

15
Leje



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN



"REVISION DE CRITERIOS EMPLEADOS EN EL DISEÑO
DE INSTALACIONES FRIGORIFICAS"

T E S I S
Que para obtener el Título de:
INGENIERO EN ALIMENTOS
p r e s e n t a

FRANCISCO JAVIER MORENO LOPEZ

ASESOR: ALFREDO ALVAREZ CARDENAS

Cuautitlán Izcalli, Estado de México

1994





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN



Departamento de
Exámenes Profesionales

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FEB-CUAUTITLÁN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.G. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:
Revisión de Criterios Empleados en el Diseño de Instalaciones
Frigoríficas

que presenta el pasante: Francisco Javier Moreno López
con número de cuenta: 8413230-7 para obtener el TÍTULO de:
Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXÁMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 11 de Enero de 1994

| | |
|------------------|--|
| PRESIDENTE | <u>I.B.Q. J. Jaime Flores Minutti</u> |
| VOCAL | <u>I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas</u> |
| SECRETARIO | <u>Dr. José Luis Arjona Román</u> |
| PRIMER SUPLENTE | <u>I.A. Laura M. Cortazar Figueroa</u> |
| SEGUNDO SUPLENTE | <u>Q.F.B. Gloria Cruz León</u> |

Gracias a Dios,
por darme la convicción y la fortaleza
necesarios para no desfallecer en el intento
de alcanzar uno de mis más grandes anhelos.

A mis padres,
por el amor,
comprensión
y apoyo incondicional
en todo cuanto emprendo.

A mi Abue (q.e.p.d.)
y Tía Luz
por las palabras de aliento.

A Ana, Mary, Jaz, Jonathan y Claudia,
comó una muestra de cariño.
Gracias por confiar en mi
y darme su apoyo en todo momento.

Gracias al Ing. Alfredo Alvarez,
por su interés,
sus oportunas sugerencias
y su valiosa orientación
para la realización de este trabajo.

Gracias a J. Manuel Gutiérrez P.,
por las facilidades prestadas
para la edición e impresión del trabajo.

ÍNDICE

Página

| | |
|--|----------|
| Nomenclatura..... | I |
| Simbología..... | IV |
| Objetivos..... | VII |
| Introducción..... | 1 |
| I.- Evolución de los Sistemas y Equipos Utilizados en las Instalaciones Frigoríficas..... | 3 |
| II.- Descripción de Aspectos Involucrados en el Diseño de Instalaciones Frigoríficas..... | 7 |
| 2.1. Máquinas Frigoríficas..... | 7 |
| 2.1.1. Mecanismo de Funcionamiento..... | 9 |
| 2.2. Ciclos Frigoríficos..... | 10 |
| 2.2.1. Ciclos Ideales..... | 10 |
| 2.2.1.1. Ciclo Carnot..... | 10 |
| 2.2.1.2. Ciclo Rankine..... | 13 |
| 2.2.2. Ciclos Prácticos..... | 15 |
| 2.3. Regímenes de Operación..... | 17 |
| 2.3.1. Régimen Seco..... | 17 |
| 2.3.2. Régimen con Recalentamiento..... | 18 |
| 2.3.3. Régimen con Subenfriamiento..... | 20 |
| 2.4. Métodos de Alimentación a Evaporadores..... | 24 |
| 2.4.1. Expansión Directa..... | 24 |
| 2.4.2. Inundada..... | 25 |
| 2.4.3. Sistemas de Recirculación..... | 29 |
| 2.4.3.1. Recirculación por Bombas..... | 30 |
| 2.4.3.2. Sistema Phillips®..... | 35 |

| | |
|--|-----------|
| 2.4.3.3. Sistema de Alimentación | |
| Alterna..... | 40 |
| 2.4.3.4. Sistema de Recirculación | |
| Phillips -Alterna..... | 42 |
| 2.5. Instalaciones con Dos Etapas de Compresión... | 45 |
| 2.6. Definición de Criterios Para el Diseño de | |
| Instalaciones Frigoríficas..... | 55 |
| 2.6.1. Termodinámicos..... | 56 |
| 2.6.2. Técnicos..... | 57 |
| 2.6.3. Económicos..... | 57 |
| | |
| III.- Criterios Termodinámicos para Producción del | |
| Frío..... | 59 |
| 3.1. Determinación del Número de Etapas de | |
| Compresión..... | 59 |
| 3.2. Determinación del Método de Alimentación | |
| a Evaporadores..... | 70 |
| 3.3. Recomendaciones Termodinámicas de | |
| Integración de Aplicaciones en el Diseño de | |
| la Instalación..... | 78 |
| | |
| IV.- Criterios Técnicos para la Producción del Frío | |
| y Regulación de la Producción del Frío..... | 83 |
| 4.1. Equipos de Producción del Frío..... | 83 |
| 4.1.1. Compresor..... | 83 |
| 4.1.2. Condensador..... | 88 |
| 4.1.3. Evaporador..... | 91 |
| 4.1.4. Interenfriador..... | 93 |
| 4.2. Dispositivos de Alimentación y Regulación | |
| de Líquido a Evaporadores..... | 95 |

| | |
|---|------------|
| 4.2.1. Dispositivos de Expansión..... | 95 |
| 4.2.2. Bombas de Recirculación de Líquido.... | 98 |
| 4.2.3. Tanques de Transvase ó Trampas Phillips..... | 98 |
| 4.2.4. Válvulas Solenoides..... | 98 |
| 4.2.5. Termostatos..... | 99 |
| 4.2.6. Reguladores de Nivel..... | 100 |
| 4.3. Equipos Complementarios..... | 101 |
| 4.3.1. Recipiente de Líquido..... | 101 |
| 4.3.2. Separador de Partículas ó Acumulador de Baja Presión..... | 101 |
| 4.3.3. Separador de Aceite..... | 103 |
| 4.3.4. Presostatos..... | 104 |
| 4.3.5. Válvula Reguladora de Presión..... | 105 |
| 4.4. Accesorios Empleados para el Descarche por Medio de Gas Caliente..... | 106 |
| V.- Aplicación de Criterios..... | 112 |
| 5.1. Planteamiento del Caso..... | 113 |
| 5.1.1. Datos Necesarios para el Diseño..... | 113 |
| 5.1.1.1. Localización..... | 113 |
| 5.1.1.2. Necesidades de Frío..... | 114 |
| 5.2. Propuestas para el Diseño de Instalaciones Frigoríficas..... | 117 |
| 5.2.1. Elección del Tipo de Condensador..... | 118 |
| 5.2.2. Elección de los Tipos de Evaporadores..... | 119 |
| 5.2.3. Métodos de Alimentación a Evaporadores..... | 121 |

| | |
|--|------------|
| 5.2.4. Elección de Dispositivos de Expansión. | 123 |
| 5.2.5. Planteamiento de Alternativas de Compresión..... | 123 |
| 5.2.6. Elección del Tipo de Interenfriador... | 126 |
| 5.2.7. Integración de las Alternativas de Diseño..... | 126 |
| 5.3. Evaluación Técnica y Termodinámica..... | 134 |
| 5.3.1. Definición de Condiciones de Trabajo.. | 135 |
| 5.3.2. Condiciones de Trabajo..... | 138 |
| 5.3.3. Análisis Técnico y Termodinámico..... | 144 |
| VI.- Conclusiones y Recomendaciones..... | 147 |
| Bibliografía..... | 149 |

NOMENCLATURA

A = Área de transferencia de calor [=] m^2

A_{ct} = Área de flujo transversal [=] m^2

AW = Equivalente específico de trabajo de compresión [=] kcal/kg

G = Gasto, flujo másico de fluido frigorígeno [=] kg/h

G_{ap} = Sumatoria de gastos de las aplicaciones que operan en la zona de alta presión. [=] kg/h

G_C = Gasto de congelación. [=] kg/h

G_R = Sumatoria de gastos de las aplicaciones con temperaturas de refrigeración. [=] kg/h

G_{SRCO_2} = Gasto del evaporador del sistema de recuperación de CO_2 .
[=] kg/h

G_T = Gasto total. [=] kg/h

G_1 = Gasto necesario para la operación del interenfriador. [=] kg/h

G_2 = Sumatoria de los gastos de las aplicaciones que operan en la zona de baja presión. [=] kg/h

P = Presión, presión de condensación [=] kg/cm²

P_i = Presión intermedia [=] kg/cm²

P_o = Presión de evaporación [=] kg/cm²

P_{o+hap} = Presión de evaporación más baja de las aplicaciones de la zona de alta presión [=] kg/cm²

Q = Calor de condensación [=] kcal/h

Q_o = Potencia frigorífica [=] kcal/h

RC= Relación de compresión.

T= Temperatura, temperatura de condensación [=] °C

Tc= Temperatura de cálculo [=] °C

Td= Temperatura de descarga [=] °C

Ti= Temperatura intermedia [=] °C

To= Temperatura de evaporación [=] °C

To_K= Temperatura de evaporación [=] K

T_{maxmc}= Temperatura máxima del mes más caliente [=] °C

T_{medmc}= Temperatura media del mes más caliente [=] °C

U = Coeficiente global de transferencia de calor [=] kcal/(h m²°C)

V= Volumen a desplazar [=] m³/h

W= Trabajo de compresión [=] kcal/h

h= Entalpía [=] kcal/kg

n= Coeficiente exponencial polientrópico.

qo= Producción frigorífica específica [=] kcal/kg

qo_{ru}= Producción frigorífica específica bajo régimen de recalentamiento útil [=] kcal/kg

qo_{ru}= Producción frigorífica específica bajo régimen de recalentamiento inútil [=] kcal/kg

v= Volumen específico [=] m³/kg

x= Título, fracción de vapor

ΔT= Gradiente de temperaturas [=] °C

ξo= Espacio muerto

η_v= Rendimiento volumétrico

u= Velocidad [=] m/h

SUBÍNDICES

a = Correspondiente a la etapa de alta presión.

b = Correspondiente a baja presión.

r = Correspondiente a la sección de aplicaciones con temperatura de refrigeración.

SRCO₂ = Correspondiente a la sección de aplicaciones con temperatura de congelación.

SIMBOLOGÍA



Valvula de
expansion
manual



Valvula
de paso



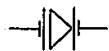
Filtro



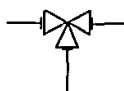
Valvula
solenoides



Valvula
reguladora
de presion



Valvula
check



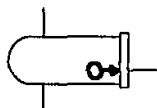
Valvula
de tres
vias



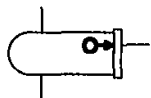
Valvula de
seguridad



Purga



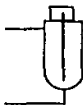
Valvula de
flotador de
alta presion



Valvula de
flotador de
baja presion



Nivel



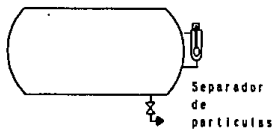
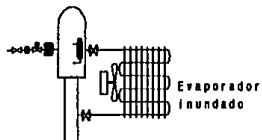
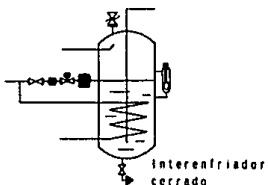
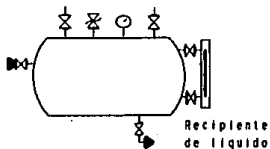
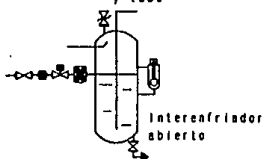
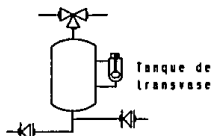
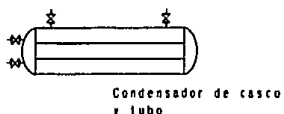
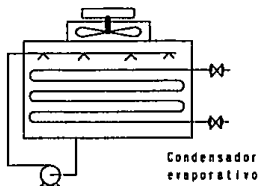
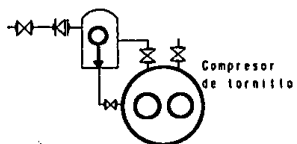
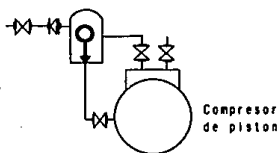
Regulador
de nivel

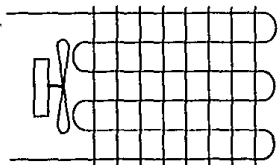


Manometro

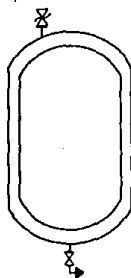


Bomba





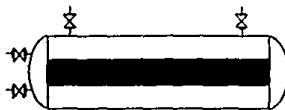
Acondicionador
difusor



Tanque enchaquetado



Evaporador del
sistema de recuperacion
de CO2



Evaporador del
enfriador de
agua



Intercambiador de
calor para
realizar
subenfriamientos

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL: Revisar las bases técnicas y termodinámicas empleadas en el diseño de instalaciones frigoríficas industriales por compresión mecánica para la formulación de alternativas de aplicación.

OBJETIVOS PARTICULARES:

- 1.- Describir aspectos termodinámicos involucrados en el diseño de instalaciones frigoríficas por compresión mecánica.
- 2.- Definir criterios termodinámicos y técnicos empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas.
- 3.- Analizar las alternativas de diseño generadas por la aplicación de criterios.

INTRODUCCIÓN

El papel de la ingeniería del frío es de vital importancia en la conservación de productos alimenticios perecederos a través de su aplicación en la cadena del frío. Es necesario señalar que la cadena del frío en México puede considerarse inexistente, ya que no hay un perfecto eslabonamiento entre cada una de las etapas que forman parte del proceso de producción-distribución-consumo de alimentos por la falta de instalaciones frigoríficas adecuadas, o por la total ausencia de estas provocando una reducción cuantitativa y cualitativa en la disponibilidad de alimentos.

Una de las razones por las cuales no se ha logrado la integración de la cadena del frío es la falta de un respaldo técnico capaz de diseñar instalaciones frigoríficas que respondan completa y específicamente a las necesidades de los productos alimenticios.

El Gobierno mexicano ha tomado parte al intentar resolver este problema a través de la creación del "Sistema Nacional de Abasto", en cuya estrategia incluye la creación de almacenes frigoríficos públicos, adquisición de unidades de transporte refrigerado, financiamiento y capacitación; pero a pesar de todo esto, en México no existe ningún instituto encargado de la integración de las investigaciones realizadas

en este campo razón por la cual la ingeniería del frío no ha logrado obtener el grado de desarrollo necesario para satisfacer las exigencias de la cadena del frío.

De acuerdo a todo lo anterior, el interés del presente trabajo es la recopilación y análisis de bases técnicas utilizadas en el diseño de instalaciones frigoríficas industriales, así como las consideraciones especiales hechas de acuerdo a las necesidades impuestas por los productos, y la manera en que tanto las consideraciones, como la aplicación de diferentes criterios afectan las características de la instalación. Por las ventajas termodinámicas y económicas, dentro del campo de la refrigeración industrial resulta conveniente emplear al amoníaco como fluido frigorígeno, por lo que en casi todo el trabajo se le considerará como el refrigerante a utilizar.

Es necesario resaltar la importancia de la vinculación de la tecnología de alimentos con la ingeniería del frío para el diseño de instalaciones frigoríficas que respondan a las necesidades tanto del proceso de producción, como a la conservación y distribución de alimentos. Solo de esta forma se contará con los elementos necesarios para poder integrar la cadena del frío.

CAPITULO I

EVOLUCIÓN DE LOS SISTEMAS Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LAS INSTALACIONES FRIGORIFICAS.

Desde la antigüedad el frío ha sido uno de los medios más comunes empleados en la conservación de alimentos. Los pueblos primitivos enterraban bajo la nieve los alimentos que querían guardar durante el invierno; los romanos envolvían en nieve o hielo los pescados del Rin, las langostas de Cerdeña o las ostras de Armorica para trasladarlos a Roma; en México Moctezuma Rey de los Aztecas, mandaba sus esclavos al Popocatepetl a traerle nieve que mantenía en bodegas aisladas, para su posterior uso en el enfriamiento de agua. Los rusos hace algunos años encontraron restos de mamut con carne en buen estado en Siberia y así se tiene que a lo largo de la historia son muchos los hallazgos que hicieron concebir la idea o empleo del frío para conservar los alimentos. Y desde entonces las técnicas para la obtención de bajas temperaturas ha ido evolucionando paralelamente al avance científico del hombre.¹⁴

En 1824 un oficial de la Fuerza Armada de Francia, Sadi Carnot, escribió y publicó el ahora clásico libro titulado *"Reflections sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres a developper cette puissance"*, (Esencialmente, el poder motriz del calor) donde estableció por primera vez las leyes del flujo de calor (asimismo del frío, puesto que frío es ausencia de calor). Partiendo de este texto, en los siguientes 30 años se produjeron más de 3,000 patentes norteamericanas en sistemas de refrigeración.²⁴

La utilización práctica del frío nace en el año de 1857 cuando Carré en la Exposición Universal de Londres hace la demostración de una máquina de fabricación continua de hielo. En 1881 en Londres se inicia la construcción de instalaciones frigoríficas y en 1882, en Argentina, Charles Tellier conocido como el *"Padre del Frío"* construyó un navío de 650 toneladas denominado *"Frigorifique"*, en el que más tarde, en 1896, transportó carne de Argentina a Inglaterra en forma experimental.

En Europa la Ingeniería del frío se desarrolló a grandes pasos a raíz de la necesidad de alimentos, sobre todo de carne. En 1908 se efectúa el I Congreso Internacional del Frío en donde se presentaron los avances que sobre este renglón se tenían.

Durante los primeros 30 años de este siglo la congelación de alimentos se realizaba en cámaras cuyo techo y paredes se encontraban cubiertos por serpentines de tubo para la evaporación directa de un fluido frigorígeno, normalmente amoníaco y en algunas ocasiones se circulaba salmuera.

Las principales características de estas cámaras eran temperaturas de -6 a -12°C y velocidades de aire de 0.1 a 0.25 m/s. Raras veces la temperatura era inferior a -12°C y los tiempos de congelación fluctuaban de 3 a 6 días de acuerdo al tipo de producto.

Fue hasta 1940 cuando se originan dos cambios fundamentales en las instalaciones frigoríficas tendientes a acortar los tiempos de congelación. El primero fue la utilización de máquinas frigoríficas de doble efecto; el segundo fue el paso de la circulación natural a la circulación forzada de aire dentro de las cámaras y en consecuencia un aumento en la velocidad del aire hasta 5 m/s.

En la década de 1940-1950 aparece el proceso del túnel de congelación en el cual el producto permanece estático, las temperaturas disminuyen a -30°C para alcanzar temperaturas finales en el interior del producto de -18°C y velocidades de aire superiores a 3 m/s. Con estos procedimientos se logró disminuir los tiempos de congelación a 24 hrs.

En la década de los 50's aparecen los túneles de congelación con el producto en movimiento como son los de vagoneta o de banda, los tiempos de congelación se reducen drásticamente a través del incremento de la velocidad del aire y el descenso de la temperatura hasta -40°C, en algunos casos. En estos túneles de congelación se da una modificación importante en el diseño de la instalación frigorífica ya que se emplea un sistema de alimentación a evaporadores por bombas que impulsan el fluido frigorígeno desde los acumuladores y se emplean sistemas de compresión en dos etapas. Con la aparición del compresor de tornillo

el manejo del número de etapas de compresión en la instalación se ha vuelto más flexible.¹⁴

La diversificación de los nuevos sistemas de congelación ha exigido variedad en cuanto a los sistemas de alimentación a evaporadores. Hoy en día se conocen 3 métodos básicos de alimentación a evaporadores (expansión directa, inundación, recirculación), de entre los cuales se debe elegir el apropiado de acuerdo a las características térmicas y termodinámicas requeridas por la instalación.

En la actualidad una de las partes fundamentales del diseño de instalaciones frigoríficas es la determinación del sistema de alimentación a evaporadores, de acuerdo a las necesidades de frío del proceso, así como la elección adecuada de equipos y el automatismo necesario para su operación.

Como puede notarse, en los sistemas frigoríficos son muchos los factores que están involucrados, por lo que se hace necesario el realizar una revisión de criterios empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas para la formulación de alternativas de aplicación.

CAPITULO II

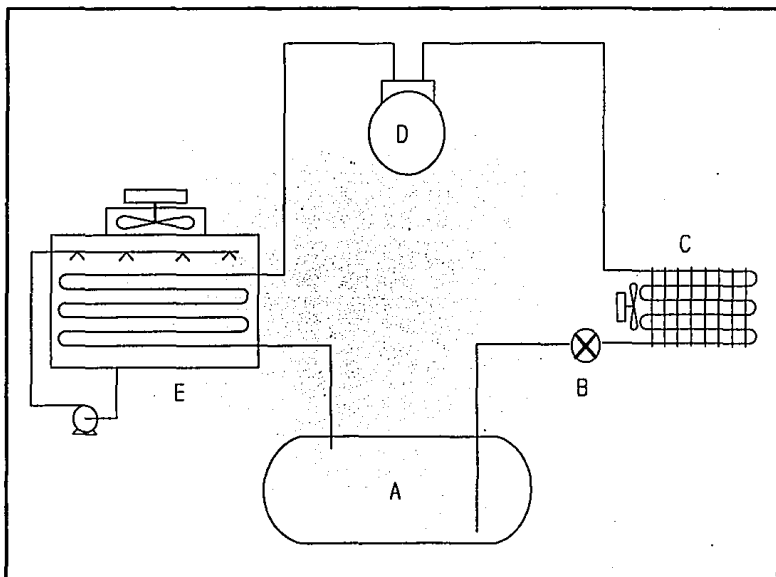
DESCRIPCIÓN DE ASPECTOS INVOLUCRADOS EN EL DISEÑO DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

2.1. MÁQUINAS FRIGORÍFICAS.

La termodinámica estudia las relaciones entre el calor y el trabajo mecánico. La termodinámica técnica se ocupa principalmente de los procedimientos usados para producir trabajo por medio del calor (las máquinas que sirven para tal fin son llamadas *máquinas térmicas*), y de los procedimientos usados para producir bajas temperaturas mediante la aplicación de trabajo mecánico (las máquinas que sirven para este fin son llamadas *máquinas frigoríficas*).¹⁰

El funcionamiento básico de una máquina frigorífica es similar a un sistema en donde una bomba centrífuga bombea agua desde un tanque de succión hasta un tanque receptor. Solo que en el caso de la máquina frigorífica se esta bombeando el calor abstraído de un recinto frío hacia el medio ambiente.

En el funcionamiento de una máquina frigorífica existe siempre un fluido frigorígeno que forma el vehículo por medio del cual el calor pasa a través de la máquina. Es por el hecho de que el fluido frigorígeno tiene la propiedad de recibir calor fácilmente, que puede servir como vehículo para transportar calor de una temperatura a otra.¹⁸



Ilustr. 1 Componentes básicos de una instalación frigorífica.

A= Recipiente de líquido

B= Válvula de expansión

C= Evaporador

D= Compresor

E= Condensador

2.1.1. Mecanismo de Funcionamiento.

De acuerdo a la ilustración 1 se puede comenzar la descripción del funcionamiento de la máquina frigorífica a partir de que se tiene fluido frigorígeno a alta presión y a una temperatura aproximada a la del ambiente en un depósito (A) llamado recipiente de líquido, dicho fluido pasa a través de un dispositivo de expansión (B) que provoca un descenso en la temperatura del fluido, el cual llega a otro depósito cerrado de baja presión llamado evaporador (C), en el que se lleva a cabo un fenómeno de transferencia de calor en el que el fluido absorberá calor enfriando el medio que rodea al evaporador (el medio circundante podría ser una cámara frigorífica), dicha absorción de calor provocará la ebullición del fluido. La baja presión del evaporador está sostenida por el funcionamiento del compresor (D) que aspira los vapores del fluido evaporado y los comprime hasta una presión alta, para dirigirlos hacia un intercambiador de calor llamado condensador (E), en el cual se disipa el calor contenido en los vapores, transmitiéndolo al medio ambiente que lo rodea (agua, aire) hasta que por la presión y el descenso de temperatura lleguen a condensarse para ser utilizados de nuevo. El calor disipado en el condensador será de un valor igual al calor latente de condensación, más el calor sensible de recalentamiento adquirido por el fluido frigorígeno por efecto de la compresión a que fue sometido."

Para lograr este transporte de calor el fluido frigorígeno sufre una serie de transformaciones termodinámicas a lo largo de su recorrido a través de la máquina frigorífica, dichas transformaciones quedan comprendidas dentro de un ciclo termodinámico. Los ciclos termodinámicos básicos se describen en el siguiente apartado.

2.2. CICLOS FRIGORÍFICOS.

2.2.1. Ciclos Ideales.

Los ciclos ideales de producción de frío surgen a partir del concepto de los ciclos ideales para máquinas térmicas reversibles, ya que de acuerdo a este concepto de reversibilidad si la máquina térmica invierte su funcionamiento, operará como máquina frigorífica.

Todo ciclo de refrigeración comprende las siguientes fases:

- * Producción de la baja temperatura del fluido frigorígeno.
- * Absorción de calor en el recinto donde se desea obtener la baja temperatura.
- * Transporte del calor absorbido.
- * Cesión de calor absorbido a baja temperatura al ambiente a una temperatura más alta.

Al final de estas cuatro fases el calor absorbido del recinto frío ha sido cedido al medio ambiente y el estado inicial reestablecido, estando el fluido frigorígeno de nuevo en condiciones de repetir indefinidamente el ciclo de refrigeración. De acuerdo a lo anterior los ciclos frigoríficos ideales guardan gran similitud con ciclos ideales para máquinas térmicas.

2.2.1.1. Ciclo de Carnot

El ciclo frigorífico planteado a partir del ciclo de Carnot (ilustraciones 2 y 3) opera entre dos depósitos térmicos dados a alta y baja temperatura, en el que todo proceso que interviene en el es reversible, por lo tanto, el ciclo también es reversible.

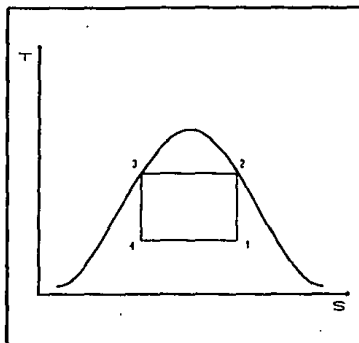
Los procesos que se llevan a cabo en este ciclo son:

EXPANSIÓN (3-4): El fluido frigorígeno en condición de líquido saturado se hace pasar a través de un dispositivo de estrangulación, lo que origina que se lleve a cabo un proceso de expansión adiabática reversible (isoentrópica). Mediante este proceso se provoca la disminución de la presión y la temperatura del mismo.

