 (28) = 36.4 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud total equivalente: } 23.4 + 36.4 = 59.8 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3^{\circ}\text{C} / 59.8 \text{ mts} = 0.0502^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\varnothing_1$

Obtención de la caída de presión parcial en el tramo.

a. Pérdida de presión en $^{\circ}\text{C}$

$$23.4 \text{ mts} \times (0.0502^{\circ}\text{C/mt}) = 1.175^{\circ}\text{C}$$

b. T_1 y P_1 , al final del tramo

$$T_1 = -6.9 - 1.175 = -8.075^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.359 \text{ Kg/cm}^2$$

c. Caída de presión parcial

$$h_{c1} = 1.460 - 1.359 = 0.101 \text{ Kg/cm}^2 = 1,010 \text{ Kg/mt}^2$$

Densidad y viscosidad para $T_{\text{evap}} = -6.9^{\circ}\text{C}$

$$\rho = 18.15 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

Valores requeridos para el proceso iterativo

$$T_{\text{evap}} = -6.9^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{\text{evap}} = 18.15 \text{ Kg/cm}^3$$

$$\rho = 18.15 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 2.09 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$h_{c1} = 1.010 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0261$$

$$D = 0.021 \text{ mts}$$

$$V = 6.188 \text{ mt/seg}$$

para β_2

Obtención de la caída de presión parcial en el tramo

c. Caída de presión parcial.

$$h_{c2} = P_1 - P_{\text{succ}}$$

$$h_{c2} = 1.359 - 1.211 = 0.148 \text{ Kg/cm}^2 = 1,480 \text{ Kg/mt}^2$$

Densidad y viscosidad para $T_1 = -8.075^{\circ}\text{C}$

$$\rho = 19.143 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.542 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

Valores requeridos para el proceso iterativo.

$$T_1 = -8.075 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.359 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 19.143 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.542 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 2.09 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$h_{c2} = 1,480 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.026$$

$$D = 0.0213 \text{ mts}$$

$$V = 5.865 \text{ mt/seg}$$

Los valores de los diámetros obtenidos en los procesos iterativos son casi iguales, en ambos se cumple con el rango de velocidad. Se selecciona un solo diámetro para la tubería de succión, de la tabla VI-6, la tubería de cobre seleccionada tiene los diámetros siguientes:

$$\phi_{\text{ext}} = 1 \text{ } 1/8''$$

$$\phi_{\text{int}} = 1.025'' \text{ (0.026 mts)}$$

Cálculo de la pérdida de carga real.

Longitud de instalación: 46 mts

Longitud equivalente de conexiones:

$$\text{Codos, } (11 \times 2.5) / 3.28 = 8.384 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: $46 + 8.384 = 54.384 \text{ mts}$

Conceptos a determinar: Re , f , h_{cr} y V

Valores requeridos:

$$q = 2.09 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$\rho = 18.15 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$\phi_{\text{int}} = 0.026 \text{ mts}$$

Al sustituir los valores obtenemos:

$$Re = \frac{4 \times 0.00209 \times 18.15}{0.026 \times \pi \times 11.598 \times 10^{-6}} = 1.6 \times 10^5$$

$$f = 0.0275$$

$$v = \frac{4 \times 0.00209}{\pi \times (0.026)^2} = 3.936 \text{ mts /seg}$$

$$h_{Cr} = \frac{0.0275 \times 8 \times 54.384 \times 18.15 \times (0.00209)^2}{(0.026)^5 \times \pi^2 \times 9.81}$$

$$= 824 \text{ Kg/mt}^2$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 0^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -6^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 2,226 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 0^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.9^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -6.9^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -9.9^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 2,319 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: 2,490 Kg/mt²

Pérdida de carga total real: 824 Kg/mt²

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

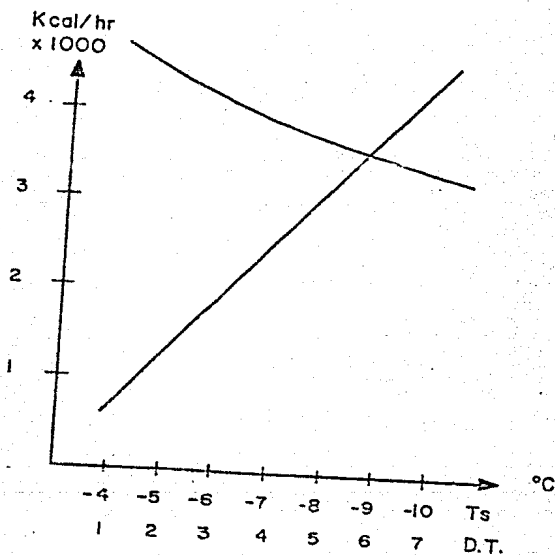


FIGURA 18

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -8.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.329 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -5.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.588 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 5.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 3,663 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 0.259 \text{ Kg/cm}^2 = 2,590 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \varnothing_1, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_2, 11 + 0.30 (11) = 14.3 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 37.7 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3 ^{\circ}\text{C} / 37.7 \text{ mts} = 0.0796 ^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería

Para $\varnothing_1$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -5.45 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.588 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 17.255 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.591 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 3.1 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -7.313 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.425 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 0.163 \text{ Kg/cm}^2 = 1,630 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.026$$

$$D = 0.02167 \text{ mts}$$

$$V = 8.175 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -7.313 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.425 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 18.344 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.534 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 3.1 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.329 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 0.096 \text{ Kg/cm}^2 = 960 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0255$$

$$D = 0.022 \text{ mts}$$

$$V = 8.015 \text{ mt/seg}$$

Los valores de los diámetros obtenidos en los procesos iterativos son muy semejantes, en ellos se cumple con el rango de velocidad.

De la figura 27, el diámetro exterior máximo recomendado para la tubería de succión horizontal es de 1 3/8".

Para poder obtener la distribución telescópica en la tubería de succión, los valores de los diámetros exteriores para $\emptyset_1$ y $\emptyset_2$, tienen que ser 1 1/8" y 1 3/8" respectivamente, de la tabla VI-6, los diámetros interiores para 1 1/8" y 1 3/8" son: 0.026 mts y 0.0321 mts

Cálculo de la pérdida de carga real

Para $\emptyset_1$

$$\emptyset_{\text{int}} = 0.026 \text{ mts}$$

Longitud de instalación: 18 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (4 \times 2.5) / 3.28 = 3.05 \text{ mts}$$

$$\text{Reducciones, } (1 \times 0.6) / 3.28 = 0.183 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 18 + 3.05 + 0.183 = 21.233 \text{ mts}$$

Los valores de Re , f , h_{c1} y V son:

$$Re = 2.25 \times 10^5$$

$$f = 0.025$$

$$h_{c1} = 1,023 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 5.83 \text{ mt/seg}$$

Para ϕ_2

$$\phi_{int} = 0.0321 \text{ mts}$$

Longitud de instalación: 11 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (6 \times 3.5) / 3.28 = 6.40 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 11 + 6.40 = 17.40 \text{ mts}$$

Los valores de Re , f , h_{c2} y V son:

$$Re = 1.955 \times 10^5$$

$$f = 0.026$$

$$h_{c2} = 108 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 3.83 \text{ mt/seg}$$

La pérdida de carga total real es:

$$h_{cr} = 1,023 + 108 = 1,131 \text{ Kg/mt}^2 = 0.1131 \text{ Kg/cm}^2$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$T_a = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -7.36\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.E.R. = 3,478\text{ Kcal/hr}$

Condiciones de equilibrio

$T_a = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 5.45\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -5.45\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -8.45\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.D.E. = 3,563\text{ Kcal/hr}$

Pérdida de carga total: $2,590\text{ Kg/mt}^2$

Pérdida de carga total real: $1,131\text{ Kg/mt}^2$

De la comparación hecha, el diseño de la tubería de succión es aceptable

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE FRUTAS

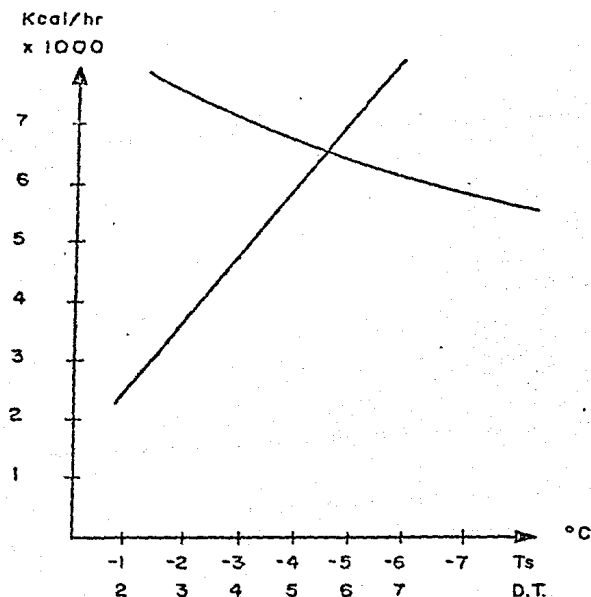


FIGURA 19

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -4.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.674 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -2.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.878 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 2^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 5.5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 6,500 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total

$$h_c = 0.204 \text{ Kg/cm}^2 = 2,040 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \phi_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_3, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 46.8 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$:

$$2^{\circ}\text{C} / 46.8 \text{ mts} = 0.0427^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para ϕ_2

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -2.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.878 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 16.417 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.65 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -3.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.768 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 0.11 \text{ Kg/cm}^2 = 1,100 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0228$$

$$D = 0.0283 \text{ mts}$$

$$V = 8.346 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.768 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 16.396 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.623 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = 04.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.674 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 0.094 \text{ Kg/cm}^2 = 940 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.021$$

$$D = 0.0287 \text{ mts}$$

$$V = 8.1 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, los diámetros seleccionados para toda la tubería de succión son:

$$\emptyset_{\text{ext}} = 1 \frac{3}{8}''$$

$$\emptyset_{\text{int}} = 0.0321 \text{ mts}$$

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 36 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (10 \times 4) / 3.28 = 12.195 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 48.195 mts

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 2.93 \times 10^5$$

$$f = 0.0233$$

$$h_{cr} = 1,227 \text{ kg/mt}^2$$

$$V = 6.475 \text{ mts/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 3^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -3^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -5.33^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 6.432 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 3^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 5.5^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -2.5^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -4.5^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 6,500 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: $2,040 \text{ Kg/mt}^2$

Pérdida de carga total real: $1,277 \text{ Kg/mt}^2$

De la comparación hecha, el diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA UNO DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE CARNES ROJAS

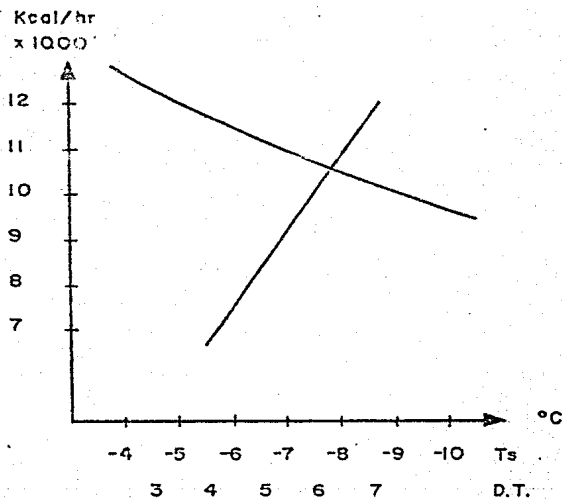


FIGURA 20

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -7.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.375 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -6.3^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.513 \text{ kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 1.6^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.3^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 10,600 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 1,380 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \varnothing_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_3, 8 + 0.30 (8) = 10.4 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 33.8 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C}/\text{mt}$

$$1.6 ^{\circ}\text{C} / 33.8 \text{ mts} = 0.0473 ^{\circ}\text{C}/\text{mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\varnothing_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -6.3 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.513 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$\rho = 14.495 \text{ Kg}/\text{mt}^3$$

$$\mu = 11.574 \times 10^{-6} \text{ Kg}/\text{mt}\cdot\text{seg}$$

$$q = 9.761 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -7.4 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.418 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$h_{C1} = 950 \text{ Kg}/\text{mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0225$$

$$D = 0.0366 \text{ mts}$$

$$V = 9.658 \text{ mt}/\text{seg}$$

Para $\varnothing_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_1 = -7.4 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.418 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$\rho = 13.978 \text{ Kg}/\text{mt}^3$$

$$\mu = 11.552 \times 10^{-6} \text{ Kg}/\text{mt}\cdot\text{seg}$$

$$\begin{aligned}
 q &= 9.761 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg} \\
 T_{\text{succ}} &= -7.9 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 P_{\text{succ}} &= 1.375 \text{ Kg/cm}^2 \\
 h_{c2} &= 430 \text{ Kg/mt}^2
 \end{aligned}$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$\begin{aligned}
 f &= 0.021 \\
 D &= 0.0354 \text{ mts} \\
 V &= 9.896 \text{ mt/s-g}
 \end{aligned}$$

De la tabla VI-6, la tubería seleccionada tiene:

$$\begin{aligned}
 \varnothing_{\text{ext}} &= 1 \frac{5}{8}'' \\
 \varnothing_{\text{int}} &= 0.0332 \text{ mts}
 \end{aligned}$$

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 26 mts

Longitud equivalente de conexiones:

$$\begin{aligned}
 \text{Codos, } (14 \times 4.5) / 3.28 &= 19.207 \text{ mts} \\
 T, (1 \times 3) / 3.28 &= 0.915 \text{ mts}
 \end{aligned}$$

Longitud real equivalente: 46.122 mts

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$\begin{aligned}
 Re &= 4.07 \times 10^5 \\
 f &= 0.022 \\
 h_{cr} &= 1,423 \text{ Kg/mt}^2 \\
 V &= 8.516 \text{ mt/seg}
 \end{aligned}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.E.R.} = 10,577 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 6.3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -6.3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -7.9^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 10,600 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 1,380 \text{ kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 1,423 \text{ kg/mt}^2$$

De la comparación hecha, el diseño de la tubería de succión es aceptable, y será idéntico al del sistema No.2

DISÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE LACTEOS Y SALCHICHONERIA

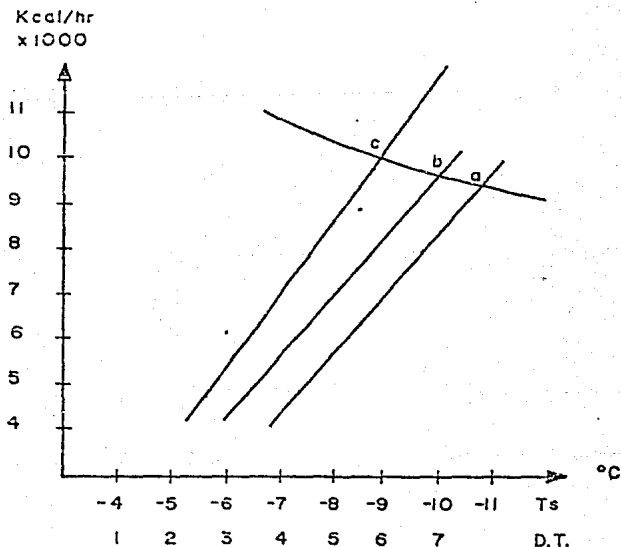


FIGURA 21

En la figura 21, se representan tres puntos de equilibrio, los puntos a y b corresponden al equipo seleccionado, para $h_{ct} = 3^{\circ}\text{C}$ y $h_{ct} = 4^{\circ}\text{C}$ respectivamente.

El punto c se logra con dos evaporadores modelo DFM-154 con una $h_{ct} = 3^{\circ}\text{C}$.

Se escoge el punto c para el diseño de la tubería de succión, por presentar mejores condiciones de equilibrio.

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -9.02^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.281 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -6.02^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.537 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.02^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 10,114 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total:

$$h_c = 1.537 - 1.281 = 0.256 \text{ Kg/cm}^2 = 2,560 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \varnothing_2, 12 + 0.30 (12) = 15.6 \text{ mts}$$

$$L.T.E. = 15.6 \text{ mts}$$

Cálculo del diámetro de la tubería.

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_{evap} = -6.02^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.537 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 17.637 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.576 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 9.761 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{succ} = -9.02^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.281 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 0.256 \text{ Kg/cm}^2 = 2,560 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0192$$

$$D = 0.0277 \text{ mts}$$

$$V = 16.22 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, la tubería seleccionada tiene:

$$\phi_{\text{ext}} = 1 \frac{3}{8}''$$

$$\phi_{\text{int}} = 0.0321 \text{ mts}$$

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 12 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (1 \times 4) / 3.28 = 17 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 2.5) / 3.28 = 0.762 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 12 + 17 + 0.762 = 29.762 \text{ mts}$$

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 5.898 \times 10^5$$

$$f = 0.02$$

$$h_{cr} = 2,513 \text{ kg/mt}^2$$

$$V = 12.06 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$T_a = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -7.22\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -9.722\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.E.R. = 9,806\text{ Kcal/hr}$

Condiciones de equilibrio

$T_a = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 6.02\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -6.02\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -9.02\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.D.E. = 10,114\text{ Kcal/hr}$

Pérdida de carga total: $2,560\text{ Kg/mt}^2$

Pérdida de carga total real: $2,513\text{ Kg/mt}^2$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA UNO DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE CONGELADOS

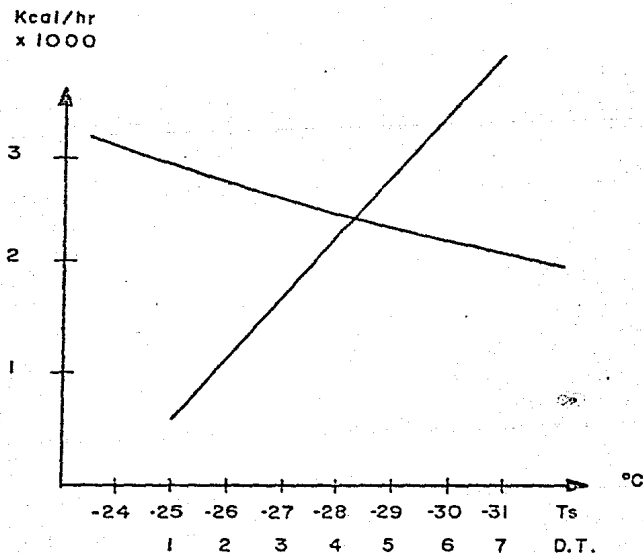


FIGURA 22

Las condiciones de equilibrio son:

$$\begin{aligned} T_{\text{succ}} &= -28.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{\text{succ}} &= 0.09 \text{ Kg/cm}^2 \\ T_{\text{evap}} &= -25.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{\text{evap}} &= 0.245 \text{ Kg/cm}^2 \\ h_{\text{ct}} &= 3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{D.T.} &= 4.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{C.D.E.} &= 2,400 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Sin embargo la capacidad de equilibrio resulta ser menor que la capacidad de equipo requerida, el aumento necesario en la capacidad de equilibrio ocasiona un deterioro en las demás condiciones.

La solución más viable es cambiar el modelo de la unidad condensadora, por una de mayor capacidad.

Recordando que para la selección de la unidad condensadora - había dos posibilidades, se presenta en la figura 22-a, la opción que anteriormente fue descartada, la cual incluye una unidad condensadora de 10 HP. con dos difusores modelo FB-948.

Las nuevas condiciones de equilibrio son:

$$\begin{aligned} T_{\text{succ}} &= -28.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{\text{succ}} &= 0.09 \text{ Kg/cm}^2 \\ T_{\text{evap}} &= -26.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{\text{evap}} &= 0.182 \text{ Kg/cm}^2 \\ h_{\text{ct}} &= 2 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{D.T.} &= 5.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{C.D.E.} &= 5,900 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

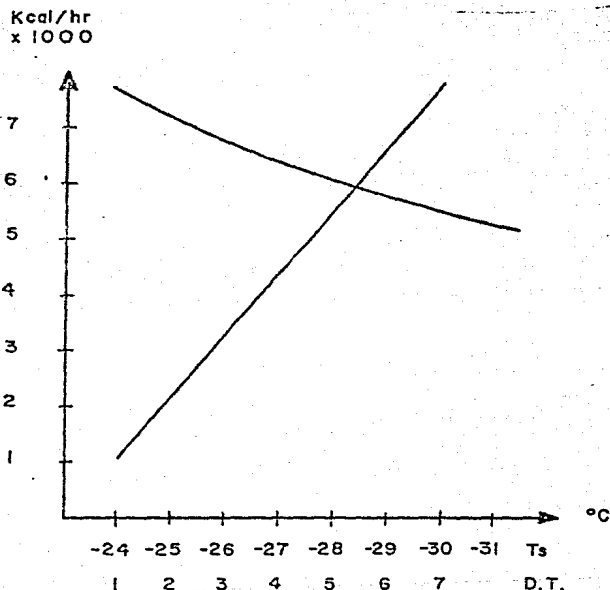


FIGURA 22-a

La capacidad de equilibrio que se obtiene con este equipo de refrigeración, es mayor a la capacidad de equipo requerida, por lo tanto el diseño de la tubería se hará en base a estas nuevas condiciones de equilibrio.

Pérdida de carga total

$$h_c = 920 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \beta_2, 11 + 0.30 (11) = 14.3 \text{ mts}$$

El equivalente en °C/mt

$$2 \text{ } ^\circ\text{C} / 14.3 \text{ mts} = 0.1398 \text{ } ^\circ\text{C/mt}$$

Cálculo del diámetro de la tubería.

