

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y TEXTIL**



**“OPTIMIZACIÓN DEL USO DE ENERGÍA EN UN
SISTEMA INDUSTRIAL CONSERVADOR DE
ALIMENTOS: CÁMARA Y TÚNEL”**

TESIS

PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO QUÍMICO

PRESENTADO POR:

**MARY ALLISON CALVO GATES
ESMERALDA MÁLAGA CHÁVEZ**

LIMA-PERÚ

2005

Dedicamos esta Tesis a nuestros Padres
por todo el apoyo que siempre nos
brindaron.

AGRADECIMIENTOS

Brindamos nuestro agradecimiento a la Empresa AGROEMPAQUES S.A. por habernos permitido realizar el desarrollo de nuestra tesis dentro de sus instalaciones, en especial a los ingenieros: Humberto Saravia , Mayola Neira, Edson Velarde , por brindarnos todo su apoyo y comprensión dándonos todas las facilidades para el mejor desarrollo de nuestra tesis.

También queremos agradecer al señor Teofilo Ponte, por absolver nuestras dudas con respecto a la parte mecánica del proceso de congelación. Y a todo el personal que de alguna u otra manera no dudaron en darnos su apoyo.

Queremos expresar nuestro agradecimiento al ingeniero Gilberto García, nuestro asesor, que ha estado a nuestro lado durante todo el desarrollo del documento brindándonos sus conocimientos y consejos para poder culminar de la mejor manera nuestra tesis.

RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo desarrollar un estudio sobre el comportamiento energético de un túnel de congelación para la conservación de alimentos.

La empresa AGROEMPAQUES S.A. propietaria del túnel planteó el problema considerando que de éste, que había sido recientemente construido, se desconocía si desde el punto de vista energético estaba trabajando óptimamente.

Para su desarrollo se recurrió a conocimientos ingenieriles básicos como son: balances de materia y de energía para determinar el calor entregado por el producto a congelar, el recibido por el refrigerante y la energía perdida. Todo esto nos implicó elaborarnos un procedimiento de trabajo que comprendía desde la recepción del producto para congelar hasta el producto final congelado a la temperatura más óptima. Para llegar a esta temperatura fue necesario llevar a cabo diferentes trabajos experimentales mediante los cuales pudiéramos analizar el comportamiento del producto en su proceso de congelación.

Como se muestra en las conclusiones del presente documento, se demostró que en el proceso de congelación del túnel en estudio se efectuaban malas prácticas operacionales en el pre-tratamiento del producto a congelar, como también y principalmente mal conocimiento del intercambio calórico en el interior del túnel recién construido.

Podemos asegurar que las recomendaciones técnicas anotadas en el presente documento han sido adoptadas por la empresa.

INTRODUCCIÓN

Los métodos que conllevan a la reducción de costos en los diversos procesos de fabricación ha tomado mayor importancia en la industria; la energía se ha convertido, en uno de los principales componentes de estos costos, y frente a su permanente encarecimiento y escasez, la conservación y el ahorro de la energía se consideran factores de producción, aún para los casos en que la energía no participara directamente en la transformación física o química de la materia.

En la rama del frío industrial, dedicada entre otras actividades a la conservación de alimentos congelados, la recuperación de este costo es evidente.

El proyecto – tesis enfoca el estudio y análisis energético de un túnel de congelación industrial, sobre la base de la aplicación de la Segunda Ley de la Termodinámica. Con el objetivo de minimizar las pérdidas de calor en el Sistema de un Túnel de Congelación Industrial y Optimizar el gasto energético

Finalmente, el ahorro de energía es un concepto que debe estar presente en todos los miembros de la empresa desde la alta gerencia hasta los operarios, y depende de la importancia que le brinden para apreciar como el ahorro afecta sus costos.