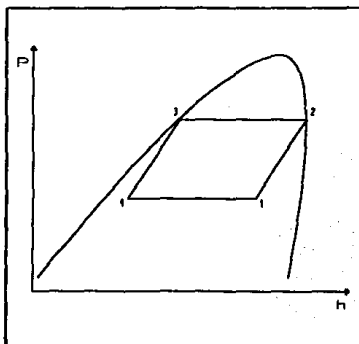
EVAPORACIÓN (4-1): Cuando el fluido frigorígeno se encuentra ya a baja temperatura, se inicia la absorción de calor en el recinto frío. Todo el calor que es absorbido es empleado para realizar la evaporación isotérmica del fluido.

COMPRESIÓN (1-2): Para facilitar la cesión de calor hacia el medio ambiente, es necesario elevar la presión y la temperatura del fluido frigorígeno mediante un proceso de compresión adiabática reversible (isoentrópica).

CONDENSACIÓN (2-3): Finalmente se realiza la cesión isotérmica de calor hacia el medio ambiente. Mediante este proceso el fluido frigorígeno libera su calor latente de condensación, de tal forma que al concluir el intercambio de calor, se tendrá nuevamente fluido frigorígeno en condición de líquido saturado.



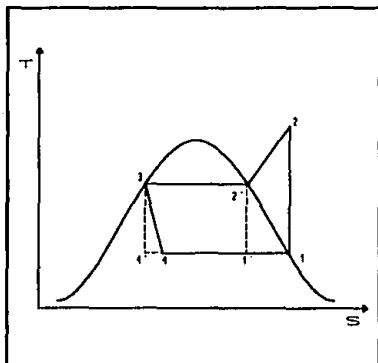
Ilustr. 2 Diagrama T-s para el ciclo frigorífico Carnot.



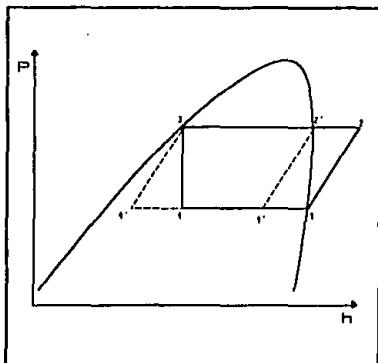
Ilustr. 3 Diagrama P-h para el ciclo frigorífico de Carnot.

2.2.1.2. Ciclo Rankine.

El ciclo frigorífico planteado a partir del ciclo Rankine opera dentro de los puntos 1-2-3-4, de acuerdo a los diagramas mostrados a continuación (ilustraciones 4 y 5).



Ilustr. 4 Diagrama T-s para el ciclo frigorífico de Rankine.



Ilustr. 5 Diagrama P-h para el ciclo frigorífico de Rankine.

El vapor saturado a baja presión entra al compresor y sufre una compresión adiabática reversible (1-2). Luego cede calor al medio ambiente en un proceso de condensación a presión constante (2-3), y el fluido frigorífico sale del condensador como líquido saturado. A continuación se tiene un proceso isoentálpico de estrangulamiento (3-4), y el fluido se evapora luego a presión constante (4-1), para completar el ciclo.

La similitud entre este ciclo y el de Rankine es evidente, porque es esencialmente el mismo ciclo pero invertido, excepto que una válvula de expansión sustituye a la bomba. Este proceso de estrangulamiento es irreversible, mientras que el proceso de bombeo del ciclo Rankine es reversible. La desviación de este ciclo con respecto al de Carnot (1'-2'-3-4'), se muestra en los diagramas T-s y P-h. La razón de la desviación es que es mucho más conveniente tener un compresor que maneje solo vapor (régimen seco), en vez de una mezcla líquido y vapor (régimen húmedo) como se requeriría en el proceso 1'-2' del ciclo de Carnot. Es virtualmente imposible comprimir (a una velocidad razonable) una mezcla como la representada por el estado 1', y mantener el equilibrio entre el líquido y el vapor, por que debe haber una transferencia de calor e intercambio de masa a través de la frontera de la fase.²⁴

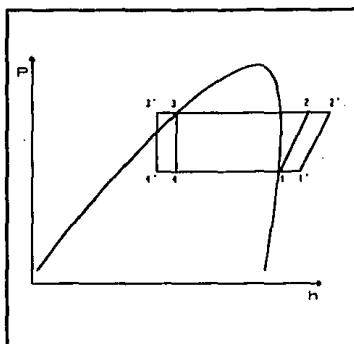
Para asegurar que únicamente el compresor recibirá vapor saturado, se hace necesario el uso de un separador de partículas, que por medio de acción de la gravedad y por la diferencia de densidades, separa al vapor, del líquido que pudiera existir a la salida del evaporador.

El paso de régimen húmedo a régimen seco trae como consecuencia otra desviación ya que al termino de la compresión se obtendrá vapor recalentado lo que hace imposible que el proceso en el condensador deje de llevarse a cabo isotérmicamente, y por lo tanto, únicamente será un proceso isobárico. De igual forma para facilitar el funcionamiento de la máquina frigorífica la evaporación se lleva a cabo estrictamente a presión constante. También es mucho más sencillo hacer que el proceso de expansión tenga lugar irreversiblemente a través de una válvula de expansión que reciba líquido saturado y descargue una mezcla de líquido vapor, como se requeriría en el proceso 3-4'.

Por las razones anteriores el ciclo Rankine para refrigeración por compresión de vapor queda definido por los puntos 1-2-3-4, como se indica en los diagramas que aparecen en las ilustraciones 4 y 5.

2.2.2. Ciclos Prácticos.

Los ciclos prácticos de producción del frío se mantienen más apegados a un ciclo ideal Rankine que al ciclo de Carnot por las razones antes expuestas. Sin embargo los ciclos prácticos se apartan de dicho comportamiento por la cesión o absorción de calor con los alrededores. La ilustración 6 muestra las desviaciones de los ciclos prácticos con respecto al Rankine.



Ilustr. 6 Diagrama P-h para ciclos prácticos.

Como ya se había mencionado, la absorción de calor se lleva a cabo en la parte del circuito donde el fluido frigorígeno posee la temperatura más baja, y que dicho calor es empleado para realizar la evaporación del mismo, sin embargo, una vez concluido el cambio de fase, el fluido posee la misma temperatura, y por lo tanto seguirá existiendo un gradiente de temperaturas que provoque la transferencia de calor. Esta absorción extra de calor traerá como consecuencia un recalentamiento en el vapor que sale del evaporador. Una vez que la evaporación llegó a su fin (1), el resto del calor que llegue a absorber el fluido frigorígeno será en forma de calor sensible de recalentamiento (1-1'), lo que significa que el compresor únicamente succionará vapor recalentado (1'), y no habrá necesidad de emplear un separador de partículas.

La cesión de calor se llevará a cabo obviamente en la parte donde el fluido se encuentre a alta temperatura, es decir a presión de condensación y en forma de líquido saturado (3), por lo que tal cesión de calor provocará un subenfriamiento (3-3'), de tal forma que el proceso de expansión comenzará a partir de líquido subenfriado (3').

Las formas de realizar la cesión y/o absorción de calor generan diferentes consecuencias termodinámicas que quedan descritas por los regímenes de operación que se describen a continuación.

2.3. REGÍMENES DE OPERACIÓN.

2.3.1. Régimen Seco

La principal característica de este régimen de operación es la condición en la que el fluido frigorígeno es succionado por el compresor, ya que como se había mencionado antes, es necesario el aspirarlo en forma de vapor saturado y descargarlo en forma de vapor recalentado. Para lograr que todo el fluido frigorígeno sea succionado en forma de vapor saturado debe asegurarse la total evaporación del mismo en el evaporador. Los diagramas termodinámicos no se ven modificados por lo que son iguales a los descritos para máquinas frigoríficas a partir del ciclo Rankine.

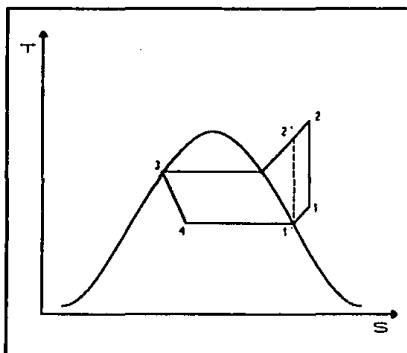
El empleo de este régimen de operación es económico en instalaciones industriales de potencia frigorífica baja.¹⁸

2.3.2 Régimen con Recalentamiento.

Existen instalaciones en las que el fluido frigorígeno es succionado por el compresor en forma de vapor recalentado. Este recalentamiento puede ser de dos tipos según la forma de llevarse a cabo.

a) Recalentamiento útil.

Se le llama recalentamiento útil debido a que el calor necesario para que el fluido frigorígeno adquiera esta condición es absorbido en el evaporador, lo que significa que el calor de recalentamiento esta



Ilustr. 7 Diagrama T-s para régimen con recalentamiento.

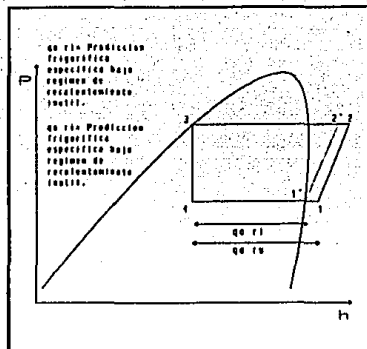
siendo retirado del espacio frío y por lo tanto puede considerarse como un aumento ($1'-1$) de la producción frigorífica específica¹ ($q_{0,ru}$).

b) Recalentamiento inútil.

En el caso de instalaciones pequeñas no resulta económico aislar la tubería de succión, por lo que los vapores del fluido frigorígeno sufren recalentamiento entre la salida del evaporador y la entrada del compresor no aprovechándose para retirar calor del espacio frío por lo que el calor de recalentamiento no se considera como un aumento de la producción frigorífica específica ($q_{0,ri}$).

Independientemente de la forma en que este ocurra el, recalentamiento de los vapores de fluido frigorígeno provoca un aumento en el trabajo de compresión. En ambos casos los diagramas termodinámicos (ilustraciones 7 y 8) son los mismos, la única diferencia consiste en la forma de cuantificar la producción frigorífica específica (q_0).

¹ Cantidad de calor absorbida por unidad de peso de fluido frigorígeno. Queda definido por la diferencia de entalpías entre el punto inicial y el punto final de la absorción de potencia frigorífica. También es conocido como efecto refrigerante.



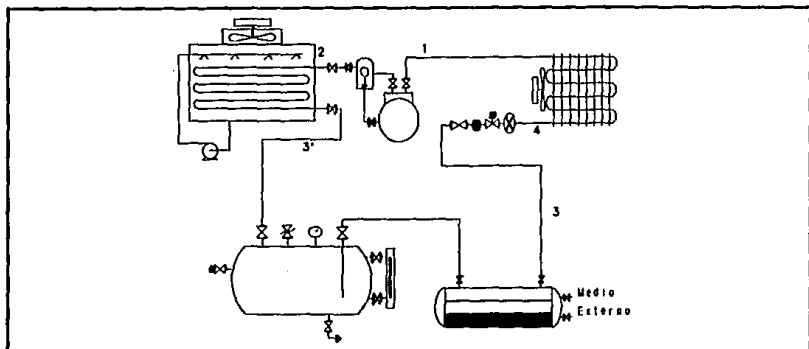
Ilustr. 8 Diagrama P-h para régimen con recalentamiento.

2.3.3. Régimen con Subenfriamiento.

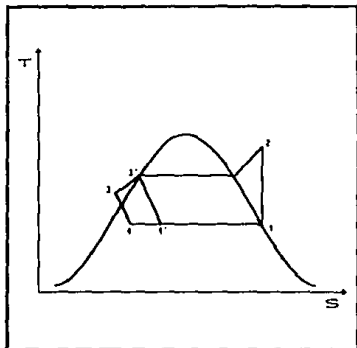
El régimen de subenfriamiento se caracteriza por alimentar líquido subenfriado a los evaporadores, este subenfriamiento se logra al continuar bajando la temperatura del líquido saturado al termino de su condensación. El líquido subenfriado (3) poseerá un entalpía inferior a la del líquido saturado (3') y por lo tanto se incrementará la producción frigorífica específica. Los medios empleados para lograr tal descenso de temperatura en el fluido frigorígeno se clasifican en:

a) Medios externos.

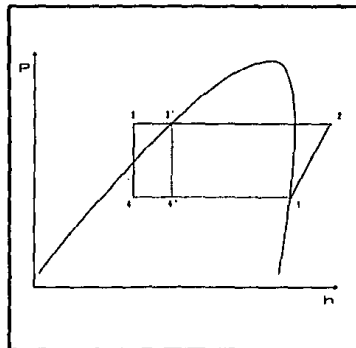
Quando se emplea algún medio diferente al propio fluido frigorífico para lograr el descenso de temperatura del mismo se dice que se lleva



Ilustr. 9 Instalación bajo régimen de subenfriamiento externo.



Ilustr. 10 Diagrama T-s para instalación con subenfriamiento externo.



Ilustr. 11 Diagrama P-h para instalación con subenfriamiento externo.

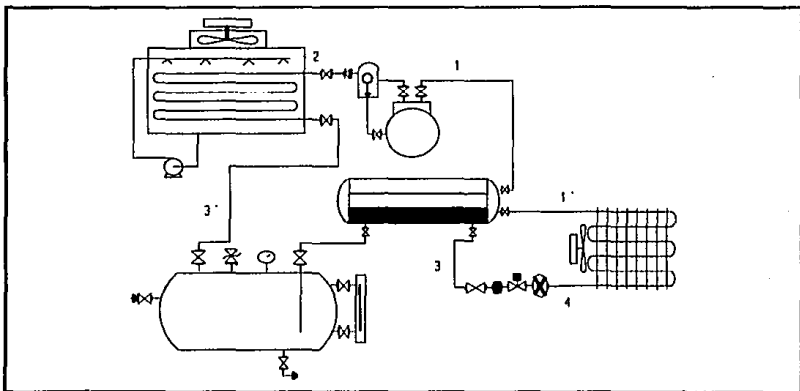
a cabo un subenfriamiento con medios externos (generalmente aire o agua). Para lograr el subenfriamiento por medio externo será necesario que en la instalación frigorífica se incluya un intercambiador de calor extra en el que se retire exclusivamente calor sensible de subenfriamiento (3'-3), tal como se representa en la ilustración 9 y en sus diagramas termodinámicos (ilustraciones 10 y 11). Otra forma de lograr el subenfriamiento externo es el incluir un exceso de área de transferencia de calor en el serpentín del condensador.

b) Medios internos.

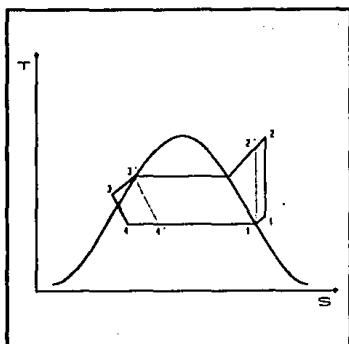
En el subenfriamiento por medios internos se lleva a cabo un intercambio de calor en el que se ponen en contacto térmico el líquido saturado que alimentará el evaporador y el fluido frigorígeno ya sea en forma de vapor o de líquido a temperatura más baja; de tal forma que debido a la diferencia de temperaturas se produzca un subenfriamiento del líquido (3'-3) a costa de un recalentamiento (1'-1), en caso de que se haya puesto en contacto térmico con vapor saturado, o una evaporación del propio fluido frigorígeno, si el intercambio de calor se realizó con líquido saturado. La producción frigorífica específica aumenta por el hecho de realizar el subenfriamiento del líquido, pero no por el recalentamiento, ya que este recalentamiento se lleva a cabo expresamente para retirar calor del propio fluido frigorígeno y no para absorber potencia frigorífica.

Normalmente en instalaciones comerciales y domésticas que operan con algún Freón como fluido frigorígeno realizan el subenfriamiento interno con vapor saturado en un intercambiador de calor que solamente cumple esa función específica, mientras que en instalaciones industriales que emplean amoníaco, el subenfriamiento interno se lleva a cabo con líquido saturado en algún recipiente que desempeña otra función (por ejemplo un separador de partículas).

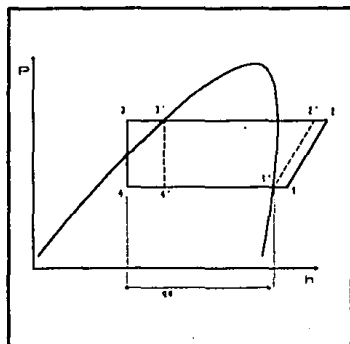
A continuación se presentan las ilustraciones de una instalación frigorífica comercial operando bajo régimen de subenfriamiento interno y sus diagramas termodinámicos.



Ilustr. 12 Instalación frigorífica para régimen de subenfriamiento interno.



Ilustr. 13 Diagrama T-s para el régimen de subenfriamiento interno.



Ilustr. 14 Diagrama P-h para instalación con subenfriamiento interno.

2.4. MÉTODOS DE ALIMENTACIÓN A EVAPADORES.

A nivel industrial, existen diferentes métodos de alimentar fluido frigorígeno a los evaporadores, cada uno de los cuales le confiere características particulares, tanto físicas como termodinámicas. Por esta razón se hace necesario la descripción de cada uno de ellos.

2.4.1 Expansión directa:

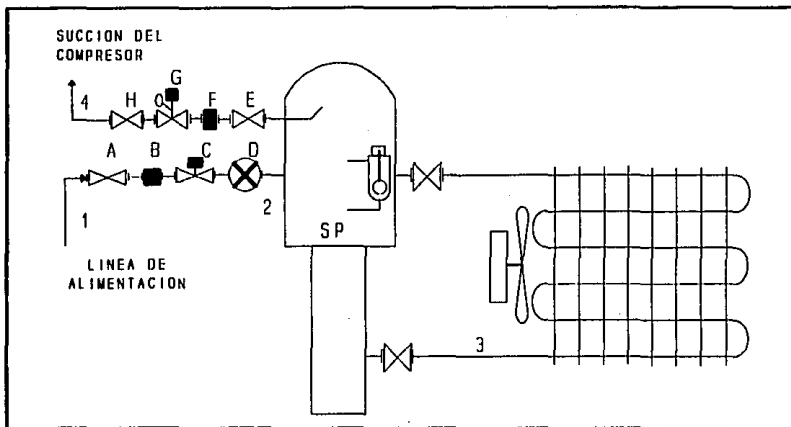
La descripción de los regímenes de trabajo se hicieron en base a la forma básica y más sencilla de alimentar a evaporadores, es decir la expansión directa, en la cual el fluido frigorígeno recién expandido entra en la cantidad necesaria al evaporador, y una vez realizado totalmente el cambio de fase, los vapores son succionados por el equipo de compresión.

Tanto el diagrama de la instalación, como el ciclo frigorífico de este método de alimentación quedan descritos, en su forma más simple, por los del régimen seco de operación.

2.4.2. Inundada.

En el método de alimentación por inundación, tal como puede apreciarse en las ilustraciones 15 y 16, después de que el fluido frigorígeno se expande (1-2) hasta alcanzar la presión requerida, pasa a un separador de partículas que se encontrará a la presión de evaporación y por lo menos a la altura del evaporador, para que por efecto de gravedad el líquido saturado fluya a través del evaporador. Una vez realizado el cambio de fase, el fluido regresa al separador de partículas. El nivel de líquido saturado dentro de dicho recipiente deberá ser igual al nivel de la salida del evaporador. Para mantener tal nivel será necesario el uso de dispositivos de regulación de nivel.

El separador de partículas (SP) realizará una doble función; por una parte, facilitar la alimentación por gravedad, y por otro, el realizar, por diferencia de densidades, una separación del líquido saturado que se depositará en el fondo, y del vapor saturado que se alojara en la parte superior del tanque, proveniente tanto de la salida del evaporador, como de la fracción de vapor creada por la expansión misma. Por esta razón en la parte superior de este recipiente se colocará la tubería de succión del equipo de compresión.



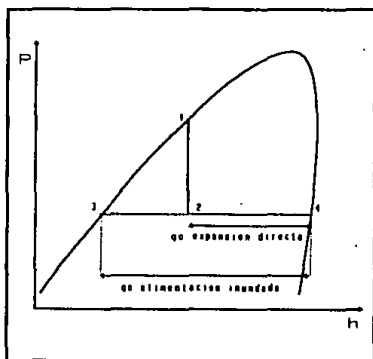
Ilustr. 15 Sistema de alimentación inundada.

Por las características antes mencionadas, se tienen modificaciones termodinámicas (representadas en la ilustración 16), ya que por la separación de fases que se lleva a cabo después de la expansión, se estará alimentando al evaporador únicamente líquido saturado (3), y por lo tanto la evaporación se realizará desde este punto, hasta vapor saturado (4), lo que contribuye a tener un aumento en la producción frigorífica específica (q_0).

En la ilustración 15 se presenta el juego de accesorios típico a la entrada de evaporadores el cual consta de: válvula de paso (A), filtro (B), válvula solenoide (C) y válvula de expansión (D) en ese orden; cada uno de ellos cumple una función operativa específica.

La válvula de paso (A) se coloca al principio del juego para poder cerrar el paso de fluido frigorígeno y realizar el mantenimiento de los accesorios posteriores que por su funcionamiento así lo requieren.

El filtro (B y F) se coloca siempre antes de una válvula solenoide (o válvulas reguladoras de presión en los juegos de accesorios que se colocan a la salida de los evaporadores), debido a que es necesario mantener libre de suciedad el interior de dicha(s) válvula(s), ya que si llegará a entrar un exceso de suciedad interferiría con su funcionamiento, y por lo tanto con la regulación de los flujos en la instalación.



Ilustr. 16 Diagrama P-h para instalación con alimentación inundada.

La válvula solenoide (D) se coloca en la línea de alimentación para controlar la alimentación a evaporadores, y normalmente se encuentra comandada por otro dispositivo, en este caso es el regulador de nivel, cuando el nivel del separador de partículas alcanza un mínimo debido a la evaporación por la absorción de potencia frigorífica, el regulador de nivel envía la señal de apertura a la válvula solenoide, lo que permite el paso de fluido frigorígeno al separador de partículas y posteriormente al evaporador, una vez que se recupera un nivel adecuado, el regulador de nivel envía la señal de cierre de la válvula solenoide. Existen otros casos en que el dispositivo que controla la ejecución de la válvula solenoide es un termostato colocado en el interior del espacio frío.

Cabe señalar que el juego de accesorios puede cambiar dependiendo del tipo del dispositivo de expansión empleado, aunque este es el arreglo más común. Para el caso de alimentación inundada también puede llegar a utilizarse una válvula de flotador de baja presión, en cuyo caso ya no sería necesario el empleo de la válvula solenoide ni el regulador de nivel, ya que debido al principio de funcionamiento de la válvula de flotador, esta es capaz tanto de regular el flujo y crear la caída de presión, como de controlar el nivel en un recipiente.

De igual forma en la ilustración 15 se representa el juego más común de accesorios a la salida del evaporador, que se instala con la finalidad de mantener constante la presión de succión del compresor cuando se tienen varios evaporadores que operan a diferentes presiones de evaporación.

Las válvulas de paso a los extremos (E y H), como ya se había mencionado, sirven para cerrar la línea y permitir el mantenimiento del resto de estos accesorios.

La válvula reguladora de presión (G) desempeña una doble función; en primer lugar evita que el fluido frigorígeno pase a través de ella si no alcanza una presión mínima calibrada, y en segundo lugar si la presión del fluido frigorígeno a la salida del evaporador es superior a la calibrada, el mecanismo de la válvula creará la caída de presión necesaria para obtener a la salida de la misma, fluido frigorígeno a presión constante.

2.4.3. Sistemas de Recirculación.

En las instalaciones frigoríficas resulta común emplear sistemas de recirculación de líquido en los cuales se alimenta un exceso de fluido frigorígeno a evaporadores (generalmente en relación de 3:1), y por esta razón, a la salida del evaporador se obtendrá una parte en vapor saturado como producto del cambio de fase, y dos partes de líquido que será necesario recircular para evitar una acumulación excesiva en el separador de partículas.

Si únicamente se considerara la producción frigorífica específica obtenida para determinar la eficiencia termodinámica de un método de alimentación a evaporadores, podría parecer que los sistemas de recirculación son de baja eficiencia, pero no es así, ya que lo que hace a estos sistemas posean altas eficiencias, es la parte de transferencia de calor ocurrida en los mismos.

La razón principal por la que logran desarrollar altas eficiencias, es por el aumento de la velocidad a la que fluye el fluido frigorígeno a través del evaporador. El aumento en la velocidad (v) es logrado mediante el incremento de la cantidad de fluido frigorígeno (G) que fluye a través de un evaporador con área transversal de flujo constante (A_{tf}). De acuerdo a lo anterior:

$$v = \frac{G}{A_{tf}}$$

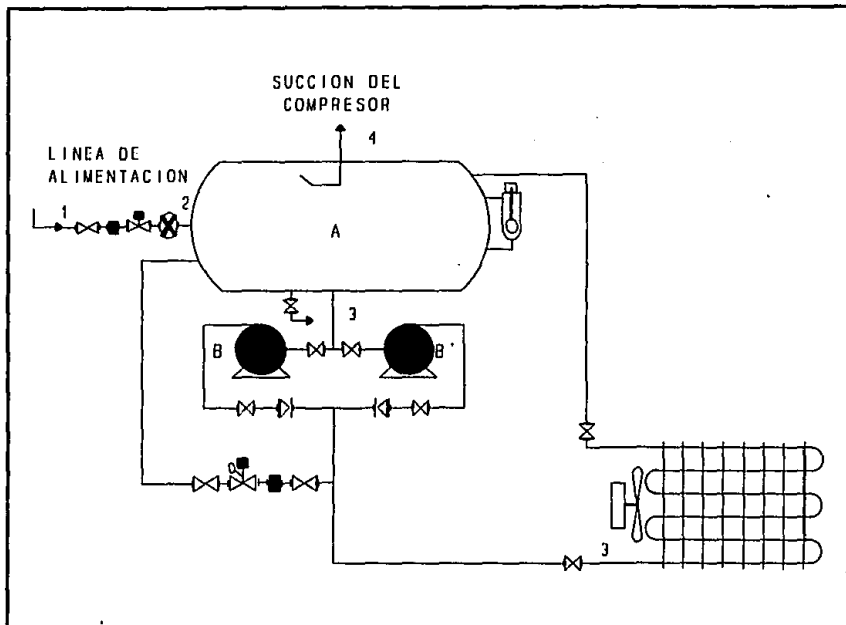
Esto provoca que aumente el coeficiente convectivo de transferencia de calor, por el hecho de que su valor sea proporcional a la velocidad. Ahora bien, al incrementar dicho coeficiente provoca el aumento en el coeficiente global de transferencia de calor (U), y como consecuencia final, se logrará retirar una cantidad de calor mayor (Q_0) a través de un área de transferencia de calor (A) constante, es decir:

$$Q_0 = UA\Delta T$$

Los sistemas de recirculación de líquido empleados en instalaciones frigoríficas son: Bombas, Phillips®, alimentación alterna y Phillips-Alterna, los cuales se revisarán a continuación.