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_{\text{evap}} = -26.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.182 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 7.168 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.03 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 13.03 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -28.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 0.09 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 920 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0241$$

$$D = 0.0411 \text{ mts}$$

$$V = 9.78 \text{ mts/seg}$$

De la tabla VI-6, la tubería seleccionada tiene:

$$\phi_{\text{ext}} = 2 \text{ 1/8"}$$

$$\phi_{\text{int}} = 0.0504 \text{ mts}$$

Cálculo de la carga total real.

Longitud de instalación: 11.mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (22 \times 5) / 3.28 = 33.536 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3.5) / 3.28 = 1.067 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 45.603 mts

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 2.139 \times 10^5$$

$$f = 0.0257$$

$$h_{cr} = 1,138 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.53 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = -21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -26 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -30.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,850 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = -21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 5.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -26.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -28.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,900 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: 920 Kg/mt^2

Pérdida de carga total real: $1,138 \text{ Kg/mt}^2$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERÍA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA ZONA DE PREPARACION DE CARNES ROJAS

En la figura 23, se representan las capacidades de dos evaporadores DFM-134 y dos evaporadores DFM-144.

Se obtiene un solo punto de equilibrio el cual corresponde a los dos evaporadores DFM-144, por lo tanto son los seleccionados definitivamente.

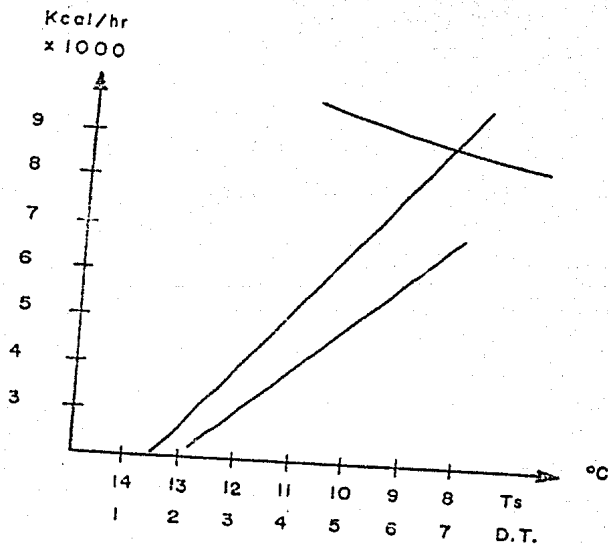


FIGURA 23

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = 8.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 3.065 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = 11.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 3.455 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 6.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 9,000 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 3,900 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \phi_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_3, 22 + 0.30 (22) = 28.6 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 52 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C}/\text{mt}$

$$3^{\circ}\text{C} / 52 \text{ mts} = 0.0577^{\circ}\text{C}/\text{mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería

Para ϕ_2

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = 11.3^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 3.455 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$\dot{m} = 24.738 \text{ Kg}/\text{mt}^3$$

$$\mu = 12.5 \times 10^{-6} \text{ Kg}/\text{mt}\cdot\text{seg}$$

$$q = 4.77 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = 9.949^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 3.275 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$h_{c1} = 1,800 \text{ Kg}/\text{mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0226$$

$$D = 0.0263 \text{ mts}$$

$$V = 8.749 \text{ mt}/\text{seg}$$

Para ϕ_3

Datos requeridos para el proceso iterativo

$$T_1 = 9.949^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 3.275 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$\rho = 23.615 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 12.1 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 4.77 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = 8.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 3.065 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 210 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0236$$

$$D = 0.04282 \text{ mts}$$

$$V = 3.313 \text{ mt/seg}$$

Para el valor calculado de ϕ_3 , la velocidad se encuentra abajo del rango permisible.

De la tabla VI-6, se selecciona 1 3/8" para el ϕ_2 , el valor de ϕ_3 , tiene que reducirse para incrementar la velocidad, por lo tanto se selecciona para toda la tubería de succión el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 40 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (15 \times 4) / 3.28 = 18.293 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 2.5) / 3.28 = 0.762 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 59.055 mts

Los valores para Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 3.744 \times 10^5$$

$$f = 0.0232$$

$$h_{cr} = 1,870 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 5.894 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$T_a = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = 8.6\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.E.R. = 8,779\text{ Kcal/hr}$

Condiciones de equilibrio

$T_a = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = 11.3\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = 8.3\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.D.E. = 9,000\text{ Kcal/hr}$

Pérdida de carga total: 3.900 Kg/mt^2

Pérdida de carga total real: $1,870\text{ Kg/mt}^2$

El diseño de la tubería de succión es aceptable

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE MASAS

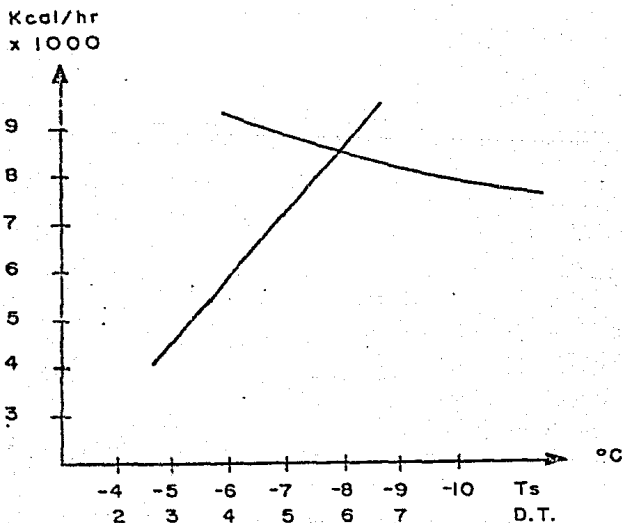


FIGURA 25

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -8.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.342 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -6.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.517 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 2.05 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 8,400 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 1,750 \text{ Kg/cm}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \emptyset_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_4, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$L.T.E. = 85.9 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$2.05 \text{ }^{\circ}\text{C} / 85.9 \text{ mts} = 0.02386 \text{ }^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -6.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.517 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.681 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.575 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -6.81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.468 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{c1}} = 490 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0261$$

$$D = 0.04198 \text{ mts}$$

$$V = 3.785 \text{ mt/seg}$$

Para θ_3

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -6.81 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.468 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.253 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.5638 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -7.74 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.388 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 800 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.026$$

$$D = 0.0419 \text{ mts}$$

$$V = 3.805 \text{ mt/seg}$$

Para θ_4

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -7.74 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.388 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 13.819 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.536 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.342 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 460 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.028$$

$$D = 0.0426 \text{ mts}$$

$$V = 3.676 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 5/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 66 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (19 \times 3.5) / 3.28 = 20.274 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 86.274 mts

Los valores para Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 2.215 \times 10^5$$

$$f = 0.0256$$

$$h_{cr} = 2,841 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 4.572 \text{ mt/seg.}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = 0^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -6^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -8.5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 8,515 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 0^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.25^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -6.25^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -8.3^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 8,400 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 1,780 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 2,841 \text{ Kg/mt}^2$$

De la comparación obtenemos:

- a. La capacidad de equilibrio es menor que la capacidad de equipo requerida.
- b. La pérdida de carga total real es mayor que la pérdida de carga total.

Sin embargo el diseño de la tubería de succión se puede considerar bueno dado que la realización de los cambios necesarios para su mejoramiento, no conseguirán dicho objetivo, porque la disminución de la pérdida de carga total real requiere del aumento del diámetro interior, acción que de llevarse a cabo ocasionaría un valor de velocidad por abajo del rango permisible.

Finalmente la diferencia entre las capacidades no es muy grande.

DISEÑO DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA DE VERDURAS

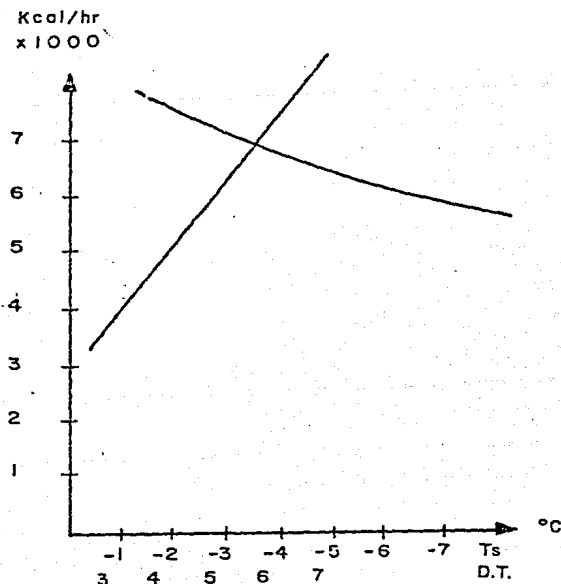


FIGURA 26

La condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.768 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -2.78 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.83 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 0.72 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 5.78 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 6,800 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 620 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \varnothing_2, 6 + 0.30 (6) = 7.8 \text{ mts}$$

Longitud total equivalente: 7.8 mts

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$0.72 \text{ }^{\circ}\text{C} / 7.8 \text{ mts} = 0.09 \text{ }^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\varnothing_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_{evap} = -2.78 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.83 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 16.155 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.6444 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{succ} = -3.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.768 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 620 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0225$$

$$D = 0.025 \text{ mts}$$

$$V = 10.419 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 1/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 6 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (8 \times 2.5) / 3.28 = 6.097 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 12.097 mts

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 3.56 \times 10^5$$

$$f = 0.0223$$

$$h_{cr} = 916 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 9.869 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -5.33 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 6,808 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 5.78 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -2.78 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -3.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 6,800 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: 620 Kg/mt^2

Pérdida de carga total real: 916 Kg/mt^2

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LAS UNIDADES
CONDENSADORAS DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE FRUTAS Y VERDURAS

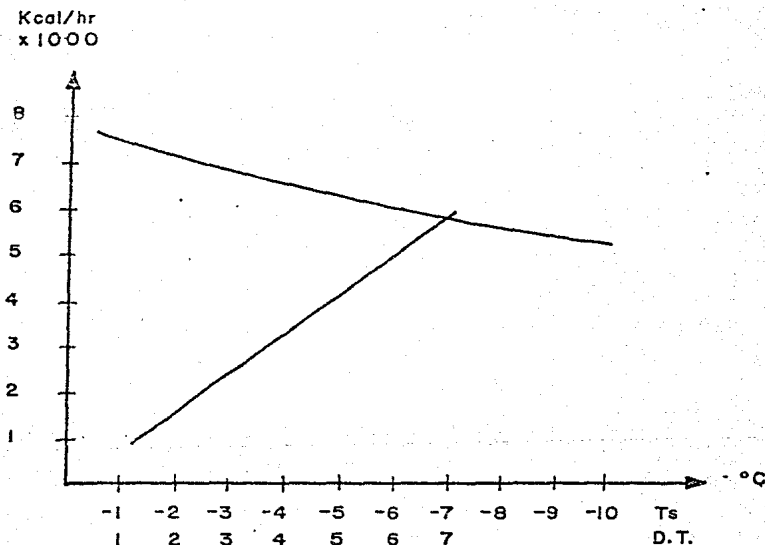


FIGURA 30

Las condiciones de equilibrio son:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{succ}} &= -7^{\circ}\text{C} \\
 P_{\text{succ}} &= 1.449 \text{ Kg/cm}^2 \\
 T_{\text{evap}} &= -4^{\circ}\text{C} \\
 P_{\text{evap}} &= 1.719 \text{ Kg/cm}^2 \\
 h_{\text{ct}} &= 3^{\circ}\text{C} \\
 \text{D.T.} &= 7^{\circ}\text{C} \\
 \text{C.D.E.} &= 5,950 \text{ Kcal/hr}
 \end{aligned}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 2,700 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \phi_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_4, 15 + 0.30 (15) = 19.5 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 81.9 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3^{\circ}\text{C} / 81.9 \text{ mts} = 0.0366^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para ϕ_2

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -4^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.719 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 15.575 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.62 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -4.857^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.64 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 790 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0228$$

$$D = 0.0300 \text{ mts}$$

$$V = 7.467 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -4.857 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.64 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.156 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.603 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -6.284 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = 1.512 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 1,280 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.025$$

$$D = 0.0293 \text{ mts}$$

$$V = 7.431 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -6.284 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = 1.512 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.47 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.5758 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.449 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 630 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0254$$

$$D = 0.02977 \text{ mts}$$

$$V = 7.528 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 63 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (9 \times 4.5) / 3.28 = 12.348 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3) / 3.28 = 0.914 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 76.262 mts

Los valores para Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 2.341 \times 10^5$$

$$f = 0.025$$

$$h_{cr} = 1,973 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.472 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = 3^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,940 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 3^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -7^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,950 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: 2,700 Kg/mt²

Pérdida de carga total real: 1,973 Kg/mt²

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

Cabe señalar que la temperatura de succión recomendada de la tabla VI-5, no considera las pérdidas de presión de la tubería.

El diseño de la tubería de succión para el sistema número dos de la sección de frutas y verduras, será idéntico al del sistema número uno.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DE LA SECCION DE PESCADOS Y MARISCOS

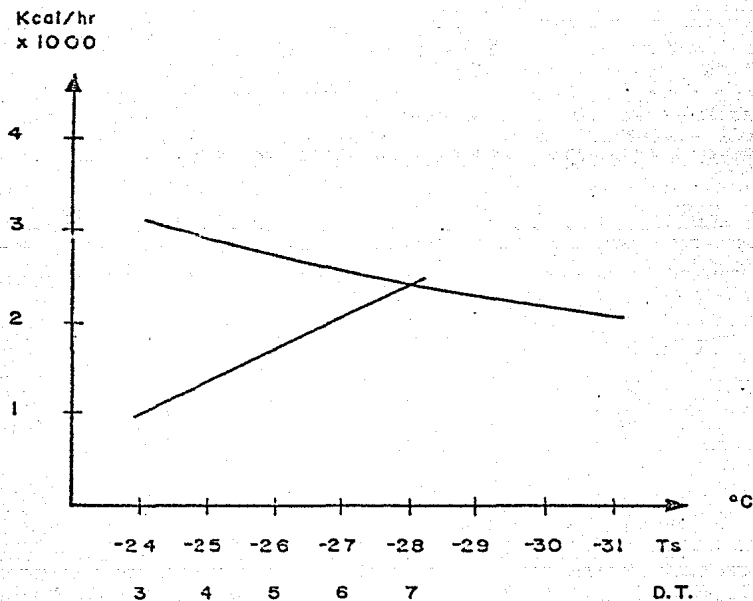


FIGURA 31

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -28^{\circ}\text{C}$$

$$P_{succ} = 0.0815 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -25^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 0.229 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 7^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 2,470 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 1,475 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \phi_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_3, 29 + 0.30 (29) = 37.7 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 61.1 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3 ^{\circ}\text{C} / 61.1 \text{ mts} = 0.049 ^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería

Para ϕ_2

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -25 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.229 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 7.53 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.05 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.71 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -26.147 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 0.174 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 550 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0255$$

$$D = 0.0294 \text{ mts.}$$

$$V = 8.404 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -26.147^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0.174 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 7.22 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.71 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -28^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 0.0815 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 925 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.025$$

$$D = 0.0288 \text{ mts}$$

$$V = 8.764 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 47 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (10 \times 3.5) / 3.28 = 10.670 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 57.670 mts.

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 1.543 \times 10^5$$

$$f = 0.027$$

$$h_{cr} = 904 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 7.055 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = -18^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -25^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -25^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 2,469 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = -18^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -25^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -28^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 2,470 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total: $1,475 \text{ Kg/mt}^2$

Pérdida de carga total real: 904 Kg/mt^2

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DE LA SECCION DE CONGELADOS

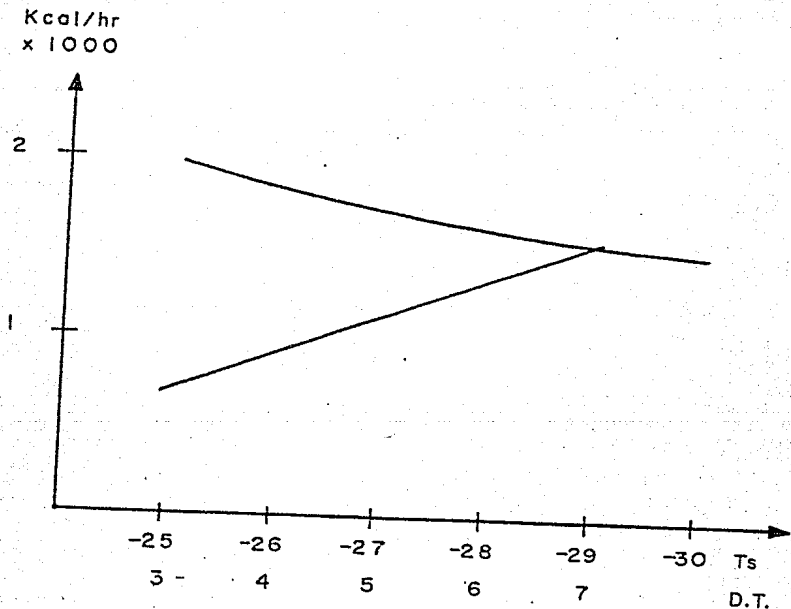


FIGURA 32

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -29 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 0.0412 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.229 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 1,600 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 1,878 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \phi_1, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_2, 29 + 0.30 (29) = 37.7 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 61.1 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$4^{\circ}\text{C} / 61.1 \text{ mts} = 0.0654^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para ϕ_1

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -25^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.229 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 7.53 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.05 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg.}$$

$$q = 3.48 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -26.53^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 0.1522 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$h_{c1} = 768 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0275$$

$$D = 0.0221 \text{ mts}$$

$$V = 9.066 \text{ mt/seg}$$

Para ϕ_2

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -26.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 0.1522 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 7.095 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 10.99 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$\eta = 3.48 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -29 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 0.0412 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 1,110 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0225$$

$$D = 0.022 \text{ mts}$$

$$V = 9.236 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6, se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 1/8"

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 47 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 3.5) / 3.28 = 12.8 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 59.8 mts

Los valores de Re , f , h_{cr} y V son:

$$Re = 1.406 \times 10^5$$

$$f = 0.027$$

$$h_{cr} = 1,025 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.5 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$T_a = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.E.R. = 1,600\text{ Kcal/hr}$

Condiciones de equilibrio

$T_a = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $D.T. = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{evap}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $T_{\text{succ}} = -29\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C.D.E. = 1,600\text{ Kcal/hr}$

pérdida de carga total: $1,878\text{ Kg/mt}^2$

pérdida de carga total real: $1,025\text{ Kg/mt}^2$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE CARNES ROJAS

De la figura 33 las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -8.95\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.283\text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -4.95\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.621\text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.95\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,600\text{ Kcal/hr}$$

pérdida de carga total.

$$h_c = 3,380\text{ Kg/mt}^2$$

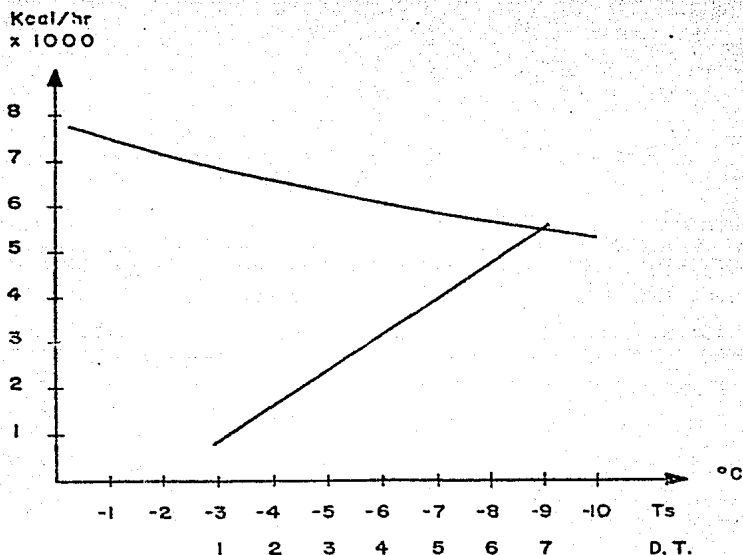


FIGURA 33

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \varnothing_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_4, 9 + 0.30 (9) = 11.7 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 74.1 \text{ mts}$$

El equivalente en °C/mt

$$4 \text{ °C} / 74.1 \text{ mts} = 0.0539 \text{ °C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\varnothing_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -4.95 \text{ °C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.621 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 15.11 \text{ kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.6 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -6.211 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.517 \text{ kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 1,040 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0249$$

$$D = 0.028 \text{ mts}$$

$$V = 8.482 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -6.211 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.517 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 14.497 \text{ kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.755 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -8.356 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.335 \text{ kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 1,820 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0249$$

$$D = 0.0275 \text{ mts}$$

$$V = 8.792 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -8.356 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.335 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 13.512 \text{ kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.553 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.283 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 520 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.025$$

$$D = 0.0274 \text{ mts}$$

$$V = 8.379 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 57 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 4.5) / 3.28 = 16.463 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3) / 3.28 = 0.914 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 57 + 16.463 + 0.914 = 74.377 \text{ mts}$$

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.344 \times 10^5$$

$$f = 0.0238$$

$$h_{cr} = 1,780 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.472 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,625 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4.95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,600 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 3,380 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 1,780 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable, y será idéntico para el sistema número dos.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO TRES DE LA SECCION DE CARNES ROJAS

Kcal/hr

x 1000

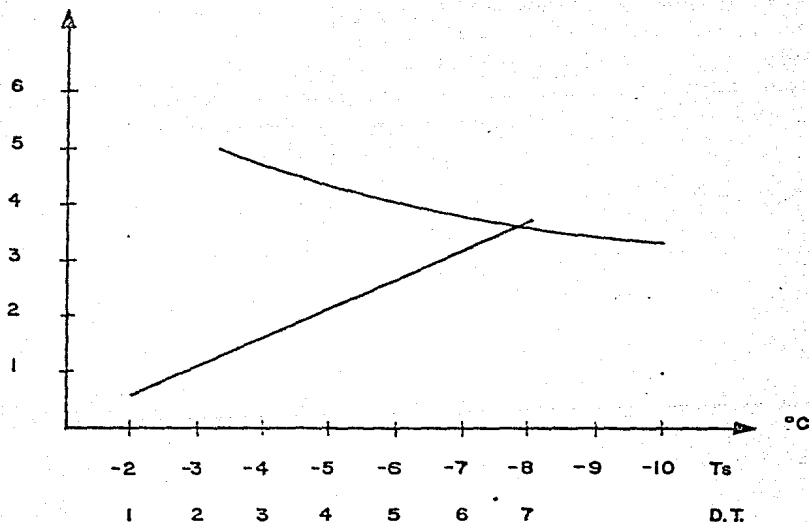


FIGURA 34

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -7.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.374 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -4.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.636 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 6.9^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 3,710 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 2,620 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \phi_1, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_2, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \phi_3, 10 + 0.30 (10) = 13 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 75.4 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3^{\circ}\text{C} / 75.4 \text{ mts} = 0.0398^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para ϕ_1

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -4.9^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.636 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.194 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.602 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 3.65 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.831^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.553 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 830 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0262$$

$$D = 0.0256 \text{ mts}$$

$$V = 7.069 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -5.231 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.553 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.685 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.583 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 3.65 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -7.383 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.418 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 1,350 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0265$$

$$D = 0.02548 \text{ mts}$$

$$V = 7.159 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -7.383 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.418 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 13.954 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.552 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 3.65 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -7.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.374 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 440 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0293$$

$$D = 0.02532 \text{ mts}$$

$$V = 7.241 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 1/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 58 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 3.5) / 3.28 = 12.805 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 58 + 12.805 = 70.805 \text{ mts}$$

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.396 \times 10^5$$

$$f = 0.026$$

$$h_{cr} = 2,292 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.87 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones.