INDICE

I. TERMODINÁMICA DEL CICLO DE CONGELACIÓN	
1.1 Reducción de la Temperatura Mediante Fluidos Refrigerantes	
a. Ciclo de Compresión	2
b. Refrigeración por Absorción	2
1.2 Ciclos de Congelación	3
1.2.1 Sistema de Producción de Frío por Compresión	3
1.2.1.1 Aplicación de los Diagramas Termodinámicos	4
1.2.1.2 Tipos de Compresión Mecánica	5
II .PLANTAS INDUSTRIALES DE CONGELACIÓN DE ALIMENTOS	25
2.1 Congelación Industrial de Alimentos	25
2.1.1 Congelación de Tejidos Vivos	25
2.1.1.1 Metabolismo	26
2.1.1.2 Variables	27
2.1.2 Técnicas Industriales de Congelación	27
2.1.2.1 Congelación en Aire	27
2.1.2.2 Congelación por Contacto Indirecto con Refrigerantes	27
2.1.2.3 Congelación Criogénica	28
2.2 Sistema de Congelación Industrial Estudiado	28
2.2.1 Tecnología de Congelación Aplicada	28
2.2.2 Diagrama del Sistema de Congelamiento	29
2.2.3 Principales Equipos	29
2.2.4 Descripción de los Equipos	30
2.2.4.1 Compresor de Tornillo	30
2.2.4.2 Condensador	31
2.2.4.3 Evaporador	31
2.2.4.4 Válvula de Expansión Termostática	32
2.2.5 Lubricación del Sistema	33
2.2.5.1 Funciones del Aceite en un Sistema de Congelación	
Mecánica	33

2.2.5.2	Características de los Aceites Lubricantes	34
2.2.5.3	Propiedades de los Aceites Lubricantes	35
2.2.5.4	Efectos del Aceite en Circulación	36
2.2.5.5	Efectos en el Condensador	36
2.2.5.6	Efectos en el Evaporador	37
2.2.5.7	Efectos en el Compresor	38
2.3	Estudio del Proceso de Congelación de Productos Vegetales	40
2.3.1	Problema Energético	40
2.3.2	Productos Congelados	40
2.3.3	Selección del Producto por Congelar	40
2.3.4	Características del Producto Seleccionado	41
2.3.4.1	Categorías de los Espárragos	41
2.3.5	Etapas del Proceso de Congelación	43
2.3.5.1	Acondicionamiento	44
2.3.5.2	Congelamiento	46
2.4	Trabajos Experimentales de Congelación	49
2.4.1	Programación de las Corridas de Prueba	49
2.4.1.1	Procedimiento	49
2.5	Resultado de las Corridas de Prueba	55
2.5.1	Comentarios Generales	55
2.5.2	Resultados Obtenidos	55
2.5.3	Análisis de los Datos Obtenidos	56
2.6	Procesamiento de la Información Obtenida en las Corridas de Prueba	58
2.6.1	Evaluación Experimental de la Congelación de Espárragos	58
III	.EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL PROCESO	62
3.1	Balance de Materia	62
3.1.1	Determinación del Arrastre de Agua	62
3.2	Balance de Energía	65
3.2.1	Cálculo de los Calores Entregados	65
3.2.2	Calor Absorbido	67

3.2.2.1 Cálculo de la Caída de Presión	67
3.2.3. Calor Recibido por el Refrigerante	71
3.3 Análisis Exergético a Partir del Balance de Energía	74
3.3.1 Determinación de los Calores Reversibles e Irreversibles	74
3.3.1.1 Evaporador	76
3.3.1.2 Compresor	77
3.3.1.3 Condensador	79
3.3.2 Diagrama de SANKEY	80
3.4 Índices Energéticos	81
IV AHORRO DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE CONGELACIÓN ESTUDIADO	83
4.1 Estrategias de Ahorro de Energía – Evaluación Económica	83
4.1.1 Mejora Energética sin Inversión	84
4.1.1.1 Comparación del gasto energético	84
4.1.1.2 Aumento en la Capacidad del Túnel	85
4.1.2 Mejora Energética con poca inversión	87
4.1.2.1 Cambio en el material de la bandeja	87
4.1.3 Ahorro Total	88
V. ANÁLISIS DE RESULTADOS	89
VI. CONCLUSIONES	91
VII RECOMENDACIONES	93
VIII. BIBLIOGRAFÍA	94
GLOSARIO DE TÉRMINOS	96
ANEXOS	99
ANEXO I.A: Temperaturas de los Espárragos	100
ANEXO I.B: Temperatura de Sobrecalentamiento y Subenfriamiento	104
ANEXO I.C: Temperatura de Entrada y Salida del Compresor	109
ANEXO I.D: Temperatura de Bulbo Seco y Bulbo Húmedo	110
ANEXO I.E: Presiones en el Compresor	111
ANEXO II: Equipos del Sistema Bomba de Calor	113
ANEXO III: Refrigerantes	119

ANEXO IV: Balance Energético	125
ANEXO V: Diagramas y Curvas	158
ANEXO VI: Curvas Experimentales	163