2.4.3.1. Sistema de Recirculación por Bombas.

Llamado así por el mecanismo empleado para realizar la recirculación de líquido. Los componentes del sistema de recirculación por bombas están representados en la ilustración 17.



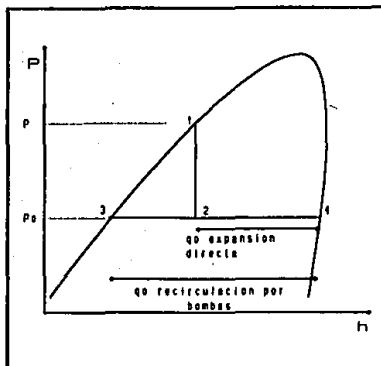
Ilustr. 17 Sistema de recirculación por bombas.

Para realizar la recirculación es necesario que el fluido frigorígeno, previamente expandido a la presión requerida, entre a un separador de partículas de gran capacidad (A), que realizará una doble función, la primera será la separación de fases por diferencia de densidades, y la segunda será el abastecer con líquido saturado (por la parte inferior) a las bombas de recirculación.

Las bombas (B, B') deben ser capaces de manejar la totalidad de líquido que se alimentará a los evaporadores de una instalación. Con este sistema de recirculación de líquido se tiene la capacidad de manejar relaciones de alimentación mucho más elevadas que con los otros métodos, llegando incluso a manejar relaciones de 16:1.

Una vez realizada la evaporación, la mezcla de vapor y el exceso de líquido retornan al separador de partículas, en donde, la parte de vapor es succionado por el compresor, y el exceso de líquido se deposita en el fondo donde, debido al dispositivo de regulación de nivel se completa la cantidad que integra la relación de recirculación y queda en disposición de alimentar a evaporadores nuevamente.

La línea de succión de la bomba debe ser lo más corto posible con tubería de suficiente diámetro para causar una mínima caída de presión debida a la fricción. Por esta razón nunca se debe usar un filtro o cedazo en esta línea y la válvula de cierre para aislar la bomba del acumulador debe ser de tipo ángulo en lugar de globo. Una caída de presión en esta línea causa una gasificación de parte del amoníaco que esta entrando a la succión de la bomba, y como consecuencia un alto desgaste y posible avería del equipo. Esta condición es llamada "cavitación". Para evitar la cavitación, la distancia vertical entre el nivel de líquido en el separador de partículas y el centro de la bomba nunca debe ser menor a 1 metro, esta elevación de líquido causa una presión estática sobre la entrada de la bomba para contrarrestar el efecto de caída de presión por fricción en la línea de succión de la bomba."



Ilustr. 18 Diagrama P-h para instalación con recirculación por bombas.

De acuerdo a las características del sistema de recirculación por bombas, y conforme al diagrama de Molliere de la ilustración 18, puede describirse el ciclo termodinámico correspondiente de la siguiente manera. Se realiza la expansión desde líquido saturado a presión de condensación(1), hasta obtener una mezcla líquido-vapor a presión de evaporación(2), que por efecto de la diferencia de densidades se separará de tal manera que el líquido (3) se acumulará en la parte inferior del separador de partículas quedando a disposición de ser alimentado. Las bombas succionan el líquido en exceso y elevan su presión por encima de la presión de evaporación, pero debido a la fricción con tuberías y accesorios, al llegar a la entrada del

evaporador se encontrará una vez más a dicha presión (P_0), al llegar a este equipo se realizará el cambio de fase teniendo como condición inicial prácticamente líquido saturado (3) y como condición final vapor saturado (4). Una vez realizado el cambio de fase la parte de vapor y la parte de líquido correspondiente a la sobrealimentación regresará al separador de partículas donde se separan, el vapor es succionado por los compresores y el líquido vuelve a quedar disponible para la alimentación. Por la manera en la que ocurre la evaporación (3-4) se tiene un aumento en la producción frigorífica específica (q_0) con respecto a la obtenida por expansión directa como puede apreciarse en la misma ilustración.

Una particularidad del sistema de recirculación por bombas es la manera de controlar la variación de capacidad de alimentación a evaporadores. El sistema cuenta con un juego de válvulas que incluye una válvula reguladora de presión, conectada entre la salida de la bomba de recirculación y el separador de partículas y cuyo objetivo es mantener la presión de descarga, y mantener una presión constante de líquido que será alimentado a los evaporadores .

Suponiendo una instalación con un sistema de recirculación por bombas en el que se suministra líquido a más de un evaporador, si uno de ellos queda fuera de funcionamiento, el sistema requerirá menos cantidad de líquido en recirculación para absorber la potencia frigorífica del resto de los evaporadores. Como las bombas más comúnmente utilizadas son de desplazamiento positivo, el cierre al flujo de un difusor causaría un incremento de presión en la salida de la bomba y aumentaría la caída de presión a través de las válvulas de expansión manual de los evaporadores

que continuaran en operación causando un exceso de circulación en ellos. Una forma de controlar la presión de descarga de la bomba es el uso de la válvula reguladora de presión ubicada en una línea de " by-pass " entre la descarga de la bomba y el separador de partículas. Todo el líquido correspondiente a los evaporadores que se encuentren fuera de operación, regresará al separador de partículas, evitando que ocurra lo anterior.

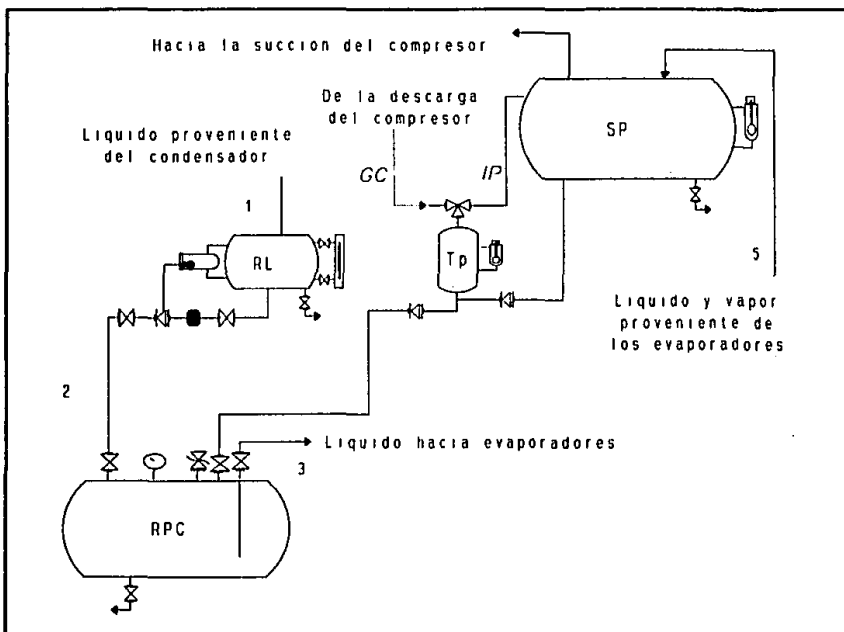
2.4.3.2. Sistema Phillips²⁰.

Con este sistema de recirculación de líquido se tienen modificaciones físicas en la instalación, tanto en la zona de baja presión, como en la zona de alta presión, con la incorporación de algunos recipientes y accesorios de regulación como puede apreciarse en la ilustración 19 que representa los componentes de este sistema de recirculación.

En el sistema Phillips[®], el fluido frigorífico en exceso se alimenta directamente del recipiente a presión constante (RPC) hacia evaporadores después de realizar el proceso de expansión, por lo que a estos entra una mezcla líquido-vapor, que obviamente será muy rica en el primer componente y pobre en el segundo. Una vez realizado el cambio de fase, la mezcla entra a un separador de partículas (SP) donde se separan las dos fases (vapor y líquido); el vapor es succionado por el compresor, y el líquido saturado se acumulará en la parte inferior. Al llegar el líquido a un nivel máximo (registrado por un regulador de nivel), por efecto de la gravedad, comenzará a vaciarse hacia la trampa Phillips[®] (Tp), que al igual que el separador de partículas se

²⁰: Marca registrada.

encontrará a presión de evaporación. Cuando se tenga un nivel máximo de líquido en la trampa Phillips®, el regulador de nivel de dicho recipiente, enviará una señal eléctrica a la válvula de tres vías para que permita el ingreso de gas caliente a alta presión (proveniente de la línea de descarga del compresor línea GC) a la trampa Phillips®, y lograr con ello un aumento en la presión del líquido para poder

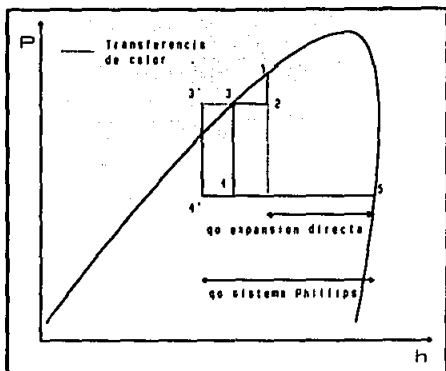


Ilustr. 19 Sistema Phillips de recirculación.

transvasarlo hacia el recipiente a presión constante. Al retornar el líquido al recipiente a presión constante queda a disposición de volver a recircularse hacia los evaporadores.

Al terminar el transvase, dentro de la trampa Phillips® existirá una presión alta (aproximadamente igual a la presión de condensación), por lo que antes de que este lista para volver a recibir fluido frigorígeno proveniente del separador de partículas, debe realizarse la igualación de presiones entre estos por medio de la válvula de tres vías. Para llevar a cabo dicha igualación de presiones la válvula de tres vías abrirá hacia la línea IP para que el fluido frigorígeno a alta presión atrapado en la trampa Phillips fluya, por efecto de la diferencia de presiones, hacia el separador de partículas para ser succionado por el equipo de compresión, hasta que la presión de la trampa llegue a ser igual a la del separador de partículas. Cuando esto suceda, quedará listo para volver a aliviar el separador de partículas.

El recipiente a presión constante es el componente central del sistema de recirculación de líquido, ya que todos los evaporadores se alimentan con el líquido acumulado en éste, y es hacia donde todas las trampas Phillips transvasan. Como puede apreciarse en la ilustración 20 la incorporación del recipiente a presión constante proporciona beneficios en cuanto al aumento de la producción frigorífica específica en el proceso de evaporación.



Ilustr. 20 Diagrama P-h para instalación con recirculación Phillips.

En primer lugar por el hecho de emplear un recipiente de líquido y un recipiente a presión constante. El primero únicamente recibe fluido frigorígeno recién condensado (1) y asegurar el flujo a través de la válvula check pilotada por la válvula de flotador. Con estos tres elementos se obtiene un descenso en la presión y al recipiente a presión constante llegará mezcla líquido-vapor (2), pero por diferencia de densidades se realiza una separación de fases y el vapor puede liberarse a otro recipiente de menor presión, y la parte líquida que se acumula en la parte inferior (3) queda a disposición para alimentar evaporadores. Todos los procesos ocurrido entre estos dos recipientes traen como consecuencia un descenso de la entalpía a la que se alimentará el fluido frigorígeno al evaporador, y por lo tanto, un aumento de la producción frigorífica específica.

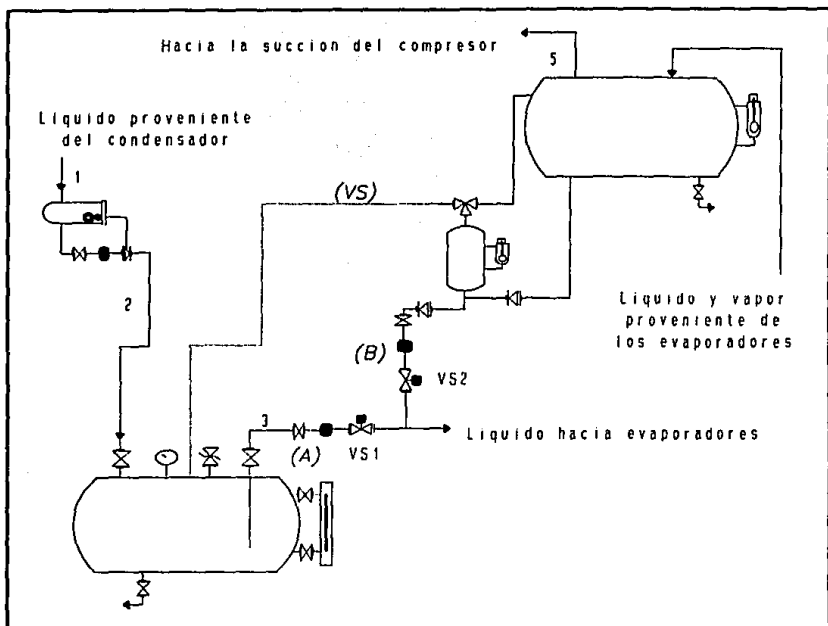
En segundo lugar, el hecho de que las trampas Phillips® descarguen hacia el recipiente a presión constante representa otra ventaja termodinámica del sistema Phillips®, ya que al realizarse el transvase, el fluido frigorígeno aumentará su presión hasta alcanzar la presión a la que se encuentra el recipiente a presión constante, sin embargo, la temperatura del líquido no aumenta considerablemente, y por lo tanto, el fluido que llega al recipiente a presión constante proveniente de la trampa Phillips tendrá una temperatura aproximadamente igual a la temperatura de evaporación, y al entrar en contacto con el resto del líquido (que se encontrará en condición 3 según la ilustración 20) se llevará a cabo la transferencia de calor, y como resultado de esta, se obtendrá siempre una temperatura de equilibrio (3') inferior a la temperatura del líquido saturado en la condición 3, es decir se manifiesta un subenfriamiento del líquido que alimentará a evaporadores, lo que trae como consecuencia un aumento en la producción frigorífica específica debido a la caída de entalpía sufrida. Resulta una labor específica el cuantificar dicha temperatura de equilibrio, ya que el cálculo de dicha temperatura de equilibrio es resultado de un balance de materia y energía que involucra los flujos y las temperaturas del líquido que proviene tanto del recipiente de líquido, como de la trampa Phillips.

Cabe señalar que al arranque de la instalación se alimentará a evaporadores fluido frigorígeno en condición 3, pero después de cierto tiempo, una vez que se ha realizado un buen número de transvases, el líquido contenido en el recipiente a presión constante adquirirá la temperatura de equilibrio (3') que será, a partir de ese momento, la condición de trabajo normal de la instalación.

2.4.3.3. Sistema de alimentación alterna.

En este sistema de recirculación (Ilustración 21), las principales variantes con respecto al sistema Phillips® son :

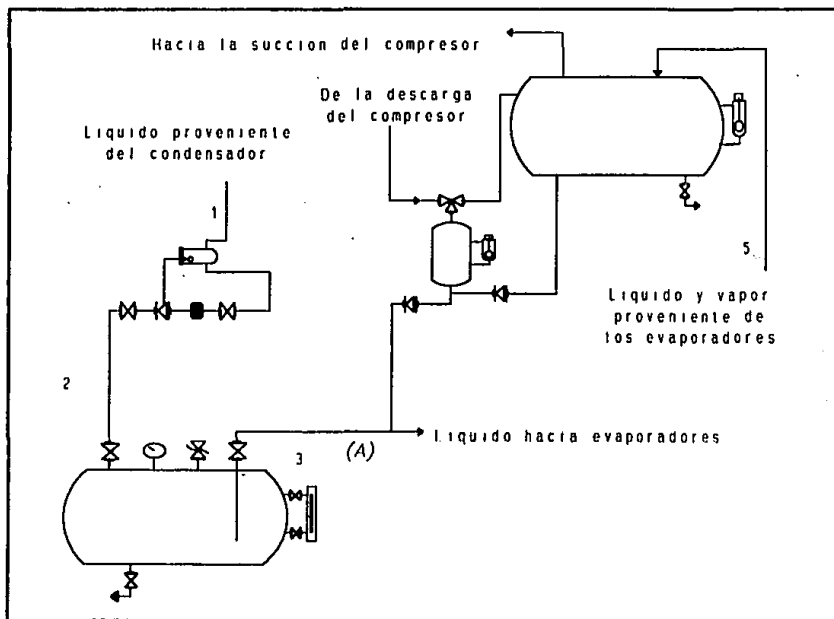
- No se cuenta con recipiente a presión constante.
- Se cuenta con el juego de válvulas que causan la caída de presión (válvula Check pilotada por la válvula de flotador), solo que se encuentra directamente conectado entre el condensador y el recipiente de líquido, por lo tanto la válvula de flotador de alta presión responde a aumento de nivel de líquido en el equipo de condensación.
- Las trampas Phillips® únicamente cambian su nombre por tanques de transvase o de líquido.
- No se utiliza vapor recalentado para efectuar el transvase del fluido frigorígeno, sino vapor saturado proveniente del recipiente de líquido de la instalación (A través de la línea VS).
- Es necesario el empleo de válvulas solenoides que operarán de la siguiente manera; en flujo normal la válvula solenoide VS1 se encontrará abierta, y la VS2 se encontrará cerrada, de tal forma que solo se permitirá la alimentación a evaporadores con líquido proveniente del recipiente de líquido; cuando este ocurriendo el transvasado, y debido a la señal enviada por el regulador de nivel del tanque de transvase hacia ambas válvulas, se permitirá la alimentación a evaporadores únicamente con el líquido transvasado mediante la apertura de la solenoide VS2 y el cierre de la solenoide VS1.
- El líquido transvasado no retorna a ningún otro recipiente, sino que pasa directamente a alimentar evaporadores. Durante el transvasado el fluido aumenta su presión, pero no aumenta



Ilustr. 21 Sistema de alimentación alterna.

considerablemente su temperatura, y por lo tanto, cuando esta ocurriendo el transvasado, el fluido frigorígeno se expandirá hasta alcanzar nuevamente la condición de líquido saturado (4'), y a partir de ese punto comenzar la evaporación. Es necesario decir que la evaporación a partir de líquido saturado únicamente se llevará a cabo cuando el evaporador esta siendo alimentado con líquido

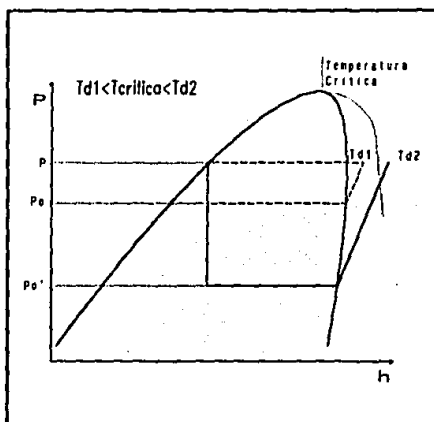
- Posee generalmente un juego de válvula de flotador piloteando a una válvula check inmediatamente después de la salida del condensador y antes del recipiente de líquido.
- La alta presión para lograr el transvase lo proporciona el gas caliente proveniente de la descarga del compresor.



Ilustr. 23 Sistema de recirculación Phillips Alterna.

2.5. INSTALACIONES CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.

Para una mejor comprensión de las condiciones de operación en este capítulo se han presentado únicamente instalaciones de una etapa de compresión, sin embargo, las instalaciones con dos o más etapas de compresión pueden aceptar cualquier régimen de operación y cualquier método de alimentación de los descritos anteriormente.

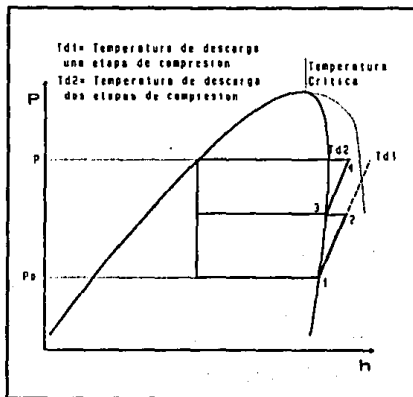


Ilustr. 25

La razón termodinámica para pasar de una instalación de compresión simple a una instalación con compresión múltiple, es que cuando se requiere alcanzar temperaturas de evaporación muy bajas, la relación de compresión toma valores muy grandes, y como consecuencia el valor de la

temperatura de descarga del compresor (Td_2) puede alcanzar, o sobrepasar el valor de la temperatura crítica del fluido frigorígeno ($T_{crítica}$), y si esto sucediera se perdería el control sobre la condensación. Lo anterior puede apreciarse en el diagrama de la ilustración 25.

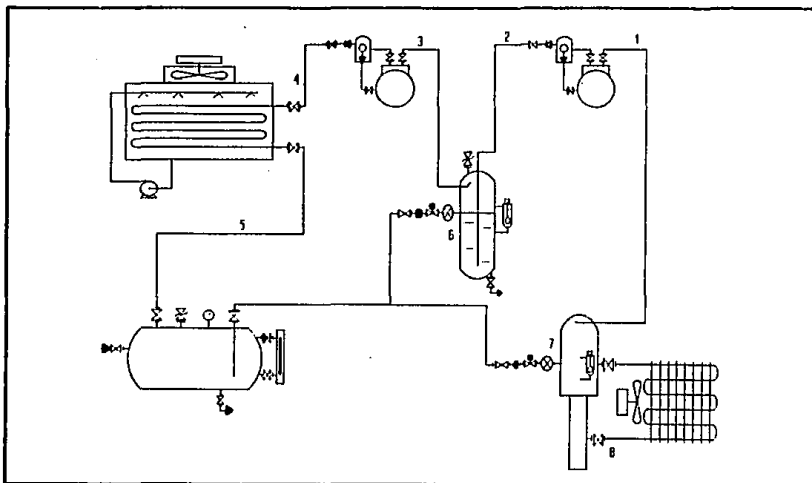
A fin de evitar tener valores excesivos de temperatura de descarga, al manejar presiones de evaporación muy bajas se emplean, las instalaciones con compresión múltiple (generalmente con dos etapas de compresión), en las que se lleva a cabo el enfriamiento a presión



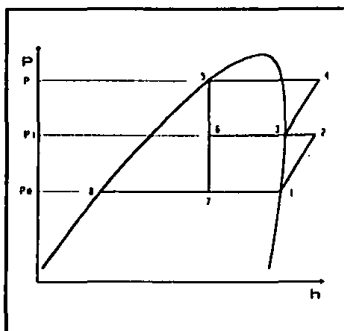
Ilustr. 26

constante de los vapores provenientes de la descarga del compresor de baja presión que se encuentran en condición de vapor recalentado (2), de tal manera que a la succión del compresor de alta presión únicamente ingresará vapor saturado (3). Con este enfriamiento realizado entre las etapas de compresión se provoca que el segundo proceso de compresión se realice más cerca de la campana de saturación, y con esto logra alejarse de la temperatura crítica, tal efecto puede apreciarse en el diagrama de la ilustración 26.

A continuación se presenta un ejemplo de instalación frigorífica con dos etapas de compresión con su respectivo diagrama de Molliere.



Ilustr. 27 Instalación con dos etapas de compresión



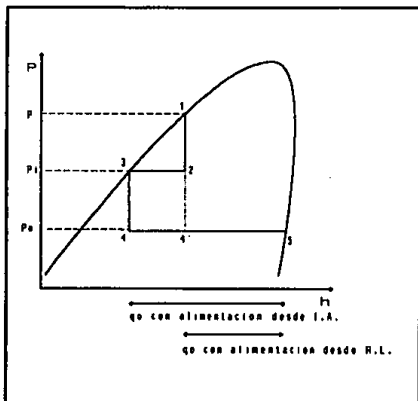
Ilustr. 28 Diagrama P-h para instalación en dos etapas de compresión y alimentación inundada

De acuerdo a las anteriores ilustraciones, al término de la primera etapa de compresión que va desde la presión de evaporación, hasta la presión intermedia (1-2), se lleva a cabo el enfriamiento del vapor recalentado hasta alcanzar la condición de vapor saturado (2-3), condición a la cual es aspirado en la segunda etapa de compresión, desde una presión intermedia, hasta la presión de condensación (3-4)

El enfriamiento del vapor recalentado se logra mediante la evaporación del mismo fluido frigorígeno a presión y temperatura intermedias. Dicho enfriamiento se lleva a cabo a presión intermedia en un recipiente a presión denominado Interenfriador (6).

Físicamente, el interenfriador abierto (ilustración 29) no difiere en mucho del interenfriador con función básica ya descrito, la única diferencia consiste en una tubería de salida en la parte inferior del casco, a partir de donde el líquido saturado a presión intermedia y temperatura intermedia sale para quedar en disposición de alimentar a las aplicaciones que operan a P_o .

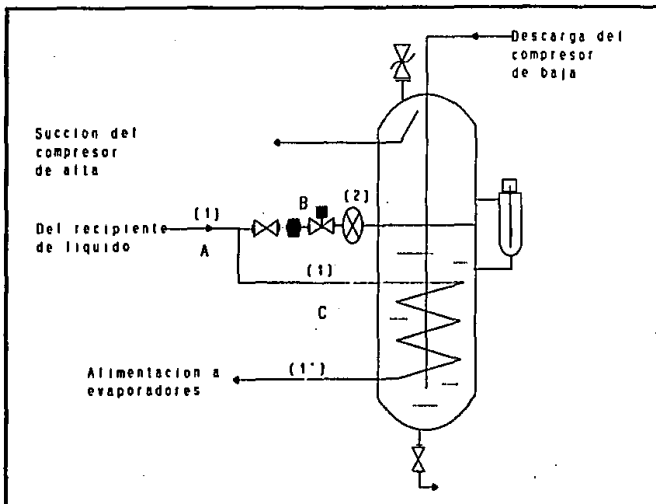
El realizar la alimentación a evaporadores a partir de este recipiente, ocasiona un beneficio termodinámico al proporcionar líquido saturado a presión intermedia, y con ello lograr una disminución en la entalpía inicial de la evaporación, y por lo tanto un aumento en la producción frigorífica específica (q_o), lo cual puede apreciarse en el digrama de la ilustración 30.



Ilustr. 30 Diagrama de P-h para instalación con interenfriador abierto.

A partir de que se obtiene líquido saturado a alta presión, se toma y se hace expandir hasta la presión intermedia (1-2), que será la presión reinante en el interenfriador. Al finalizar la expansión se tendrá una mezcla líquido-vapor, que por efecto de la diferencia de densidades y gravedad se separará, la parte de vapor subirá a la parte superior del recipiente y será succionada por el compresor de alta, mientras que la parte de líquido (3) se acumulará en la parte baja del interenfriador, a partir de donde podrá mandarse a los evaporadores que operen a P_o , previo proceso de expansión (3-4). Si se observa en el diagrama termodinámico puede notarse que la producción frigorífica específica obtenida de esta forma (4-5) , es mayor que la obtenida si la alimentación a evaporadores se realizara a partir de líquido saturado a presión de condensación.(4'-5). Esto se debe a que el punto inicial de la evaporación (4), se encuentra más cerca de la línea de líquido saturado, y por lo tanto poseerá una menor entalpía, lo que permitirá retirar mayor cantidad de calor por unidad de masa de fluido frigorígeno durante la evaporación.