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 3,750 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.9^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -4.9^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -7.9^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 3,710 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 2,620 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 2,292 \text{ Kg/mt}^2$$

DISÑO DE LA TUSEPIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA NUMERO DOS DE LA SECCION DE LACTEOS

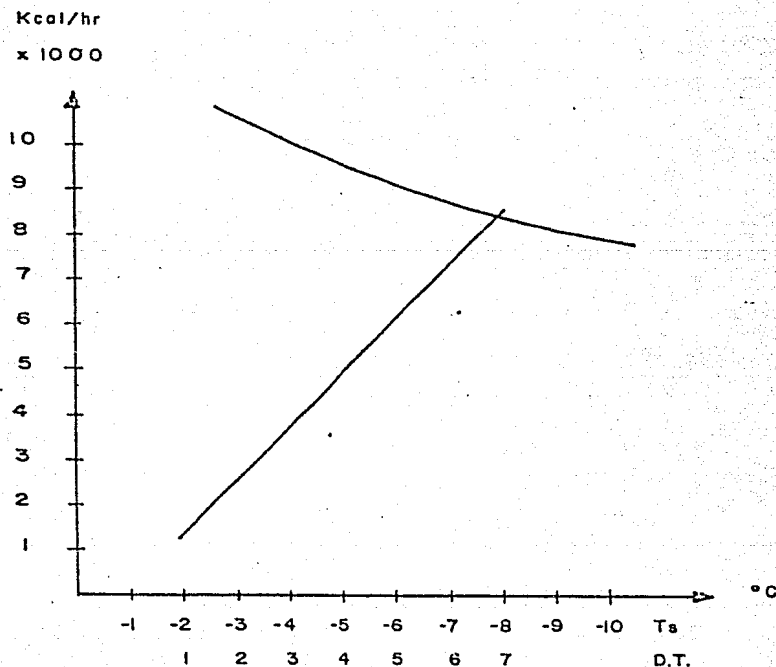


FIGURA 35

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -7.91 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.373 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -4.951 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.631 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 2.959 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D.T. = 6.251 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C.D.E. = 8,490 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total

$$h_c = 2,580 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \emptyset_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_4, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_5, 7 + 0.30 (7) = 9.1 \text{ mts}$$

$$L.T.E. = 94.9 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$2.959 \text{ }^{\circ}\text{C} / 94.9 \text{ mts} = 0.0312 \text{ }^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -4.951 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.631 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.11 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.6 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 9.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.681 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.566 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C1} = 650 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0233$$

$$D = 0.03882 \text{ mts}$$

$$V = 7.811 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -5.581 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.566 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.756 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.5866 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 9.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -6.898 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.459 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C2} = 1,070 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0234$$

$$D = 0.03887 \text{ mts}$$

$$V = 7.825 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

Datos requeridos para el proceso iterativo

$$\begin{aligned} T_2 &= -6.898 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_2 &= 1.459 \text{ Kg/cm}^2 \\ f &= 14.18 \text{ Kg/mt}^3 \\ \mu &= 11.56 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg} \\ q &= 9.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg} \\ T_3 &= -7.628 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_3 &= 1.397 \text{ Kg/cm}^2 \\ h_{c3} &= 620 \text{ Kg/mt}^2 \end{aligned}$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$\begin{aligned} f &= 0.0234 \\ D &= 0.03882 \text{ mts} \\ V &= 7.934 \text{ mt/seg} \end{aligned}$$

Para $\emptyset_5$

Datos requeridos para el proceso iterativo

$$\begin{aligned} T_3 &= -7.628 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_3 &= 1.397 \text{ Kg/cm}^2 \\ f &= 13.84 \text{ Kg/mt}^3 \\ \mu &= 11.547 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg} \\ q &= 9.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg} \\ T_{\text{succ}} &= -7.91 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{\text{succ}} &= 1.373 \text{ Kg/cm}^2 \\ h_{c4} &= 240 \text{ Kg/mt}^2 \end{aligned}$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0234$$

$$D = 0.03863 \text{ mts}$$

$$V = 7.973 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 5/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 73 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 4) / 3.28 = 14.634 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3) / 3.28 = 0.915 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 73 + 14.634 + 0.915 = 88.549 \text{ mts}$$

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.275 \times 10^5$$

$$f = 0.0252$$

$$h_{cr} = 941 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 4.572 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 8,490 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.951^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -4.951^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -7.91^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 8,490 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 2,580 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 941 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable, será idéntico para el sistema número uno.

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0234$$

$$D = 0.03863 \text{ mts}$$

$$V = 7.973 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 5/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 73 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 4) / 3.28 = 14.634 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3) / 3.28 = 0.915 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 73 + 14.634 + 0.915 = 88.549 \text{ mts}$$

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.275 \times 10^5$$

$$f = 0.0252$$

$$h_{cr} = 941 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 4.572 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = -7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 8,490 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.951^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4.951^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -7.91^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 8,490 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 2,580 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 941 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable, será idéntico para el sistema número uno.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA NUMERO TRES DE LA SECCION DE LACTEOS

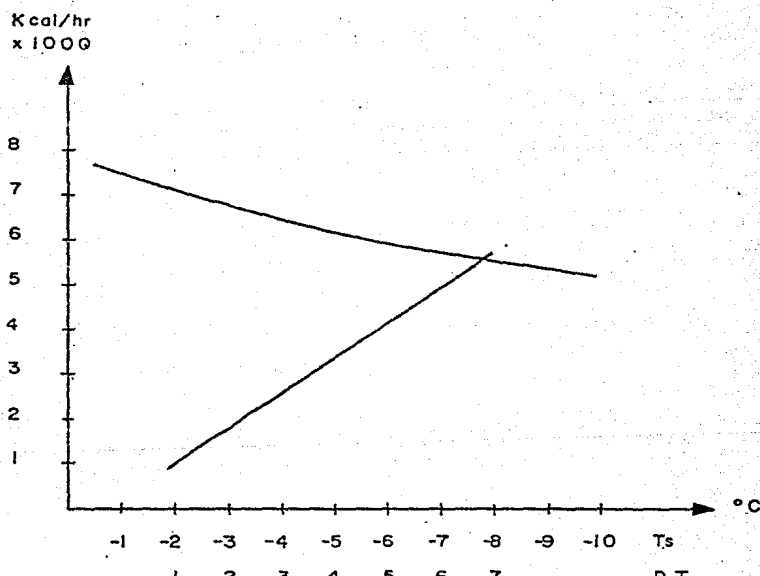


FIGURA 36

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -8.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.357 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -5.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 7.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 5,750 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 2,610 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \varnothing_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_4, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \varnothing_5, 15 + 0.30 (15) = 19.5 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 105.3 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3^{\circ}\text{C} / 105.3 \text{ mts} = 0.0285^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\varnothing_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -5.1^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.038 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.767^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.559 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 1,250 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0231$$

$$D = 0.02719 \text{ mts}$$

$$V = 9.066 \text{ mt/seg}$$

Para θ_3

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -5.767 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.559 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.738 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.584 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -6.878 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.461 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 980 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0223$$

$$D = 0.0314 \text{ mts}$$

$$v = 6.759 \text{ mt/seg}$$

Para θ_4

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -6.878 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.461 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.209 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.562 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_3 = -7.545 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.404 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 570 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.023$$

$$D = 0.0314 \text{ mts}$$

$$V = 6.774 \text{ mt/seg}$$

Para ϕ_5

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_3 = -7.545 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.404 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 13.898 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.549 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.357 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c4} = 470 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.023$$

$$D = 0.0313 \text{ mts}$$

$$V = 6.806 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 81 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 3.5) / 3.28 = 12.805 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 2.5) / 3.28 = 0.762 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 94.567 mts

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.695 \times 10^5$$

$$f = 0.0242$$

$$h_{cr} = 2,291 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.475 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,700 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7.1^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5.1^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.1^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,750 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 2,610 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 2,291 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA
DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y
CARNES FRIAS

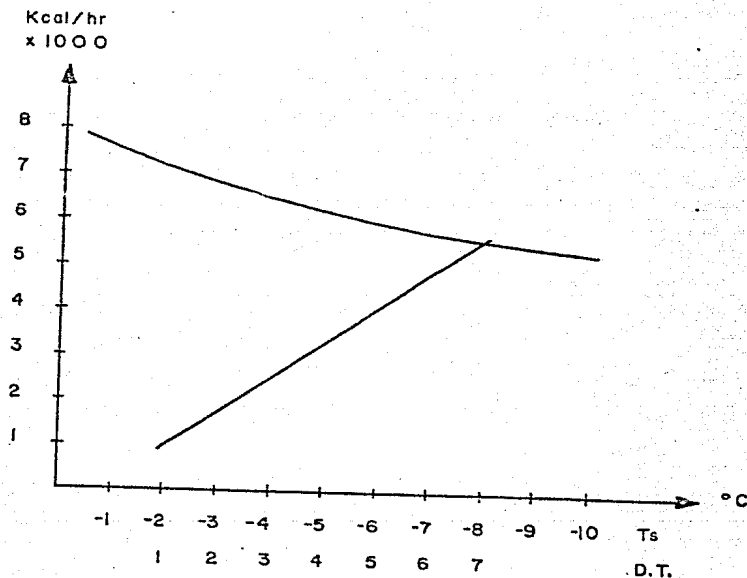


FIGURA 37

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{succ} = -8.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{succ} = 1.357 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{evap} = -5.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{evap} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{ct} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,750 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total:

$$h_c = 2,610 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \emptyset_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_4, 24 + 0.30 (24) = 31.2 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_5, 24 + 0.30 (24) = 31.2 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_6, 24 + 0.30 (24) = 31.2 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 156 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3 ^{\circ}\text{C} / 156 \text{ mts} = 0.01923 ^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_{\text{evap}} = -5.1 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.038 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.55 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.576 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 420 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.025$$

$$D = 0.03437 \text{ mts}$$

$$V = 5.57 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_1 = -5.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.576 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.816 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.5989 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -6.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = 1.511 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C2} = 650 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo.

$$f = 0.0258$$

$$D = 0.03471 \text{ mts}$$

$$V = 5.536 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

4

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_2 = -6.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = 1.511 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.462 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.574 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_3 = -6.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_3 = 1.459 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C3} = 520 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.258$$

$$D = 0.03371 \text{ mts}$$

$$V = 5.492 \text{ mt/seg}$$

Para Σ_5

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_3 = -6.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_3 = 1.459 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 14.179 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.562 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_4 = -7.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_4 = 1.407 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c4} = 520 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0259$$

$$D = 0.03357 \text{ mts}$$

$$V = 5.514 \text{ mt/seg}$$

Para Σ_6

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_4 = -7.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_4 = 1.407 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\begin{aligned} \rho &= 13.9 \text{ Kg/mt}^3 \\ \mu &= 11.55 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg} \\ q &= 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg} \\ T_{\text{succ}} &= -8.1 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_{\text{succ}} &= 1.357 \text{ Kg/cm}^2 \\ h_{c5} &= 500 \text{ Kg/mt}^2 \end{aligned}$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$\begin{aligned} f &= 0.0259 \\ D &= 0.03374 \text{ mts} \\ V &= 5.4871 \text{ mt/seg} \end{aligned}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 120 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\begin{aligned} \text{Codos, } (16 \times 3.5) / 3.28 &= 17.073 \text{ mts} \\ T, (1 \times 2.5) / 3.28 &= 0.762 \text{ mts} \end{aligned}$$

Longitud real equivalente: $120 + 17.073 + 0.762 = 137.835 \text{ mts}$

Los valores correspondientes son:

$$\begin{aligned} Re &= 2.695 \times 10^5 \\ f &= 0.025 \\ h_{cr} &= 3,398 \text{ Kg/mt}^2 \\ V &= 6.475 \text{ mt/seg} \end{aligned}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$\begin{aligned} T_a &= 2 \text{ }^\circ\text{C} \\ D.T. &= 7 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{\text{evap}} &= -5 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{\text{succ}} &= -5 \text{ }^\circ\text{C} \\ C.E.R. &= 5,700 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Condiciones de equilibrio

$$\begin{aligned} T_a &= 2 \text{ }^\circ\text{C} \\ D.T. &= 7.1 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{\text{evap}} &= -5.1 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{\text{succ}} &= -8.1 \text{ }^\circ\text{C} \\ C.D.E. &= 5,750 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Pérdida de carga total: $2,610 \text{ Kg/mt}^2$

Pérdida de carga total real: $3,398 \text{ Kg/mt}^2$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO DOS DE LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS

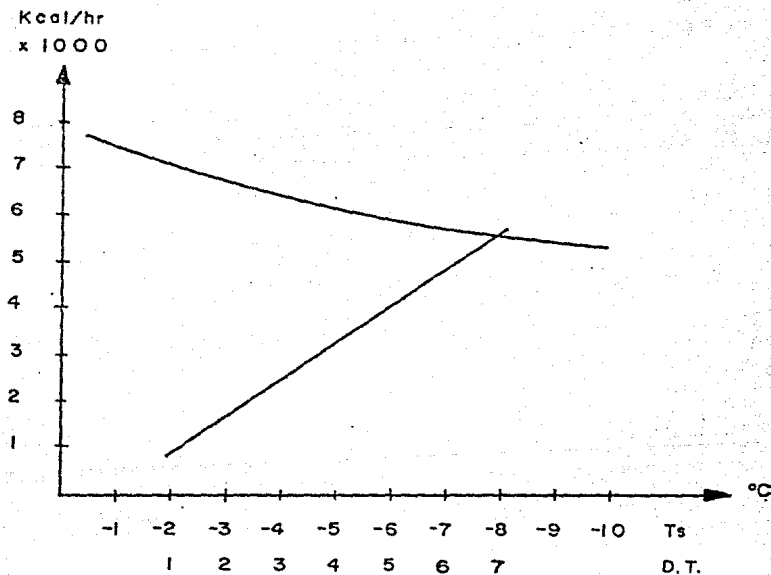


FIGURA 38

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -8.95^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.283 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -4.95^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.621 \text{ kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 6.95^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 5,600 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 3,380 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente:

$$\text{Para } \emptyset_2, 18 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_4, 24 + 0.30 (24) = 31.2 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_5, 24 + 0.30 (24) = 31.2 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_6, 19 + 0.30 (19) = 24.7 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 149.5 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$4^{\circ}\text{C} / 149.5 \text{ mts} = 0.0271^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo.

$$T_{\text{evap}} = -4.95^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.621 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.11 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.6 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.584^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.575 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 460 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0258$$

$$D = 0.03344 \text{ mts}$$

$$V = 5.665 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -5.584 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = .1.575 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 14.803 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.583 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -6.641 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.482 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c2} = 930 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0259$$

$$D = 0.0339 \text{ mts}$$

$$V = 5.986 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -6.641 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.482 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 14.3 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.5678 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_3 = -7.486 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.4088 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c3} = 732 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0258$$

$$D = 0.03373 \text{ mts}$$

$$V = 5.022 \text{ mt/seg}$$

Para θ_5

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_3 = -7.486 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.4088 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 13.906 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.55 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_4 = -8.331 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 1.337 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c4} = 718 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.026$$

$$D = 0.0337 \text{ mts}$$

$$V = 5.023 \text{ mt/seg}$$

Para θ_6

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_4 = -8.331 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 1.337 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 13.522 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.533 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.283 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c5} = 540 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0259$$

$$D = 0.03388 \text{ mts}$$

$$V = 5.992 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 115 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (18 \times 3.5) / 3.28 = 19.207 \text{ mts}$$

$$T, (2 \times 2.5) / 3.28 = 0.762 \text{ mts}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 115 + 19.207 + 0.762 = 134.969 \text{ mts}$$

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.707 \times 10^5$$

$$f = 0.0248$$

$$h_{cr} = 3,366 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.475 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,625 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 6.95^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4.95^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{succ}} = 8.95^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,600 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 3,366 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 3,366 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA SECCION DE PASTELES

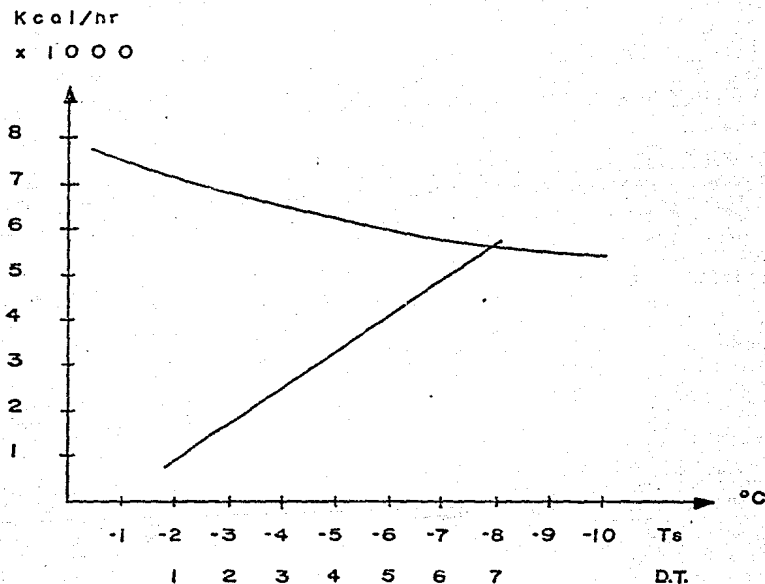


FIGURA 39

Las condiciones de equilibrio son:

$$T_{\text{succ}} = -8.1^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.357 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_{\text{evap}} = -5.1^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{\text{ct}} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\text{D.T.} = 7.1^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 5,750 \text{ Kcal/hr}$$

Pérdida de carga total.

$$h_c = 2,610 \text{ Kg/mt}^2$$

Longitud total equivalente.

$$\text{Para } \emptyset_2, 19 + 0.30 (18) = 23.4 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_3, 30 + 0.30 (30) = 39 \text{ mts}$$

$$\text{Para } \emptyset_4, 16 + 0.30 (16) = 20.8 \text{ mts}$$

$$\text{L.T.E.} = 83.2 \text{ mts}$$

El equivalente en $^{\circ}\text{C/mt}$

$$3 ^{\circ}\text{C} / 83.2 = 0.036 ^{\circ}\text{C/mt}$$

Cálculo de los diámetros de la tubería.

Para $\emptyset_2$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_{\text{evap}} = -5.1 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{evap}} = 1.618 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f = 15.038 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.598 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = -5.942 ^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1.544 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{c1} = 740 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0254$$

$$D = 0.0302 \text{ mts}$$

$$V = 7.288 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_3$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_1 = -5.942 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1.544 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 14.652 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.58 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_2 = -7.346 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.422 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C2} = 1,220 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0255$$

$$D = 0.0301 \text{ mts}$$

$$V = 7.321 \text{ mt/seg}$$

Para $\emptyset_4$

Datos requeridos para el proceso iterativo:

$$T_2 = -7.346 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.422 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 13.989 \text{ Kg/mt}^3$$

$$\mu = 11.552 \times 10^{-6} \text{ Kg/mt-seg}$$

$$q = 5.24 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg}$$

$$T_{\text{succ}} = -8.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{succ}} = 1.357 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{C3} = 650 \text{ Kg/mt}^2$$

Los resultados del proceso iterativo son:

$$f = 0.0256$$

$$D = 0.0298 \text{ mts}$$

$$V = 7.464 \text{ mt/seg}$$

De la tabla VI-6 se selecciona para toda la tubería el diámetro de 1 3/8".

Obtención de la pérdida de carga total real.