INDICE DE TABLAS Y CUADROS

	PAGINAS
ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	
CUADRO N°1	29
ESPARRAGOS	
CUADRO N°2	42
CATEGORIAS DE ESPARRAGOS	
CUADRO N°3	43
CUADRO N°4	43
PROGRAMA DE CORRIDAS DE PRUEBAS	
CUADRO N°5	54
TEMPERATURA DEL PRODUCTO	
TABLA N°1	55
CONGELACION DE ESPARRAGOS PT2	
TABLA N°2	59
ETAPAS DURANTE EL ACONDICIONAMIENTO	
CUADRO N°6	62
PERDIDA DE AGUA ENTRE SE2 Y E3	
TABLA N°3	64
PERDIDA POR DESHIDRATACION	
CUADRO N°7	64
PERDIDA DE AGUA	
TABLA N°4	65
CALORES ENTREGADOS	
TABLA N°5	66
DATOS BASE ENTRE EL EVAPORADOR Y EL COMPRESOR	
CUADRO N°8	68
DATOS CARACTERISTICOS PARA DETERMINAR LA PERDIDA DE CARGA CUADRO N°9	69

DATOS ENTRE LA ENTRADA Y SALIDA DEL EVAPORADOR	
CUADRO N°10	70
CUADRO N°11	71
CALOR RECIBIDO POR EL REFRIGERANTE EN EL CICLO DE CONGELACION	
CUADRO N°12	73
CALOR NO ABSORBIDO	
CUADRO N°13	74
EVAPORADOR	
TABLA N°6	76
COMPRESOR DE BAJA	
TABLA N°7	77
COMPRESOR DE ALTA	
TABLA N°8	78
CONDENSADOR	
TABLA N°9	79
EVALUACION EXERGETICA	
CUADRO N°14	80
INDICES EXERGETICOS	
CUADRO N°15	82
AHORRO DE ENERGIA	
CUADRO N°16	83
COMPARACION DEL GASTO ENERGETICO	
CUADRO N°17	84
COSTOS POR AÑO	
CUADRO N°18	84
CUADRO N°19	85
AUMENTO DE LA CAPACIDAD DEL TUNEL	
CUADRO N°20	87
CUADRO N°21	87
MEJORA ENERGETICA CON POCA INVERSION	

CUADRO N°22	87
CUADRO N°23	88
CUADRO N°24	88
AHORRO TOTAL	
CUADRO N°25	88

I. TERMODINÁMICA DEL CICLO DE CONGELACIÓN

1.1 REDUCCIÓN DE LA TEMPERATURA MEDIANTE FLUIDOS REFRIGERANTES

La Refrigeración Industrial utiliza la tecnología de la bomba de calor como método para la reducción de la temperatura. El principio de funcionamiento de la bomba de calor no es reciente, sus orígenes provienen del sistema establecido por Carnot en 1824, de los conceptos de ciclo y reversibilidad, y por la concepción teórica posterior de Lord Kelvin. Un gas que evoluciona cíclicamente es comprimido y posteriormente expandido, obteniéndose frío y calor.

En un proceso de refrigeración continua, el calor absorbido a una temperatura baja es desechado ininterrumpidamente hacia el ambiente, que se encuentra a una temperatura más elevada; en esencia, un ciclo de refrigeración es un ciclo invertido de una máquina térmica donde el calor es transferido de un nivel bajo de temperatura a uno más alto; de acuerdo con la Segunda Ley de la Termodinámica, esto requiere una fuente externa de energía. En el caso de un refrigerador ideal, el calor de evaporación (Q_{evap}) es absorbido a la temperatura más baja, y el calor de condensación (Q_{cond}) es desechado a la temperatura más alta; como el cambio de energía interna ΔU para el fluido es cero para el ciclo, de la Primera Ley de la Termodinámica tenemos:

$$W = Q_c - Q_{evap} \dots\dots(1-1)$$

En el ciclo de refrigeración, luego de la evaporación, el fluido puede regresar para su reevaporación de dos formas:

- a. Compresión y condensación del mismo

b. Absorción por un líquido de baja volatilidad.

a. Ciclo de compresión

Un líquido puro que se está evaporando a presión constante proporciona un medio para la absorción de calor a temperatura constante. En forma semejante, la condensación del vapor, después de la compresión a una presión más elevada, proporciona lo necesario para la expulsión del calor a temperatura constante.