En el caso del interenfriador cerrado es necesario utilizar un elemento más, un serpentín, tal y como se aprecia en la ilustración 31.



Ilustr. 31 Interenfriador de tipo cerrado.

Dicho serpentín sirve para realizar un subenfriamiento del líquido que se alimentará a los evaporadores, ya que antes de entrar al interenfriador se lleva a cabo una separación de flujos, en donde la parte destinada a alimentar evaporadores (C) seguirá la ruta del serpentín, y por la línea de expansión (B) fluirá el fluido frigorígeno necesario tanto para eliminar el calor de recalentamiento de los vapores provenientes de la descarga de los compresores de baja presión, como para realizar el subenfriamiento del primer flujo mencionado.

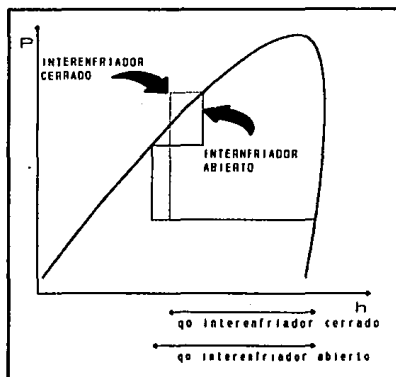
viaja por el serpentín , a costa de la evaporación (2-6) de fluido frigorígeno a presión intermedia contenido en el casco del interenfriador. El resultado de dicho subenfriamiento es el obtener una producción frigorífica específica (q₀) mayor, comparada con la que se obtendría si el fluido no realizara dicho contacto térmico.

De acuerdo a la operación termodinámica del interenfriador abierto y del interenfriador cerrado, resulta que el primero es el más eficiente, ya que la disminución de entalpía que el fluido frigorígeno puede lograr mediante el contacto térmico en el interenfriador cerrado, es menor que la que se logra por el acercamiento a la línea de líquido saturado por la separación de fases en el interenfriador abierto, lo cual puede apreciarse en la ilustración 33.

La razón principal para que con el interenfriador cerrado no pueda alcanzarse una entalpía menor, es que siempre se tendrá limitada la temperatura de salida del serpentín, por la temperatura intermedia, ya que para que se verifique el fenómeno de la transferencia de calor, siempre es necesario que exista un gradiente de temperaturas entre el medio que cede el calor, y el medio que absorbe el calor.

Esto quiere decir que la temperatura de salida del serpentín siempre debe ser superior a la temperatura intermedia. El tener un gradiente de temperaturas demasiado pequeño entre ambos medios , con el fin de alcanzar una entalpía menor a la salida del serpentín, implicaría que la cantidad de calor que debe intercambiarse fuera mayor, y como consecuencia de ambos, el área de transferencia de calor aumentaría,

pudiendo llegar a tomar valores demasiado elevados lo que provocaría un aumento excesivo en los costos de adquisición de dicho equipo.



Ilustr. 33 Comparación de la producción frigorífica específica obtenida con interenfriador abierto e interenfriador cerrado.

2.6. DEFINICIÓN DE CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

Una vez revisadas las bases técnicas y termodinámicas involucradas en el diseño de instalaciones frigoríficas por compresión mecánica a través del presente capítulo resulta conveniente resaltar los parámetros entorno a los cuales puedan señalarse los criterios que permitan realizar el adecuado diseño de instalaciones frigoríficas.

Es obvio decir pues, que el diseño de instalaciones frigoríficas resultará no de un sólo criterio, sino de un conjunto de estos que serán el reflejo de las particularidades con las que cuenta el caso. Además es posible que la interacción de los conjuntos de criterios y el uso de los mismos generen una variedad de diseño alternativos.

Dentro del conjunto de criterios se distinguen tres grandes grupos que serán estudiados separadamente en cada uno de los capítulos siguientes.

Es importante mencionar que un mismo parámetro puede participar en más de un grupo de criterios, ya que por la naturaleza de los mismos tienen inferencia en distintos aspectos de la instalación frigorífica.

2.6.1. Criterios termodinámicos.

De la forma en la que opera la instalación frigorífica, es decir, el modo en que se lleva a cabo el ciclo frigorífico, surge el primer grupo de criterios que de acuerdo a su índole son llamados termodinámicos. Los parámetros involucrados dentro de este grupo son aquellos que de alguna forma influyen directamente en la determinación de la forma en la que se llevará a cabo algún proceso termodinámico, y por lo tanto en las modificaciones del ciclo frigorífico.

Principalmente a raíz de estos, puede definirse el número de etapas de compresión que se llevarán a cabo en el ciclo, así como la determinación de los límites de cada etapa, los regímenes de operación

los métodos de alimentación a evaporadores que se emplearán en la instalación.

2.6.2. Criterios técnicos.

El segundo grupo de criterios surge de la diversidad de equipos necesarios para llevar a cabo cada uno de los procesos termodinámicos que conforman el ciclo frigorífico. Los parámetros, básicamente, giran en torno a las condiciones bajo las cuales se realizarán dichos procesos.

Cada uno de los parámetros ayudan a llegar a la elección y/o diseño del equipo más adecuado para realizar y regular los procesos termodinámicos del ciclo frigorífico. Dichos parámetros tendrán consecuencia directa en varios aspectos operativos del equipo. Permitirán determinar desde el tipo de equipo a utilizar, inferir el número de equipos a utilizar e incluso, de acuerdo a la disponibilidad y calidad de algunos insumos, se podrá descartar y/o modificar el uso de algunos equipos propuestos por el grupo de criterios termodinámicos para la realización de cierto proceso.

2.6.3. Criterios económicos.

La razón de incluir este tercer grupo de criterios, es que como cualquier trabajo ingenieril, deben tomarse en cuenta las implicaciones económicas del mismo.

El objetivo del presente trabajo no va encaminado a formular evaluaciones económicas de las instalaciones alternativas generadas por los anteriores grupos de criterios, únicamente se señalarán los parámetros de importancia económica que tendrían que ser tomados en cuenta para el diseño de instalaciones frigoríficas.

La última consecuencia de cada uno de los siguientes criterios, serán los costos que se derivarán a partir de las instalaciones tentativas formuladas por los demás criterios.

Los parámetros principalmente giran entorno a: costos de adquisición a raíz de la oferta y la demanda de los equipos propuestos en la instalación, ya que resultaría inútil diseñar una instalación con componentes que quedan fuera de nuestro alcance o que eleven demasiado los costos de adquisición e instalación; y costos de operación como consecuencia de las condiciones de operación y utilización de los equipos que componen la instalación.

CAPITULO III

CRITERIOS TERMODINÁMICOS.

3.1 DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE ETAPAS DE COMPRESIÓN.

La relación de compresión es un parámetro de gran importancia en el diseño de instalaciones frigoríficas, ya que ayuda a definir el número de etapas de compresión bajo las que operará la misma. Se comenzará pues, por definirla como la relación entre la presión absoluta de succión del equipo de compresión, y la presión absoluta de descarga del mismo⁹. La presión de succión del compresor, será la correspondiente a la existente en el evaporador en donde el fluido frigorígeno realizará el cambio de fase a la menor temperatura. La presión de descarga será la presión que debe existir en el equipo de condensación, de manera que bajo dicha presión se logre tener una temperatura mayor a la del medio de enfriamiento (agua, aire, agua-aire) y lograr la transferencia de calor que dará como resultado el cambio de estado del fluido frigorígeno, por lo tanto, la presión de descarga es igual a la presión de condensación. De acuerdo a lo anterior:

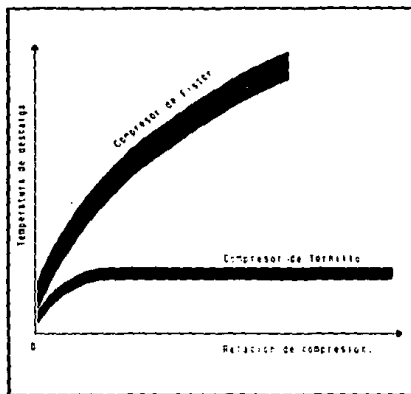
$$RC = \frac{P}{P_0} = \frac{P_{\text{condensación}}}{P_{\text{evaporación}}} \dots \dots \dots^9$$

Para ilustrar la influencia de la relación de compresión en algunos aspectos de trascendencia tanto en el diseño de la instalación, como en el tamaño de los equipos, se analizará termodinámicamente lo que ocurre al variar la relación de compresión.

La primera implicación, como ya se mencionó en el capítulo anterior, es que al trabajar con relaciones de compresión elevadas se tiene el riesgo de que la temperatura a la descarga de la compresión iguale o exceda la temperatura crítica.

Es necesario resaltar el hecho de que el compresor de tornillo cuenta con un muy eficiente sistema de enfriamiento de aceite con lo que puede controlarse perfectamente la temperatura de descarga del fluido frigorígeno para evitar sobrepasar la temperatura crítica, ya que durante la compresión existe un contacto íntimo entre el fluido, una gran cantidad de aceite y las partes en movimiento que este lubrica, de tal manera que al asegurar una baja temperatura en el lubricante, se controla la temperatura de descarga y se salva este problema en compresores de este tipo.⁹

A continuación se presenta un gráfico con las curvas de comportamiento de la temperatura de descarga con respecto a la relación de compresión para ambos tipos de compresores.⁹



Ilustr. 34 Variación de la temperatura de descarga con respecto a la relación de compresión para compresores de pistón y de tornillo.

En la ilustración 34 puede verse claramente como el valor de la temperatura de descarga es independiente de la relación de compresión en el caso del compresor de tornillo por la razón antes mencionada.

Para el compresor de pistón la temperatura de descarga (T_d) depende de la relación de compresión, y su comportamiento queda definido de la siguiente manera:

$$T_d = T_o K (RC)^{\frac{n-1}{n}} \dots 5.3$$

donde,

T_{0r} = Temperatura de evaporación más baja [=] K.

RC = Relación de compresión.

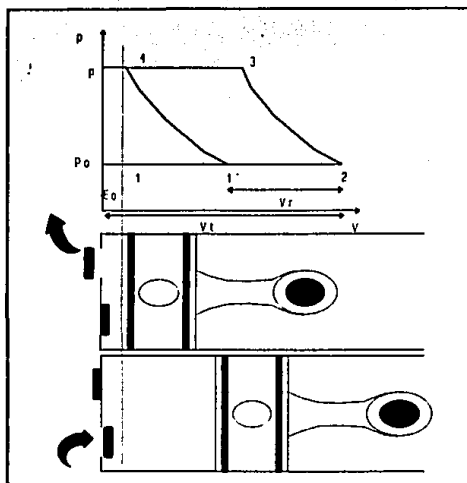
n = coeficiente exponencial polientrónico (n = 1.312 para el amoníaco).

Otra implicación de manejar relaciones de compresión demasiado elevadas es el hecho de que a medida que aumenta dicha relación, ya sea aumentando la presión de condensación, o disminuyendo la presión de evaporación, se tendrá una reducción del volumen real desplazado, y por lo tanto, disminuirá el rendimiento volumétrico ya que este se define como la relación entre el volumen real desplazado por el compresor, y el volumen teórico posible.

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_t} \dots \dots \dots 5$$

La principal razón de la reducción del volumen real desplazado es el espacio muerto, o también conocido como espacio perjudicial del compresor.

En el compresor de pistón el espacio muerto es el espacio libre que se deja entre el plato de válvulas y la parte superior del pistón cuando este se encuentra en la parte superior de la carrera, para evitar el contacto entre ambos. Tal y como se aprecia en la ilustración 35, en el espacio muerto se alojará una pequeña parte del vapor comprimido por el compresor en el ciclo anterior, y al comenzar el nuevo ciclo, el pistón se moverá en dirección contraria al punto superior de la carrera, y antes



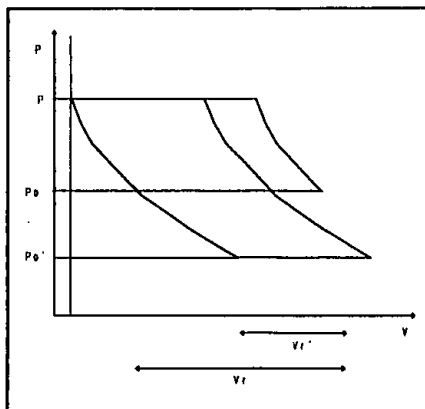
Ilustr. 35 Diagrama P-V para el proceso de compresión en compresor de pistón.

que succione vapor a baja presión, el vapor que se encontraba a alta presión alojado en el espacio muerto, se reexpandirá hasta alcanzar la presión de evaporación (1'), y a partir de dicho punto iniciará la succión. El volumen de vapor que se tenga a partir de que comience la succión representará la diferencia entre el volumen teórico y el volumen real a desplazar, por lo tanto,

$$V_r = V_2 - V_1'$$

Una vez alcanzado el punto donde finaliza la succión, se realiza la compresión desde la presión de evaporación, hasta la presión a la que se lleva a cabo la condensación (2-3) a partir de donde se realiza la descarga incompleta de vapor a alta presión (3-4).

El aumento de la relación de compresión tiene influencia negativa en el rendimiento volumétrico ya que al aumentar la presión de condensación, o disminuir la presión de evaporación, disminuirá el rendimiento volumétrico. Dicho efecto se percibe fácilmente a través de las siguientes ilustraciones* (36 y 37).

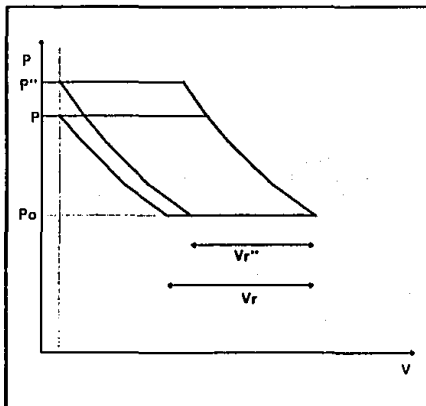


Ilustr. 36 Diagrama P-V para el proceso de compresión con compresor de pistón al disminuir la presión de evaporación.

Si se pretendiera disminuir la presión de evaporación manteniendo la presión de condensación constante, dentro del compresor se llevaría

a cabo la reexpansión de vapor saturado desde P hasta P_0' , y debido a que se encontrará a una presión más baja, el vapor tiende a ocupar un volumen mayor dentro del cilindro, disminuyendo la cantidad succionada, y por lo tanto, se reduce el volumen a desplazar y con ello el rendimiento volumétrico.

De igual forma si se conserva la presión de evaporación y se eleva la presión de condensación hasta P'' se tiene el mismo efecto (indicado en la ilustración 37).



Ilustr. 37 Diagrama P-V para el proceso de compresión con compresor de pistón al aumentar la presión de condensación.

Siendo función de la relación de compresión y de el espacio muerto, el rendimiento volumétrico teórico del compresor de pistón puede calcularse como:

$$\eta_v = 1 - \xi_o [RC^{1/n}] \dots \dots \dots 5$$

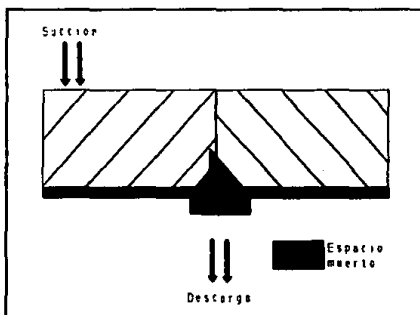
donde,

ξ_o = Espacio muerto.

RC = Relación de compresión.

n = Coeficiente exponencial polientrópico.

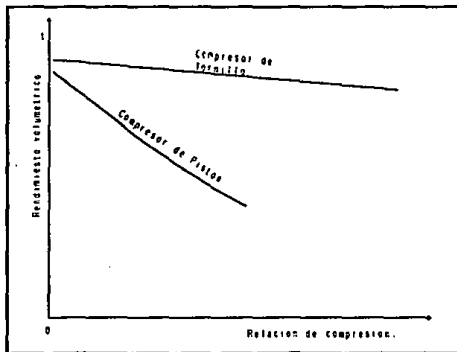
Para el compresor de tornillo aunque no posee válvulas de aspiración y descarga existe también un espacio muerto, debido a que al final de la descarga existe un cierto volumen de vapor comprimido no evacuado que presenta la forma de un tetraedro curvilíneo. Este vapor no descargado se expande nuevamente como ocurre con los gases contenidos en el espacio nocivo de los compresores de pistón^a. Lo anterior puede apreciarse en la ilustración 38^a que representa la fase de descarga en el compresor de tornillo con un desarrollo en planta de dos dientes en los rotores, hembra a la izquierda, y macho a la derecha.



Ilustr. 38 Desarrollo en planta del compresor de tornillo en la fase de descarga.

La magnitud del espacio muerto depende principalmente de la forma de los lóbulos de los rotores y de la lumbrera de descarga. La aparición en el mercado de máquinas fresadoras con control numérico ha permitido proyectar rotores con lóbulos asimétricos que reducen el espacio muerto y llevan a una sensible mejora en el rendimiento volumétrico⁵. Lo anterior es muy importante pues permite al compresor de tornillo obtener buenos rendimientos aún al operar a altas relaciones de compresión .

La ilustración 39, representa la variación del rendimiento volumétrico con respecto a la relación de compresión en el compresor de pistón y el compresor de tornillo. Como puede apreciarse el rendimiento volumétrico del compresor de tornillo es siempre superior al del compresor de pistón, y la superioridad aumenta al aumentar la relación de compresión.⁵



Ilustr. 39 Variación del rendimiento volumétrico con respecto a la relación de compresión para compresores de pistón y de tornillo.

Esto se debe a la influencia negativa que ejerce la magnitud del espacio muerto en el rendimiento volumétrico. A valores menores de espacio muerto (como es el caso del compresor de tornillo) la pendiente de la curva de comportamiento es menos negativa y por lo tanto el rendimiento volumétrico decrece más lentamente al aumentar la relación de compresión.

La principal consecuencia de tener un rendimiento volumétrico bajo es que se requerirán un gran número de equipos, o equipos demasiado voluminosos, para desplazar el volumen de vapor generado en el evaporador.

Debido a las anteriores implicaciones (Temperatura de descarga y rendimiento volumétrico) no resulta conveniente el manejar relaciones de compresión demasiado elevadas, siendo limitado su valor de acuerdo al tipo de equipo de compresión que se pretenda utilizar en la instalación frigorífica (dichos valores limitantes serán revisados en el siguiente capítulo), lo que lleva a la utilización de instalaciones con compresión múltiple. Lo que quiere decir que, en cuanto al proceso de compresión, los criterios termodinámicos dan la opción de pasar de compresión simple, a compresión múltiple, pero los criterios técnicos definirán cual de estas puede realizarse de acuerdo al intervalo de operación de los equipos.

Para poder realizar el cálculo de condiciones de trabajo en instalaciones con múltiple etapa de compresión, es necesario obtener las presiones intermedias. Debido a que las de dos etapas de compresión son las más comunes, se revisará la forma de obtenerla para estas.

Para obtener la presión intermedia de una instalación monovalente, se tendrá que hacer la consideración de que ambas etapas parciales de compresión, manejarán iguales relaciones de compresión, ya que esta es la única forma de manejar la relación mínima en ambas. De tal forma que,

$$RC_1 = RC_2 \dots\dots\dots^3$$

por lo tanto,

$$\frac{P}{P_1} = \frac{P_1}{P_0}$$

$$P_1 = \sqrt{P \times P_0}$$

Cabe señalar que para una instalación polivalente no se puede hacer esto, por el hecho de que se tiene que asegurar el flujo del fluido frigorígeno a través de la tubería por diferencia de presiones, desde la salida del evaporador de la zona de alta que se encuentre a menor presión, hasta el interenfriador, o la succión del compresor de alta, por lo cual únicamente se calculará la presión intermedia en base a la presión de evaporación más baja existente en la zona de alta.

$$P_i = P_{o.bap} - 0.5 \text{ kg/cm}^2$$

donde,

$P_{o.bap}$ = Presión de evaporación más baja de las aplicaciones de la zona de alta presión.

En la que la presión de evaporación más baja de las aplicaciones de la zona de alta presión será la correspondiente a la temperatura de evaporación más baja de esta etapa de compresión.

Cabe señalar que, de acuerdo a la anterior ecuación se da una caída de presión máxima de 0.5 kg/cm^2 , pero en instalaciones de grandes dimensiones, las longitudes de los tramos de tubería y el número de accesorios aumentan, y por esto la caída de presión será mayor, por lo que podría existir el riesgo de que se detenga el flujo del fluido frigorígeno en las tuberías, por lo tanto, para evitar tal problema será necesario dar un margen mayor de caída de presión al momento de calcular la presión intermedia.

3.2. DETERMINACIÓN DEL MÉTODO DE ALIMENTACIÓN A EVAPORADORES.

Una de las partes fundamentales que se involucran en el diseño de las instalaciones frigoríficas, es la determinación de los métodos de alimentación a evaporadores. Para la elección del método de alimentación se toman en cuenta no solo las características termodinámicas, sino también sus implicaciones económicas. Ya que si se pretendiera realizar la elección únicamente por la eficiencia termodinámica de estos, todas las instalaciones se diseñarían con el de mayor eficiencia, sin embargo tanto más eficientes son los métodos de alimentación a evaporadores, se requieren equipos de mayor complejidad para su operación y los costos de adquisición, y los costos de operación aumentan, de tal forma que no resulta justificable su uso en todos los casos, sino únicamente en aquellos de capacidad superior. El parámetro termodinámico que

directamente indicará la capacidad, y por lo tanto el método de alimentación a evaporadores, es la potencia frigorífica.

La potencia frigorífica es la cantidad total de calor por unidad de tiempo que debe retirarse frío de una aplicación, y rara vez es resultado de una sola fuente de calor, más bien, es la suma de los aportes de calor en la que están involucradas diferentes fuentes. Algunas de las fuentes más comunes que proporcionan la potencia frigorífica del equipo son:

- Entradas de calor por paredes, piso y techo.
- Calor cedido por el producto.
- Calor cedido por embalajes y tarimas.
- Calor de respiración y/o reacción.
- Calor por entradas de aire.
- Calor por entrada de personal.
- Calor por iluminación.
- Calor por motores.

Cabe mencionar que no todas las fuentes de calor participan en todos los casos, por lo que es necesario analizar el tipo de aplicación de que se trate para discriminar cuales se tomarán en cuenta para determinar la potencia frigorífica de dicho equipo.

Aunque el objetivo del presente trabajo no involucra las metodología de cálculo para obtener la potencia frigorífica, es necesario resaltar la importancia de este parámetro por las posibles implicaciones de diseño y económicas que se desprenden de ella.

Con la potencia frigorífica se determina el método de alimentación a evaporadores, pero además, este parámetro tiene influencia en la selección de todos los equipos frigoríficos que conformarán el circuito, por lo tanto debe ponerse especial atención al calcularla, ya que una incorrecta evaluación de alguna de las fuentes traerá consecuencias económicas desfavorables, ya sea por contar con una instalación sobrediseñada (en el caso de que la potencia frigorífica calculada sea superior a la real), o por disponer de una instalación incapaz de cubrir las necesidades de frío de la aplicación (en el caso de que potencia frigorífica calculada sea inferior a la real).

Existen algunas aplicaciones que por diseño del fabricante cuentan con un método de alimentación de líquido ya definido, y lo más conveniente es respetarlo. Algunos de esas aplicaciones son las siguientes:

Tabla I

| EQUIPO | MÉTODO DE ALIMENTACIÓN |
|-----------------------------|---------------------------------|
| <i>Banco de Hielo</i> | <i>Inundado</i> |
| <i>Congelador de Placas</i> | <i>Inundado</i> |
| <i>Fabrica de Hielo</i> | <i>Inundado</i> |
| <i>Gyro-Freezer</i> | <i>Recirculación por Bombas</i> |

Para el resto de aplicaciones la elección del método alimentación queda definido por la potencia frigorífica según se muestra en la tabla II^a presentada a continuación.

Tabla II

| POTENCIA FRIGORÍFICA (Kcal/h) | MÉTODO DE ALIMENTACIÓN |
|----------------------------------|---------------------------|
| $0 < Q_0 < 100,000$ | Expansión Directa |
| $100,000 < Q_0 < 250,000$ | Inundado |
| $250,000 < Q_0$ | Sistemas de Recirculación |

Es necesario mencionar que en la anterior tabla únicamente se involucra a los sistemas de recirculación en general, para especificarlos es necesario auxiliarse de parámetros secundarios, como se verá a continuación.

Para elegir el sistema de recirculación adecuado a las necesidades, es necesario realizar una discriminación de acuerdo a algunos parámetros como los son:

- Tiempo de operación.
- Dimensiones de la planta.
- Costos.

a) Sistema de recirculación por bombas

Se comenzará con el sistema de recirculación por bombas, en el que la bomba es el corazón del sistema, dicho equipo tiene partes en movimiento, lo que implica un alto desgaste a causa de las fricciones y como consecuencia de la cavitación ocurrida por la caída de presión en la tubería de succión de la bomba, por tal motivo es necesario tener un riguroso mantenimiento del equipo, además de que el sistema debe contar con una bomba de recirculación de fluido frigorígeno en paralelo, para poder utilizarla en caso de mantenimiento o falla del primer equipo. Es por eso que los costos de adquisición y los costos de operación son superiores a los de los demás sistemas de recirculación de líquido, por lo que *es recomendable su uso en aplicaciones que tengan un tiempo de operación que no supere las 12 horas por día.*²⁴

A pesar de las desventajas del sistema de recirculación por bombas, es el más eficiente termodinámicamente debido a la producción frigorífica específica que se consigue, y el más eficiente térmicamente por que con el se consigue un mayor aumento en el coeficiente global de transferencia de calor debido a que es el único que es capaz de manejar relaciones de recirculación elevadas sin presentar problemas de espacio o por gastos excesivos en automatización, y por lo tanto aumenta la cantidad de calor que puede transferirse por unidad de área y por unidad de tiempo.

Debido a su alta eficiencia el sistema de recirculación por bombas es recomendable seleccionarlo cuando la cantidad de calor sea demasiado elevada, aún si la aplicación en cuestión opera más de 12 horas al día, ya que si se pretendiera manejar con otro sistema se tendrían

consecuencias negativas"; en primer lugar, dadas las bajas relaciones de recirculación que se manejan en los otros sistemas de recirculación, el coeficiente global de transferencia de calor sería bajo y tendría que aumentarse el área de transferencia de calor en el evaporador para poder absorber la cantidad de calor exigida por la aplicación, de tal forma que el tamaño del equipo de evaporación sería excesivo. En segundo lugar si se intentara manejar una elevada relación de recirculación con dichos sistemas, debido al gran volumen de líquido a manejar, se necesitaría un gran número de tanques de transvase para poder manejar exceso de líquido, y el sistema para el control del transvasado sería más complejo, y por lo tanto, más costoso.