Longitud de instalación: 64 mts

Longitud equivalente de las conexiones:

$$\text{Codos, } (12 \times 4.5) / 3.28 = 16.463 \text{ mts}$$

$$T, (1 \times 3) / 3.28 = 0.914 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: 81.377 mts

Los valores correspondientes son:

$$Re = 2.264 \times 10^5$$

$$f = 0.0256$$

$$h_{cr} = 1,914 \text{ Kg/mt}^2$$

$$V = 6.472 \text{ mt/seg}$$

Comparación de condiciones

Condiciones de diseño

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -5^\circ\text{C}$$

$$C.E.R. = 5,700 \text{ Kcal/hr}$$

Condiciones de equilibrio

$$T_a = 2^\circ\text{C}$$

$$D.T. = 7.1^\circ\text{C}$$

$$T_{evap} = -5.1^\circ\text{C}$$

$$T_{succ} = -8.1^\circ\text{C}$$

$$C.D.E. = 5,750 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Pérdida de carga total: } 2,610 \text{ Kg/mt}^2$$

$$\text{Pérdida de carga total real: } 1,914 \text{ Kg/mt}^2$$

El diseño de la tubería de succión es aceptable.

VI-3-b DISEÑO DE LA TUBERÍA DE COBRE PARA LA LÍNEA DE LÍQUIDO

El principal interés en el diseño del diámetro de la tubería de líquido, es asegurar el suministro a la válvula de expansión termostática de refrigerante líquido subenfriado ligeramente abajo de su temperatura de saturación.

El problema del retorno de aceite en la línea de líquido no existe, dado que el refrigerante líquido arrastra al aceite hacia el evaporador.

La caída de presión en la tubería de líquido no causa decrementos significativos, tanto en el consumo de potencia, como en la capacidad del sistema, debido a que la fricción en ella no es muy considerable.

Si la presión del refrigerante líquido cae por abajo de su presión de saturación una porción de éste puede, en un momento dado, convertirse en vapor, el cual al enfriar al refrigerante líquido le cambia su temperatura de saturación, dicha situación puede ocurrir si la caída de presión en la tubería de líquido es demasiada, provocando con esto un funcionamiento errático en la válvula de expansión termostática.

En los sistemas de refrigeración, un criterio razonable para el diseño de la tubería de líquido, es tener una caída de presión equivalente, de 2 °F de subenfriamiento.

La metodología para la selección del diámetro de la tubería de líquido, consiste de los pasos siguientes:

- a. Los valores correspondientes a las capacidades reales suministradas de las unidades condensadoras, se convierten a toneladas de refrigeración, pudiendo seleccionar de la tabla VI-17 el diámetro para la tubería de líquido.
- b. Se calcula la longitud equivalente, para los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas, se utiliza la información de las tablas VI-8, VI-9, VI-10, VI-11 y VI-12 para los sistemas de refrigeración de los tramos refrigerados, se utiliza la información de las tablas VI-8, VI-13 VI-14, VI-15 y VI-16.

- c. Obtención del valor de la caída de presión total en la tubería.

Este valor se obtiene al multiplicar el factor ($1.8/100 \text{ lb/plg}^2\text{-pie}$) por la longitud equivalente en pies, el factor se debe a que la información de la tabla VI-17 corresponde a una caída de presión de 1.8 lb/plg^2 por cada 100 pies.

- d. Obtención de la presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

Primero se obtiene el valor de la presión al restarle a la presión de condensación la caída de presión total en la tubería, posteriormente de las tablas de propiedades para freón 12 se calcula la temperatura correspondiente. La presión de condensación que se utilizará para el diseño será de 42°C .

- e. Obtención del subenfriamiento total en la tubería.

Se obtiene de la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura en la válvula de expansión termostática.

El valor de la temperatura de subenfriamiento, determinará si el diámetro seleccionado de la tabla VI-17 es el adecuado.

El criterio se fundamentará en los puntos siguientes:

1. Si los valores de la temperatura de subenfriamiento son menores o igual a 2°F , la selección del diámetro será adecuada.
2. Si los valores de la temperatura de subenfriamiento son mayores a 2°F , se tendrá que calcular en $^\circ\text{F}$ el subenfriamiento adicional necesario para evitar la formación de vapor.

Se sabe que el refrigerante líquido puede tener un subenfriamiento entre 5°F y 9°F , sin sufrir un cambio de estado, pero si la caída de presión excede a 10 lb/plg^2 es muy posible la existencia de vapor en la tubería de líquido.

Por lo tanto si la temperatura de subenfriamiento es mayor a 2°F y la caída de presión equivalente menor a 10 lb/plg^2 , la selección del diámetro para la tubería de líquido seguirá siendo aceptable.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE PESCADOS Y MARISCOS.

Datos:

$$C.R.S. = 1.292 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 95.12 pies

a. Selección del diámetro.

1/2" con una capacidad de 2.03 toneladas

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (10 \times 1.5) = 15.0 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $95.12 + 0.3 + 15 = 110.42 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 110.42 = 1.987 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 129.313 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 106.606 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{subf}} = 0.994 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE FRUTAS:

Datos:

$$C.R.S. = 2.1 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 118.08 pies

a. Selección del diámetro.

5/8" con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

V.C.A. = 0.3 pies

Codos, $(10 \times 1.5) = 15$ pies

Longitud real equivalente: $118.08 + 0.3 + 15 = 133.38$ pies

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 133.38 = 2.4 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{vet} = 128.9 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{vet} = 106.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{sbf} = 1.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE CARNES ROJAS.

Datos:

C.R.S. = 3.428 T.R.

$$T_{cond} = 107.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_{cond} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 85.28 pies

a. Selección del diámetro.

5/8" con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

V.C.A. = 0.3 pies

T, $(1 \times 1) = 1$ pie

Codos, $(14 \times 1.5) = 21$ pies

Longitud real equivalente: $85.28 + 0.3 + 1 + 21 = 107.58$ pies.

- c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 107.58 = 1.936 \text{ lb/plg}^2$$

- d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{vet} = 129.364 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{vet} = 106.632 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{sbf} = 0.968 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El diseño de la tubería de líquido para la unidad condensadora del sistema número dos, será idéntico al sistema uno.

DISEÑO DE LA TUBERÍA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE LACTEOS Y SALCHICHONERIA

Datos:

$$C.R.S. = 3.071 \text{ T.R.}$$

$$T_{cond} = 107.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_{cond} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 39.36 pies

- a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

- b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$T_1 = (1 \times 1) = 1 \text{ pie}$$

$$\text{Codos, } (14 \times 1.5) = 21 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $39.36 + 0.3 + 1 + 21 = 61.66 \text{ pies}$

- c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 61.66 = 1.110 \text{ lb/plg}^2$$

- d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{vet} = 130.19 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{vet} = 107.045 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{sbf} = 0.555 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISERÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE CONGELADOS.

Datos:

$$C.R.S. = 0.675 \text{ T.R.}$$

$$T_{cond} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{cond} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 36.08 pies

- a. Selección del diámetro.

1/2", con una capacidad de 2.03 T.R.

- b. Longitud equivalente de la tubería.

V.C.A. = 0.3 pies

Válvula solenoide = 0.3 pies

Codos, (14 x 1.5) = 21 pies

Longitud real equivalente: $36.08 + 0.3 + 0.3 + 21 = 57.68$ pies

- c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 57.68 = 1.038 \text{ lb/plg}^2$$

- d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{vet} = 130.262 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{vet} = 107.081 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{sbf} = 0.519 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

El diseño de la tubería de líquido para la unidad condensadora del sistema número dos será idéntico al sistema uno.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE VERDURAS

Datos:

$$C.R.S. = 2.1 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 19.68 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (8 \times 1.5) = 12 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $19.68 + 0.3 + 12 = 31.98 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 31.98 = 0.576 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 130.724 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 107.312^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 0.288^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA CAMARA FRIGORIFICA DE MASAS

Datos:

$$C.R.S. = 2.572 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 216.48 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$T, (1 \times 1) = 1 \text{ pie}$$

$$\text{Codos, } (19 \times 1.5) = 28.5 \text{ pies}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 216.48 + 0.3 + 1 + 28.5 = 246.28 \text{ pies}$$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 246.28 = 4.433 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 126.867 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.351 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 2.249 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DE LA PREPARACION DE CARNES ROJAS

Datos:

$$C.R.S. = 3.012 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 131.2 pies

a. selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$T, (1 \times 1) = 1 \text{ pie}$$

$$\text{Codos}, (15 \times 1.5) = 22.5 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $131.2 + 0.3 + 1 + 22.5 = 155 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 155 = 2.79 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 128.51 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 106.205^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 1.395^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LAS UNIDADES CONDENSADORAS DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE FRUTAS Y VERDURAS

Datos:

$$C.R.S. = 2.124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 206.64 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (9 \times 1.5) = 13.5 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $206.64 + 0.3 + 13.5 = 220.44 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 220.44 = 3.968 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termos tática.

$$P_{\text{vet}} = 127.332 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.595 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 2.005 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

El diseño de la tubería de líquido para la unidad condensadora del sistema número dos de la sección de Frutas y Verduras, será idéntico al del sistema número uno.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE PESCADOS Y MARISCOS

DATOS:

$$C.R.S. = 0.969 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 154.16 pies

a. Selección del diámetro.

1/2" con una capacidad de 2.03 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (10 \times 1.5) = 15 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $154.16 + 0.3 + 15 = 169.46 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 169.46 = 3.05 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 128.25 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 106.075 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 1.525 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE CONGELADOS

Datos:

$$C.R.S. = 0.647 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 154.16 pies

a. Selección del diámetro.

1/2" con una capacidad de 2.03 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $154.16 + 0.3 + 18 = 172.46 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 172.46 = 3.104 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 128.196 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 106.048 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 1.552 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE CARNES ROJAS.

Datos:

$$C.R.S. = 2.124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 186.96 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $186.96 + 0.3 + 18 = 205.26 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 205.26 = 3.695 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y Temperatura en la válvula de expansión termos tática.

$$P_{\text{vet}} = 127.605 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.739 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 1.861 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

El diseño de la tubería de líquido para la unidad condensadora del sistema número dos de la sección de Carnes Rojas será idéntico al del sistema número uno.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO TRES DE LA SECCION DE CARNES ROJAS

Datos:

$$C.R.S. = 1.43 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 190.24 pies

a. Selección del diámetro.

1/2", con una capacidad de 2.03 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ pies}$$

$$\text{Longitud real equivalente: } 190.24 + 0.3 + 18 = 208.54 \text{ pies}$$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1/8 / 100) \times 208.54 = 3.754 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 127.546 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.708 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbfi}} = 1.892 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO DOS DE LA SECCION DE LACTEOS.

Datos:

$$C.R.S. = 3.186 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 239.44 pies

a. Selección del diámetro.

5/8" con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ mts}$$

Longitud real equivalente: $239.44 + 0.3 + 18 = 257.74 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 257.74 = 4.639 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termos tática.

$$P_{\text{vet}} = 126.661 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.242 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 2.358 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

El diseño de la tubería de líquido para la unidad condensadora del sistema número uno de la sección de Lácteos será idéntico al del sistema número dos.

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO TRES DE LA SECCION DE LACTEOS

Datos:

$$C.R.S. = 2.124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 265.68 pies

a. Selección del diámetro

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $265.68 + 0.3 + 18 = 283.98 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 265.68 = 4.782 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termos tática.

$$P_{\text{vet}} = 126.518 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.167 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 2.433 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS

Datos:

$$C.R.S. = 2.124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 393.6 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (16 \times 1.5) = 24 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $393.6 + 0.3 + 24 = 417.9 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 417.9 = 7.522 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 123.778 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 103.718 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{subf}} = 3.882 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO DOS DE LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS.

Datos:

$$C.R.S. = 2,124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 377.2 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (18 \times 1.5) = 27 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $377.2 + 0.3 + 27 = 404.5 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 404.5 = 7.281 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termos tática.

$$P_{\text{vet}} = 124.019 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 103.848 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 3.752 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

DISEÑO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO PARA LA UNIDAD CONDENSADORA DEL SISTEMA NUMERO UNO DE LA SECCION DE PASTELES

Datos:

$$C.R.S. = 2.124 \text{ T.R.}$$

$$T_{\text{cond}} = 107.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{\text{cond}} = 131.3 \text{ lb/plg}^2$$

Longitud de instalación: 209.92 pies

a. Selección del diámetro.

5/8", con una capacidad de 3.81 T.R.

b. Longitud equivalente de la tubería.

$$V.C.A. = 0.3 \text{ pies}$$

$$\text{Codos, } (12 \times 1.5) = 18 \text{ pies}$$

Longitud real equivalente: $209.92 + 0.3 + 18 = 228.22 \text{ pies}$

c. Caída de presión total en la tubería.

$$h_c = (1.8 / 100) \times 228.22 = 4.108 \text{ lb/plg}^2$$

d. Presión y temperatura en la válvula de expansión termostática.

$$P_{\text{vet}} = 127.192 \text{ lb/plg}^2$$

$$T_{\text{vet}} = 105.522 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

e. Subenfriamiento total en la tubería.

$$T_{\text{sbf}} = 2.078 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

VI-4 SELECCION DEL EQUIPO ACCESORIO REQUERIDO PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

El equipo accesorio que se seleccionará es el siguiente:

1. Separadores de aceite.
2. Deshidratadores.
3. Indicadores de humedad.
4. Válvulas de paso.
5. Válvulas de expansión termostática.

Los separadores de aceite, deshidratadores, indicadores de humedad y válvulas de paso, constituyen el equipo accesorio para todos los sistemas de refrigeración.

SEPARADORES DE ACEITE.- Se seleccionará el modelo adecuado de acuerdo a las recomendaciones de la tabla VI-18, hechas por el fabricante de las unidades condensadoras.

La ubicación de los separadores de aceite será en las tuberías de descarga de los compresores.

MODELO DE LA UNIDAD CONDENSADORA	SEPARADOR DE ACEITE MARCA HERMETIC O EQUIVALENTE			
	MOD 802	MOD 803	MOD 804	MOD 805
A200-M	x			
A300-M	x			
A300-B	x			
A50C-M		x		
A500-B		x		
A750-M			x	
A760-M				x

TABLA VI-18

En las tablas 13 y 14, se muestra la selección hecha de los separadores de aceite.

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA NUMERO	MODELO SELECCIONADO DEL SEPARADOR DE ACEITE
CARNE EMPACADA	1	802
PESCADOS Y MARISCOS	1	802
FRUTAS	1	803
CARNES ROJAS	1	805
CARNES ROJAS	2	805
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	805
CONGELADOS	1	803
CONGELADOS	2	803
VERDURAS	1	803
MASAS	1	804
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	803

TABLA 13

S E C C I O N	SISTEMA NUMERO	MODELO SELECCIONADO DEL SEPARADOR DE ACEITE
FRUTAS Y VERDURAS	1	803
FRUTAS Y VERDURAS	2	803
PESCADOS Y MARISCOS	1	803
CONGELADOS	1	802
CARNES ROJAS	1	803
CARNES ROJAS	2	803
CARNES ROJAS	3	802
LACTEOS	1	804
LACTEOS	2	804
LACTEOS	3	803
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	803
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	803
PASTELES	1	803

TABLA 14

DESHIDRATADORES.— Los deshidratadores a seleccionar son recargables con persilica y con conexiones tipo flare. La selección de los deshidratadores, se hará de acuerdo a la tabla VI-19.

M O D E L O	CAPACIDAD EN H.P.	CONEXIONES FLARE
DCC-200	2	3/8
DCC-300	3	1/2
DCC-500	5	5/8
DCC-750	7 1/2	5/8
DCC-1000	10	5/8

TABLA VI-19

En las tablas 15 y 16, se muestra la selección hecha de los deshidratadores.

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA NUMERO	MODELO DE LA UNIDAD CONDENSADORA	POTENCIA NOMINAL EN H.P.	MODELO SELECCIONADO DEL DESHIDRATADOR
CARNE EMPACADA	1	A200-M	2	DCC-200
PESCADOS Y MARISCOS	1	A300-M	3	DCC-300
FRUTAS	1	A500-M	5	DCC-500
CARNES ROJAS	1	A760-M	7 1/2	DCC-750
CARNES ROJAS	2	A760-M	7 1/2	DCC-750
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	A760-M	7 1/2	DCC-750
CONGELADOS	1	A500-B	5	DCC-500
CONGELADOS	2	A500-B	5	DCC-500
VERDURAS	1	A500-M	5	DCC-500
MASAS	1	A750-M	7 1/2	DCC-750
PREFARACION DE CARNES ROJAS	1	A500-A	5	DCC-500

TABLA 15

S E C C I O N	SISTEMA NUMERO	MODELO DE LA UNIDAD CONDENSADORA	POTENCIA NOMINAL EN H.P.	MODELO SELECCIONADO DEL DESHIDRATADOR
FRUTAS Y VERDURAS	1	A500-M	5	DCC-500
FRUTAS Y VERDURAS	2	A500-M	5	DCC-500
PESCADOS Y MARISCOS	1	A500-S	5	DCC-500
CONGELADOS	1	A300-B	3	DCC-300
CARNES ROJAS	1	A500-M	5	DCC-500
CARNES ROJAS	2	A500-M	5	DCC-500
CARNES ROJAS	3	A300-M	3	DCC-300
LACTEOS	1	A750-M	7 1/2	DCC-750
LACTEOS	2	A750-M	7 1/2	DCC-750
LACTEOS	3	A500-M	5	DCC-500
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	A500-M	5	DCC-500
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	A500-M	5	DCC-500
PASTELES	1	A500-M	5	DCC-500

TABLA 16

INDICADORES DE HUMEDAD Y VALVULAS DE PASO.- La selección de la válvula de paso y de los indicadores de humedad se hará en base al diámetro de la tubería de líquido.

Para la selección utilizaremos la información de las tablas VI-20 y VI-21 siguientes.

Por ejemplo para la cámara frigorífica de Carne Empacada, el diámetro de su tubería de líquido es de 1/2", la válvula de paso seleccionada es la del modelo VP-12 y el indicador de líquido se leccionado es el del modelo ILH-12.

VALVULA DE PASO	
MODELO	DIAMETRO PULGADAS
VP-14	1/4
VP-38	3/8
VP-12	1/2
VP-58	5/8
VP-78	7/8

TABLA VI-20

INDICADOR DE LIQUIDO	
MODELO	DIAMETRO PULGADAS
ILH-14	1/4
ILH-38	3/8
ILH-12	1/2
ILH-58	5/8
ILH-78	7/8

TABLA VI-21

En las tablas 17 y 18 se muestra la selección hecha de los in
dicadores de humedad y válvulas de paso.

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA NUMERO	DIAMETRO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO	VALVULA DE PASO	INDICADOR DE LIQUIDO
PESCADOS Y MARISCOS	1	1/2"	VP-12	ILH-12
FRUTAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
CARNES ROJAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
CARNES ROJAS	2	5/8"	VP-58	ILH-58
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	5/8"	VP-58	ILH-58
CONGELADOS	1	1/2"	VP-12	ILH-12
CONGELADOS	2	1/2"	VP-12	ILH-12
VERDURAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
MASAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58

TABLA 17

S E C C I O N	SISTEMA NUMERO	DIAMETRO DE LA TUBERIA DE LIQUIDO	VALVULA DE PASO	INDICADOR DE LIQUIDO
FRUTAS Y VERDURAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
FRUTAS Y VERDURAS	2	5/8"	VP-58	ILH-58
PESCADOS Y MARISCOS	1	1/2"	VP-12	ILH-12
CONGELADOS	1	1/2"	VP-12	ILH-12
CARNES ROJAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
CARNES ROJAS	2	5/8"	VP-58	ILH-58
CARNES ROJAS	3	1/2"	VP-12	ILH-12
LACTEOS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
LACTEOS	2	5/8"	VP-58	ILH-58
LACTEOS	3	5/8"	VP-58	ILH-58
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	5/8"	VP-58	ILH-58
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	5/8"	VP-58	ILH-58
PASTELES	1	5/8"	VP-58	ILH-58

TABLA 18

VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA.- Se seleccionarán válvulas de expansión termostáticas con igualador interno modelo VT, para los evaporadores de las cámaras frigoríficas de media temperatura.

Para los evaporadores de la cámara frigorífica de Congelados se seleccionarán válvulas de expansión termostáticas con igualador externo modelo TA.

Selección de las válvulas de expansión termostáticas modelo VT

Para la selección se requieren los datos siguientes:

1. Temperatura de evaporación en $^{\circ}\text{C}$
2. Temperatura de entrada del refrigerante a la válvula de expansión termostática en $^{\circ}\text{C}$
3. Capacidad de la unidad condensadora en Kcal/hr
4. Caída de presión en la válvula de expansión termostática en Kg/cm^2

Para lo cual en la tabla 19 se presenta para cada sistema de las cámaras frigoríficas la información siguiente:

1. Presión de evaporación (P_{evap}) en Kg/cm^2
2. Temperatura de evaporación (T_{evap}) en $^{\circ}\text{C}$
3. Caída de presión en la tubería de líquido (h_c) en Kg/cm^2
4. Temperatura de entrada del refrigerante a la válvula de expansión termostática (T_{vet}) en $^{\circ}\text{C}$
5. Capacidad de equilibrio (unidad condensadora-evaporador) en Kcal/hr

El procedimiento a seguir para la selección es:

1. Obtener de la tabla 20 el factor de corrección para las diferentes temperaturas de evaporación (F.C.1), utilizando T_{evap} .
2. Obtener de la tabla 21 el factor de corrección para las diferentes temperaturas de entrada del refrigerante - (F.C.2) utilizando T_{vet} .
3. Obtener la capacidad modificada (C.D.E.M.) por los anteriores factores de corrección, de acuerdo a la relación siguiente:

$$\text{C.D.E.M.} = \frac{\text{C.D.E.}}{\text{F.C.1} \times \text{F.C.2}}$$

4. Obtención de la caída de presión en la válvula de expansión termostática (h_{vet}), de acuerdo a la siguiente relación:

$$h_{\text{vet}} = (P_{\text{cond}} - h_c) - P_{\text{evap}}$$

donde:

$$P_{\text{cond}} = 9.229 \text{ kg/cm}^2$$

5. Seleccionar de la tabla 22 la válvula de expansión termostática, de acuerdo a la C.D.E.M. y a la h_{vet} calculados.

En la tabla 23 se resumen los cálculos hechos según el procedimiento anteriormente descrito, así como la selección de la válvula de expansión termostática correspondiente.