El líquido del condensador es regresado a su estado original por un proceso de expansión.

b. Refrigeración por absorción

La diferencia entre un refrigerador por compresión de vapor y uno por absorción radica en el diferente medio empleado. En una refrigeración por absorción (Fig. N°1) se hace uso de un disolvente no volátil capaz de absorber los vapores de otras sustancias.

El refrigerante, proveniente del evaporador (1), es absorbido en un disolvente líquido relativamente no volátil a la presión del evaporador y a temperatura relativamente baja (T_2). El calor desprendido se expulsa al ambiente a temperatura de saturación (T_s). Este es el nivel más bajo de temperatura de la máquina térmica.

La solución líquida proveniente del absorbedor, que contiene alta concentración de refrigerante, pasa a una bomba, la cual eleva la presión del líquido a la del condensador. Continuando al regenerador donde se produce la ebullición del refrigerante separándolo del disolvente pasando al condensador liberando su energía cambia a estado líquido, mientras que el disolvente regresa al absorbedor. El líquido será expandido hasta la presión de evaporación donde este extraerá el calor del medio a refrigerar para evaporarse y así cerrar el ciclo.

Figura N°1

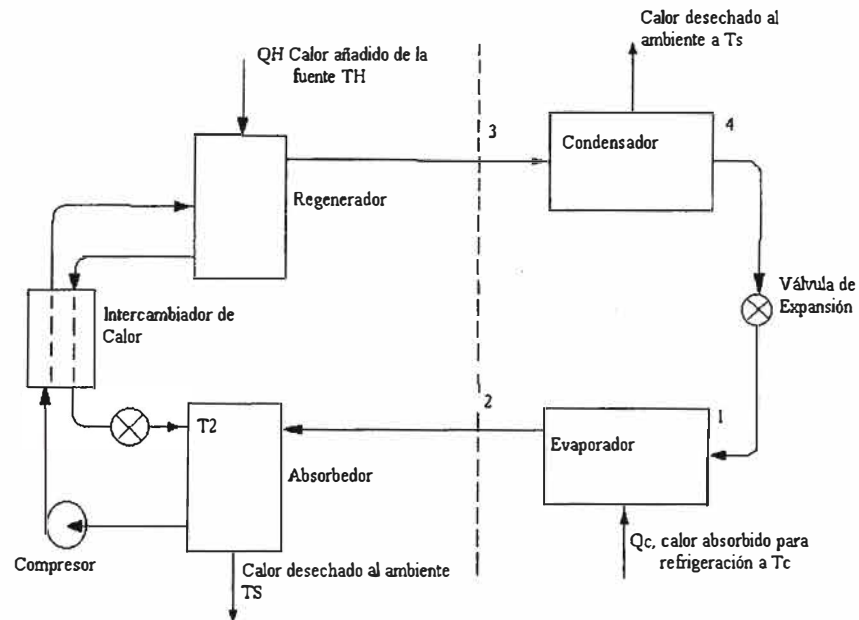


Diagrama esquemático de una unidad de refrigeración por absorción

1.2 CICLOS DE CONGELACIÓN

A continuación se describirán los diferentes sistemas de producción de frío.

1.2.1 Sistema De Producción De Frío Por Compresión

El uso racional de la energía en las instalaciones frigoríficas depende básicamente del acierto en la elección del sistema productor de frío.

De todos los sistemas existentes el más interesante, desde el punto de vista energético, continúa siendo en la actualidad aquel que emplea máquinas frigoríficas por compresión.

Una vez realizada la selección se debe determinar las variables frigoríficas de la planta entre ellas:

- Variaciones de cargas térmicas
- Periodos de las variaciones de las cargas térmicas

Fuentes de disipación de calor

Un sistema de producción de frío se define como:

- Caudal másico:

$$\dot{m} = \frac{\text{masa} \cdot \text{del} \cdot \text{fluido} \cdot \text{frigorígeno} \cdot \text{en} \cdot \text{circulación}}{\text{tiempo}} \dots(1-2)$$

- Potencia frigorífica:

$$Q_e = \frac{\text{calor} \cdot \text{extraído} \cdot \text{en} \cdot \text{el} \cdot \text{evaporador}}{\text{tiempo}} \dots(1-3)$$

- Producción frigorífica específica:

$$q_e = \frac{\text{potencia} \cdot \text{frigorífica}}{\text{caudal} \cdot \text{masico} \cdot \text{en} \cdot \text{el} \cdot \text{evaporador}} \dots(1-4)$$