De acuerdo con lo anterior puede indicarse que para potencias frigoríficas por encima de 450,000 Kcal/h es recomendable el uso del sistema de recirculación por bombas para alimentar evaporadores."

El hecho de que pueda controlarse la capacidad de alimentación a evaporadores, no quiere decir que cuando esto ocurra la bomba va estar trabajando menos, ya que aunque algunos evaporadores no estén requiriendo líquido, la bomba continuará trabajando al 100%, lo que significa pérdidas causadas por los gastos de operación y mantenimiento de estos equipos en operación bajo capacidad parcial de los equipos de evaporación. Por esta razón, *los sistemas de recirculación por bombas son recomendables para aplicaciones en las que la potencia frigorífica no sufre grandes variaciones a lo largo del día.*"

Por las anteriores razones es común el empleo de sistema de recirculación por bombas en aplicaciones de congelación individual rápido (I.Q.F.) y túneles de congelación "Blast Freezer".

Ahora bien, en el caso de los sistemas de desplazamiento por medio de gas a alta presión (Phillips®, Alterna, Phillips-Alterna) puede decirse que no existen muchas diferencias termodinámicas entre ellos en cuanto a la producción frigorífica específica que se consigue, ni tampoco existe diferencia entre ellos en cuanto a la relación de recirculación que pueden manejar. Por lo tanto la selección se establecerá en base a los parámetros secundarios que se describen a continuación.

b) Sistema de alimentación alterna.

En el sistema de alimentación alterna para realizar el transvasado se toma vapor saturado de algún recipiente a presión superior a la del recipiente al que sirve de alivio el tanque transvase, por efecto de la caída de presión a causa de la fricción con tubería y accesorios, dicho vapor tendrá una presión más baja que el vapor recalentado que se obtiene de la descarga del compresor (compresor de alta presión si se trata de una instalación con dos etapas). Si se comparara la caída de presión permisible que puede tener a lo largo de la tubería desde el tanque de transvase, hasta el evaporador, un sistema con desplazamiento con gas a alta presión y un sistema con desplazamiento con vapor saturado proveniente de algún recipiente, resulta obvio que en este último existirá una menor caída de presión que se pueda manejar sin tener problemas de flujo; ahora bien si el tramo de tubería que separa al tanque de transvase y al evaporador es muy largo, y en dicha tubería

existe un gran número de accesorios , es muy probable que se exceda dicha caída de presión y esa parte de la instalación presente problemas de desplazamiento de fluido frigorígeno. *Por esta razón el sistema de alimentación alterna se recomienda su uso para instalaciones de dimensiones menores, en las que la distancia entre cuarto de máquinas y el evaporador más alejado sea menor de 25 metros.*

c) Sistema Phillips y sistema de recirculación Phillips-Alterna.

En los otros dos sistemas de recirculación básicos (Phillips®, Phillips-Alterna) no se presenta el anterior problema, debido a la forma en la que se realiza el transvasado, así que se puede decir que, la diferencia principal serían los costos , ya que aunque térmica y termodinámicamente son similares, en el caso del sistema Phillips® es necesario cubrir los costos de la licencia tecnológica que es el modo más generalizado de comercializar la tecnología y de otorgar el derecho a usar una patente. Claro que la adquisición de la licencia tecnológica no es del todo una desventaja, ya que se cuenta con una amplia garantía de los equipos y una asesoría total en el manejo y mantenimiento de todos los componentes de la instalación.

Por tal motivo, el empleo de uno u otro, dependerá de cuestiones económicas y de recursos humanos, ya que si en la planta se contará con personal capacitado en la operación y mantenimiento de los componentes, puede prescindirse de tal asesoría técnica por parte de la firma Phillips®.

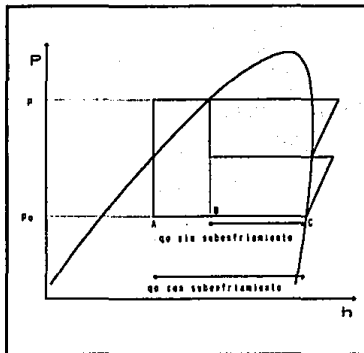
3.3. RECOMENDACIONES TERMODINÁMICAS DE INTEGRACIÓN.

Una vez determinados los métodos de alimentación para cada una de las aplicaciones de acuerdo a los parámetros mencionados en este capítulo, es necesario analizar de forma global, y si es necesario realizar los ajustes pertinentes.

Con la finalidad de evitar costos excesivos de instalación y operación, es recomendable homogenizar, en la medida de lo posible, los sistemas de recirculación de líquido elegidos, ya que con ellos se facilita la operación y control de los equipos.

Además de los métodos de alimentación a evaporadores y el número de etapas de compresión, se pueden mencionar algunas otras recomendaciones termodinámicas útiles para la realización de la integración de los componentes de la instalación.

a) En caso de aplicaciones que operen a temperaturas de congelación en las que la expansión se lleva a cabo en una sola etapa, es recomendable realizar subenfriamientos internos previos a la expansión, tal como se representa en la ilustración 40.



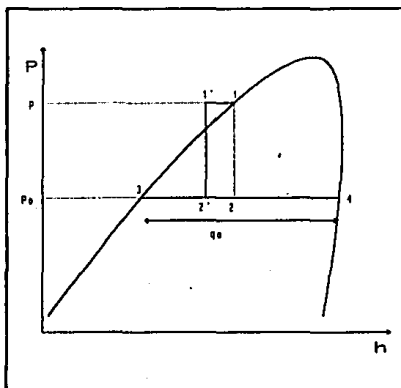
Ilustr. 40

Esto se hace básicamente por el hecho de que una disminución de la presión de evaporación con presión de condensación constante, trae como consecuencia una disminución de la producción frigorífica específica, dificultad que puede ser salvada con tales subenfriamientos de manera que el punto inicial de la evaporación (A) se encuentre más cercano a la curva de líquido saturado y como consecuencia aumentar la diferencia de entalpías entre el punto inicial y final del cambio de fase (A-C). Dichos subenfriamiento pueden realizarse mediante contacto térmico en cualquiera de los recipientes que acumulen líquido a baja temperatura, mediante el uso de un serpentín dentro del que fluirá el líquido que alimentará evaporadores.

b) Es recomendable realizar subenfriamientos internos por los beneficios que se obtienen en las siguientes situaciones:

* En casos de aplicaciones alimentadas por expansión directa, o por cualquiera de los sistemas de recirculación de líquido con desplazamiento por medio de vapor a presión, el subenfriamiento traerá beneficios por aumentar la producción frigorífica específica.

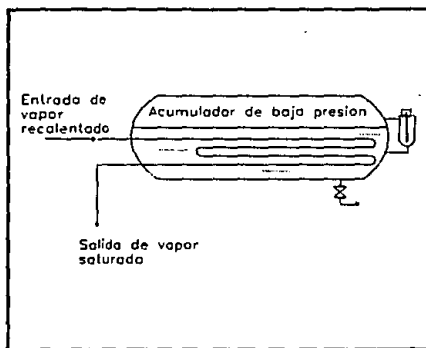
* En aplicaciones alimentadas de forma inundada, o por sistema de recirculación por bombas en los que no se tendrán beneficios en cuanto a la producción frigorífica específica (q_0), ya que como puede apreciarse en la ilustración 41, en la operación de tales métodos de alimentación, no importa que ocurra una disminución de la entalpía por tal subenfriamiento ($1-1'$), al realizarse la separación de fases, la evaporación se llevará a cabo desde líquido saturado hasta vapor saturado (3-4). Sin embargo, se tendrán beneficios económicos por disminuir los costos de adquisición de



Ilustr. 41

los separadores de partículas que se empleen en tales aplicaciones, ya que al realizar el subenfriamiento interno, el punto final de la expansión (2') se encontrará bajo una línea de título con menor proporción de vapor y con menor volumen específico, lo que significa que el separador de partículas acumulará la misma cantidad de fluido frigorígeno, pero será de menores dimensiones y por lo tanto, su costo será menor.

e) Para casos en los que a la salida de evaporadores de las diferentes aplicaciones de la instalación, se tengan condiciones diferentes, ya sea de presión o de temperatura, será necesario homogenizarlas de tal forma que a la succión del compresor se tenga una sola condición, para evitar problemas de funcionamiento de este equipo. En los casos de diferencias de presiones, se homogenizará mediante la instalación de válvulas reguladoras de presión a la salida de todos los evaporadores que se encuentren en esa zona de presión, y en el caso de la temperatura, lo más común es tener aplicaciones en las que a la salida de algún evaporador se tendrá vapor recalentado, que se tendrá que convertir en vapor saturado por medio de enfriamiento, a fin de que todo el vapor que ingrese al compresor, lo haga en esa condición. Dicho enfriamiento se puede lograr con contacto térmico entre el vapor recalentado que fluye a través de un serpentín, y fluido frigorígeno en condición de líquido saturado a baja temperatura contenido ya sea en el separador de partículas, o un interenfriador, tal como se representa en la ilustración 42.



Ilustr. 42

CAPITULO IV

CRITERIOS TÉCNICOS PARA PRODUCCIÓN DE FRÍO Y REGULACIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE FRÍO.

4.1. EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO.

4.1.1. Compresor.

Su función es crear y mantener la presión que produzca la temperatura de evaporación deseada (presión de evaporación), y comprimir el fluido frigorígeno hasta la presión a la cual pueda llevarse a cabo la liberación de calor hacia el medio ambiente que originara el cambio de fase (presión de condensación).

Existe una gran diversidad de equipos de compresión, pero en la práctica son dos los tipos más empleados en las instalaciones frigoríficas por compresión mecánica, estos son, el compresor de pistón, y el compresor de tornillo.

De acuerdo a la forma en la que operan, ambos compresores son volumétricos, solo que de acuerdo al elemento que lleva a cabo la compresión, el de pistón se encuentra dentro de los alternativos, y el

de tornillo dentro de los rotativos. A continuación se presentan tablas comparativas de las principales características de dichos equipos de compresión.

Tabla III

| Tipo de Compresor | Elementos para la Compresión | Principio de Funcionamiento | Sistema de Regulación de Capacidad |
|-------------------|--|--|--|
| Pistón | <ul style="list-style-type: none"> -Pistones -Cilindros -Carcasa -Válvulas de aspiración -Válvulas de descarga -Bielas -Cigüeñal | <p>El volumen de los vapores es reducido al disminuir el espacio entre pistón y cilindro debido al movimiento alternativo del primero.</p> | <p>Se deja fuera de servicio uno o varios cilindros, al abrir un conducto que crea un by-pass entre la succión y la descarga. La variación es fraccionada dependiendo del número de cilindros</p> |
| Tornillo | <ul style="list-style-type: none"> -Tornillo hembra -Tornillo macho -Cuerpo -Lumbrera de aspiración -Lumbrera de descarga -Válvula de pistón deslizante. | <p>El movimiento rotatorio de los rotores reduce el espacio entre los lóbulos donde se aloja el vapor, provocando la disminución del volumen y el aumento en la presión del mismo.</p> | <p>Mediante una válvula corrediza, se cambia el punto donde comienza la compresión y descubre un orificio que se encuentra en by-pass con la lumbrera de aspiración. La variación es modulada del 10 al 100%</p> |

Otra de las características constructivas de importancia en los equipos de compresión es el sistema de enfriamiento de aceite que emplean para evitar el sobrecalentamiento de sus componentes y del propio fluido frigorígeno. A continuación se presenta una tabla con las características de operación de los sistemas de enfriamiento de aceite más usuales para cada tipo de compresor.

Tabla IV

| Tipo de Compresor | Sistema de Enfriamiento de Aceite | Principio de Operación |
|-----------------------|---|--|
| Compresor de Pistón | Por medio de aire | El aceite se enfría por efecto de realizar el enfriamiento de cabezas y camisas al exponer la superficie externa de estas a una corriente natural o forzada de aire. |
| | Por medio de agua | El aceite es enfriado por una corriente de agua fría que entra en contacto térmico con el aceite ya sea directamente, en un intercambiador de calor, o indirectamente al enfriar los componentes del compresor (cabezas y camisas). |
| | Por expansión directa de fluido frigorígeno | El aceite una vez separado entra en contacto térmico con fluido frigorígeno a baja presión y baja temperatura en un intercambiador de calor. Una vez enfriado el aceite, y si el fluido frigorígeno tiene la posibilidad de absorber más calor, este último podría entrar a enfriar cabezas y camisas del compresor. |
| Compresor de Tornillo | Por medio de agua | El aceite después de haberse separado del fluido frigorígeno realiza un intercambio calórico con agua fría en un equipo destinado con ese fin específico. |
| | Por expansión directa de fluido frigorígeno | El aceite y el fluido frigorígeno en proceso de compresión se enfrían al entrar en contacto térmico una mezcla líquido-vapor de fluido frigorígeno a una presión y temperatura intermedias que se inyecta a las inmediaciones de la compresión precisamente en el punto en el que el interior del compresor posee dicha temperatura. La temperatura de descarga se rige por el control del calentamiento que tiene la válvula de expansión termostática de la línea de enfriamiento. |
| | Economizador | El aceite y el fluido frigorígeno se enfrían por la inyección de fluido frigorígeno en condiciones de vapor saturado a presión y temperatura intermedias a las inmediaciones de la compresión. El vapor se obtiene por la evaporación generada a raíz del subenfriamiento interno del fluido frigorígeno que alimentará a evaporadores en un interenfriador cerrado llamado interenfriador economizador. |

Por las características operativas y termodinámicas de estos equipos de compresión, su diseño está restringido a intervalos de operación dentro de los cuales mantienen eficiencias razonables, y por lo tanto, resulta inconveniente utilizarlos fuera de dichas condiciones. Los intervalos de operación presentados a continuación, ayudan a determinar el tipo de compresor adecuado a las necesidades de la instalación.

Tabla V

| Tipo de Compresor | Relación de Compresión Mínima | Intervalo de Capacidad (litros/h) |
|-------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| Pistón | 10:1 * | 6,048-756,000 † |
| Tornillo | 20:1 * | 30,240-4,536,000 † |

* * †

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de estos equipos de compresión.

Tabla VI

| Compresor de Pistón | | Compresor de Tornillo | |
|---|---|--|---|
| Ventajas | Desventajas | Ventajas | Desventajas |
| Menor potencia consumida que el C.T., bajo capacidad parcial | Maneja bajas relaciones de compresión | Capacidad de producir altas relaciones de compresión. | Alta potencia consumida bajo capacidad reducida |
| Cuenta con accesorios sencillos de enfriamiento de aceite y control | Únicamente opera en régimen seco | Capacidad de admitir líquido. | Emplear motores con baja disponibilidad en el mercado |
| Emplea motores convencionales | Origina altas temperaturas de descarga | Bajas temperaturas de descarga. | Requiere accesorios para el enfriamiento y control sofisticados |
| | Cuenta con un gran número de partes en movimiento | Construcción simple y contar con un mínimo de partes en movimiento | Possibilidad de que el personal de servicio requiera capacitación extra |
| | Existe espacio muerto | Espacio muerto casi nulo | |

La elección del tipo de compresor debe ser el reflejo del análisis de las condiciones bajo las que operará el equipo de compresión incluyendo algunos parámetros como: consideraciones de espacio, costos de adquisición y costos de operación.

Debe elegirse el compresor de tornillo siempre que la relación de compresión exigida exceda aquella que pueda alcanzarse con los compresores de pistón, y cuando la potencia frigorífica sea tal que para cubrirla con estos últimos sería necesario un gran número de ellos, considerando que es recomendable por cuestiones de espacio, que dentro del cuarto de máquinas exista un máximo de 5 compresores.

En los casos en los que tanto por la capacidad como por la relación de compresión pueda utilizarse cualquiera de los dos equipos, la elección debe basarse en el parámetro de capacidad parcial. Por las características propias del sistema de reducción de capacidad del compresor de tornillo, aunque esta ocurra de forma modulada, durante operación de la instalación bajo capacidad reducida, se tendrá una mayor potencia consumida que la empleada si se utilizaran compresores de pistón. Por lo tanto, si la instalación trabajará bajo condiciones de capacidad reducida del 50% o menos del total, durante más del 40% de las horas de trabajo del día, es recomendable el empleo de compresores de pistón.

De igual forma, el parámetro de capacidad reducida sirve para decidir entre el empleo de una instalación con dos etapas de compresión utilizando compresores de pistón, o con una etapa de compresión empleando compresores de tornillo (siempre y cuando ambos se encuentren operando convenientemente dentro de su intervalo de diseño). Si la instalación operará bajo una capacidad menor al 50% durante más del 40% del día de trabajo, es aconsejable diseñar una instalación con dos etapas de compresión con el empleo de compresores de pistón.⁵

Debido a que una parte importante de los costos de operación de una instalación frigorífica corresponden al gasto de energía eléctrica empleada por los compresores, es recomendable elegir un sistema de compresión que consuma la menor cantidad de energía eléctrica, y para ello debe auxiliarse de la condición de trabajo denominada "Trabajo de Compresión" (W), que esta relacionada con la energía necesaria para realizar la compresión. De tal forma que el sistema de compresión que requiera un menor trabajo de compresión será el que cause menores gastos de operación.

4.1.2. Condensador.

El condensador es un intercambiador de calor ubicado en la zona de alta presión, mediante el cual se efectúa la eliminación de calor desde el sistema de refrigeración, hacia un medio que sea capaz de absorberlo.¹⁷

El condensador cumple con dos objetivos fundamentales para el correcto funcionamiento de la instalación frigorífica. En primer lugar, elimina el calor de recalentamiento de los vapores provenientes de la descarga del compresor; y en segundo lugar, elimina el calor latente de condensación, de tal forma que a la salida de este equipo, el fluido frigorígeno debe encontrarse en condición de líquido saturado.

Existen algunos condensadores que además de realizar tales funciones llevan a cabo un subenfriamiento externo, lo cual se logra mediante un aumento en el área de transferencia de calor de tal forma

que en el condensador se retirará un calor extra, que será el calor sensible de subenfriamiento.

De la gran variedad de equipos de condensación, en la actualidad en las instalaciones frigoríficas industriales lo más común es elegir entre tres de ellos debido a la eficiencia térmica con la que operan: evaporativo, multitubular horizontal con envolvente, multitubular vertical con envolvente. En la tabla VII que se encuentra a continuación se mencionan algunas características de ellos.

Tabla VII

| Tipo de Condensador | Principio de funcionamiento | Ventajas | Desventajas |
|--|---|--|---|
| Evaporativo | El fluido frigorígeno cede calor sensible y latente al agua que se distribuye en forma de lluvia sobre el serpentín, y a su vez el agua emplea dicho calor para realizar su evaporación parcial a baja temperatura favorecida por el contacto con una corriente forzada de aire. | -Poco consumo de agua. -Rendimiento económico -Elevado. -Limpieza sencilla. -No es necesario parar el equipo para realizar la limpieza. -Maneja amplia gama de capacidades. | -No funciona adecuadamente en atmósferas húmedas. -Gran peso y volumen. |
| Multitubular horizontal con envolvente | El fluido frigorígeno realiza su cambio de fase por el contacto térmico con una corriente de agua fría que fluye por el interior de los tubos del condensador. | -Ocupa poco espacio. -Maneja una amplia gama de capacidades. | -No conviene utilizarlo en aguas sucias. -Necesidad de emplear equipo de bombeo de agua. -Es necesario parar el equipo para realizar la limpieza |
| Multitubular vertical con envolvente | El fluido frigorígeno cede su calor sensible y latente al agua que se distribuye en las paredes internas de los tubos verticales, y a su vez el agua emplea dicho calor para realizar su evaporación parcial a baja temperatura favorecida por el contacto con una corriente de aire. | -Ocupa poco espacio. -No produce grandes caídas de presión. -Cambia limpieza del equipo sin detener su funcionamiento. -Puede emplearse agua de cualquier tipo. | -Consumo elevado de agua. -Solamente disponible para altas capacidades. -Costo elevado. -Poca disponibilidad en el mercado. -Alto costo -Mal funcionamiento en atmósferas húmedas. |

Es necesario mencionar que debido a su principio de funcionamiento, los condensadores evaporativos y multitubulares verticales con

envolvente no operan correctamente en ambientes con una humedad relativa elevada, ya que en ambos es fundamental que se lleve a cabo una evaporación a baja temperatura favorecida por el contacto con aire, de tal manera que si este se encuentra con alta proporción de vapor de agua no será capaz de arrastrar más al momento de entrar en contraflujo con el agua, y como consecuencia el agua aumentará su temperatura a lo largo del proceso de transferencia de calor y se correría el riesgo de no poder realizar la condensación.

Las condiciones de operación que se deben tomar en cuenta para realizar la elección del condensador adecuado son:

- Disponibilidad de agua.
- Calidad de agua.
- Humedad relativa del ambiente.

La interacción de estas condiciones de operación determinará el tipo de condensador más conveniente. A continuación se presenta un cuadro con equipos de condensación recomendables para ciertas condiciones de operación, así como los equipos auxiliares requeridos por ellos.

Tabla VIII

| Condiciones de Operación | Condensador(es) Recomendable(s) |
|--|---|
| - Alta disponibilidad de agua - Alto contenido de impurezas - Humedad relativa inferior al 75% | Condensador Multitubular Vertical con Envolvente |
| - Alta disponibilidad de agua - Bajo contenido de impurezas - Humedad relativa superior al 75% | Condensador Multitubular Horizontal con Envolvente |
| - Alta disponibilidad de agua - Alto contenido de impurezas - Humedad relativa superior al 75% | Condensador Multitubular Horizontal con Envolvente + Sistema de Tratamiento de Agua |
| - Baja disponibilidad de agua - Bajo contenido de impurezas - Humedad relativa inferior al 75% | Condensador Evaporativo ó Condensador Multitubular Horizontal con Envolvente + Sistema de Torres de Enfriamiento |
| - Baja disponibilidad de agua - Alto contenido de impurezas - Humedad relativa inferior al 75% | Condensador Multitubular Vertical con Envolvente Condensador Evaporativo |

4.1.3. Evaporadores.

El evaporador es un intercambiador de calor ubicado en la zona de baja presión de la instalación frigorífica, cuya finalidad es absorber potencia frigorífica del espacio frío, o de las aplicaciones de la instalación frigorífica. Cualquiera que sea el tipo de evaporador elegido debe cumplir un cierto número de condiciones:

- Presentar el mayor contacto térmico posible con el fluido frigorígeno.
- No provocar excesivas caídas de presión de fluido frigorígeno.
- Evitar la acumulación de aceite.
- Estanqueidad absoluta para evitar entradas de sustancias ajenas a la instalación.
- Construcción sencilla y económica.

El diseño de los evaporadores es tan variado como las aplicaciones del frío, sin embargo, los más utilizados actualmente son los descritos en la tabla IX que se presenta a continuación.

Tabla IX

| Tipo de evaporador | Partes principales | Principio de funcionamiento | Principales aplicaciones | Métodos de Alimentación Tránsito |
|--|---|--|--|--|
| Acondicionador Difusor | -serpentin -aletas -ventiladores -tubos de distribución y recolección | Enfría un medio gaseoso mediante convección forzada del mismo a través del serpentin del evaporador. | -Cámaras de refrigeración y congelación. -Cámaras de conservación de congelados. -Blasr Freezers. -I.Q.F. -Oyro-Freezer. | Expansión directa Inundada Sistemas de recirculación |
| Multitubular Horizontal con Envolvente | -cabezal -has tubular -envolvente -placas tubulares -tabiques divisorios -torre de separación de fases | Enfría un medio líquido que fluye en el has tubular mediante convección forzada. | -Enfriamiento de salmueras. -Enfriamiento de agua. -Enfriamiento de alimentos líquidos | Expansión directa Inundada |
| Con Serpentin Sumergido | -serpentin -tubos de distribución y recolección -cisternas | Enfría y congela un medio líquido contenido en la cisterna por convección natural o forzada. | -Banco de hielo. -Fabrica de hielo | Inundada |
| De Tambor Vertical. | -casco interno -casco externo -espira -raspador -soporte rotatorio -colector de escamas | Congela una fina capa de material líquido por conducción al entrar en contacto con una pared fría. | -Congelación de jugos. -Producción de hielo. -Congelación de jugos concentrados. | Inundada |
| De Tambor Horizontal | -tambor rotatorio -raspador -charola colectora -cisterna | Congela una fina capa de un medio líquido contenido en la cisterna mediante conducción de calor. | -Congelación de jugos. -Congelación de jugos concentrados. -Producción de hielo. | Inundada |
| De Placas | -placas huecas -tubos de distribución y recolección -estante | Retira calor de un material sólido con contenido de agua líquida por conducción de calor. | -Congelación de pescados y mariscos sin empacar. -Congelación de alimentos espesados. | Inundada |

De acuerdo a lo anteriormente descrito resulta obvio que la elección del tipo de evaporador a emplear dependerá de la naturaleza de la aplicación y del material a enfriar, o a congelar.

4.1.4. Interenfriador.

Como ya se había mencionado en el capítulo II (Instalaciones con dos etapas de compresión), el interenfriador es un recipiente empleado en instalaciones con compresión múltiple y que opera a presión intermedia, cuya función básica es la de eliminar calor sensible de recalentamiento de los vapores provenientes de la primera etapa de compresión.

Existen otras funciones secundarias realizadas por los interenfriadores, como lo son:

- Proporcionar líquido a evaporadores de baja presión.
- Disminuir la entalpía del líquido que alimentará a evaporadores, con el fin de lograr un aumento en la producción frigorífica específica.
- Mantener la presión intermedia, para evitar fluctuaciones drásticas en la descarga del compresor de la primera etapa, y en la succión de los compresores de la segunda etapa.
- Dependiendo de las exigencias de la instalación, y de los métodos de alimentación a emplear, podrá utilizarse para recibir vapores provenientes de las aplicaciones que realizan el proceso de evaporación a presión intermedia, y como base para sistemas de recirculación de líquido, para la alimentación de los mismos.

Son dos los interenfriadores empleados en las instalaciones frigoríficas industriales, interenfriador abierto, e interenfriador cerrado; cuya elección depende únicamente de dos parámetros:

- *Eficiencia termodinámica.*
- *Dimensiones de la planta.*

En primer lugar, como ya se había mencionado en el capítulo II, por las características de operación termodinámica de los interenfriadores, el de tipo abierto es el más eficiente.

Por otro lado, analizando la presión a la cual se proporciona líquido para alimentar a evaporadores, previa expansión, se puede decir que en el caso del interenfriador cerrado se tiene un margen mayor de caída de presión permisible ($P-P_o$) a lo largo de la tubería, que el ofrecido por un interenfriador abierto (P_i-P_o), y por lo tanto el uso del interenfriador abierto está restringido a plantas pequeñas en las que los tramos de tuberías son cortos y los accesorios son pocos a fin de evitar sobrepasar dicha caída de presión.