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA	Pevap Kg/cm ²	Tevap °C	hc Kg/cm ²	Tvet °C	C.D.E. Kcal/hr
CARNE EMPACADA	1	1.460	-6.9	0.212	41	2,319
PESCADOS Y MARISCOS	1	1.588	-5.45	0.139	41	3,663
FRUTAS	1	1.878	-2.35	0.169	41	6,286
CARNES ROJAS	1	1.537	-6.02	0.136	41	10,114
CARNES ROJAS	2	1.537	-6.02	0.136	41	10,114
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	1.537	-6.02	0.078	41	10,114
VERDURAS	1	1.878	-2.35	0.040	42	6,286
MASAS	1	1.531	-6.09	0.311	41	8,185
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	3.455	11.3	0.196	41	9,000

TABLA 19

+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	T _{evap} °C
1.1	1.07	1.05	1.02	1	0.87	0.74	0.64	0.55	F.C. 1

TABLA 20

+25	+30	+35	+40	T _{vet} °C
1	0.965	0.93	0.89	F.C. 2

TABLA 21

CAPACIDAD EN Kcal/hr DE LAS VALVULAS PARA DIFERENTES CAIDAS DE PRESION

MODELO	CAIDA DE PRESION EN LA VALVULA EN Kg/cm ²					
	5	6	7	8	9	10
VT-50	1,790	1,960	2,120	2,260	2,390	2,500
VT-100	2,570	2,820	3,040	3,250	3,440	3,620
VT-150	3,470	3,800	4,100	4,380	4,650	4,900
VT-200	5,030	5,520	5,960	6,360	6,740	7,100
VT-300	6,710	7,350	7,940	8,480	9,950	10,390

TABLA 22

CAMARA FRIGORIFICA	SISTEMA	F.C. 1	F.C. 2	C.D.E.M	hvet	MODELO V.E.T. SELEC CIONADO
CARNE EMPACADA	1	1.0124	0.89	2,574	7.557	VT-100
PESCADOS Y MARISCOS	1	1.0182	0.89	4,042	7.502	VT-150
FRUTAS	1	1.0359	0.89	6,818	7.182	VT-200
CARNES ROJAS	1	1.0159	0.89	11,186	7.556	VT-200 (2)
CARNES ROJAS	2	1.0159	0.89	11,186	7.556	VT-200 (2)
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	1.0159	0.89	11,186	7.614	VT-200 (2)
VERDURAS	1	1.0359	0.89	6,818	7.311	VT-200
MASAS	1	1.0156	0.89	9,055	7.387	VT-200 (2)
PREPARACION DE C.R.	1	1.1	0.89	9,194	5.578	VT-200 (2)

TABLA 23

Para la cámara frigorífica de Congelados, el equipo accesorio a seleccionar es:

1. Válvula de expansión termostática.
2. Trampa para el subenfriamiento del gas refrigerante.
3. Válvulas solenoides de dos vías.

Se seleccionará de la tabla 24 una válvula de expansión termostática con igualador externo modelo TA.

Para la selección se requieren los datos siguientes:

1. Temperatura de evaporación en °C
2. Temperatura de condensación en °C
3. Capacidad de la unidad condensadora en Kcal/hr

Los valores correspondientes son:

$$T_{\text{evap}} = -25.3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = 42^{\circ}\text{C}$$

$$\text{C.D.E.} = 2,400 \text{ Kcal/hr}$$

TABLA DE CAPACIDADES EN Kcal/hr PARA LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA CON IGUALADOR EXTERNO MODELO TA-3

TEMPERATURA DE CONDENSACION	TEMPERATURA DE EVAPORACION				
	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C	-30 °C
+35 °C	5,000	4,600	4,150	3,600	3,200
+40 °C	5,300	4,900	4,400	3,800	3,400
+45 °C	5,600	5,150	4,650	4,050	3,600

TABLA 24

La válvula seleccionada es el modelo TA-3.

RELACION ENTRE LAS TRAMPAS DE SUBENFRIAMIENTO MODELO DMH Y
LOS EVAPORADORES PARA BAJA TEMPERATURA MODELO FB

MODELO DEL EVAPORADOR	FB-948	FB-1148	FB-1348
MODELO DE LA TRAMPA	DMH-4	DMH-5	DMH-6

TABLA 25

La trampa seleccionada es el modelo DMH-4

Las válvulas solenoides seleccionadas son:

Para la tubería de líquido, se selecciona una válvula solenoide de dos vías normalmente abierta de 5/8" Ø, con bobina para 220 V.

Para la tubería de gas caliente, se selecciona una válvula solenolde de dos vías normalmente cerrada de 1 1/8" Ø, con bobina para 220 V.

RANGO DE TEMPERATURA
DE ALMACENAMIENTO

-3.9 °C A 7.2 °C
-3.9 °C A 7.2 °C
-3.9 °C A 7.2 °C
-3.9 °C A 7.2 °C
-12.2 °C Ó MENOR

HUMEDAD RELATIVA

90 %
85 %
80 %
75 %
-

DIFERENCIAL DE TEMPERATURA
EN EL EVAPORADOR

4.4 °C A 6.6 °C
5.5 °C A 7.7 °C
6.6 °C A 8.8 °C
8.8 °C A 12.1 °C
8.25 °C Ó MENOR

TABLA VI-1

tabla de capacidad (kcal/hr)

TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN (°C)		PRESIÓN DE SUCCIÓN (P.S.G.)											
MODELO ACTUAL		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
TIPO COMP.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A24	A	1.4 HP	773	610	510	441	380	320	270	230	180	135	110
A24	M	1.4 HP	773	610	510	441	380	320	270	230	180	135	110
A24	B	1.4 HP	773	610	510	441	380	320	270	230	180	135	110
A30	A	1.8 HP	950	783	640	520	430	355	290	240	190	145	105
A30	M	1.8 HP	950	783	640	520	430	355	290	240	190	145	105
A30	B	1.8 HP	950	783	640	520	430	355	290	240	190	145	105
A42	A	2.2 HP	1270	1042	833	675	550	450	360	290	230	180	130
A42	M	2.2 HP	1270	1042	833	675	550	450	360	290	230	180	130
A42	B	2.2 HP	1270	1042	833	675	550	450	360	290	230	180	130
A60	A	3.0 HP	1710	1410	1110	890	710	570	450	360	280	210	150
A60	M	3.0 HP	1710	1410	1110	890	710	570	450	360	280	210	150
A60	B	3.0 HP	1710	1410	1110	890	710	570	450	360	280	210	150
A72	A	3.6 HP	2080	1710	1370	1070	850	680	540	430	340	260	190
A72	M	3.6 HP	2080	1710	1370	1070	850	680	540	430	340	260	190
A72	B	3.6 HP	2080	1710	1370	1070	850	680	540	430	340	260	190
A100	A	5.0 HP	2845	2315	1870	1455	1130	895	700	550	430	330	240
A100	M	5.0 HP	2845	2315	1870	1455	1130	895	700	550	430	330	240
A100	B	5.0 HP	2845	2315	1870	1455	1130	895	700	550	430	330	240
A140	A	7.0 HP	3785	3170	2475	1980	1540	1210	950	750	580	440	320
A140	M	7.0 HP	3785	3170	2475	1980	1540	1210	950	750	580	440	320
A140	B	7.0 HP	3785	3170	2475	1980	1540	1210	950	750	580	440	320
A210	A	11.0 HP	5710	4690	3670	2840	2210	1710	1310	1010	770	580	420
A210	M	11.0 HP	5710	4690	3670	2840	2210	1710	1310	1010	770	580	420
A210	B	11.0 HP	5710	4690	3670	2840	2210	1710	1310	1010	770	580	420
A270	A	15.0 HP	7410	6010	4710	3610	2810	2210	1710	1310	1010	770	580
A270	M	15.0 HP	7410	6010	4710	3610	2810	2210	1710	1310	1010	770	580
A270	B	15.0 HP	7410	6010	4710	3610	2810	2210	1710	1310	1010	770	580
A360	A	22.0 HP	10010	8110	6410	5010	3910	3010	2310	1810	1410	1010	740
A360	M	22.0 HP	10010	8110	6410	5010	3910	3010	2310	1810	1410	1010	740
A360	B	22.0 HP	10010	8110	6410	5010	3910	3010	2310	1810	1410	1010	740
A480	A	30.0 HP	13010	10610	8410	6610	5110	3910	3010	2310	1810	1410	1010
A480	M	30.0 HP	13010	10610	8410	6610	5110	3910	3010	2310	1810	1410	1010
A480	B	30.0 HP	13010	10610	8410	6610	5110	3910	3010	2310	1810	1410	1010
A600	A	40.0 HP	16010	13210	10410	8110	6310	4910	3810	2910	2210	1710	1310
A600	M	40.0 HP	16010	13210	10410	8110	6310	4910	3810	2910	2210	1710	1310
A600	B	40.0 HP	16010	13210	10410	8110	6310	4910	3810	2910	2210	1710	1310
A720	A	50.0 HP	19010	15610	12210	9610	7510	5810	4510	3510	2710	2010	1510
A720	M	50.0 HP	19010	15610	12210	9610	7510	5810	4510	3510	2710	2010	1510
A720	B	50.0 HP	19010	15610	12210	9610	7510	5810	4510	3510	2710	2010	1510
A900	A	60.0 HP	22010	18010	14010	11010	8610	6710	5210	4010	3110	2410	1810
A900	M	60.0 HP	22010	18010	14010	11010	8610	6710	5210	4010	3110	2410	1810
A900	B	60.0 HP	22010	18010	14010	11010	8610	6710	5210	4010	3110	2410	1810
A1200	A	80.0 HP	28010	22410	17610	13610	10410	8010	6210	4810	3710	2810	2110
A1200	M	80.0 HP	28010	22410	17610	13610	10410	8010	6210	4810	3710	2810	2110
A1200	B	80.0 HP	28010	22410	17610	13610	10410	8010	6210	4810	3710	2810	2110
A1500	A	100.0 HP	34010	27210	21610	16810	12810	9810	7610	5810	4510	3410	2610
A1500	M	100.0 HP	34010	27210	21610	16810	12810	9810	7610	5810	4510	3410	2610
A1500	B	100.0 HP	34010	27210	21610	16810	12810	9810	7610	5810	4510	3410	2610
A2100	A	150.0 HP	50010	40010	32010	25610	19210	14410	11210	8610	6610	5010	3810
A2100	M	150.0 HP	50010	40010	32010	25610	19210	14410	11210	8610	6610	5010	3810
A2100	B	150.0 HP	50010	40010	32010	25610	19210	14410	11210	8610	6610	5010	3810
A2700	A	200.0 HP	66010	52810	42210	33710	26110	19610	15210	11610	8910	6810	5210
A2700	M	200.0 HP	66010	52810	42210	33710	26110	19610	15210	11610	8910	6810	5210
A2700	B	200.0 HP	66010	52810	42210	33710	26110	19610	15210	11610	8910	6810	5210
A3600	A	250.0 HP	82010	65610	52410	41910	32710	25110	19110	14310	10910	8310	6310
A3600	M	250.0 HP	82010	65610	52410	41910	32710	25110	19110	14310	10910	8310	6310
A3600	B	250.0 HP	82010	65610	52410	41910	32710	25110	19110	14310	10910	8310	6310
A4800	A	300.0 HP	98010	78410	62710	50110	39110	29110	22110	16110	12110	9310	7110
A4800	M	300.0 HP	98010	78410	62710	50110	39110	29110	22110	16110	12110	9310	7110
A4800	B	300.0 HP	98010	78410	62710	50110	39110	29110	22110	16110	12110	9310	7110
A6000	A	400.0 HP	128010	102410	81910	65510	50310	38310	29310	22310	16310	12310	9510
A6000	M	400.0 HP	128010	102410	81910	65510	50310	38310	29310	22310	16310	12310	9510
A6000	B	400.0 HP	128010	102410	81910	65510	50310	38310	29310	22310	16310	12310	9510
A7200	A	500.0 HP	158010	126410	101110	80110	62110	47110	36110	27110	20110	15110	11110
A7200	M	500.0 HP	158010	126410	101110	80110	62110	47110	36110	27110	20110	15110	11110
A7200	B	500.0 HP	158010	126410	101110	80110	62110	47110	36110	27110	20110	15110	11110
A9000	A	600.0 HP	188010	150410	120110	96110	75110	57110	44110	33110	25110	19110	14110
A9000	M	600.0 HP	188010	150410	120110	96110	75110	57110	44110	33110	25110	19110	14110
A9000	B	600.0 HP	188010	150410	120110	96110	75110	57110	44110	33110	25110	19110	14110
A12000	A	800.0 HP	248010	198410	158110	126110	100110	77110	59110	45110	34110	26110	20110
A12000	M	800.0 HP	248010	198410	158110	126110	100110	77110	59110	45110	34110	26110	20110
A12000	B	800.0 HP	248010	198410	158110	126110	100110	77110	59110	45110	34110	26110	20110
A15000	A	1000.0 HP	308010	246410	196110	156110	124110	98110	76110	58110	44110	33110	25110
A15000	M	1000.0 HP	308010	246410	196110	156110	124110	98110	76110	58110	44110	33110	25110
A15000	B	1000.0 HP	308010	246410	196110	156110	124110	98110	76110	58110	44110	33110	25110
A21000	A	1500.0 HP	408010	326410	256110	204110	162110	126110	98110	76110	58110	44110	33110
A21000	M	1500.0 HP	408010	326410	256110	204110	162110	126110	98110	76110	58110	44110	33110
A21000	B	1500.0 HP	408010	326410	256110	204110	162110	126110	98110	76110	58110	44110	33110
A27000	A	2000.0 HP	488010	390410	312110	248110	196110	152110	116110	89110	68110	52110	40110
A27000	M	2000.0 HP	488010	390410	312110	248110	196110	152110	116110	89110	68110	52110	40110
A27000	B	2000.0 HP	488010	390410	312110	248110	196110	152110	116110	89110	68110	52110	40110
A36000	A	2500.0 HP	588010	470410	372110	296110	232110	180110	136110	104110	79110	60110	46110
A36000	M	2500.0 HP	588010	470410	372110	296110	232110	180110	136110	104110	79110	60110	46110
A36000	B	2500.0 HP	588010	470410	372110	296110	232110	180110	136110	104110	79110	60110	46110
A48000	A	3000.0 HP	708010	566410	444110	352110	276110	212110	160110	120110	92110	70110	54110
A48000	M	3000.0 HP	708010	566410	444110	352110	276110	212110	160110	120110	92110	70110	54110
A48000	B	3000.0 HP	708010	566410	444110	352110	276110	212110	160110	120110	92110	70110	54110
A60000	A	4000.0 HP	928010	742410	584110	464110	368110	284110	220110	168110	128110	98110	76110
A60000	M	4000.0 HP	928010	742410	584110	464110	368110	284110	220110	168110			

TABLA VI-3
de las unidades de condensación

especificaciones

MODELO DE LA UNIDAD		POT. NOM. HP	VOLTAJE		VOLANTE	POTEA MOTOR 60 C	CONEXIONES			CARGA ACEITE LT.	PESO NETO KG.	RPM	M3/HR	
			115/125/140	220/240/240			SUCC.	DISC.	SH.					
A26 A	A	1/4	X		180	50	12.7	9.5	6.3	1/3	31	465	1.48	
A26 B	B				1.4	50	(1.27)	(0.95)	(1.48)				465	1.48
A26 C	C				60	50							465	1.48
A24 A	A	1/3	X		180	60	12.7	9.5	6.3	1/3	39	565	1.63	
A24 B	B				1.4	60	(1.27)	(0.95)	(1.48)				565	1.63
A24 C	C				80	60							565	1.63
A32 A	A	1/2	X		180	80	12.7	9.5	6.3	1/3	38	775	2.35	
A32 B	B				1.4	80	(1.27)	(0.95)	(1.48)				775	2.35
A32 C	C				100	80							775	2.35
A40 A	A	1/2	X		240	80	12.7	12.7	6.3	1/2	45	485	2.30	
A40 B	B				1.8	80	(1.27)	(1.27)	(1.48)				540	2.47
A40 C	C				100	80							590	2.67
A48 A	A	3/4	X		240	110	12.7	12.7	6.3	1/3	47	758	3.67	
A48 B	B				1.8	110	(1.27)	(1.27)	(1.48)				810	3.67
A48 C	C				120	110							865	3.91
A75 A	A	3/4	X		240	70	18.9	12.7	9.5	3/4	67	230	3.20	
A75 B	B				1.8	70	(5.89)	(1.27)	(2.89)				410	4.05
A75 C	C				80	70							485	4.55
A100 A	A	1	X		240	80	18.9	12.7	9.5	3/4	72	485	4.55	
A100 B	B				1.8	80	(5.89)	(1.27)	(2.89)				140	8.10
A100 C	C				110	80							845	8.10
A130 A	A	1 1/2	X		240	110	18.9	12.7	9.5	3/4	84	700	6.40	
A130 B	B				1.8	110	(5.89)	(1.27)	(2.89)				755	7.12
A130 C	C				130	110							815	8.15
A200 A	A	1 1/2	X		240	40	18.9	12.7	9.5	3/4	84	375	5.44	
A200 B	B				1.8	70	(5.89)	(1.27)	(2.89)				410	4.05
A200 C	C				80	70							485	4.55
A220 A	A	2	X		390	100	18.9	18.9	9.5	1 1/4	118	370	7.95	
A220 B	B				2.8	120	(5.49)	(5.89)	(5.89)				445	8.83
A220 C	C				120	120							515	11.03
A220 D	A	2	X		240	80	18.9	12.7	9.5	3/4	92	485	4.55	
A220 E	B				1.8	80	(5.89)	(1.27)	(2.89)				375	5.44
A220 F	C				120	80							485	4.55
A300 A	A	3	X		240	130	18.9	18.9	9.5	1 1/4	136	375	11.88	
A300 B	B				2.8	150	(5.49)	(5.89)	(5.89)				460	17.12
A300 C	C				160	150							740	16.72
A350 A	A	3	X		413	88	22.9	22.2	15.9	3 1/2	204	520	16.14	
A350 B	B				3.8	70	(1.87)	(1.87)	(2.89)				518	17.52
A350 C	C				100	70							370	7.95
A350 D	A	3	X		380	80	18.9	18.9	9.5	1 1/4	156	485	7.88	
A350 E	B				2.8	100	(3.47)	(5.89)	(5.89)				575	10.45
A350 F	C				120	100							575	10.45
A380 A	A	3	X		413	100	22.9	22.2	15.9	3 1/2	204	412	20.70	
A380 B	B				3.8	110	(1.87)	(1.87)	(5.89)				452	27.19
A380 C	C				110	110							500	14.30
A420 A	A	5	X		380	0	18.9	18.9	9.5	1 1/4	156	485	9.18	
A420 B	B				2.8	120	(3.47)	(5.89)	(5.89)				555	11.08
A420 C	C				120	120							591	11.82
A450 A	A	7 1/2	X		413	130	22.9	22.2	15.9	3 1/2	243	617	20.23	
A450 B	B				3.8	140	(1.87)	(1.87)	(5.89)				618	23.28
A450 C	C				170	140							725	23.40
A760 A	A	7 1/2	X		457	111	41.3	28.8	22.2	5 1/2	392	395	31.43	
A760 B	B				4.8	142	(15.47)	(11.87)	(7.87)				570	41.44
A760 C	C				178	142							580	49.16
A1200 A	A	10	X		413	85	32.9	22.2	15.9	5 1/2	243	350	17.12	
A1200 B	B				3.8	95	(1.87)	(1.87)	(5.89)				395	19.15
A1200 C	C				103	95							474	30.77
A1500 A	A	10	X		457	123	41.3	28.8	22.2	5 1/2	451	485	37.20	
A1500 B	B				4.8	130	(1.87)	(1.87)	(7.87)				536	46.68
A1500 C	C				162	130							580	50.00
A1600 A	A	10	X		500	110	28.8	28.8	22.2	6	423	365	42.00	
A1600 B	B				4.8	120	(1.87)	(1.87)	(7.87)				470	46.40
A1600 C	C				140	120							480	55.20
A2200 A	A	10	X		413	133	32.9	22.2	22.2	5 1/2	400	575	24.20	
A2200 B	B				3.8	178	(1.87)	(1.87)	(7.87)				725	35.40
A2200 C	C				180	178							720	36.70
A2200 D	A	15	X		500	140	38.8	28.8	22.2	6	733	365	42.00	
A2200 E	B				4.8	180	(1.87)	(1.87)	(7.87)				470	46.40
A2200 F	C				180	180							470	46.40
A2200 G	A	20	X		500	190	28.8	28.8	22.2	6	785	365	42.00	
A2200 H	B				4.8	210	(1.87)	(1.87)	(7.87)				470	46.40
A2200 I	C					210							480	55.20

DIMENSIONES:MM (pulg.)

NOTAS:

- LAS CAPACIDADES SEÑALADAS ESTAN BASADAS EN UNA TEMP. AMBIENTE DE 30°C (86°F)
- CORRIJA LA CAPACIDAD POR TEMP. AMBIENTE MULTIPLICANDO EL VALOR DE LA TABLA POR EL FACTOR DE CORRECCION
- SELECCIONE LA MISMA UNIDAD PARA R502 QUE PARA R22
- PULG. DE MERCURIO POR ASAJA DE LA PRESION ATMOSF.