Por cuestiones prácticas se considera que si la distancia entre el cuarto de máquinas (y más específicamente del interenfriador) y el evaporador más alejado que se alimenta desde el interenfriador es mayor a 25 metros pueden tenerse problemas de flujo del fluido frigorígeno si se utiliza un interenfriador abierto.”

De acuerdo a lo anterior, se puede decir que:

- *Si el cuarto de máquinas se encuentra a menos de 25 m. del evaporador más alejado al cual se este alimentando con líquido desde el interenfriador, es recomendable, por cuestiones de eficiencia termodinámica, el uso del interenfriador abierto.*
- *En caso que la distancia antes mencionada, sea mayor de 25 m., debe elegirse el interenfriador cerrado.*
- *Es necesario mencionar que en el caso de que se emplee el sistema de recirculación Phillips®, el interenfriador únicamente*

desempeñará funciones de enfriamiento de vapor de la primera etapa de compresión y regulación de la presión de succión del compresor de la segunda etapa, y por el hecho de ser un sistema patentado, no es posible modificar la forma en la que fue diseñado.

4.2. DISPOSITIVOS DE ALIMENTACIÓN Y REGULACIÓN DE LÍQUIDO A EVAPORADORES.

4.2.1. Dispositivos de Expansión.

Los dispositivos de expansión más comúnmente empleados y sus características se presentan en la siguiente tabla.

De acuerdo a las características propias de cada dispositivo de expansión, las recomendaciones de uso serían las siguientes:

- La utilización de la válvula de expansión manual, puede aconsejarse en cualquiera de los siguientes casos:

a) En aplicaciones que funcionan bajo potencias frigoríficas prácticamente constantes.

b) En los que se incluye una línea de " By-Pass ", para no interrumpir el funcionamiento de la misma en caso de avería del dispositivo de expansión ubicado en la línea principal, en tal caso y por cuestiones económicas lo más recomendable es que dicha línea tenga una válvula de expansión manual como dispositivo de expansión secundario.

c) En la entrada a interenfriadores.

- Es recomendable el uso de la válvula de expansión automática en instalaciones en las que existen únicamente pequeñas variaciones de potencia frigorífica durante el día (no más del 20%).

Tabla X

| Tipo de Alimentación | Partes Principales | Principio de Funcionamiento | Ventajas | Desventajas |
|---|---|--|--|--|
| Válvula de Expansión Manual | <ul style="list-style-type: none"> -cuerpo -obturador -asiento -vástago -volante | Mediante el movimiento del vástago, se controla la cantidad y la presión del fluido frigorígeno. | <ul style="list-style-type: none"> -Bajo costo. -Poco mantenimiento. -Fácil manejo. -Construcción sencilla. -Variación manual de la presión de evaporación. | <ul style="list-style-type: none"> -No responde a cambios de la potencia frigorífica. -Necesidad de emplear accesorios complementarios para controlar la alimentación. |
| Válvula de Expansión Automática | <ul style="list-style-type: none"> -diaphragma -vástago -obturador -resorte de regulación -resorte antagonista -tornillo de regulación -asiento | Mediante un equilibrio de fuerzas mantiene una presión constante en el evaporador. | <ul style="list-style-type: none"> -Mantener la presión constante en el evaporador. -Produce una respuesta a los cambios de potencia frigorífica. | <ul style="list-style-type: none"> -Desaprovechar superficie de transferencia de calor bajo potencia elevada. -Realizar evaporación parcial bajo potencia reducida. |
| Válvula de Expansión Termostática con Igualador Interno | <ul style="list-style-type: none"> -cuerpo -obturador -asiento -resorte de regulación -resorte antagonista -tornillo de regulación -fuente detector -bulbo sensible -tubo capilar | Mediante el equilibrio de fuerzas mantiene un grado constante de recalentamiento en el evaporador. | <ul style="list-style-type: none"> -Respuesta automática a los cambios de potencia. -Obtener vapor seco a la salida del evaporador. -Mantiene activa la superficie de contacto térmico. | <ul style="list-style-type: none"> -La temperatura de evaporación varía con la potencia frigorífica. -Mal funcionamiento en evaporadores con gran caída de presión. |
| Válvula de Expansión Termostática con Igualador Externo | <ul style="list-style-type: none"> -cuerpo -obturador -asiento -resorte de regulación -resorte antagonista -tornillo de regulación -fuente detector -bulbo sensible -tubo capilar -tubo de igualación externa | Mediante el equilibrio de fuerzas mantiene un grado constante de recalentamiento en el evaporador, aun cuando existan grandes caídas de presión en él. | <ul style="list-style-type: none"> -Respuesta automática a los cambios de potencia. -Obtener vapor seco a la salida del evaporador. -Mantiene activa la superficie de contacto térmico. -Funciona correctamente aun en evaporadores con grandes caídas de presión. | <ul style="list-style-type: none"> -La temperatura de evaporación varía con la potencia frigorífica. |
| Válvula de Flotador de Baja Presión | <ul style="list-style-type: none"> -cuerpo -flotador -palanca -aguja -asiento | Mantiene un nivel constante de líquido a baja presión en el evaporador. | <ul style="list-style-type: none"> -Sencilles. -Respuesta automática a los cambios de potencia. -Mantiene activa la superficie de contacto térmico con independencia de la magnitud de la potencia frigorífica. | <ul style="list-style-type: none"> -La temperatura de evaporación varía con la potencia frigorífica. |
| Válvula de Flotador de Alta Presión | <ul style="list-style-type: none"> -cuerpo -flotador -brazo del flotador -aguja -asiento de salida | Mantiene un nivel constante de líquido a alta presión en el condensador o recipiente de líquido. | <ul style="list-style-type: none"> -Sencilles. -Mansa grandes cantidades de líquido. | <ul style="list-style-type: none"> -Uso limitado a un solo evaporador. -Poco adaptable a las necesidades de frío. |

- En instalaciones en las que existen grandes y frecuentes variaciones de la potencia frigorífica es recomendable el empleo de válvulas de expansión termostáticas. Ahora bien, la elección del tipo de igualador que debe tener dicha válvula quedará definido únicamente por la caída de presión ocurrida dentro del evaporador. Será indispensable la utilización de una válvula de expansión termostática con igualador externo siempre que la caída de presión en el evaporador sea superior a, 0.10 kg/cm^2 con temperaturas de evaporación de 5 a -10°C , y de 0.035 kg/cm^2 con temperaturas de evaporación inferiores a -10°C .² Es necesario mencionar que resulta imposible el empleo de válvulas de expansión termostática en todas aquellas aplicaciones cuyo evaporador se encuentre alimentado con sistemas de recirculación de líquido, ya que por su propio funcionamiento, rompería con la recirculación debido a que este tipo de válvulas son accionadas por el recalentamiento del vapor a la salida de los evaporadores. En los sistemas de recirculación es necesario que se tenga siempre a la salida de los evaporadores una alta proporción de líquido.

- La válvula de flotador de baja presión se recomienda para aplicaciones en las que el evaporador se alimentará en forma inundada. El efecto se logra al conectar directamente la válvula de flotador de baja presión al separador de partículas, cuya función es la de alimentar por gravedad al evaporador.³

- Por las características de la válvula de flotador de alta presión, no es recomendable su uso a la entrada de evaporadores, pero sí lo es para controlar el flujo y el nivel de líquido que sale del condensador o de algún recipiente a alta presión (recipiente piloto).

4.2.2. Bombas de Recirculación de Líquido.

Estos equipos llevan a cabo una doble función, en primer lugar alimentar un exceso de líquido a evaporadores, y en segundo lugar, elevar la presión del fluido a fin de que supere las pérdidas por fricción provocadas por tuberías y accesorios.

Las bombas comúnmente utilizadas en las instalaciones frigoríficas son de tipo centrífugo de fabricación especial, y su selección únicamente dependerá de la cantidad de fluido frigorígeno que deberá manejar, y de las presiones de operación.

4.2.3. Tanques de Transvase o Trampas Phillips®

La función de estos consiste en aliviar al recipiente que esté recibiendo el vapor y el exceso de líquido provenientes del evaporador que se alimente por medio de algún sistema de recirculación (excepto Bombas), y mandar dicho líquido a algún otro recipiente a mayor presión donde pueda ser utilizado nuevamente para alimentarlo a evaporadores, o pasar directamente a ellos.

Normalmente los tanques de transvase o trampas Phillips® son envases cilíndricos verticales, cuyas dimensiones quedarán definidas de acuerdo a la cantidad de fluido frigorígeno que contendrán, el intervalo de tiempo que existirá entre los transvasados, y la velocidad de vaciado.

4.2.4. Válvulas Solenoides.

Son válvulas de cierre automáticas, de funcionamiento de "todo o nada", cuyo obturador es accionado magnéticamente. Pueden clasificarse

en : válvulas solenoides de accionamiento directo, y válvulas solenoides piloteadas o servoaccionadas.³

Las válvulas solenoides de accionamiento directo constan de una caja o cuerpo de la válvula que encierra una bobina y un vástago magnético unido al obturador. Si la bobina no está excitada, el vástago cae cerrando la válvula, si la bobina está excitada el vástago es atraído por el campo magnético y la válvula abre.

Las válvulas solenoides piloteadas están formadas por una válvula principal y una válvula piloto. Se utilizan sobre tuberías de sección grande. La válvula de piloto acciona el movimiento de un pistón encerrado en la válvula principal. Cuando la bobina de la válvula piloto no esta excitada, el obturador cierra movido por el pistón, cuando la bobina esta excitada el pistón abre la válvula.

Las válvulas solenoides son sencillas y de funcionamiento correcto, sin embargo la estanqueidad no es perfecta con gases, ni en los conductos de sección grande, en cuyo caso, deben emplearse válvulas piloteadas.³

4.2.5. Termostatos.

Los termostatos son aparatos de regulación de la temperatura de funcionamiento "todo o nada" , es decir no tienen operación parcial, abren o cierran un circuito permitiendo el funcionamiento, o provocando el paro de otro equipo o accesorio.³

Dentro de sus componentes cuenta con, un detector (el órgano sensible) y de un transmisor (un contactor). Cuando se alcanza la temperatura máxima el contactor cierra bruscamente un circuito eléctrico; cuando la temperatura mínima se alcanza el contactor abre el circuito eléctrico.

En la industria frigorífica se utilizan sobre todo dos tipos de termostatos: de bulbo y de bilámina, principalmente se utilizan para el control de temperatura de espacios fríos, controlando generalmente una válvula solenode encargada de permitir, o interrumpir el flujo de fluido frigorígeno que se alimentará al evaporador.

4.2.6. Reguladores de nivel.

Los reguladores de nivel son interruptores eléctricos cuya función es el generar señales eléctricas que permitan, junto con un accesorio ejecutor (válvula solenoide), mantener el nivel de líquido dentro de algún recipiente o evaporador, dentro de ciertos límites. Los reguladores de nivel constan de tres partes principales: detector de nivel, dispositivo generador de la señal (bobina), y amplificador de la señal (releé).

Existen diferentes tipos de reguladores de nivel de acuerdo a los dispositivos empleados para detectar los cambios de nivel, y para generar la señal. Los principales tipos de reguladores de nivel son: con interruptor de mercurio, con microinterruptor, y electronivel de sondas, de los cuales el primero es el más empleado comúnmente por cuestiones de sencillez y economía.

Los reguladores de nivel deben emplearse en todos aquellos casos en los que por alguna razón no se puedan utilizar válvulas de flotador y se desee conservar un nivel constante de líquido en recipientes como interenfriadores y acumuladores de baja presión, y en evaporadores con alimentación inundada. Para lograr tener un control sobre el nivel de líquido existente, es necesario el empleo conjunto de un órgano ejecutor que permita o interrumpa el flujo de fluido frigorígeno de acuerdo a la señal de estado enviada por este accesorio.

4.3. EQUIPOS COMPLEMENTARIOS

4.3.1. Recipiente de Líquido.

Es un acumulador ubicado en la zona de alta presión de la instalación frigorífica, y desempeña una sola función, que consiste en almacenar al suficiente fluido frigorígeno en forma líquida para responder a posibles aumentos súbitos en la potencia frigorífica.*

Los recipientes de líquido más comunes son de forma cilíndrica y generalmente se encuentran colocados en posición horizontal, y el único parámetro que determina las dimensiones de este equipo, es la cantidad de líquido que debe alojar.

4.3.2. Separador de Partículas ó Acumulador de Baja Presión.

Es un recipiente ubicado en la zona de baja presión; puede ser de función única, cuando solamente se utiliza para realizar la separación de fases de fluido frigorígeno a la salida del evaporador, para asegurar que al compresor trabaje en régimen seco. También puede ser de función múltiple, cuando además de lo anterior se emplea para inundar por

gravedad, facilitar la recirculación de líquido, o como subenfriador por contacto térmico. La elección de cual función debe desempeñar dependerá de los métodos de alimentación a evaporadores involucrados en la instalación, y de las posibilidades económicas para absorber los gastos que involucra la instalación de serpentines para llevar a cabo el contacto térmico.

Por lo general son recipientes cilíndricos de dos tipos: horizontales y verticales. Para desempeñar su función es necesario que ambos cuenten con tres espacios dentro del casco, el primero y más inferior esta destinado para acumular fluido frigorígeno en forma líquida después de haberse realizado la separación de fases, el segundo, intermedio, donde se lleva acabo dicha separación por diferencia de densidades entre la fase líquida y la fase vapor (es importante mencionar que la línea proveniente de la salida de evaporadores deberá llegar hasta esta zona), y el tercero, superior, en el que se alojará únicamente vapor saturado previamente separado en la zona intermedia, es en esta zona donde debe conectarse la tubería de succión del compresor para evitar problemas de golpe de líquido. Para determinar las dimensiones de cada uno se considerará la cantidad de fluido que contendrá y se separará en dicho recipiente.

Debido a que el separador de partículas horizontal presenta una mayor superficie de separación de fases, es preferible su utilización sobre el vertical, siempre y cuando dentro del cuarto de máquinas se cuente con la superficie de piso suficiente para colocarlo, de no ser así debe elegirse el de tipo vertical.

4.3.3. Separador de Aceite.

El separador de aceite es un equipo situado a la salida de todos los compresores, y su función es precisamente la de separar el aceite de lubricación de los compresores del fluido frigorígeno que se encuentra bajo condición de vapor recalentado a presión de descarga. Dicha separación se lleva acabo fundamentalmente con dos objetivos; en primer lugar para evitar que exista un exceso de aceite acumulándose en los equipos en los que se realiza transferencia de calor, provocando problemas por la disminución del coeficiente global de transferencia de calor, y en segundo lugar para recuperar el aceite lo más rápidamente posible y regrasarlo al compresor, y así evitar daños en dicho equipo.²

Para lograr tal propósito los separadores de aceite pueden utilizar uno de los siguientes sistemas de separación, o una combinación de ambos.

- Cambios en la dirección de flujo: las gotas de aceite, al chocar con alguna pared que marca el cambio de dirección, se aglomeran formando gotas más pesadas que no pueden ser arrastradas por el fluido frigorígeno y resbalan al fondo del recipiente.
- Por reducción de velocidad: básicamente el aceite es arrastrado por el fluido frigorígeno debido a la alta velocidad de este, pero si la velocidad se ve reducida súbitamente, no podrá seguir arrastrándolo y caerá por efecto de gravedad.

Existen, de acuerdo a la posición en la que se encuentran, dos tipos de separadores de aceite, vertical y horizontal, cuya única diferencia de utilización viene dada por la facilidad de montaje, de acuerdo al tipo de compresor al que se este acoplando. Si se trata de un

compresor de pistón, debe emplearse un separador de aceite vertical, pero si se trata de un compresor de tornillo, es común el utilizar separadores de aceite horizontales.

Los separadores de aceite, sin importar el sistema de separación que utilicen, deben contar con una válvula de flotador interna que permita la salida del aceite hacia el compresor una vez que se alcanzó el nivel máximo.

4.3.4. Presostatos.

Los presostatos son aparatos de seguridad y de regulación, de funcionamiento de "todo o nada". Es un interruptor eléctrico accionado por la presión.^{2,13}

Consta de un detector manométrico y de un emisor (un contactor eléctrico). Establece o interrumpe un circuito eléctrico cuando la presión alcanza uno de los valores límite que define el diferencial del aparato.²

Por el servicio a que se destinan se clasifican en:

- Presostatos de baja presión.
- Presostatos de alta presión.
- Presostatos de alta y baja combinados.

Los presostatos de baja, controlan la presión de succión del compresor. Pueden ser un órgano de regulación y de seguridad.

Los presostatos de alta, controlan la presión de descarga del compresor. Es un órgano de seguridad.

Los presostatos combinados, controlan ambas presiones, y por lo tanto cumplen con las funciones de regulación y de seguridad.

4.3.5. Válvula Reguladora de Presión .

La función de la válvula reguladora de presión, es mantener una presión por arriba de cierto valor en el evaporador, o por abajo de cierta presión en la tubería donde sea colocada ("By-Pass" de seguridad en el sistema de recirculación por bombas), y entregar una presión constante a la salida de la misma.

Básicamente, su apertura y cierre responden a la presión que predomina a la entrada de la válvula. De tal forma que cuando la presión a la entrada es baja, la válvula cierra impidiendo el flujo, y cuando se alcanza cierta presión abre.

Se utiliza con frecuencia en los siguientes casos:

- A la salida de evaporadores de temperatura más alta cuando existen otros evaporadores, a temperaturas más bajas, conectados a la misma aspiración.

- Para mantener la presión en el evaporador con independencia de la magnitud de la potencia frigorífica, en un valor conveniente fijado de antemano.

- En caso de emplearse el sistema de recirculación por bombas, se conecta entre la línea principal de descarga de las bombas y el separador de partículas, con el objeto de mantener una diferencia de presión constante entre la descarga de la bomba y la presión de evaporación para asegurar flujo de líquido constante a través de cada válvula de expansión independiente de las fluctuaciones en la presión de evaporación.²⁶

4.4. ACCESORIOS EMPLEADOS PARA EL DESCARCHE POR MEDIO DE GAS CALIENTE.

Para los evaporadores de tipo acondicionador-difusor que operan a temperaturas cercanas o inferiores a 0°C, es necesario tener en cuenta que dichos equipos generalmente cuentan con un dispositivo temporizador de descarche, por el hecho de que la humedad del aire que se encuentra circulando por el espacio frío tiende a condensarse, y posteriormente a congelarse sobre la superficie más fría, esto es en el serpentín o las aletas del acondicionador-difusor, lo que provoca (después de un período prolongado de tiempo), la obstrucción del paso del aire, y como consecuencia la disminución del coeficiente global de transferencia de calor del equipo.

Existen varios métodos de descarche de evaporadores pero los más empleados son tres: paro de ciclo, por medio de agua y por medio de gas caliente. La activación y desactivación de cada uno de ellos esta

controlada por un reloj temporizador. Generalmente el descarche se realiza de una a dos veces al día.

En el descarche por paro de ciclo únicamente se interrumpe el paso de fluido frigorígeno al interior del acondicionador difusor, pero los ventiladores continúan funcionando, de manera que el hielo formado absorba calor del aire en circulación hasta que se desprenda de la superficie en la que se encontraba adherido.

El descarche por agua consiste en interrumpir el paso de fluido frigorígeno, apagar los ventiladores y esprear agua a temperatura ambiente sobre la superficie del serpentín a fin de que la escarcha formada absorba calor del agua y se desprenda del acondicionador difusor.

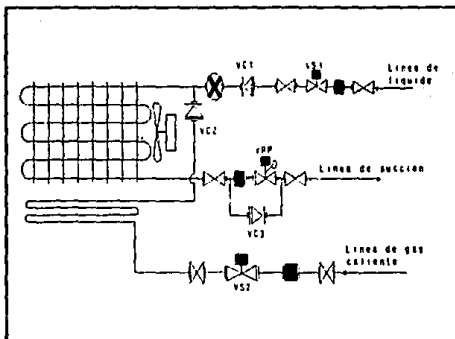
El descarche por gas caliente es el único de los tres que se realiza por medios internos, es decir por contacto térmico con el propio fluido frigorígeno a alta temperatura, y por lo tanto deberán considerarse tuberías específicas en la instalación. Para llevar a cabo lo anterior es necesario contar con arreglos de accesorios que se colocan tanto en la línea de entrada al evaporador, como a la salida del evaporador. Los arreglos más comunes de accesorios son los presentados en las ilustraciones 43 y 44.

Al momento que deberá realizarse el descarche el temporizador enviará una señal a la válvula solenoide a la entrada del acondicionador difusor (VS1) para interrumpir el flujo del fluido frigorígeno al interior del serpentín, y también envía una señal eléctrica a una

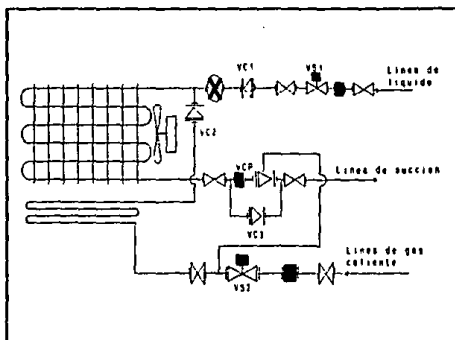
válvula solenoide colocada en una línea por la que circula gas caliente proveniente de la descarga de los compresores que operan a mayor presión en la instalación (VS2), de manera que dicha válvula solenoide realice su apertura y permita el flujo de fluido frigorígeno al interior del acondicionador difusor. Es necesario que el gas caliente circule primeramente por la tubería de drenaje del evaporador y la charola colectora a fin de que quede libre el paso para toda el agua y hielo que se desprenderá y puedan fluir libremente hacia el drenaje sin acumularse en la charola. Una vez que el gas caliente ha circulado por la tubería de drenaje y la charola, entrará al serpentín del evaporador de manera que la escarcha absorba calor directamente de la superficie a la que se encuentra adherida, y se desprenda rápidamente de la misma.

Al salir de su recorrido por el serpentín, el fluido frigorígeno cedió no solo calor latente de recalentamiento, sino también calor latente de condensación, por lo que antes de regresar al circulación normal por el circuito es necesario disminuir su presión hasta la presión imperante en el separador de partículas, y posteriormente realizar la separación de fases en ese recipiente.

Debe notarse que en ambos arreglos la línea de entrada de gas caliente y la línea de entrada de líquido cuentan con los mismos accesorios. En la línea de entrada de líquido se coloca el juego típico de accesorios (válvula de paso, filtro, válvula solenoide, válvula de expansión) acompañado de una válvula "check" (VC1) situada entre la válvula de expansión y la válvula solenoide que se coloca con la finalidad de impedir el flujo de gas caliente a la línea de alimentación



Ilustr. 43 Arreglo de accesorios No. 1 para el descarche con gas caliente.



Ilustr. 44 Arreglo de accesorios No. 2 para el descarche por gas caliente.

cuando el descarche se efectúe, y de manera similar en la línea de gas caliente se coloca una válvula check (VC2) antes que se una con la línea de entrada al serpentín, para evitar que en flujo normal el fluido frigorígeno en forma de líquido entre en la tubería de gas caliente.

Las diferencias se presentan en los accesorios a la salida del evaporador. En el primer arreglo (ilustración 43) a la salida se coloca sobre la trayectoria principal un juego que consiste de : válvula de paso, filtro, válvula reguladora de presión (VRP) y válvula de paso; y sobre una línea de by-pass se coloca una válvula check (VC3).

En flujo normal el fluido frigorígeno recién evaporado fluirá por la trayectoria principal pasando por la válvula reguladora de presión, que entregará a la salida una presión constante. Bajo estas condiciones resultará imposible el flujo por el "by-pass", ya que la válvula check realizará su apertura a una presión elevada (presión de condensación).

Cuando llegue el momento de realizar el descarche, el temporizador envía una señal de cierre total a la válvula reguladora de presión, de manera que obliga el flujo por el "by-pass". Al paso del fluido frigorígeno por la válvula "check" sufrirá una caída de presión por efecto de la fricción de tal magnitud que a la salida de ella el fluido tendrá una presión igual a la imperante en el separador de partículas, por lo que podrá entrar a el sin alterar sus condiciones de operación.

Las acciones realizadas por los accesorios del arreglo número 2 (ilustración 44) son exactamente las mismas, solo que se sustituye la válvula reguladora de presión por una válvula check pilotada (VCP), que

de igual forma durante la operación normal solo abrirá al alcanzar cierta presión, y entregará una presión constante en la línea de salida del evaporador. Durante el ciclo de descarche la válvula solenoide de la línea de gas caliente (VS2) permite el paso hacia la charola y hacia línea que pilotea la válvula check (VCP), de manera que debido a la presión ejercida por el gas caliente en la parte superior de esta válvula, provoca su cierre total, obligando al fluido frigorígeno a circular por el "by-pass".

CAPITULO V

APLICACIÓN DE CRITERIOS.

Como ya se habia mencionado anteriormente, el campo de aplicaciones de la ingeniería del frío es tan amplio, que resultaría demasiado laborioso el presentar ejemplos de utilización de los criterios en cada una de dichas aplicaciones. Es por eso que en su lugar únicamente se desarrollará un ejemplo basado en un caso real, seleccionado por presentar características particulares que permite aplicar un gran número de criterios.

Es necesario mencionar que los objetivos del presente trabajo de tesis no incluye la revisión de la metodología empleada para determinar las necesidades de frío, y por ello los datos técnicos necesarios para la realización del diseño de instalaciones se obtuvieron de trabajos previamente realizados en la asignatura P.T. de Ingeniería de Refrigeración y Congelación de Alimentos, sin embargo, debe hacerse hincapié en que tanto la determinación de las necesidades de frío, como la obtención de las condiciones de operación son la base para el diseño de la instalación frigorífica, y por lo tanto deben ser resultado de un estudio minucioso en torno a la aplicación específica.

5.1. PLANTEAMIENTO DEL CASO.

El ejemplo se desarrolló basándose en las necesidades de frío de una industria productora de cerveza. El proceso completo de elaboración cuenta con un gran número de aplicaciones del frío, tanto para la conservación de materias primas, como para la obtención de temperaturas que favorezcan la realización de algunas operaciones fundamentales como los son: enfriamiento del mosto, inoculación, fermentación, maduración, carbonatación y enfriamiento posterior a la pasteurización de la cerveza. A estas se suma una aplicación auxiliar actualmente utilizada con fines de reducir costos de producción, que es la recuperación de CO_2 producido a raíz de la fermentación, para poder utilizarlo posteriormente en la carbonatación de dicha bebida.

Los datos de diseño presentados corresponden a un volumen de producción muy elevado (equivalente a 6000 botellas de 355 ml. por minuto), y debido a ello las necesidades de frío son de gran magnitud. En la ilustración 45 se representa la distribución de áreas de dicha planta.

5.1.1. Datos Necesarios para el Diseño.

5.1.1.1. Localización.

La planta elaboradora de cerveza esta localizada al noroeste de la Ciudad de México, que se caracteriza por un clima templado regular. Por encontrarse en una zona industrial, se cuenta con los servicios requeridos por la instalación frigorífica como los son suministro eléctrico de alto voltaje y agua de uso industrial, es necesario

mencionar que aunque se cuenta con este suministro, no puede considerarse como una disponibilidad alta de agua.

Condiciones climatológicas¹⁰

T_{máxima} del mes más caliente= 31°C

T_{media} del mes más caliente= 19.2°C

Humedad relativa promedio= 61%

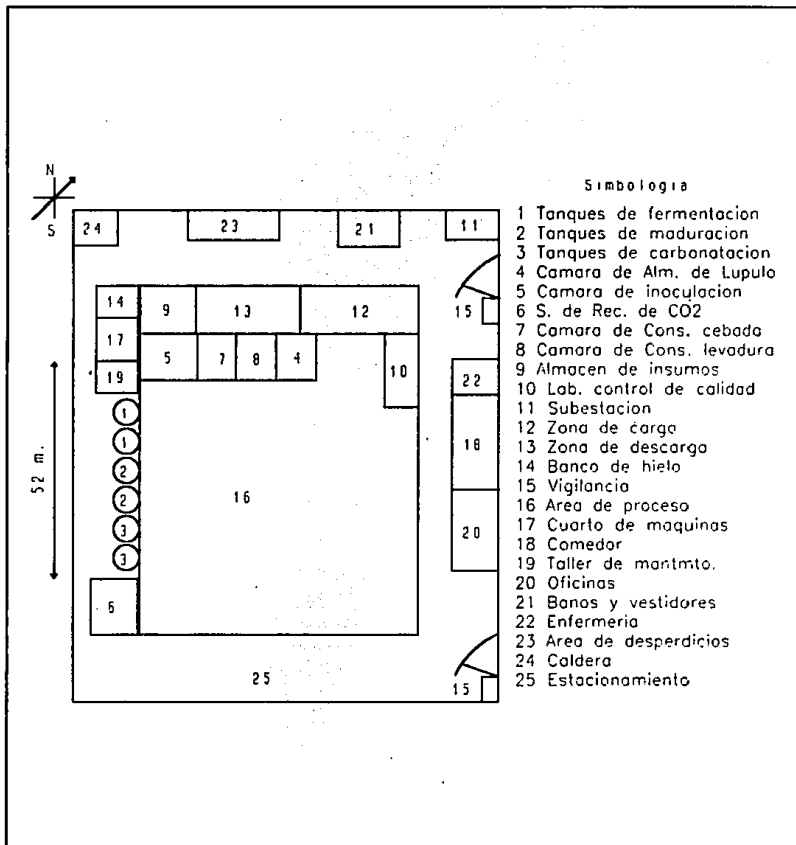
Velocidad del aire= 2.77 m/s

5.1.1.3. Necesidades de Frío.

De acuerdo a las condiciones y a los volúmenes manejados en las operaciones llevadas a cabo en el proceso de elaboración de cerveza y la conservación de materiales, se tienen las siguientes necesidades de frío.

Tabla XI

| APLICACIÓN | TEMPERATURA DE LA APLICACIÓN (°C) | TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN (°C) | CONTROL DE HUMEDAD RELATIVA | POTENCIA FRIGORÍFICA (Rea/h) | TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO (h/día) |
|---|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| Enfriamiento de mosto y cerveza por medio de agua helada. | 4 | -1 | | 800,287.11 | 24 |
| Fermentación. | 6 | 1 | | 2,223,185.44 | 24 |
| Maduración de cerveza. | 1 | -4 | | 973,944.38 | 24 |
| Carbonatación | 1 | -4 | | 146,800.29 | 24 |
| Almacenamiento de lúpulo. | 2 | -3 | | 64,101.44 | 22 |
| Inoculación | 9 | 6 | 85% | 49,155.72 | 22 |
| Sistema de recuperación de CO ₂ . | -29 | -34 | | 452,909.16 | 24 |
| Conservación de cebada. | 8 | 3 | | 116,800.00 | 24 |
| Conservación de levaduras. | 3 | 1 | 85% | 72,240.00 | 22 |



Ilustr. 45 Distribución de áreas de la planta elaboradora de cerveza.

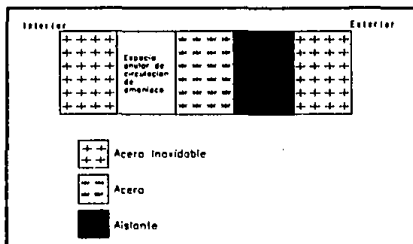
Obviamente para que exista un intercambio calórico entre el medio a enfriar, y el fluido frigorígeno que circula por el evaporador es necesario que la temperatura de evaporación sea inferior a la temperatura de la aplicación ($T_0 < T_{\text{aplicación}}$). Para obtener la temperatura de evaporación se debe restar a la temperatura de la aplicación, el gradiente de temperaturas de diseño de evaporadores, que por lo general es de 5-6 °C.⁴

En el caso de aplicaciones donde se desea controlar la humedad relativa del aire, debe utilizarse un gradiente de temperaturas menor, obtenido a partir de las propiedades psicrométricas de aire. El gradiente de temperaturas depende únicamente de la humedad relativa del aire y la temperatura de la aplicación.

Como puede apreciarse las aplicaciones del frío involucradas en el proceso de elaboración de cerveza tienen operación las 24 horas del día (a excepción de las aplicaciones con evaporador tipo acondicionador-difusor), y las potencias frigoríficas a eliminar en algunas de ellas son muy elevadas, debido básicamente al alto volumen de producción de dicha industria y a la necesidad de operar en forma continua los equipos involucrados.

Existen algunas operaciones como, fermentación, maduración y carbonatación en las que, debido a su naturaleza y condiciones bajo las que deben llevarse acabo, se hace necesaria la absorción de potencia frigorífica directamente de los tanques de grandes volúmenes en los que se realizan dichas operaciones.

El sistema de enfriamiento de estos tanques es mediante una chaqueta que pone en contacto térmico el fluido frigorígeno y el producto. Por el hecho de operar bajo una temperatura inferior a la temperatura ambiente, es necesario mantener aislados estos tanques para evitar excesivas entradas de calor provenientes del exterior. De acuerdo a lo anterior la composición de la pared de estos tanques enchaquetados será de acuerdo a lo representado en la ilustración 46.



Ilustr. 46 Composición de pared de los tanques enchaquetados.

5.2. PROPUESTAS PARA EL DISEÑO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

Para llegar a las propuestas se iniciará por la elección de los componentes que no dependen del arreglo o del número de etapas de compresión.

5.2.1. Elección del Tipo de Condensador.

De acuerdo a lo descrito en el apartado 4.1.2., se debe tomar en cuenta tres aspectos: disponibilidad de agua, humedad relativa del ambiente y calidad del agua. De acuerdo a los datos de ubicación se sabe que no se cuenta con una alta disponibilidad de agua, pero se puede considerar como de bajo contenido de suciedad, y la humedad relativa del aire está por abajo del 75%, por lo tanto la elección del tipo de condensador queda dentro de las siguientes opciones.

- A) Condensador multitubular horizontal con envolvente con recirculación de agua y auxiliado por una torre de enfriamiento.
- B) Condensador multitubular vertical con envolvente.
- C) Condensador evaporativo.

Para elegir entre estas tres opciones es necesario emplear el parámetro de calidad del agua, y considerar las características de los equipos de condensación.

Se puede descartar el empleo de un condensador evaporativo, ya que para poder eliminar un calor de condensación elevado (El calor de condensación deberá ser superior a la sumatoria de las potencias frigoríficas de las aplicaciones, y por lo tanto excederá los 5,000,000.00 Kcal/h), se necesitaría un gran número de ellos, y si a esto se suma que son equipos voluminosos en comparación con los multitubulares se tendrían consecuencias desfavorables tanto por cuestiones de control como de espacio exigido para su instalación.

Ahora bien, los equipos multitubulares verticales con envolvente son capaces de disipar una gran cantidad de calor, pero sin embargo su poca disponibilidad en el mercado, y como consecuencia su alto costo de adquisición provocan que la elección se incline más hacia el condensador multitubular horizontal con envolvente como el equipo más conveniente en este caso, ya que además ser equipos compactos de alta capacidad se pueden encontrar fácilmente en el mercado a costos inferiores a los verticales.

5.2.2. Elección de los Tipos de Evaporadores.

Por las condiciones en las que debe llevarse a cabo la eliminación de calor en cada una de las aplicaciones de este proceso, los tipos de evaporador más convenientes serán los siguientes:

a) Debido a que la manera más conveniente de conservar la baja temperatura de materiales es por medio del contacto con aire frío, lo más adecuado para la cámara de conservación de lúpulo, la cámara de inoculación, cámara de conservación de cebada y la cámara de conservación de levaduras, será contar con evaporadores tipo acondicionador difusor.

b) Para la aplicación de generación de agua helada existen dos tipos de evaporadores que pueden realizarla. El evaporador multitubular horizontal con envolvente, o el evaporador con serpentín sumergido (banco de hielo), sin embargo de acuerdo a la cantidad de calor que desea retirarse (800,287.11 kcal/h) si se deseara utilizar el segundo lo más probable será que se requiera un gran número de ellos (y por lo tanto se necesitaría construir igual

número de cisternas, lo que elevaría los costos de instalación), ya que de acuerdo a catálogos de selección su "capacidad acumulada" a lo largo del tiempo de funcionamiento se encuentra entre 48,000 y 750,000 kcal²³. Se le llama capacidad acumulada al calor que puede absorberse con la cantidad de hielo que se acumula en el banco al término del ciclo de funcionamiento. Generalmente a lo largo del día se llevan a cabo de 1 a 3 ciclos.

Debido a lo anterior se puede decir que el evaporador más conveniente será el multitubular horizontal con envolvente, ya que opera en forma continua y posee una eficiencia térmica superior al sumergido, lo que hace que se necesiten un menor número de equipos para satisfacer las necesidades de frío.

c) En el caso de las siguientes aplicaciones:

- Fermentación.
- Maduración.
- Carbonatación.

Lo más conveniente, de acuerdo al volumen que se maneja en cada una, es realizar la absorción de potencia frigorífica del producto en tanques, lo que lleva a pensar en dos posibles formas de realizar el contacto térmico entre el fluido frigorígeno y el producto:

- 1.- Con un serpentín sumergido.
- 2.- Construyendo tanques enchaquetados.

Aunque pudiera igualarse o superarse con un serpentín sumergido el área de transferencia de calor lograda por los tanques enchaquetados, resultaría una mala elección por cuestiones

sanitarias, ya que el tener un serpentín dentro del tanque dificultaría la limpieza del mismo y podría acumular suciedad que perjudicaría la calidad del producto; por lo tanto, lo más conveniente es el emplear tanques enchaquetados.

d) Por la naturaleza de la aplicación de condensación de CO_2 , lo más conveniente es el emplear un evaporador del tipo multitubular horizontal con envolvente, ya que ninguno de los otros permite el manejo de fluidos en forma de gas para provocar su condensación, y al mismo tiempo proporcionar una alta eficiencia y una gran superficie de contacto térmico.

5.2.3. Métodos de Alimentación a Evaporadores.

La elección del método de alimentación a evaporadores debe hacerse según los parámetros descritos en el capítulo III, y de acuerdo a ello los métodos más recomendables para cada aplicación son los siguientes:

a) Los evaporadores de la cámara de almacenamiento de lúpulo, cámara de inoculación y la cámara de conservación de levaduras deben contar con una alimentación por expansión directa, ya que la potencia frigorífica de cada una de ellas se encuentra por abajo de 100,000 kcal/h.

b) En el caso de la cámara de conservación de cebada y el tanque de carbonatación, lo más conveniente es alimentar los evaporadores de forma inundada, ya que su potencia frigorífica se encuentra entre el intervalo de 100,000 y 200,000 kcal/h.

c) El resto de las aplicaciones (tanque de fermentación, tanque de maduración, enfriador de agua y sistema de recuperación de CO_2), se encuentran por encima de ese intervalo por lo que es necesario emplear un sistema de recirculación de líquido para alimentar sus evaporadores.

Aunque todas estas aplicaciones operan las 24 horas de día, debido a que las potencias frigoríficas son superiores a 450,000 kcal/h el sistema de recirculación más conveniente es por medio de bombas.

d) En el caso específico del sistema de recuperación de CO_2 , la capacidad apenas rebasa dicha cifra por lo que no es necesario emplear una relación de recirculación superior a la común (3:1), pero en el resto de ellas la cantidad de calor a retirar es demasiado elevada, y lo más recomendable será emplear una relación de recirculación mayor para poder absorber tal cantidad de calor sin emplear una superficie de transferencia de calor muy grande.

Si bien es cierto que debe tratarse de homogenizar los métodos de alimentación a evaporadores, en este caso, como puede apreciarse, existe una gran diversidad, pero dadas las necesidades de frío y a la diversidad de aplicaciones que involucra esta instalación, no es conveniente modificarlos.

A continuación se presenta una tabla que resume la elección de los tipos de evaporadores y el método de alimentación a evaporadores para cada aplicación.

Tabla XII

| Aplicación | Tipo de Evaporador | Método de Alimentación |
|--|--|-------------------------------------|
| Enfriamiento de mosto y cerveza por medio de agua helada | Multitubular horizontal con envolvente | Sistema de recirculación por bombas |
| Fermentación | Tanque enchaquetado | Sistema de recirculación por bombas |
| Maduración de cerveza | Tanque enchaquetado | Sistema de recirculación por bombas |
| Carbonatación | Tanque enchaquetado | Inundada |
| Almacenamiento de lúpulo | Acondicionador difusor | Expansión directa |
| Inoculación | Acondicionador difusor | Expansión directa |
| Sistema de Recuperación de CO ₂ | Multitubular horizontal con envolvente | Sistema de recirculación por bombas |
| Conservación de cebada | Acondicionador difusor | Inundada |
| Conservación de levadura | Acondicionador difusor | Expansión directa |

5.2.4. Elección de Dispositivos de Expansión.

Por el hecho de que prácticamente no ocurren variaciones en la potencia frigorífica de cada una de las aplicaciones resultará adecuado el uso de válvulas de expansión manual ó válvulas de expansión automática en todas ellas, auxiliándose de válvulas solenoides y válvulas reguladoras de presión para la regulación del flujo y de la presión de evaporación.

5.2.5. Planteamiento de Alternativas de Compresión.

Para poder determinar el número de etapas de compresión y elegir el tipo de compresor adecuado es necesario calcular la relación de compresión bajo la que estará operando el equipo. Para realizar el cálculo se requieren datos tanto de la presión de evaporación más baja, obtenida directamente de tablas de vapor del amoníaco a partir de la temperatura de evaporación más baja, como de la presión de condensación, que queda determinada por la temperatura de condensación. La temperatura

de condensación (T) generalmente se fija cinco grados centígrados por encima de la temperatura media imperante a lo largo del año en el lugar donde se encontrará la instalación frigorífica; o bien a partir de la llamada " Temperatura de Cálculo" (Tc) cuya expresión se presenta a continuación.

$$T_c = T_{maxmc} (0.6) + T_{medmc} (0.4)$$

donde

Tc= Temperatura de cálculo.

Tmaxmc= Temperatura máxima del mes más caliente.

Tmedmc= Temperatura media del mes más caliente.

Realizando dichos cálculos y auxiliándose con las tablas de vapor del fluido frigorígeno se obtiene el valor de la relación de compresión como se muestra a continuación.

$$T_c = 0.6(31) + 0.4(19.2) = 26.28^\circ\text{C}.$$

y por lo tanto,

$$T = T_c = 26.28 \approx 27^\circ\text{C}$$

de acuerdo a esta temperatura y a la temperatura de evaporación más baja se obtienen las presiones correspondientes,

$$T = 27^\circ\text{C} \quad P = 10.87 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_o = -34^\circ\text{C} \quad P_o = 0.999 \text{ kg/cm}^2$$

$$RC = P/P_o = 10.87/0.999 = 10.88$$

Dado que la relación de compresión supera la relación de compresión máxima alcanzada por los compresores de pistón ($10.88 > 10$), no es posible manejar dichos equipos en una etapa de compresión bajo dichas condiciones.

Para comprobar que no resulta apropiado el manejar una etapa de compresión con compresores de pistón se debe realizar el cálculo de la temperatura de descarga.

$$T_d = T_o(RC)^{(n-1)/n}$$

$$T_d = 239.15(10.88)^{(1.312-1)/1.312}$$

$$T_d = 421.88 \text{ K} = 148^\circ\text{C}$$

Dado que la temperatura de descarga (148°C) excedería la temperatura crítica del amoníaco (132.4°C) debe descartarse el empleo de una etapa de compresión con compresores de pistón.

A raíz de estos resultados se generan las siguientes alternativas:

- 1.- Diseñar una instalación con dos etapas de compresión utilizando compresores de pistón.
- 2.- Diseñar una instalación con dos etapas de compresión empleando compresores de tornillo.
- 3.- Diseñar una instalación en una etapa de compresión con compresores de tornillo.
- 4.- Diseñar una instalación en una etapa de compresión con compresores de tornillo con un sistema de enfriamiento de aceite economizador.

Con cada una de las cuatro opciones se lograría satisfacer las demandas de frío, pero analizando termodinámicamente cada una se determinará cual es la más conveniente de acuerdo a las condiciones de trabajo.

Para determinar el gasto de energía necesario para llevar a cabo la compresión se realizará un análisis termodinámico, y debido a que las dos primeras alternativas proponen una compresión en dos etapas, es necesario elegir antes el tipo de interenfriador.

5.2.6. Elección del Tipo de Interenfriador.

De acuerdo a la distribución de áreas del caso tomado como ejemplo (ilustración 43), se tiene que la distancia entre el cuarto de máquinas y el evaporador más alejado (sistema de recuperación de CO_2), es de 52 metros, que es superior a la distancia máxima bajo la que es recomendable el empleo del interenfriador abierto (25 metros), por lo que resulta conveniente el empleo del interenfriador de tipo cerrado.

5.2.7. Integración de las Propuestas de Diseño.

En todos los casos se realizará un subenfriamiento interno en el separador de partículas del sistema de recuperación de CO_2 , ya que como se mencionó en el apartado de recomendaciones de integración de instalaciones, para aplicaciones cuyo proceso de expansión se lleva a cabo en una etapa (P-Po), y que utilizan ya sea el sistema de recirculación por bombas o alimentación inundada, es deseable realizar los subenfriamientos, no por el hecho de que se presente un aumento en la producción frigorífica específica en el evaporador de dichas

aplicaciones, sino por que al final de la expansión se obtendrá una mezcla líquido vapor con mayor proporción de líquido que posee un volumen específico menor al del vapor, y por lo tanto se reduce el tamaño de los separadores empleados.

Debe mencionarse que la tercera y cuarta alternativas son diferentes a las primeras, ya que al analizar las temperaturas de evaporación (tabla XI) (y por lo tanto las presiones de evaporación) de las aplicaciones, se puede ver claramente que todas ellas, excepto la del sistema de recuperación de CO_2 , se encuentran dentro de la banda de temperaturas que se consideran de refrigeración, por lo que para poder realizar la compresión en una etapa es necesario contar con dos juegos de compresores, cada uno de ellos tendrá una presión de succión diferente, pero ambos descargarán a la misma presión de condensación en un cabezal común que los comunicará con el equipo de condensación. Un juego succionará a la presión a la que evaporan las aplicaciones que operan dentro de la banda de refrigeración, y otro juego succionará a la presión a la que se lleva acabo la evaporación en el sistema de recuperación de CO_2 .

Para asegurar la succión de vapor seco proveniente de las aplicaciones que se encuentran alimentadas por expansión directa, se hace necesario emplear un acumulador de baja presión o separador de partículas . Para poder emplear dicho recipiente debe existir algún dispositivo que permita controlar el nivel de líquido a fin de evitar que el mismo alcance la zona de separación, o de succión y llegue a ingresar al compresor. El nivel de líquido se puede controlar al mismo tiempo que se logra un beneficio si se utiliza el líquido que se

acumule en el fondo de dicho recipiente para realizar un subenfriamiento interno del líquido que alimentara a dichas aplicaciones. Esto da como resultado un aumento en la producción frigorífica específica, y la evaporación del fluido frigorígeno depositado en el separador de partículas, y así se evita que su nivel se eleve demasiado y llegue a ser succionado por el compresor. Para tales fines es necesario poner una línea de alimentación a este separador de partículas y un regulador de nivel que la controle. Esta línea de alimentación se instalará con el fin de evitar que el nivel del líquido se encuentre por abajo del serpentín lo que ocasionaría un cambio en las condiciones termodinámicas de las aplicaciones que se alimentarán con el líquido subenfriador. Es necesario mencionar que en condiciones normales el separador de partículas siempre se abastecerá de líquido a través de esta línea, y solamente se interrumpirá cuando la potencia frigorífica de las aplicaciones cuyas salidas de los evaporadores retornan a este recipiente baje súbitamente. Cuando esto sucede la evaporación del líquido alimentado no es completa, y al separador de partículas llegará líquido proveniente de estos evaporadores, provocando un aumento de nivel y la interrupción de la alimentación a través de la línea antes mencionada. El restablecimiento de dicha alimentación se llevará a cabo cuando el nivel haya descendido nuevamente por efecto de realizar el subenfriamiento interno.

La cuarta propuesta es similar a la tercera, la única diferencia consiste en el sistema de enfriamiento que utilizarán los compresores. Esta última propuesta involucra un sistema economizador que permite obtener las ventajas de un ciclo en dos etapas (disminuir la temperatura

de descarga y disminuir el trabajo de compresión) en un compresor de tornillo que maneja una sola etapa de compresión.

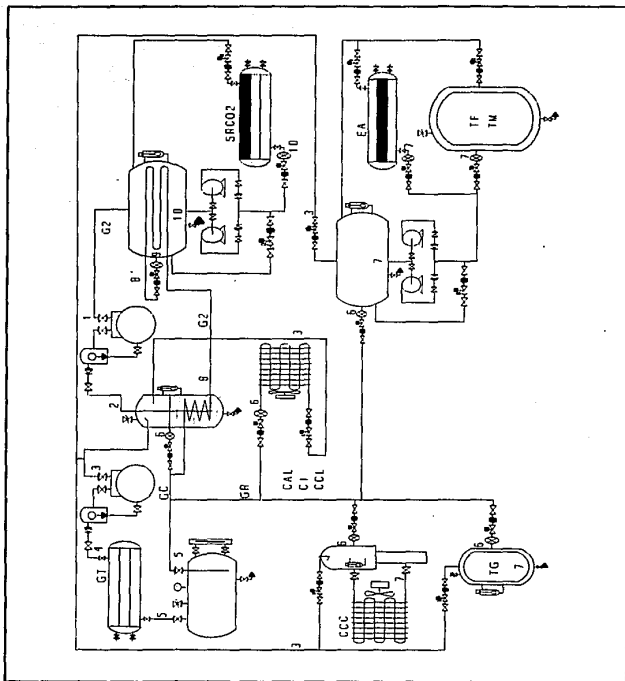
Para poder realizar el cálculo de condiciones en las alternativas que involucran compresores de tornillo es necesario establecer las temperaturas de descarga que se obtendrán con estos equipos. En base a datos reportados en los catálogos de selección de equipos de compresión¹² se considerarán las siguientes temperaturas de descarga:

- * En la alternativa número 2 la temperatura de descarga para la primera etapa será de 20°C y para la segunda de 70°C.
- * En la alternativa número 3 la temperatura de descarga de ambos juegos de compresores será de 70°C.
- * Para la cuarta alternativa se considerará una temperatura de descarga para ambos juegos de compresores de 50°C.

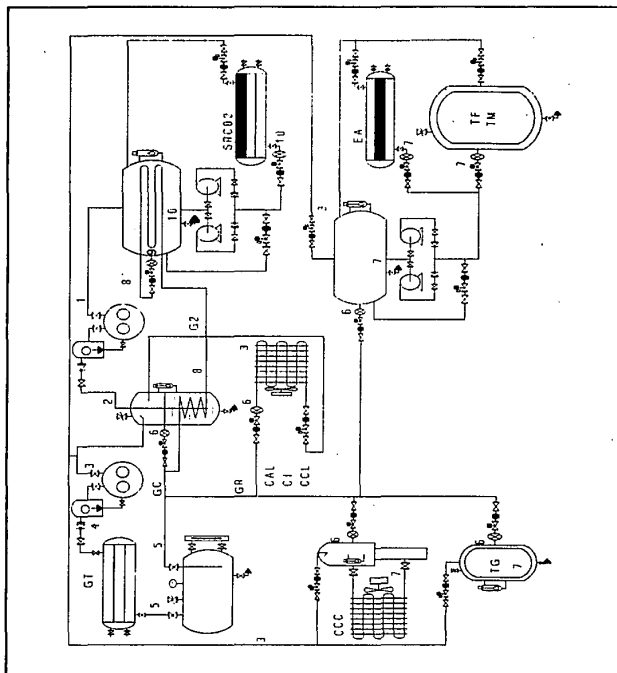
Considerando todo lo anterior, las alternativas propuestas quedan representadas en las siguientes ilustraciones 47(1^a), 48(2^a), 49(3^a) y 50(4^a) donde,

Tabla XIII

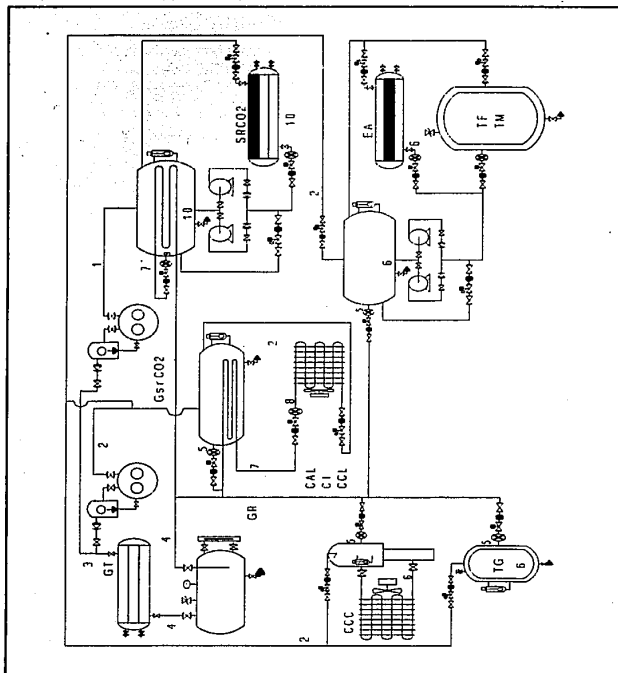
| Ilustración | Descripción |
|--|-------------------|
| | CNA |
| Cámara de almacenamiento de líquido | CA |
| Cámara de Inyección | CI |
| Cámara de Conservación de Líquidos | CL |
| Cámara de Conservación de Gases | CG |
| Tanque de Gobierno | TG |
| Tanque de Expansión | TE |
| Tanque de Reducción | TR |
| Enfriador de Agua | EA |
| Sistema de Recuperación de CO ₂ | SRCO ₂ |



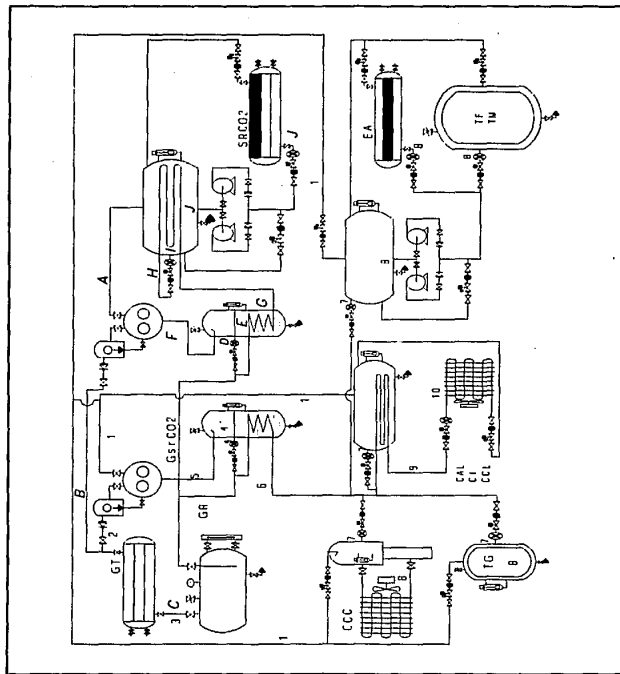
Ilustr. 47 Diagrama de la instalación alternativa 1



Ilustr. 48 Diagrama de la instalación alternativa 2



Ilustr. 49 Diagrama de la instalación alternativa 3



Ilustr. 50 Diagrama de la instalación alternativa 4

5.3. Evaluación Termodinámica y Técnica.

Debido a la importancia del compresor en la instalación, a las consecuencias económicas que de él se derivan y a que la diferencia básica entre las alternativas de diseño es el sistema de compresión, para la evaluación termodinámica y técnica se consideraron condiciones de termodinámicas de trabajo que están directamente relacionadas con el proceso de compresión.