CARACTERISTICAS DE LOS EVAPORADORES

MODELO	KCAL/HORA		DIMENSIONES (mm)		
	1°C D.T.	7°C D.T.	LARGO	ANCHO	ALTO
DFM-114	168	1175	570	400	435
DFM-124	336	2350	990	400	435
DFM-134	504	3525	1415	400	435
DFM-144	672	4700	1830	400	435
DFM-154	840	5875	2250	400	435
DFM-164	1008	7050	2670	400	435
DFM-118	235	1650	570	400	435
DFM-128	470	3300	990	400	435
DFM-138	705	4950	1415	400	435
DFM-148	940	6600	1830	400	435
DFM-158	1175	8250	2250	400	435
DFM-168	1410	9900	2670	400	435
FB-348		1505	521	571	438
FB-548		1759	546	749	444
FB-748		2542	584	768	508
FB-948		3900	698	768	514
FB-1148		5264	1003	787	552
FB-1348		7988	1231	787	559
FB-1500		11970	1752	825	565
FB-1700		10040	1911	838	812

TABLA VI-4

DIMENSIONES DE LOS TUBOS DE COBRE

DIAMETRO COMERCIAL	TIPO	D I A M E T R O	
		EXTERIOR PULGADAS	INTERIOR PULGADAS
3/8	K	0.375	0.305
	L	0.375	0.315
1/2	K	0.500	0.402
	L	0.500	0.430
5/8	K	0.625	0.527
	L	0.625	0.545
3/4	K	0.750	0.652
	L	0.750	0.666
7/8	K	0.875	0.745
	L	0.875	0.785
1 1/8	K	1.125	0.995
	L	1.125	1.025
1 3/8	K	1.375	1.245
	L	1.375	1.265
1 5/8	K	1.625	1.481
	L	1.625	1.505
2 1/8	K	2.125	1.959
	L	2.125	1.985
2 5/8	K	2.625	2.435
	L	2.625	2.465
3 1/8	K	3.125	2.907
	L	3.125	2.945

TABLA VI-6

DIAMETROS EXTERIORES, EN PULGADAS, RECOMENDADOS PARA LAS TUBERIAS DE COBRE, DE ACUERDO A LA POTENCIA EN H.P. DE LA UNIDAD CONDENSADORA SELECCIONADA Y DE LA DISTANCIA DE INSTALACION EN METROS

UNIDAD	LINEA DE LIQUIDO			LINEA DE SUCCION			
	0-30m	0-60m	0-18m	0-30m	0-45m	0-60m	0-75m
2	1/2	1/2	7/8	18-7/9	18-7/8	18-7/8	18-7/8
				12-1 1/8	27-1 1/8	30-1 1/8 12-1 3/8	30-1 1/8 18-1 3/8 12-1 5/8
3	1/2	1/2	7/8	18-7/8	18-7/8	18-7/8	18-7/8
				12-1 1/8	27-1 1/8	30-1 1/8 12-1 3/8	30-1 1/8 18-1 3/8 12-1 5/8
5	1/2	30-1/2	1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8
		30-5/8		12-1 3/8	27-1 3/8	30-1 3/8 12-1 5/8	30-1 3/8 18-1 5/8 12-2 1/8
7 1/2	5/8	5/8	1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8	18-1 1/8
				12-1 3/8	27-1 3/8	30-1 3/8 12-1 5/8	30-1 3/8 18-1 5/8 12-2 1/8
10	5/8	5/8	1 3/8	18-1 3/8	18-1 3/8	18-1 3/8	18-1 3/8
				12-1 5/8	27-1 5/8	30-1 3/8 12-1 5/8	30-1 5/8 18-2 1/8 12-2 5/8

TABLA VI-7

DIAMETROS EXTERIORES, EN PULGADAS, RECOMENDADOS PARA LAS TUBERIAS DE COBRE, DE ACUERDO A LA POTENCIA EN H.P. DE LA UNIDAD CONDENSADORA SELECCIONADA Y DE LA DISTANCIA DE INSTALACION EN METROS

UNIDAD H.P.	LINEA DE LIQUIDO			LINEA DE SUCCION			
	0-30m	0-60m	0-18m	0-30m	0-45m	0-60m	0-75m
2	1/2	1/2	7/8	18-7/9 12-1 1/8	18-7/8 27-1 1/8	18-7/8 30-1 1/8 12-1 3/8	18-7/8 30-1 1/8 18-1 3/8 12-1 5/8
3	1/2	1/2	7/8	18-7/8 12-1 1/8	18-7/8 27-1 1/8	18-7/8 30-1 1/8 12-1 3/8	18-7/8 30-1 1/8 18-1 3/8 12-1 5/8
5	1/2	30-1/2 30-5/8	1 1/8	18-1 1/8 12-1 3/8	18-1 1/8 27-1 3/8	18-1 1/8 30-1 3/8 12-1 5/8	18-1 1/8 30-1 3/8 18-1 5/8 12-2 1/8
7 1/2	5/8	5/8	1 1/8	18-1 1/8 12-1 3/8	18-1 1/8 27-1 3/8	18-1 1/8 30-1 3/8 12-1 5/8	18-1 1/8 30-1 3/8 18-1 5/8 12-2 1/8
10	5/8	5/8	1 3/8	18-1 3/8 12-1 5/8	18-1 3/8 27-1 5/8	18-1 3/8 30-1 3/8 12-1 5/8	18-1 3/8 30-1 5/8 18-2 1/8 12-2 5/8

TABLA VI-7

LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES DEBIDA A VALVULAS Y UNIONES PARA SER AGREGADA A LA LONGITUD DE
TUBERIA CONSIDERADA PARA LA INSTALACION

TIPO DE UNION	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4
Válvula de compuerta abierta	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.5
Válvula de globo abierta	16	21	26	35	43	54	65	80	95	110
Válvula angular abierta	8	11	14	18	20	25	31	40	45	51
Codo estandar, 45 grados	0.8	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.8	4.5	5.0
Codo estandar, 90 grados	1.5	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.5	8.0	10	11
"T"	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4	5	6	7
Ensanchamiento súbito de:										
d a D*										
d/D = 1/4	1.5	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.5	8.5	10	11
d/D = 1/2	1.0	1.3	1.6	2.2	2.6	3.3	3.8	4.9	5.6	6.4
d/D = 3/4	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.5
Contracción súbita de:										
D a d*										
d/D = 1/4	0.8	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.8	4.5	5.0
d/D = 1/2	0.6	0.8	1.0	1.3	1.5	1.8	2.3	2.8	3.4	3.6
d/D = 3/4	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.3	1.4	1.7	2.0	2.5

* Pies equivalentes del tubo de diámetro menor.

TABLA VI-8

LONGITUD DE INSTALACION DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

CAMARA FRIGORIFICA	LONGITUD	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4
CARNE EMPACADA	46 mts	18	28		
PESCADOS Y MARISCOS	29 mts	18	11		
FRUTAS	36 mts		18	18	
CARNES ROJAS SISTEMA No.1	26 mts		18	8	
CARNES ROJAS SISTEMA No.2	28 mts		18	10	
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	12 mts		12		
CONGELADOS SISTEMA No.1	11 mts		11		
CONGELADOS SISTEMA No.2	11 mts		11		
VERDURAS	6 mts		6		
MASAS	66 mts		18	30	18
PREPARACION DE CARNES ROJAS	40 mts		18	22	

*Se muestra la distribución de la longitud de instalación de los diámetros posibles que constituirán la tubería de succión.

TABLA VI-9

NOTA: La distribución representada en esta tabla, se configura de acuerdo a la información de la tabla VI-7

NUMERO DE Codos REQUERIDOS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

CAMARA FRIGORIFICA	$\emptyset_1$	$\emptyset_2$	$\emptyset_3$	$\emptyset_4$
CARNE EMPACADA	5	6		
PESCADOS Y MARISCOS	4	6		
FRUTAS		4	6	
CARNES ROJAS SISTEMA No.1		8	6	
CARNES ROJAS SISTEMA No.2		8	6	
LACTEOS Y SALCHICHONERIA		14		
CONGELADOS SISTEMA No.1		11		
CONGELADOS SISTEMA No.2		11		
VERDURAS		8		
MASAS		8	3	8
PREPARACION DE CARNES ROJAS		7	8	

TABLA VI-10

NUMERO DE REDUCCIONES REQUERIDAS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION
DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

CAMARA FRIGORIFICA	$\emptyset_2$ A $\emptyset_1$	$\emptyset_3$ A $\emptyset_2$	$\emptyset_4$ A $\emptyset_3$
CARNE EMPACADA	2		
PESCADOS Y MARISCOS	2		
FRUTAS	1	1	
CARNES ROJAS	1	1	
MASAS		1	1
PREPARACION DE CARNES ROJAS		1	1

TABLA VI-11

NUMERO DE "T" REQUERIDAS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LAS
CAMARAS FRIGORIFICAS

NUMERO DE "T"

CAMARA FRIGORIFICA	$\emptyset_1$	$\emptyset_2$
CARNES ROJAS SISTEMA No.1		1
CARNES ROJAS SISTEMA No.2		1
LACTEOS Y SALCHICHONERIA		1
MASAS		1
PREPARACION DE CARNES ROJAS		1

TABLA VI-12

LONGITUD DE INSTALACION DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

SECCION	SISTEMA	LONGITUD	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6
FRUTAS Y VERDURAS	1	63		18	30	15		
FRUTAS Y VERDURAS	2	52		18	30	4		
PESCADOS Y MARISCOS	1	47		18	29			
CONGELADOS	1	47	18	29				
CARNES ROJAS	1	57		18	30	9		
CARNES ROJAS	2	54		18	30	6		
CARNES ROJAS	3	58	18	30	10			
LACTEOS	1	64		18	30	16		
LACTEOS	2	73		18	30	18	7	
LACTEOS	3	81		18	30	18	15	
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	120		18	30	24	24	24
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	115		18	30	24	24	19
PASTELES	1	64		18	30	16		

*Se muestra la distribución de la longitud de instalación de los diámetros posibles que constituirán la tubería de succión.

TABLA VI-13

NOTA: La distribución representada en esta tabla, se configura de acuerdo a la información de la tabla VI-7

LONGITUD DE INSTALACION DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

S E C C I O N	SISTEMA	LONGITUD	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6
FRUTAS Y VERDURAS	1	63		18	30	15		
FRUTAS Y VERDURAS	2	52		18	30	4		
PESCADOS Y MARISCOS	1	47		18	29			
CONGELADOS	1	47	18	29				
CARNES ROJAS	1	57		18	30	9		
CARNES ROJAS	2	54		18	30	6		
CARNES ROJAS	3	58	18	30	10			
LACTEOS	1	64		18	30	16		
LACTEOS	2	73		18	30	18	7	
LACTEOS	3	81		18	30	18	15	
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	120		18	30	24	24	24
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	115		18	30	24	24	19
PASTELES	1	64		18	30	16		

*Se muestra la distribución de la longitud de instalación de los diámetros posibles que constituirán la tubería de succión.

TABLA VI-13

NOTA: La distribución representada en esta tabla, se configura de acuerdo a la información de la tabla VI-7

NUMERO DE CODOS REQUERIDOS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LOS TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

S E C C I O N	SISTEMA	Ø 1	Ø 2	Ø 3	Ø 4	Ø 5	Ø 6
FRUTAS Y VERDURAS	1		3		6		
FRUTAS Y VERDURAS	2		3	3	3		
PESCADOS Y MARISCOS	1		4	6			
CONGELADOS	1	6	6				
CARNES ROJAS	1		4	3	5		
CARNES ROJAS	2		4	3	5		
CARNES ROJAS	3	4	3	5			
LACTEOS	1		4	2	6		
LACTEOS	2		4	2	3	3	
LACTEOS	3		4	2	3	3	
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1		5	1	1	3	6
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2		6	2	1	3	6
PASTELES	1		4	1	7		

TABLA VI-14

NUMERO DE REDUCCIONES REQUERIDAS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LOS TRAMOS
DE EXHIBICION REFRIGERADOS

S E C C I O N	SISTEMA	$\emptyset_2 - \emptyset_1$	$\emptyset_3 - \emptyset_2$	$\emptyset_4 - \emptyset_3$	$\emptyset_5 - \emptyset_4$	$\emptyset_6 - \emptyset_5$
FRUTAS Y VERDURAS	1		1	1		
FRUTAS Y VERDURAS	2		1	1		
PESCADOS Y MARISCOS	1		1			
CONGELADOS	1	1				
CARNES ROJAS	1		1	1		
CARNES ROJAS	2		1	1		
CARNES ROJAS	3	1	1			
LACTEOS	1		1	1		
LACTEOS	2		1	1	1	
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1		1	1	1	1
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2		1	1	1	1
PASTELES	1		1	1		

TABLA VI-15

NUMERO DE "T" REQUERIDAS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION DE LOS
TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS

S E C C I O N	SISTEMA	Ø ₁
FRUTAS Y VERDURAS	1	1
FRUTAS Y VERDURAS	2	1
PESCADOS Y MARISCOS	1	2
CARNES ROJAS	1	1
CARNES ROJAS	2	1
CARNES ROJAS	3	1
LACTEOS	1	1
LACTEOS	2	1
LACTEOS	3	1
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	1
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	2
PASTELES	1	1

TABLA VI-16

CAPACIDADES EN TONELADAS PARA TUBO DE COBRE LLEVANDO REFRIGERANTE 12 LIQUIDO

DIAMETRO EXTERIOR	TONELADAS DE REFRIGERACION CORRESPONDIENTES A LA TUBERIA DEL DEPOSITO DE LIQUIDO AL SISTEMA
1/2"	2.03
5/8"	3.81
7/8"	10.10
1 1/8"	20.5
1 3/8"	35.1

NOTA: Las toneladas de refrigeración resultantes con caída de fricción por 100 pies de longitud equivalentes correspondiente a un cambio de 2°C en la temperatura de saturación.

TABLA VI-17

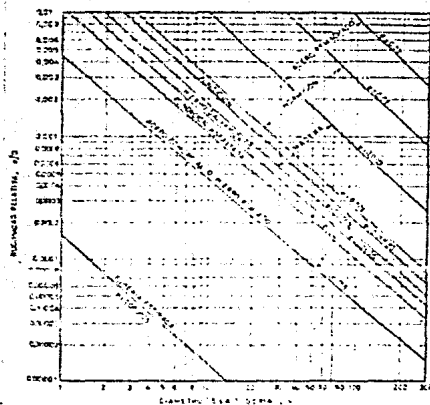


FIGURA 24

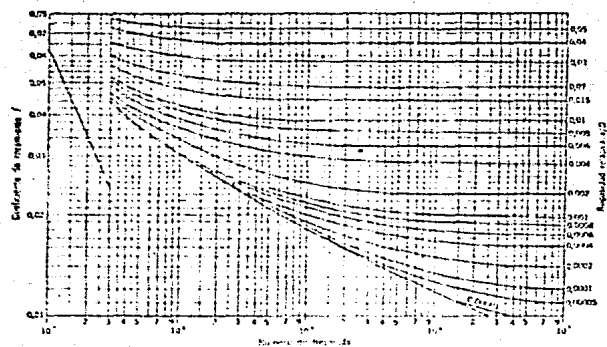


DIAGRAMA DE MOODY

MAXIMUM RECOMMENDED HORIZONTAL SUCTION LINE SIZES FOR PROPER OIL RETURN

R-12

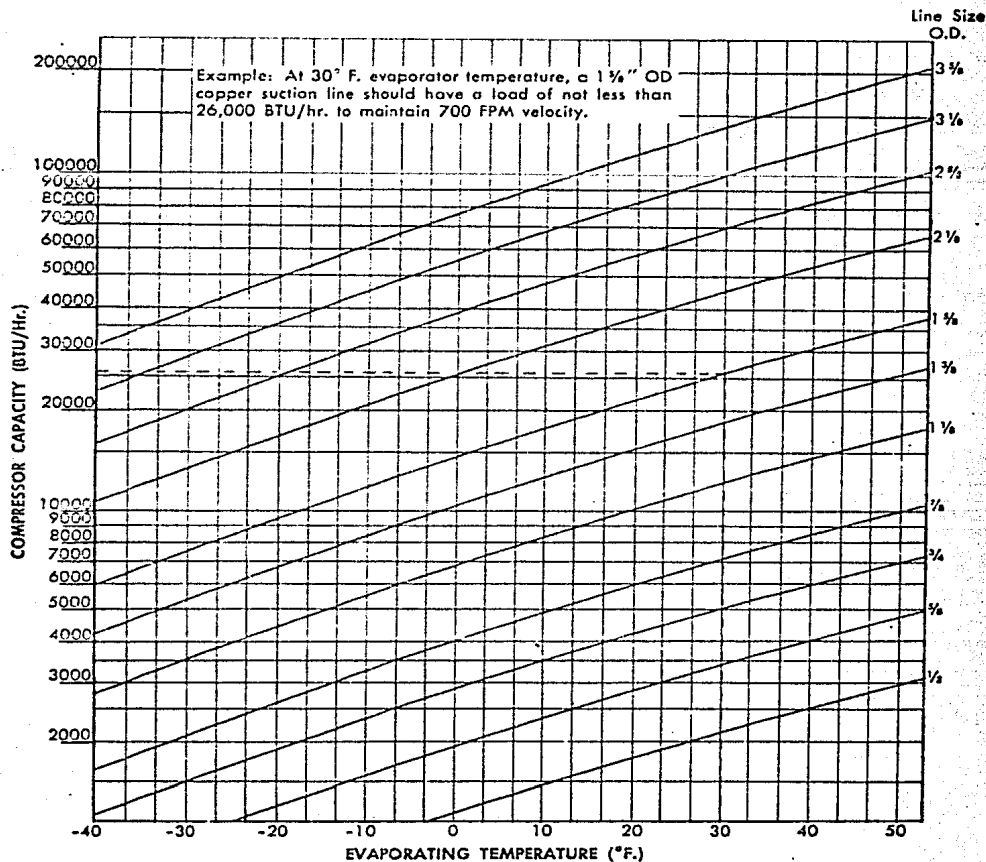


FIGURA 27

VI-5 SELECCION DEL SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

El sistema eléctrico esta constituido por el material eléctrico (tubería conduit, coples, codos, cajas de conexiones, etc.), así como de los circuitos eléctricos, que en conjunto se encuentran instalados, ya sea de las cámaras frigoríficas o de los tramos de exhibición refrigerados hacia los tableros de control del cuarto de máquinas.

Los circuitos eléctricos se dividen según sea el caso en:

1. Circuitos de alumbrado para los tramos refrigerados con lámparas fluorescentes.
2. Circuitos de potencia, para los tramos refrigerados con motores eléctricos (instalados cerca de los evaporadores de los tramos para la recirculación del aire) y resistencias eléctricas.
3. Circuitos de potencia, para las cámaras frigoríficas.

VI-5-a SELECCION DEL CALIBRE DE LOS CONDUCTORES PARA LOS SISTEMAS ELECTRICOS

El procedimiento para el cálculo se fundamenta en las formulas siguientes:

La caída de voltaje en el circuito se calcula como:

$$V_d = I \times R$$

VI-9

donde:

V_d , es la caída de voltaje en volts

I , es la corriente en amperes

R , es la resistencia total del circuito en ohms

La resistencia en función de la longitud y área del conductor.

$$R = \frac{2L \times 10.8}{CM}$$

VI-10

CALIBRE AWG	DIAMETRO PULGADAS	CM
5	0.1819	33,100
6	0.1620	26,250
7	0.1443	20,820
8	0.1285	16,510
9	0.1144	13,900
10	0.1019	10,380
11	0.0907	8,234
12	0.0808	6,530
13	0.07196	5,178
14	0.06408	4,107
15	0.05707	3,257
16	0.05082	2,583

TABLA VI-22

donde:

2L, es el factor que nos da la longitud total del cir
cuito.

10.8, es la resistividad del cobre.

CM, es el área transversal del conductor (circular mils)

Sustituyendo VI-9 en VI-10

$$V_d = \frac{I \times L \times 21.6}{CM} \quad \text{VI-11}$$

De la tabla VI-22, se observa que para cada calibre del conduc
tor le corresponde un diámetro y una área.

Por lo tanto si de la ecuación VI-11, se despeja el área CM se
podrá obtener un valor que nos permitirá determinar, de la tabla
VI-22, el calibre correspondiente del conductor.

La ecuación que utilizaremos para el cálculo del calibre queda
de la forma siguiente:

$$CM = \frac{I \times L \times 21.6}{V_d} \quad \text{VI-12}$$

El procedimiento a seguir es:

1. Obtención de la carga total en watts de acuerdo a:

$$\text{Watts totales } (W_t) = \text{watts del circuito de alumbrado } (W_{ca}) \\ + \text{watts del circuito de potencia } (W_{cp})$$

Los valores correspondientes se obtienen de las tablas VI-23 y
VI-24.