El primero de ellos tiene principalmente una importancia económica, y está relacionado con los gastos de operación de los equipos de compresión. Como ya se sabe, gran parte de los gastos de operación de la instalación frigorífica son debidos al consumo de energía eléctrica, y una gran proporción de ese consumo es empleado por los compresores. Por estas razones debe procurarse que la alternativa que se elija provoque el menor consumo de energía, para disminuir, en la medida de lo posible, los gastos de operación.

La condición termodinámica de trabajo que está directamente relacionada con el consumo de energía necesaria para llevar a cabo la compresión, es el trabajo de compresión (W), de tal forma que lo más adecuado es elegir la alternativa que requiera el menor trabajo de compresión total.

La segunda condición termodinámica de trabajo está relacionada con el tamaño de los equipos de compresión. Una característica deseable en cualquier tipo de equipo, es tener poco espacio ocupado por el mismo, y en el caso de los compresores mientras más pequeño sea el volumen a desplazar (V), el equipo será más compacto.

Por último, y como consecuencia del trabajo de compresión, se tomará en cuenta el calor de condensación (Q). Por ser los equipos que anteceden al condensador, los compresores tienen influencia en la magnitud del calor de condensación debido a que además de eliminar hacia el medio ambiente el calor absorbido como potencia frigorífica de las aplicaciones, en el condensador se debe eliminar el calor producido por el trabajo de compresión, y mientras menor sea el trabajo de compresión, menor será el calor de condensación, y por lo tanto el equipo de condensación deberá ser de menor capacidad.

De acuerdo a lo anterior, lo más conveniente será la alternativa que produzca un menor calor de condensación, ya que ello representa ventajas económicas y de ahorro de espacio por requerir un equipo de menor capacidad para cubrir las necesidades de la instalación, y por provocar gasto menor en los servicios requeridos para su funcionamiento.

Es necesario mencionar que la producción frigorífica específica tiene ingerencia indirecta en las condiciones de trabajo que se considerarán en este análisis, ya que la magnitud de esta repercute en los gastos de la instalación, y por lo tanto influirá en los valores de las condiciones a considerar.

5.3.1. Definición de las Condiciones de Trabajo

Antes de proceder a calcular las condiciones de trabajo, es necesario definir las brevemente.

Gasto de una aplicación: El gasto de cualquier aplicación (G_i) deberá calcularse individualmente para cada aplicación y quedará definido por la potencia frigorífica a retirar de la aplicación (Q_{o1}), entre la

producción frigorífica específica lograda en el evaporador de esa aplicación (q_{oi}).³

$$G_i = \frac{Q_{oi}}{q_{oi}}$$

Es necesario mencionar que debe cuantificarse también el gasto de fluido frigorígeno necesario para llevar a cabo los subenfriamientos internos de la instalación. Para obtener estos gastos debe realizarse un balance de materia y energía que involucre las condiciones de las corrientes que participan en el intercambio calórico.

Equivalente específico de trabajo de compresión: El equivalente específico de trabajo de compresión (AW) está definido como la cantidad de energía necesaria para comprimir una unidad en masa de fluido frigorígeno³, de tal forma que,

$$AW = h_{final} - h_{inicial}$$

donde,

h_{final} = corresponderá a la entalpía al final de la compresión.

$h_{inicial}$ = corresponderá a la entalpía inicial de la compresión.

Trabajo de compresión: El trabajo de compresión (W) es la cantidad de energía necesaria para realizar el aumento de presión de la totalidad de fluido frigorígeno que es succionado por los compresores de una misma etapa, y está definida como el producto del equivalente específico de trabajo de compresión (AW) y el gasto total que ingresa al compresor (G).

$$W=G(AW)$$

Volumen a desplazar: El volumen que los compresores deben ser capaces de admitir los compresores a fin de manejar la totalidad de la capacidad de una etapa de compresión es conocida como volumen a desplazar (V), y esta definido como el producto del gasto total que ingresa al compresor (G) y el volumen específico en las condiciones de succión (v).³

$$V=G(v)$$

Calor de condensación: El calor de condensación (Q) es el calor que debe desprenderse hacia algún medio externo en el condensador, y esta definido como la suma de las potencias frigoríficas de todas las aplicaciones ($\sum Q_{oi}$), mas el trabajo de compresión total ($\sum W$).³

$$Q=\sum Q_{oi}+\sum W$$

Las anteriores condiciones de trabajo se calculan de manera indistinta para instalaciones con compresión simple o múltiple. A continuación se describe brevemente como se definen los gastos de las instalaciones con dos etapas de compresión.

El gasto total (G_r) queda definido como la suma del gasto de refrigeración (G_r) y el gasto de congelación (G_c).³

$$G_T = G_R + G_C$$

El gasto de congelación (G_c) esta definido por la suma de la cantidad total de fluido que se debe alimentar a los evaporadores que trabajan en la zona de baja presión (G_2), y el gasto que se alimenta al interenfriador (G_1).³

$$G_C = G_2 + G_1$$

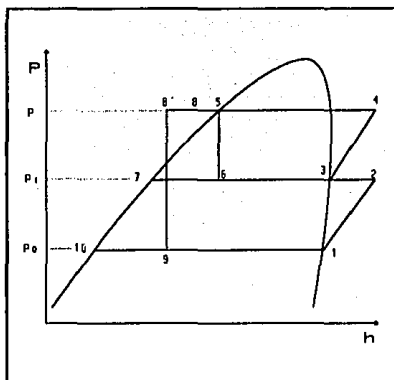
El gasto que se alimentará al interenfriador se obtiene a partir de balances de materia y energía con las condiciones de operación del mismo. Generalmente dicho gasto queda definido por el flujo másico total que alimenta a evaporadores de baja presión (G_2) y las entalpías de los flujos participantes en el intercambio calórico.

El gasto de refrigeración (G_R) esta constituido por la sumatoria de los gastos de los aplicaciones que trabajan en la zona de alta presión (G_{ap}).³

$$G_R = G_{ap}$$

5.3.2. Condiciones de Trabajo.

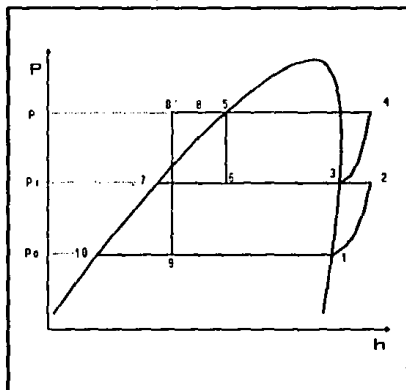
A continuación se presentan los diagramas termodinámicos, tablas que contienen las condiciones de operación y las condiciones de trabajo de cada una de las alternativas propuestas. Debido a que resultaría muy complicada la descripción de la cuarta alternativa en un solo diagrama de Molliere, se decidió representarla en dos de ellos, el primero ilustra lo ocurrido en la parte de la instalación donde se encuentran las aplicaciones con temperaturas de refrigeración, y la segunda representa la parte del sistema de recuperación de CO_2 .



Ilustr. 51 Diagrama P-h para la instalación de la alternativa 1

Tabla XIV

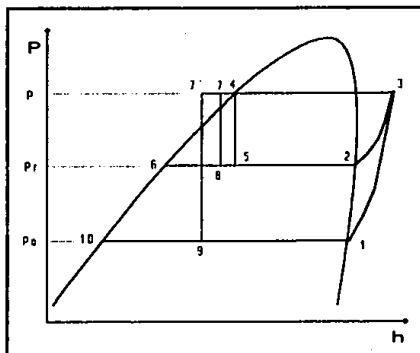
| | | | |
|----------------------------|--------|---------------------------|--------------|
| h_1 (kcal/h) | 390.41 | G_2 (kg/h) | 1,509.79 |
| h_2 (kcal/h) | 427.00 | AW_b (kcal/kg) | 36.59 |
| h_3 (kcal/h) | 398.97 | W_b (kcal/h) | 55,243.50 |
| h_4 (kcal/h) | 440.00 | V_b (m ³ /h) | 1,749.70 |
| $h_5 = h_6$ (kcal/h) | 130.39 | G_c (kg/h) | 1,832.01 |
| h_7 (kcal/h) | 90.12 | G_R (kg/h) | 14,551.88 |
| h_8 (kcal/h) | 101.10 | G_r (kg/h) | 16,383.90 |
| $h_9 = h_8$ (kcal/h) | 73.80 | AW_s (kcal/kg) | 41.03 |
| h_{10} (kcal/h) | 63.13 | W_s (kcal/h) | 672,231.41 |
| v_1 (m ³ /kg) | 1.1589 | V_r (m ³ /h) | 6,591.24 |
| v_2 (m ³ /kg) | 0.4023 | Q (kcal/h) | 5,646,920.45 |



Ilustr. 52 Diagrama P-h para la instalación de la alternativa 2

Tabla XV

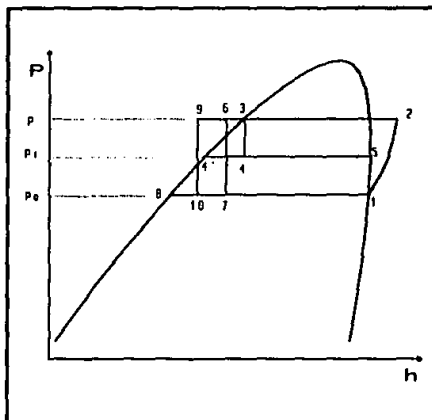
| | | | |
|----------------------------|--------|---------------------------|--------------|
| h_1 (kcal/kg) | 390.41 | G_2 (kg/h) | 1,509.79 |
| h_2 (kcal/kg) | 416.00 | AW_b (kcal/kg) | 25.59 |
| h_3 (kcal/kg) | 398.97 | W_b (kcal/h) | 38,635.72 |
| h_4 (kcal/kg) | 436.00 | v_b (m ³ /h) | 1,749.70 |
| $h_5=h_6$ (kcal/kg) | 130.39 | G_c (kg/h) | 1,770.18 |
| h_7 (kcal/kg) | 90.12 | G_r (kg/h) | 14,551.88 |
| h_8 (kcal/kg) | 101.10 | G_r (kg/h) | 16,322.06 |
| $h_9=h_8$ (kcal/kg) | 73.80 | AW_s (kcal/kg) | 37.03 |
| h_{10} (kcal/kg) | 63.13 | W_s (kcal/h) | 604,405.88 |
| v_1 (m ³ /kg) | 1.1589 | v_r (m ³ /h) | 6,566.36 |
| v_2 (m ³ /kg) | 0.4023 | Q (kcal/h) | 5,562,487.14 |



Ilustr. 53 Diagrama P-h para la instalación de la alternativa 3

Tabla XVI

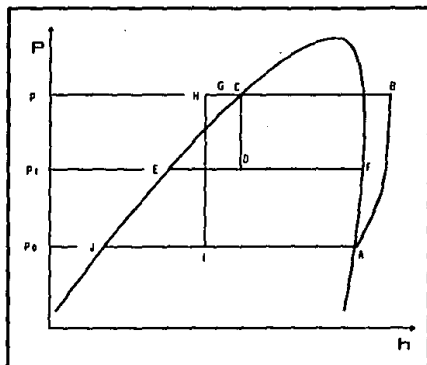
| | | | |
|----------------------------|--------|--|--------------|
| h_1 (kcal/kg) | 390.41 | $G_{R\text{CO}_2}$ (kg/h) | 1,673.00 |
| h_2 (kcal/kg) | 400.42 | $AW_{R\text{CO}_2}$ (kcal/kg) | 45.59 |
| h_3 (kcal/kg) | 436.00 | $W_{R\text{CO}_2}$ (kcal/h) | 76,279.61 |
| $h_4=h_5$ (kcal/kg) | 130.39 | $V_{R\text{CO}_2}$ (m ³ /h) | 1,939.03 |
| h_6 (kcal/kg) | 95.59 | G_R (kg/h) | 14,730.95 |
| $h_7=h_8$ (kcal/kg) | 107.76 | AW_R (kcal/kg) | 35.58 |
| $h_7=h_8$ (kcal/kg) | 73.80 | W_R (kcal/h) | 524,127.20 |
| h_{10} (kcal/kg) | 63.13 | V_R (m ³ /h) | 4,881.83 |
| v_1 (m ³ /kg) | 1.1589 | Q (kcal/h) | 5,519,852.35 |
| v_2 (m ³ /kg) | 0.3314 | | |



Ilustr. 54 Diagrama P-h para aplicaciones de refrigeración de la alternativa 4

Tabla XVII

| | | | |
|---------------------|--------|----------------------------|--------|
| h_1 (kcal/kg) | 400.42 | $h_6=h_7$ (kcal/kg) | 122.38 |
| h_2 (kcal/kg) | 423.00 | h_8 (kcal/kg) | 95.59 |
| $h_3=h_4$ (kcal/kg) | 130.39 | $h_9=h_{10}$ (kcal/kg) | 107.76 |
| h_4 (kcal/kg) | 111.11 | v_1 (m ³ /kg) | 0.3324 |
| h_5 (kcal/kg) | 403.93 | x_4 | 0.06 |



Ilustr. 55 Diagrama P-h para la aplicación de congelación de la alternativa 4

Tabla XVIII

| | | | |
|-----------------------|--------|----------------------------|--------|
| h_A (kcal/kg) | 390.41 | h_o (kcal/kg) | 102.21 |
| h_B (kcal/kg) | 423.00 | $h_n=h_i$ (kcal/kg) | 73.80 |
| $h_C = h_p$ (kcal/kg) | 130.39 | h_r (kcal/kg) | 63.13 |
| h_B (kcal/kg) | 91.21 | v_A (m ³ /kg) | 1.1589 |
| h_f (kcal/kg) | 399.27 | x_p | 0.125 |

Tabla XIX

Condiciones de Trabajo

| | |
|--|--------------|
| $G_{R\text{CO}_2}$ (kg/h) | 1,515.40 |
| $W_{R\text{CO}_2}$ (kcal/h) | 53,146.19 |
| $W_{R\text{CO}_2}$ (m ³ /h) | 1,756.20 |
| G_R (kg/h) | 14,711.17 |
| V_R (m ³ /h) | 4875.28 |
| W_R (kcal/h) | 340,171.98 |
| Q (kcal/h) | 5,312,763.71 |

5.3.3. Análisis Técnico y Termodinámico.

Para facilitar el análisis se presenta a continuación, el cuadro resumen de las condiciones termodinámicas que ayudaran a realizarlo.

TABLA XI

| ALTERNATIVA | | W (kcal/h) | V (m³/h) | Q (kcal/h) |
|--------------------|-------------------------------|-------------------|----------------------------|---------------------|
| 1 | 1a Etapa | 55,243.50 | 1,749.70 | |
| | 2a Etapa | 672,231.41 | 6,591.24 | |
| | Total | 727,474.91 | | 5,646,920.45 |
| 2 | 1a Etapa | 38,635.72 | 1,749.70 | |
| | 2a Etapa | 604,405.88 | 6,566.36 | |
| | Total | 643,041.60 | | 5,562,487.14 |
| 3 | Sist. de Rec. CO ₂ | 76,279.61 | 1,939.03 | |
| | Aplic. Refrigeración | 524,127.20 | 4,881.83 | |
| | Total | 600,406.81 | | 5,519,852.35 |
| 4 | Sist. de Rec. CO ₂ | 53,146.19 | 1,756.20 | |
| | Aplic. Refrigeración | 340,171.98 | 4,875.28 | |
| | Total | 393,318.17 | | 5,312,763.71 |

De antemano se podía deducir que la primera opción sería la menos recomendable, ya que los compresores de pistón no son capaces de manejar capacidades muy elevadas, y por lo tanto, para cubrir los requerimientos de la instalación sería necesario contar con un gran número de equipos, lo que haría mas complicado y costoso su control y mantenimiento. Además, de acuerdo a los resultados presentados en la tabla anterior, se puede apreciar que esta es la alternativa requeriría mayor cantidad de energía para realizar la compresión. De igual forma es esta primera

alternativa, la que en la segunda etapa de compresión presenta el mayor volumen a desplazar, debido al alto gasto de fluido frigorígeno empleado en el interenfriador para realizar el enfriamiento de vapor con alto grado de recalentamiento producido por los compresores de pistón.

En las demás alternativas se salvan los inconvenientes presentados por la primera, ya que los compresores de tornillo además de poseer una gran capacidad y operar con gran eficiencia bajo potencias frigorífica constante (como sucede en este caso), realizan la compresión más eficientemente, lo que implica un menor trabajo de compresión, y por lo tanto un menor gasto de energía y menor recalentamiento de los vapores a la descarga, comparado los compresores de pistón.

Sin embargo, de acuerdo a los resultados obtenidos, se puede apreciar que la cuarta alternativa es la que requerirá un menor gasto de energía por la operación de los compresores, debido a que presenta el menor trabajo de compresión total. Y aunque el volumen a desplazar es prácticamente el mismo en la tercera y cuarta alternativa, se puede considerar que es esta última la que presentará las mayores ventajas en cuanto a calor de condensación y volumen a desplazar, y por lo tanto, no existe duda en cuanto a la elección de la cuarta alternativa como la propuesta definitiva para esta instalación frigorífica.

Las principales razones para que la cuarta alternativa resulte ser la más conveniente son:

- 1.- Se considera una presión de evaporación de cálculo mayor para las aplicaciones que operan a temperaturas de refrigeración, por el hecho de eliminar el interenfriador. Esto trae como consecuencia que los compresores de esta parte de la instalación operen bajo una

relación de compresión menor y que el trabajo de compresión sea menor.

2.- El subenfriamiento interno llevado a cabo en el separador de partículas de las aplicaciones alimentadas por expansión directa, da como resultado un aumento en la producción frigorífica específica que provoca la disminución del gasto en estas aplicaciones.

3.- El empleo del sistema economizador permite obtener temperaturas de descarga menores.

Por un lado, el aumento de la presión de evaporación de cálculo provoca que el volumen específico del fluido frigorígeno sea menor, y que se requiera un menor equivalente específico de trabajo de compresión para alcanzar la presión de condensación, y por otro lado el subenfriamiento interno provoca un aumento en la producción frigorífica específica de las aplicaciones alimentadas por expansión directa, lo que disminuye la cantidad de fluido frigorígeno que debe alimentarse para absorber la potencia frigorífica de tales aplicaciones. La interacción entre un menor gasto y un volumen específico más pequeño, provocan que el volumen a desplazar disminuya.

Si bien es cierto que las anteriores características también las presenta la tercera alternativa, la razón para que la cuarta alternativa presente mayores ventajas es por la única diferencia que existe entre ellas es decir, el sistema de enfriamiento de aceite economizador, que permite tener un eficiente control de la temperatura del aceite y obtener menores temperaturas de descarga. Es por esta razón que disminuye el trabajo de compresión, y como consecuencia, el calor que deberá ser eliminado hacia el medio ambiente a través del condensador es menor.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- Para la formulación de alternativas de diseño de instalaciones frigoríficas, es necesario analizar previamente las bases termodinámicas y técnicas que se involucran en el problema de estudio.
- 2.- El diseño de una instalación frigorífica no es resultado de un solo criterio, sino de un conjunto de ellos que son el reflejo de las particularidades con las que cuenta el caso.
- 3.- Debido a su importancia técnica, termodinámica y económica, debe ponerse especial atención en la elección del tipo de compresor y el número de etapas de compresión de la instalación frigorífica.
- 4.- En cuanto al número de etapas de compresión, los criterios termodinámicos proporcionan las opciones de utilización y los criterios técnicos las determinan.

5.- Por las características que les pueden conferir, la elección del método de alimentación a evaporadores es una parte de gran importancia en el diseño de la instalaciones frigoríficas.

6.- Las características constructivas y operativas de los equipos, son las que determinan su conveniencia de utilización en las instalaciones frigoríficas.

7.- La elección de cada uno de los elementos que integran la instalación frigorífica, debe ser reflejo del análisis de las condiciones de operación bajo las que operarán tales elementos.

8.- La interacción de los criterios puede generar varias alternativas de diseño para un caso específico.

9.- Para la correcta elección de la propuesta de diseño, es necesario realizar un análisis técnico y termodinámico de las alternativas generadas.

10.- Los objetivos del presente trabajo no involucran la revisión de los criterios económicos, sin embargo sería recomendable, para un trabajo posterior, realizar la recopilación de dichos criterios, y formular el planteamiento de la metodología de evaluación económica para las propuestas de diseño.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- 1.- BALZHISER, Richard B., Chemical Engineering Thermodynamics; the study of energy, entropy and equilibrium., Ed. Prentice Hall, N.J., E.U.A., 1972, 696 pp.
- 2.- BELTRÁN, Fernando, Curso sobre Ingeniería y Aplicaciones del Frío, Ed. Universidad Autónoma de Chapingo, Chapingo, México, 1980, 120 pp.
- 3.- BELTRÁN, Fernando, Curso de Métodos de producción de Frío, Ed. Universidad Autónoma de Chapingo, Chapingo, México, 1980, 120 pp.
- 4.- BLASQUEZ, Alberto, Refrigeración Industrial, Equipo, Válvulas y Controles, México.
- 5.- BONAUGURI, E, Miari D., Técnica del Freddo, Ed. Hoepli, Milano, Italia, 1981.
- 6.- CIOBANU, Aurel, Cooling Technology in the Food Industry, Ed. Avacus, Kent, E.U.A., 1976, 500 pp.
- 7.- COLLINS, T.J., How to Evaluate Refrigeration Screw Compressors, Food Engineering, Octubre 1973, pag 85.
- 8.- CONNAN, Jean-Georges, Refrigeración Industrial, Ed. Paraninfo, Madrid, España 1990, 470 pp.
- 9.- DOSSAT, Roy J., Principios de Refrigeración, Ed. Cia. Editorial Continental, D.F., México, 1988, 594 pp.

- 10.- EWING, Norman, Manual Teórico-Práctico de Refrigeración, Ed Glem, Buenos Aires, Argentina, 1978, 300 pp.
- 11.- FIDLER, John C., Frigoríficos par Frutas y Verduras, Ed. Acribia, Zaragoza, España, 1969, 56 pp.
- 12.- FRICK, Catalogos de Selección de Compresores de Tornillo, Pennsylvania E.U.A., 1991, 35 pp.
- 13.- GRAM BRODRENE, Technical Data Manual, 1986.
- 14.- LAGE, Juan Carlos, Panorama Sistemático de las Aplicaciones de la Tecnología de Bajas Temperaturas a los Alimentos, Programa Universitario de Alimentos, Ed. Cia. Litográfica Rendón, D.F., México, 1989, 165 pp.
- 15.- MÖRSEL, Horst, Vademécum del Frigorista, Ed. Acribia, Zaragoza, España, 1973, 454 pp.
- 16.- PLANCK, Rudolph, El empleo del Frio en la Industria de la Alimentación, Ed. Reverte, Barcelona, España, 1963.
- 17.- OLIVO, Thomas C., Principles of Refrigeration, 3ª Edición, Ed. Delmar Publishers Inc. New York, E.U.A., 1990, 556 pp.
- 18.- RAPIN P.J., Instalaciones Figorificas, Tomos I y II, Ed. Boixerau Editores, Barcelona, España, 1976.
- 19.- SISTEMA METEOROLÓGICO NACIONAL, Boletín Informativo, D.F. México, 1990.
- 20.- SOCIEDAD DANESA DE FABRICANTES DE MAQUINARIA FRIGORÍFICA, Manual Técnico del Frigorista, Ed. Acribia, Zaragoza, España 360 pp.
- 21.- STOECKER, Wilbert F., Refrigeration and Air Conditioning, Ed McGraw- Hill, México, 1986, 443 pp.
- 22.- THE TRANE COMPANY, Trane Reciprocating Refrigeration, Wisconsin, E.U.A., 1977, 174 pp.

- 23.- TRESSLER, Donald K., Van Arsdel, Wallace B., The Freezing Preservation of Foods, Tomos I, II, III, IV, Ed. The AVI Publishing Company Inc., Connecticut. E.U.A., 1968.
- 24.- VAN WYLEN, Gordon, Sonntag, R., Fundamentos de Termodinámica, Ed. Limusa, D.F. México, 1989, 734 pp.
- 25.- VIVÁS, Jose, Instalaciones Frigoríficas, Ed. Reverte, D.F., México, 1965, 391 pp.
- 26.- WATSON, James e hijos, Memorias del Curso de Mantenimiento de Refrigeración Industrial, D.F., México, 1982.
- 27.- EPN GRASSO, Catalogo de Selección de Equipo, 1982.