2. Obtención de la corriente.

$$I = \frac{W_t}{V}$$

CIRCUITO	S E C C I O N	LONGITUD DE INSTALACION	CARGA PARA EL CIRCUITO DE ALUMBRADO
1	FRUTAS Y VERDURAS	65 mts	Ocho lámparas fluorescentes de 55 watts cada una
2	FRUTAS Y VERDURAS	54 mts	Ocho lámparas fluorescentes de 55 watts cada una
1	LACTEOS	66 mts	Doce lámparas fluorescentes de 30 watts cada una
2	LACTEOS	75 mts	Doce lámparas fluorescentes de 30 watts cada una
3	LACTEOS	83 mts	Ocho lámparas fluorescentes de 30 watts cada una
1	SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	122 mts	Ocho lámparas fluorescentes de 30 watts cada una
1	PASTELES	66 mts	Ocho lámparas fluorescentes de 30 watts cada una

TABLA VI-23

CIRCUITO	S E C C I O N	LONGITUD DE INSTALACION	CARGA PARA EL CIRCUITO DE POTENCIA
1	FRUTAS Y VERDURAS	65 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/70 HP cada uno.
2	FRUTAS Y VERDURAS	54 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/70 HP cada uno.
1	CONGELADOS	49 mts	Una resistencia eléctrica de 1,435 watts
2	CONGELADOS	49 mts	Un motor eléctrico de 1/70 HP
1	CARNES ROJAS	59 mts	Tres motores eléctricos de 1/70 HP
2	CARNES ROJAS	56 mts	Tres motores eléctricos de 1/70 HP
3	CARNES ROJAS	60 mts	Dos motores eléctricos de 1/70 HP

TABLA VI-24

CIRCUITO	S E C C I O N	LONGITUD DE INSTALACION	CARGA PARA EL CIRCUITO DE POTENCIA
1	LACTEOS	66 mts	Seis motores eléctricos de 1/70 HP cada uno
2	LACTEOS	75 mts	Seis motores eléctricos de 1/70 HP cada uno
3	LACTEOS	83 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/70 HP cada uno
1	SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	122 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/70 HP cada uno
2	SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	117 mts	Tres motores eléctricos de 1/70 HP cada uno
1	PASTELES	66 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/70 HP cada uno

TABLA VI-24

CIRCUITO	CAMARA FRIGORIFICA	LONGITUD DE INSTALACION	CARGA PARA EL CIRCUITO DE POTENCIA
1	CARNE EMPACADA	48 mts	Dos motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	PESCADOS Y MARISCOS	31 mts	Cuatro motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	FRUTAS	38 mts	Cinco motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	CARNES ROJAS	28 mts	Diez motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
2	CARNES ROJAS	30 mts	Diez motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	LACTEOS Y SALCHICHONERIA	14 mts	Diez motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	CONGELADOS	13 mts	Un motor eléctrico de 1/4 HP
2	CONGELADOS	13 mts	Un motor eléctrico de 1/4 HP
3	CONGELADOS	20 mts	Una resistencia eléctrica de 1,000 watts
1	VERDURAS	8 mts	Cinco motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	MASAS	68 mts	Ocho motores eléctricos de 1/20 HP cada uno
1	PREPARACION DE CARNES ROJAS	42 mts	Ocho motores eléctricos de 1/20 HP cada uno

TABLA VI-25

donde:

W_t , carga total en watts

V , voltaje del sistema eléctrico (120 volts)

3. Obtención del área del conductor en CM, de la ecuación VI-12. El valor de V_d utilizado en esta ecuación se obtendrá al considerar en un máximo del 3% la caída de voltaje en el sistema eléctrico, matemáticamente se obtiene como:

$$V_d = \% \times V = 0.03 \times 120 = 3.6 \text{ volts}$$

El valor de L debe ser en pies.

4. Selección del calibre.

La selección se hará en base al valor obtenido en el punto 3 sin embargo la decisión final será por el calibre comercial. Se seleccionará por norma el calibre 14 AWG, para los circuitos con carga muy pequeña.

SELECCION DEL CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS ELECTRICOS DE LOS TRAMOS REFRIGERADOS

Calibre para el circuito uno de la sección de Frutas y Verduras.

1. Carga total en watts.

$$W_{ca} = 8 \times 55 = 440 \text{ watts}$$

$$W_{cp} = 4 \times (1/70) \times 746 = 42.63 \text{ watts}$$

$$W_t = 440 + 42.63 = 482.63 \text{ watts}$$

2. Corriente en amperes.

Tendremos un solo circuito y el valor de la corriente es:

$$I = \frac{482.63}{120} = 4.022 \text{ amperes}$$

3. Area del conductor en CM

$$CM = \frac{4.022 \times 213.2 \times 21.6}{3.6} = 5,145 \text{ CM}$$

4. Selección del calibre

De la tabla VI-22, el calibre seleccionado es el 13, sin embargo se selecciona el calibre 12 por ser el comercial.

El calibre del circuito dos de la sección de Frutas y Verduras será idéntico al del circuito uno.

CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS DE LA SECCION DE CONGELADOS

Para el circuito uno

Este circuito esta conectado a 220 volts, la caída de voltaje será de $0.03 \times 220 = 6.6$ volts

$$1. W_t = W_{cp} = 1,435 \text{ watts}$$

$$2. I = 1,435 / 220 = 6.523 \text{ amperes}$$

$$3. CM = \frac{6.523 \times 160.72 \times 21.6}{6.6} = 3,431 \text{ CM}$$

4. Calibre comercial seleccionado: 14 AWG

El calibre para el circuito dos será el 14

CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS DE LA SECCION DE CARNES ROJAS

El calibre para los circuitos uno, dos y tres será el de 14 AWG

CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS DE LA SECCION DE LACTEOS

Para el circuito dos

$$1. W_{ca} = 12 \times 30 = 360 \text{ watts}$$

$$W_{cp} = 6 \times (1/70) \times 746 = 63.943 \text{ watts}$$

$$W_t = 423.943 \text{ watts}$$

$$2. I = 423.943 / 120 = 3.533 \text{ amperes}$$

$$3. CM = \frac{3.533 \times 246 \times 21.6}{3.6} = 5,215 \text{ CM}$$

4. Calibre comercial seleccionado: 12 AWG

El calibre del circuito uno será idéntico al del circuito dos.
Para el circuito tres

$$1. W_t = 282.628 \text{ watts}$$

$$2. \quad I = 282.628 / 120 = 2.355 \text{ amperes}$$

$$3. \quad CM = \frac{2.355 \times 272.24 \times 21.6}{3.6} = 3,847 \text{ CM}$$

4. Calibre comercial seleccionado: 14 AWG

CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS DE LA SECCION DE SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS

Para el circuito uno

$$1. \quad W_{ca} = 8 \times 30 = 240 \text{ watts}$$

$$W_{cp} = 4 \times (1/70) \times 746 = 42.628 \text{ watts}$$

$$W_t = 282.628 \text{ watts}$$

$$2. \quad I = 282.628 / 120 = 2.355 \text{ amperes}$$

$$3. \quad CM = \frac{2.355 \times 400.16 \times 21.6}{3.6} = 5,654 \text{ CM}$$

4. Calibre comercial seleccionado: 12 AWG

El calibre para el circuito dos será el 14 AWG

CALIBRE PARA EL CIRCUITO UNO DE LA SECCION DE PASTELES

$$1. \quad W_t = 282.628 \text{ watts}$$

$$2. \quad I = 282.628 / 120 = 2.355 \text{ amperes}$$

$$3. \quad CM = \frac{2.355 \times 216.48 \times 21.6}{3.6} = 3,059 \text{ CM}$$

4. Calibre comercial seleccionado: 14 AWG

SELECCION DEL CALIBRE PARA LOS CIRCUITOS ELECTRICOS DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

En la tabla VI-25 se muestra la carga para el circuito de potencia de cada uno de los circuitos de las cámaras frigoríficas.

El calibre para los circuitos de las cámaras frigoríficas con excepción del circuito tres de Congelados, será el de 14 AWG.

Cálculo del calibre para el circuito tres de la cámara de Congelados.

Este circuito está conectado a 220 volts, la caída de voltaje será de $0.03 \times 220 = 6.6$ volts.

1. $W_t = W_{cp} = 1,000$ watts
2. $I = 1,000 / 220 = 4.545$ amperes
3. $CM = \frac{4.545 \times 65.6 \times 21.6}{6.6} = 976$ CM
4. Calibre seleccionado comercial: 14 AWG

VI-5-b SELECCION DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA CONDUIT PARA LOS SISTEMAS ELECTRICOS

Para los sistemas eléctricos individuales (S.E.I.) tanto de los tramos refrigerados como los de las cámaras frigoríficas, se hace una distribución en sistemas eléctricos principales (S.E.P.), estos se conforman en base a la interconexión de los sistemas eléctricos individuales hasta llegar al ducto eléctrico instalado en el cuarto de máquinas, a partir de este, cada sistema eléctrico individual se podrá conectar a su correspondiente tablero de control.

La selección del diámetro de la tubería conduit para los sistemas eléctricos principales e individuales, se hace con la ayuda de las tablas VI-26, VI-27 y VI-28.

La distribución de los sistemas eléctricos individuales se hace en tres sistemas eléctricos principales, resumidos en la tabla VI-29.

SECCION

NUMERO DE
CONDUCTORES

FRUTAS Y VERDURAS	4
CONGELADOS	4
CARNES ROJAS	6
SALCHICHONERIA Y	
CARNES FRIAS	4
LACTEOS	6
PASTELES	2

TABLA VI-26

CAMARA FRIGORIFICA

NUMERO DE CONDUCTORES

CARNE EMPACADA	2
PESCADOS Y MARISCOS	2
FRUTAS	2
CARNES ROJAS	4
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	2
CONGELADOS	6
VERDURAS	2
MASAS	2
PREPARACION DE CARNES ROJAS	2

TABLA VI-27

CALIBRE AWG	DIAMETRO DE LA TUBERIA CONDUIT			
	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
14	9	15	25	44
12	7	12	19	35
10	5	9	15	26
8	3	5	8	14

NUMERO MAXIMO DE CONDUCTORES EN TUBERIA CONDUIT

TABLA VI-28

SISTEMA ELECTRICO PRINCIPAL

S.E.P. I

S.E.P. II

S.E.P. III

SECCION

FRUTAS Y VERDURAS
CONGELADOS

SALCHICHONERIA Y
CARNES FRIAS

LACTEOS

CARNES ROJAS

PASTELES

CAMARA FRIGORIFICA

CARNE EMPACADA

PESCADOS Y MARISCOS

FRUTAS

CARNES ROJAS (CIRCUITO 1)

VERDURAS

PREPARACION DE CARNES
ROJAS

CARNES ROJAS (CIRCUITO 2)

MASAS

TABLA VI-29

En la tabla VI-30, se presenta para cada sistema eléctrico principal los puntos siguientes:

- a. la variación del diámetro de la tubería conduit que lo constituye.
- b. la variación en su número de conductores eléctricos.
- c. el diámetro de la tubería conduit seleccionado para cada uno de sus sistemas eléctricos individuales.

El sistema eléctrico principal I se inicia con un diámetro de 1/2" en su tubería conduit y con la interconexión del sistema eléctrico individual de la sección de Frutas y Verduras, termina con un diámetro de 1" en su tubería conduit con la interconexión del S.E.I. de la cámara frigorífica de verduras.

Los sistemas eléctricos individuales de la cámara frigorífica de Congelados así como la de Lácteos y Salchichonería, no constituirán ningún sistema eléctrico principal. El diámetro seleccionado de su tubería conduit será de 1/2".

El control del funcionamiento de los sistemas de refrigeración se logra con la utilización de dispositivos de control.

La función básica de los dispositivos de control consiste en conectar o interrumpir un circuito eléctrico que controla un contactor, una bobina solenoide o alguna otra parte eléctrica del sistema. Hay controles que pueden conectar o interrumpir un circuito eléctrico al subir o bajar la presión o la temperatura. En general el tipo de acción requerido depende de la función del control y del medio que ha de controlarse.

Anteriormente se ha manejado el término de tablero de control, sin entrar a la descripción en detalle de su función. Físicamente el tablero de control es un gabinete metálico que se instala en el cuarto de máquinas para cada uno de los sistemas de refrigeración.

Llegan a ellos para su conexión con sus componentes los conductores de los sistemas eléctricos correspondientes y las líneas que les proporcionan la energía eléctrica requerida para su funcionamiento, siendo estas tres líneas de corriente con un voltaje de 220 volts cada una y una tierra.

	DIAMETRO DEL S.E.P.	NUMERO DE CONDUCTORES DEL S.E.P.	SISTEMA ELECTRICO INDIVIDUAL	DIAMETRO DEL S.E.I.
S.E.P. I	1/2"	4		
	1/2"	8	FRUTAS Y VERDURAS	1/2"
	3/4"	10	CONGELADOS	1/2"
	3/4"	12	CARNE EMPACADA	1/2"
	3/4"	14	PESCADOS Y MARISCOS	1/2"
	1"	16	FRUTAS	1/2"
	1"	18	CARNES ROJAS (CIRCUITO UNO)	1/2"
			VERDURAS	1/2"
S.E.P. II	1/2"	4		
	3/4"	10	SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1/2"
	1"	16	LACTEOS	1/2"
	1"	18	CARNES ROJAS	1/2"
	1"	20	PREPARACION DE CARNES ROJAS	1/2"
			CARNES ROJAS (CIRCUITO DOS)	1/2"
S.E.P. III	1/2"	2		
	1/2"	4	MASAS	1/2"
			PASTELES	1/2"

TABLA VI-30

Los dispositivos de control que contiene cada uno de los table
ros son:

1. Interruptor termomagnético monofásico.
2. Interruptor termomagnético trifásico.
3. Arrancador magnético.
4. Reloj de deshielo.
5. Conjunto de focos piloto.
6. Panel de conexiones.

La función de estos se describe a continuación.

El interruptor termomagnético monofásico permite abrir o cerrar un determinado circuito eléctrico. Según sea el sistema de refri
geración, se instalará uno por cada circuito eléctrico correspon
diente a:

1. Las lámparas fluorescentes y motores eléctricos de los tra
mos refrigerados.
2. La resistencia eléctrica para el deshielo de los tramos refrigerados.
3. Los motores eléctricos de los evaporadores.
4. La resistencia eléctrica para el deshielo en la puerta de la cámara frigorífica de Congelados.

El interruptor termomagnético trifásico permite abrir o cerrar el circuito eléctrico de alimentación hacia el arrancador magnéti
co, se instala uno por cada sistema de refrigeración.

El arrancador magnético permite abrir o cerrar el circuito para poner en funcionamiento o detener el motor eléctrico de la unidad condensadora, se instala uno por cada sistema de refrigeración.

El reloj de deshielo permite detener el funcionamiento del com
presor durante cierto período de tiempo para el deshielo o descongelamiento de los evaporadores componentes de los sistemas de re
frigeración. En el período de descongelamiento del evaporador de la cámara frigorífica de Congelados, el compresor de la unidad con
densadora no deja de funcionar, dado que debe de suministrar el gas caliente al evaporador para su descongelamiento.

Con la condición de encendido los focos piloto, indican el estado que guardan algunos de los componentes del sistema de refrigeración en cuestión.

Cada tablero de control tiene cuatro focos piloto, la función de cada uno, se describe a continuación:

- a. El primero se encuentra normalmente encendido cuando el motor eléctrico de la unidad condensadora esta funcionando.
- b. El segundo se enciende cuando los elementos térmicos del arrancador magnético se botan o están defectuosos.
- c. El tercero se enciende cuando el control de presión de la unidad condensadora abre su circuito.
- d. El cuarto se enciende cuando el sistema de refrigeración entra al ciclo de deshielo.

SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL TABLERO DE CONTROL INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS SIN GABINETE

Para la selección de los interruptores termomagnéticos se utiliza la información de la tabla VI-31, correspondiente a los interruptores sin gabinete tipo QO marca SQUARE D.

AMPERES	1 POLO 120 V	2 POLOS 120/240 V	3 POLOS 240 V
	CATALOGO No	CATALOGO No	CATALOGO No
15	QO-115	QO-215	QO-315
20	QO-120	QO-220	QO-320
30	QO-130	QO-230	QO-330
40	QO-140	QO-240	QO-340
50	QO-150	QO-250	QO-350

TABLA VI-31

SELECCION DEL INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MONOFASICO

Se utiliza la columna referente a un polo y 120 V, los amperes requeridos para la selección, son los calculados en el proceso de selección del calibre de los circuitos eléctricos individuales.

El valor máximo obtenido en dicho proceso para un voltaje de 120 V, es de 4.022 amperes, por lo tanto se selecciona para cada uno de los circuitos eléctricos individuales el interruptor termomagnético sin gabinete tipo QO catálogo No. QO-115.

Para el circuito uno de la Sección de congelados, y el circuito tres de la cámara frigorífica de Congelados, conectados a una tensión de 220 V, cuyas corrientes son 6.523 amperes y 4.545 amperes respectivamente, se selecciona el interruptor termomagnético sin gabinete tipo QO catálogo QO-215.

SELECCION DEL INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO TRIFASICO

Para la selección se utiliza conjuntamente la información de las tablas VI-31 y VI-32. Primero conociendo el valor de la potencia en H.P. del motor eléctrico de la unidad condensadora de cada sistema de refrigeración se obtiene de la tabla VI-32, la capacidad recomendada en amperes para seleccionar el interruptor termomagnético trifásico adecuado, así como el calibre de los conductores eléctricos del circuito de alimentación, conocida la capacidad en amperes se selecciona el interruptor de la tabla VI-31.

POTENCIA EN HP DEL MOTOR ELECTRICO	CORRIENTE A PLENA CARGA	CAP. RECOMENDADA PARA LA SELECCION DEL INTERRUPTOR TERMOMAG. TRIF.	CALIBRE MINIMO DEL CONDOC. ELECTRICO CONSIDERANDO 75 °C
2	7.1	15 AMPERES	14 AWG
3	10	20 AMPERES	14 AWG
5	15.9	30 AMPERES	12 AWG
7 1/2	23	50 AMPERES	10 AWG
10	29	50 AMPERES	8 AWG

TABLA VI-32

Por ejemplo para el sistema de refrigeración de la sección de Congelados, cuyo motor eléctrico de su unidad condensadora es de 2 HP, la selección queda como sigue:

- a. Interruptor termomagnético tipo QO catálogo QO-320
- b. Calibre de los conductores del circuito de alimentación de 14 AWG

SELECCION DEL ARRANCADOR MAGNETICO

La selección se realiza al utilizar la información de la tabla VI-33 que comprende arrancadores magnéticos a tensión completa clase 8536.

NUMERO DE POLOS	TAMAÑO	C A P A C I D A D E S VOLTS	H.P.	ABIERTO SIN CAJA TIPO
3	0	208-220	3	EO-2
3	1	208-220	7 1/2	CO-3
3	2	208-220	15	DO-1

Las capacidades en HP representan los valores máximos de los rangos correspondientes.

TABLA VI-33

Por ejemplo para el sistema de refrigeración de la sección de Frutas, cuyo motor eléctrico de su unidad condensadora es de 5 HP, se selecciona el arrancador magnético a tensión completa clase 8536 abierto sin caja tipo CO-3 tamaño 1.

Los elementos térmicos requeridos por los arrancadores magnéticos se seleccionan al utilizar conjuntamente la información de las tablas VI-32 y VI-33. De la tabla VI-32 se determina la corriente a plena carga de motor eléctrico de la unidad condensadora, valor con el cual de la tabla VI-34 se selecciona el juego de elementos térmicos de aleación fusible adecuado.

ARRANCADOR MAGNETICO CLASE TIPO TAMAÑO	CORRIENTE A PLENA CARGA AMPERES	No. DEL ELEMENTO TERMICO
8536	B 0	7.75-8.07
		B 11.5
		9.85-10.5
		B 15.5
		10.6-11.3
8536	C 1	B 17.5
		13.5-15.4
		B 25
		15.5-18.0
		B 28
8536	D 2	15.5-17.1
		B 28
		17.2-18.6
		B 32
		18.7-21.0
8536	D 2	B 36
		21.1-22.7
		B 40
		22.8-25.2
		B 45
8536	D 2	23.0-25.8
		B 32
		25.9-28.6
		B 36
		28.7-32.2
8536	D 2	B 40
		32.3-35.8
		B 45
8536	D 2	35.9-40.1
		B 50

TABLA VI-34

Para el arrancador magnético a tensión completa clase 8536 a bierto sin caja tipo CO-3 tamaño 1, del sistema de refrigeración de la sección de Frutas, se seleccionan los elementos térmicos a leación fusible No. B28, de acuerdo a lo siguiente:

- a. De la tabla VI-32, la corriente a plena carga del motor eléctrico de 5 HP es de 15.9 amperes.
- b. De la tabla VI-34, para el arrancador magnético tipo C tamaño 1, se seleccionan los elementos térmicos No. B28 que comprenden el rango de 15.5 - 17.1 amperes.

En la tabla VI-35, se presenta la selección hecha de los inte rruptores termomagnéticos tipo QO, para las secciones de tramos refrigerados.

En la tabla VI-36, se presenta la selección hecha de los inte rruptores termomagnéticos tipo QO, para las cámaras frigoríficas.

En la tabla VI-37, se presenta la selección hecha de los arran cadores magnéticos y elementos térmicos, para las secciones de tramos refrigerados.

En la tabla VI-38, se presenta la selección hecha de los arran cadores magnéticos y elementos térmicos, para las cámaras frigorí ficas.

Los sistemas de refrigeración de esta tienda de Autoservicio-
tan solo utilizan dos tipos de reloj de deshielo. El reloj de
deshielo 7,100 para los sistemas de refrigeración de media tempe-
ratura, y el reloj de deshielo 8,100 para los sistemas de refrige-
ración de baja temperatura.

Para el adecuado funcionamiento del sistema de refrigeración
de la cámara frigorífica de Congelados, se requiere de los dispo
sitivos de control siguientes:

- a. Una válvula solenoide para la línea de líquido.
- b. Una válvula solenoide para la línea de gas caliente.
- c. Un termostato ambiente.
- d. Un control de deshielo.

INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS TIPO QO

SECCION	CIRCUITO	1 POLO	2 POLOS	3 POLOS	CALIBRE DEL CIRCUITO DE ALIMENTACION (3 CONDUCTORES)
		CATALOGO NO.	CATALOGO NO.	CATALOGO NO.	
FRUTAS Y VERDURAS	1	QO-115			
FRUTAS Y VERDURAS	2	QO-115		QO-330	12 AWG
PESCADOS Y MARISCOS	1			QO-330	12 AWG
CONGELADOS	1		QO-215	QO-330	12 AWG
CONGELADOS	2	QO-115		QO-320	14 AWG
CARNES ROJAS	1	QO-115		QO-330	12 AWG
CARNES ROJAS	2	QO-115		QO-330	12 AWG
CARNES ROJAS	3	QO-115		QO-320	14 AWG
LACTEOS	1	QO-115		QO-350	10 AWG
LACTEOS	2	QO-115		QO-350	10 AWG
LACTEOS	3	QO-115		QO-330	12 AWG
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	QO-115		QO-330	12 AWG
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	QO-115		QO-330	12 AWG
PASTELES	1	QO-115		QO-330	12 AWG

NOTA: Para los circuitos 1 y 2 de la sección de Congelados les corresponde un interruptor termomagnético QO-320.

INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS TIPO QO

CAMARA FRIGORIFICA	CIRCUITO	1 POLO CATALOGO NO.	2 POLOS CATALOGO NO.	3 POLOS CATALOGO NO.	CALIBRE DEL CIRCUITO DE ALIMENTACION (3 CONDUCTORES)
CARNE EMPACADA	1	QO-115		QO-315	14 AWG
PESCADOS Y MARISCOS	1	QO-115		QO-320	14 AWG
FRUTAS	1	QO-115		QO-330	12 AWG
CARNES ROJAS	1	QO-115		QO-350	10 AWG
CARNES ROJAS	2	QO-115		QO-350	10 AWG
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	QO-115		QO-350	10 AWG
CONGELADOS	1	QO-115		QO-330	12 AWG
CONGELADOS	2	QO-115		QO-330	12 AWG
CONGELADOS	3		QO-215	QO-330	12 AWG
VERDURAS	1	QO-115		QO-330	12 AWG
MASAS	1	QO-115		QO-350	10 AWG
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	QO-115		QO-330	12 AWG

NOTA: Para los circuitos 2 y 3 de la cámara frigorífica de Congelados le corresponde un interruptor termomagnético QO-330

TABLA VI-36

S E C C I O N	CIRCUITO	ARRANCADOR CLASE TIPO	MAGNETICO 8536 TAMANO	ELEMENTOS TERMICOS NO.
FRUTAS Y VERDURAS	1	CO-3	1	B 28
FRUTAS Y VERDURAS	2	CO-3	1	B 28
PESCADOS Y MARISCOS	1	CO-3	1	B 28
CONGELADOS	1 y 2	BO-2	0	B 15.5
CARNES ROJAS	1	CO-3	1	B 28
CARNES ROJAS	2	CO-3	1	B 28
CARNES ROJAS	3	BO-2	0	B 15.5
LACTEOS	1	CO-3	1	B 45
LACTEOS	2	CO-3	1	B 45
LACTEOS	3	CO-3	1	B 28
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	1	CO-3	1	B 28
SALCHICHONERIA Y CARNES FRIAS	2	CO-3	1	B 28
PASTELES	1	CO-3	1	B 28

TABLA VI- 37

CAMARA FRIGORIFICA	CIRCUITO	ARRANCADOR CLASE TIPO	MAGNETICO 8536 TAMAÑO	ELEMENTOS TERMICOS NO-
CARNE EMPACADA	1	BO-2	0	B 11.5
PESCADOS Y MARISCOS	1	BO-2	0	B 15.5
FRUTAS	1	CO-3	1	B 28
CARNES ROJAS	1	CO-3	1	B 45
CARNES ROJAS	2	CO-3	1	B 45
LACTEOS Y SALCHICHONERIA	1	CO-3	1	B 45
CONGELADOS	1	CO-3	1	B 28
CONGELADOS	2	CO-3	1	B 28
VERDURAS	1	CO-3	1	B 28
MASAS	1	CO-3	1	B 45
PREPARACION DE CARNES ROJAS	1	CO-3	1	B 28

TABLA VI- 38

En la figura 40 se representan los diagramas unifilares de los sistemas de refrigeración (media y baja temperatura), en la tabla VI-39 se describe la simbología utilizada en dichos diagramas unifilares.

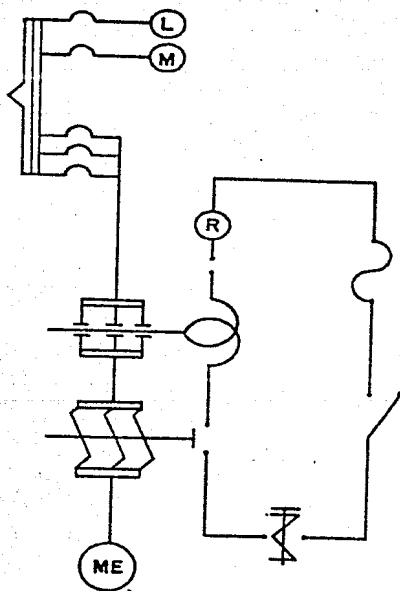
En la figura 41 se representa el diagrama eléctrico de conexiones del sistema de control para la cámara frigorífica de Congelados.

Funciones de los dispositivos de control.

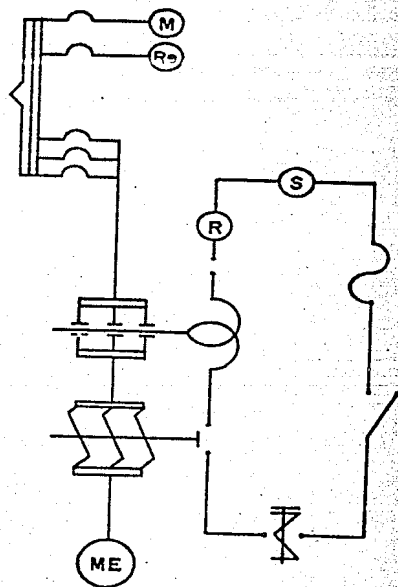
1. Válvula solenoide de líquido. Dependiendo del estado energético de su bobina permite o no el flujo de refrigerante hacia el compresor de la unidad condensadora, se conecta a los puntos 4 y N del reloj de deshielo.
2. Válvula solenoide de gas caliente. Dependiendo del estado energético de su bobina permite o no el flujo de refrigerante hacia el difusor, se conecta a los puntos 3 y N del reloj de deshielo.
3. El termostato ambiente energiza o no la bobina de la válvula solenoide de líquido, cuando detecta una cierta temperatura dentro de la cámara frigorífica.
4. El control de deshielo permite interrumpir o no el funcionamiento de los motores eléctricos del difusor, según la temperatura que detecte su bulbo sensor, colocado en el tubo de succión del difusor.

Cuando el ciclo de refrigeración se esta llevando a cabo el contacto del control de tiempo (A) esta cerrado y el contacto del control de tiempo (B) esta abierto. Obteniendose en los dispositivos de control las condiciones de operación siguientes:

1. La válvula solenoide de gas caliente cerrada al no estar energizada su bobina.
2. La válvula solenoide de líquido abierta por estar energizada su bobina, sin embargo puede quedar cerrada, al detectar el termostato ambiente una temperatura por abajo de la temperatura de almacenamiento requerida, interrumpiendo el flujo de corriente eléctrica a su bobina.

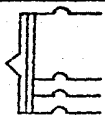


MEDIA TEMPERATURA

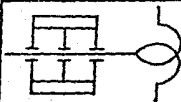


BAJA TEMPERATURA

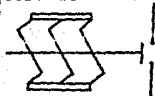
FIGURA 40



CENTRO DE CARGA
CON INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS



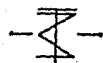
ARRANCADOR MAGNETICO



RELAY DE SOBRECARGA



MOTOR TRIFASICO DE LA UNIDAD CONDENSADORA



CONTROL DE PRESION



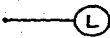
INTERRUPTOR DE SERVICIO



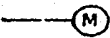
FUSIBLE



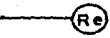
RELOJ DE DESHIELO



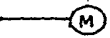
ILUMINACION PARA LOS TRAMOS REFRIGERADOS



MOTORES MONOFASICOS EN LOS TRAMOS REFRIGERADOS
Y DIFUSORES



RESISTENCIA ELECTRICA PARA DESCONGELAMIENTO
DE LA PUERTA DE LA CAMARA FRIGORIFICA



RESISTENCIA ELECTRICA PARA DESCONGELAMIENTO
EN TRAMOS REFRIGERADOS



ESTE EQUIPO CONSTA DE: MOTOR ELECTRICO DEL DIFUSOR,
CONTROL DE DESHIELO, TERMOSTATO AMBIENTE, VALVULA
SOLENOIDE PARA LA LINEA DE LIQUIDO Y VALVULA SOLE-
NOIDE PARA LA LINEA DE GAS CALIENTE

TABLA VI-39

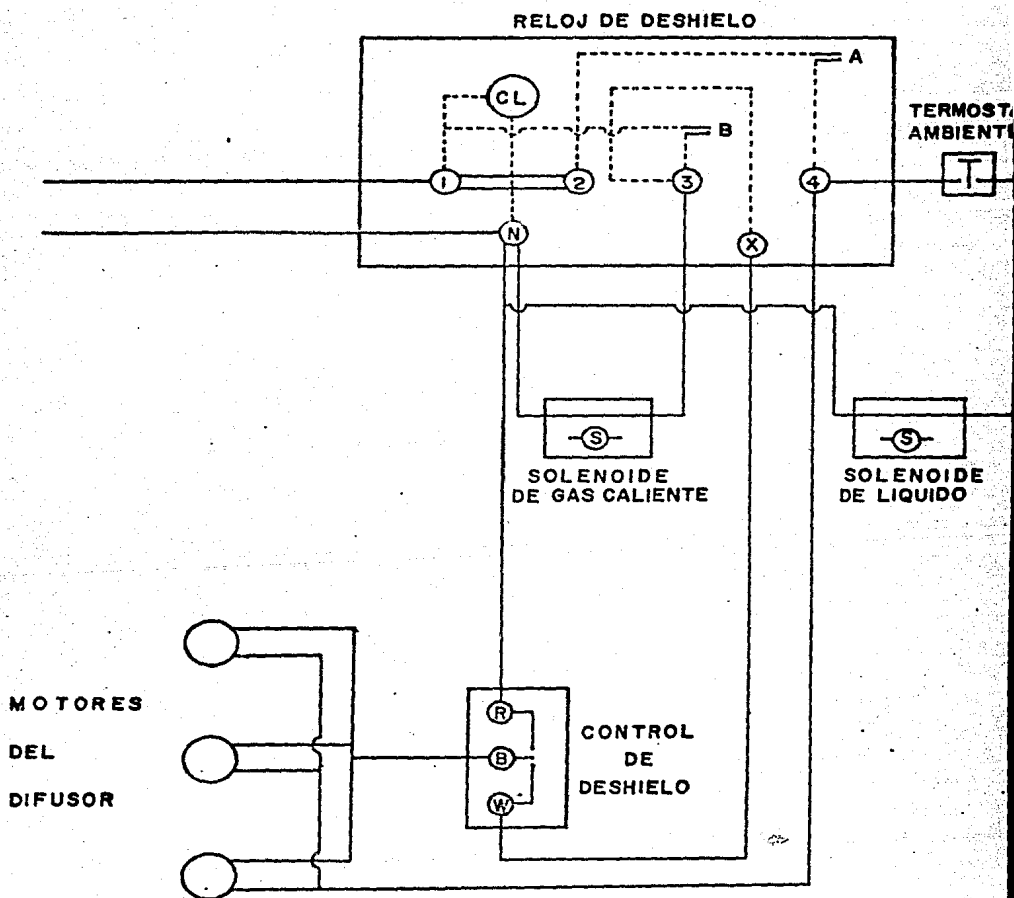


FIGURA 41

3. En el control de deshielo los contactos R y B cierran el - circuito eléctrico para mantener en funcionamiento los motores eléctricos del difusor, o bien interrumpir su funcionamiento cerrando el circuito eléctrico los contactos B y W al detectar su bulbo sensor una temperatura por abajo de la temperatura de almacenamiento requerida.

Programado el período de descongelamiento por medio del reloj de deshielo, el contacto del control de tiempo (A) se abre y el contacto del control de tiempo (B) se cierra y las nuevas condiciones de operación en los dispositivos de control son:

1. La válvula solenoide de gas caliente abierta por estar energizada su bobina.
2. La válvula solenoide de líquido cerrada al no estar energizada su bobina.
3. En el control de deshielo los contactos R y B abren el circuito eléctrico para interrumpir el funcionamiento de los motores eléctricos del difusor.

VI-4 CONCLUSIONES

Tanto el aspecto que comprende la distribución y cálculo de las cámaras frigoríficas y tramos refrigerados, así como el referente al diseño de los sistemas de refrigeración, que se presentan en este trabajo, se sirven para su desarrollo de una infraestructura conformada de; experiencias, conocimientos, consideraciones y decisiones.

Para poder decidir el tipo de sistema de refrigeración a utilizar en esta tienda de Autoservicio, se consideraron los puntos siguientes:

1. La tendencia costumbrista.
2. El monto de la inversión inicial.
3. Los problemas de mantenimiento.

Dichos puntos se encuentran relacionados y atañen directamente en las decisiones de los funcionarios de la tienda de Autoservicio en cuestión. El primero es el resultado de las experiencias obtenidas en sus instalaciones frigoríficas anteriores, por lo tanto la inversión inicial no podrá ir más allá de lo que representa un sistema de refrigeración convencional, evitando así tener riesgos y problemas de mantenimiento.

Se decidió utilizar para esta tienda de Autoservicio los sistemas de refrigeración de compresión individual.

El procedimiento desarrollado para la selección del equipo de refrigeración (unidades condensadoras y evaporadores), permite -realizarlo satisfaciendo condiciones de diseño requeridas. Sin embargo en esta etapa no es confiable afirmar que la selección hecha sea la adecuada.

Es necesario ir hasta el diseño de la tubería de succión para saber si el equipo seleccionado proporcionará las condiciones de temperatura y humedad necesarias para la conservación de los productos perecederos. Estableciendo para esto una comparación entre las condiciones de diseño empleadas en la selección del equipo de refrigeración y las condiciones de equilibrio que se obtienen en el sistema de refrigeración ya considerando la influencia del diseño de su tubería de succión.

El llegar a establecer esta comparación, crea un proceso del cual se puede concluir lo siguiente:

1. Que el equipo de refrigeración puede o no cumplir con las condiciones de diseño.
2. Que de acuerdo a la similitud entre las condiciones de diseño y equilibrio, el funcionamiento del equipo de refrigeración puede ser o no adecuado.
3. Que el diseño de la tubería de succión es o no aceptable.

Por lo cual resulta muy conveniente el empleo de las curvas de equilibrio

Al conjugarse la importancia que se le dió a las variables; velocidad del vapor refrigerante y caída de presión, con la similitud obtenida en los procesos iterativos de los valores de los diámetros interiores de la tubería de succión. El objetivo del diseño por obtener una distribución telescópica en la tubería de succión para la mayoría de los sistemas de refrigeración, no pudo realizarse, salvo un caso, que además tuvo valores de velocidad del refrigerante y caída de presión aceptables.

Sería tedioso enumerar para cada uno de los procesos iterativos las acciones de; comparar, validar y decidir sobre sus datos y valores correspondientes. Se puede decir que dichas acciones han dado como resultado diseños de tuberías de succión aceptables, sin embargo cabe señalar la existencia de una clara diferencia entre los diseños obtenidos, con aquellos en los cuales el aspecto económico hubiera tenido más importancia.

En términos generales el diseño de los aspectos; mecánico, - eléctrico y de control, esta enfocado para obtener un sistema de refrigeración adecuado, confiable y funcional. Características que en gran medida serán proporcionales a las actividades de:

1. Cimentación de las unidades condensadoras.
2. Soldado de las tuberías de cobre.
3. Limpieza en las tuberías de cobre.
4. Pruebas de fugas en las tuberías de cobre.

5. Carga de refrigerante en los sistemas de refrigeración.
6. Arranque del equipo y calibración del equipo de control.
7. Pruebas preliminares.

SISTEMA NUMERO	EQUIPO QUE COMPRENDE TRAMOS DE EXHIBICION REFRIGERADOS	EVAPORADORES
1	(4) LE-8	
2	(4) LE-8	
3	(3) AV-250	
4	(1) H-8	
5		(1) DFM-124
6		(1) DFM-144
7		(1) DFM-158
8		(2) DFM-154
9		(1) DFM-158
10		(1) FB-948
11		(1) FB-948
12		(2) DFM-154
13		(2) DFM-154
14		(2) DFM-144
15	(2) C-8	
16	(3) C-8	
17	(3) C-8	
18	(2) D-8	
19	(3) D-8	
20	(3) D-8	
21	(2) D-8	
22	(3) C-8	
23	(2) D-8	
24		(2) DFM-144

TABLA VI-39

En la tabla VI-39, se describe para cada sistema de tuberías de cobre del plano No.5, el tipo y cantidad de equipo de refrigeración que le corresponde, ya sea tramo de exhibición refrigerado o evaporador.

Las líneas punteadas que representan en el plano No.5 los sistemas de tuberías de cobre, comprenden cada una de ellas; la tubería de cobre para la línea de succión y la tubería de cobre para la línea de líquido.

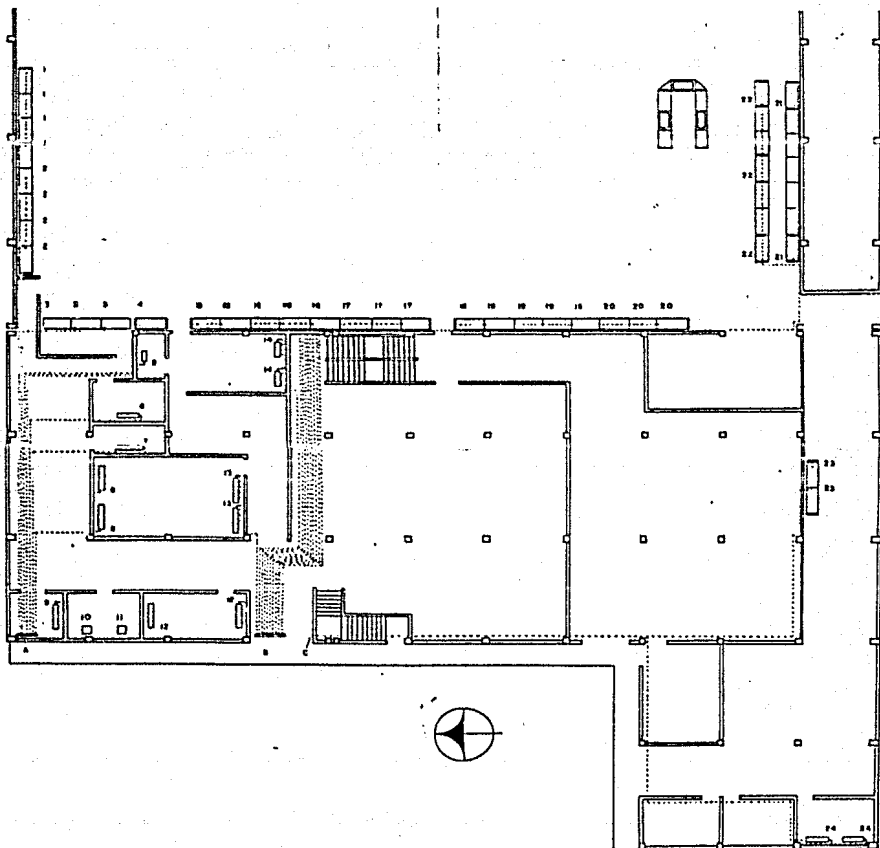
Los sistemas de tuberías de cobre según se muestra en el plano No.5 se agrupan formando conjuntos, llegan al cuarto de máquinas por tres puntos (se mencionan tan solo estos tres debido a que los sistemas de tuberías de las cámaras frigoríficas; de Verduras, Congelados y de Lácteos, no se agrupan en ningún conjunto por su cercanía al cuarto de máquinas).

Por el punto A llegan al cuarto de máquinas los sistemas: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8.

Por el punto B llegan al cuarto de máquinas los sistemas: 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 y 22.

Por el punto C llegan al cuarto de máquinas los sistemas: 23 y 24.

Los tres conjuntos de sistemas de tuberías de cobre que llegan al cuarto de máquinas, tienen para cada uno de ellos un sistema eléctrico que se va conformando como se mencionó en el capítulo referente a su diseño.



FACULTAD DE INGENIERIA UNAM TESIS PROFESIONAL	DISTRIBUCION DEL TENDIDO DE LOS SISTEMAS DE TUBERIAS DE COBRE HACIA EL CUARTO DE MA- QUINAS Y UBICACION DE LOS EVAPORADORES - EN LAS CAMARAS PRISIONERICAS.	PLANO No. 1 ESCALA 1:50 NOTACIONES METROS. 1986

Proyecto de obra JAMES RUBA LAZARO.

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

- PRINCIPIOS DE REFRIGERACION.
ROY J. DOSSAT
- PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION.
MARSH R. WARREN
- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.
EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR
- TESIS: ANTEPROYECTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION
COMERCIAL PARA UN SUPERMERCADO EN LA CD. DE MEXICO.
- TESIS: SISTEMA DE REFRIGERACION A BASE DE COMPRESORAS
CONECTADAS EN PARALELO, PARA LA CONSERVACION DE
PRODUCTOS ALIMENTICIOS DE UN CENTRO COMERCIAL.
- MANUALES DE REFRIGERACION.
GILVERT COPELAND
- BOLETINES TECNICOS.
AMERICAN REFRIGERATION PRODUCTS.