- Potencia mecánica específica:

$$w = \frac{\text{Potencia} \cdot \text{mecánica} \cdot \text{entregada} \cdot (W)}{\text{Caudal} \cdot \text{másico} \cdot \text{por} \cdot \text{el} \cdot \text{compresor}} \dots(1-5)$$

- Eficiencia:

$$e = \frac{\text{Potencia} \cdot \text{frigorífica}}{\text{Potencia} \cdot \text{mecánica}} \dots(1-6)$$

1.2.1.1 Aplicación de los Diagramas Termodinámicos

Es necesario representar las condiciones frigoríficas de la instalación en el diagrama T-S o log P-h correspondiente al fluido frigorígeno empleado. Para ello primero se ha de conocer a que temperatura se desea refrigerar o congelar los productos a tratar y cual va a ser la temperatura de condensación impuesta por el medio refrigerante. Dichas

temperaturas se llevan al diagrama termodinámico trazando dos paralelas al eje de las abscisas S o h según el caso (Fig. N°2a).

A continuación se decide si la instalación va a tener recalentamiento del vapor a la salida del evaporador o no, y de tenerlo se lleva su incremento de ΔT , sobre los diagramas (Fig. N°2b), a continuación se decide igualmente si el fluido en la salida del condensador, ya en estado líquido va a tener subenfriamiento (Fig. N°2c).

La Fig. N°2d, representa la suma de los tres anteriores

1.2.1.2 Tipos de Compresión Mecánica

Los sistemas de producción de frío por compresión mecánica pueden ser:

A) De compresión mecánica simple

Se compone de un compresor que hace circular todo el volumen del fluido a través de un condensador y posterior evaporador. Siendo constante el caudal másico que transita por los elementos de la instalación se tiene:

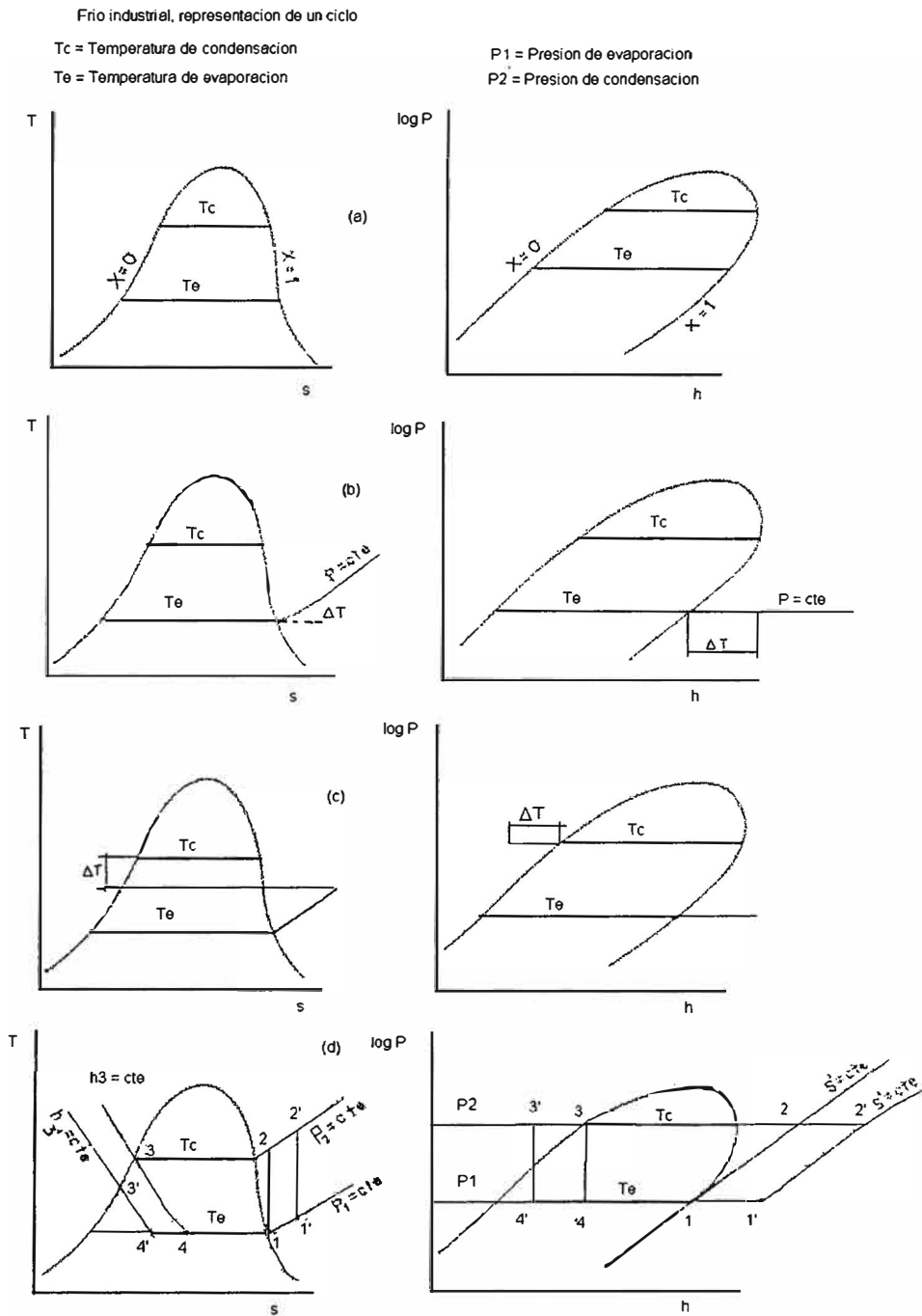
$$q_e = h_1 - h_4 \quad \dots (1-7)$$

$$-w = h_2 - h_1 \quad \dots (1-8)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{W} \quad \dots (1-9)$$

El caudal másico del refrigerante que ha de circular se calculará a partir del calor en el evaporador (Q_e), con el que se deba trabajar. En las Figs. N°3 y N°4 se puede

Figura N°2



2a: Ciclo de Compresión Mecánica Simple. 2b: Con Sobrecalentamiento, 2c: Con Subenfriamiento, 2d: Con Subenfriamiento y Sobrecalentamiento

apreciar el circuito y el diagrama termodinámico del sistema.

Figura N°3

Circuito: Compresión Mecánica Simple

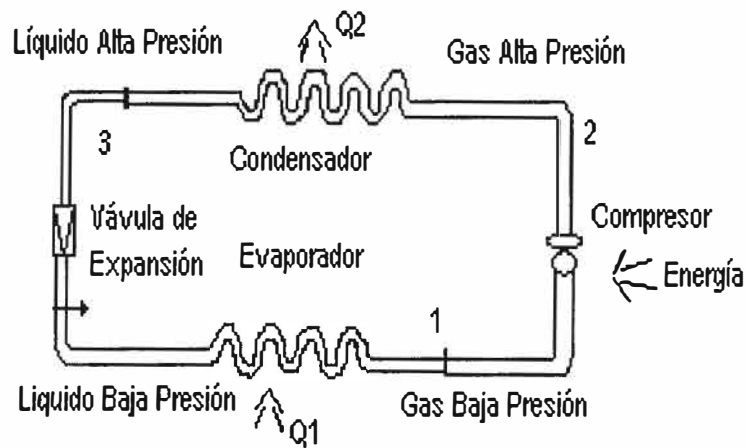
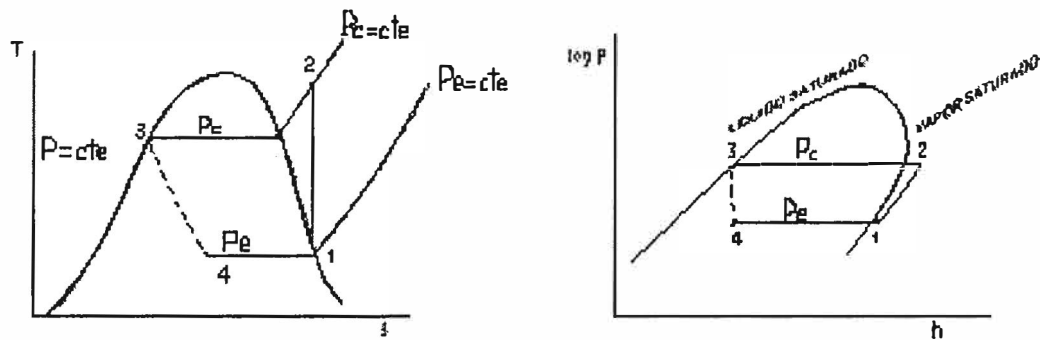


Figura N°4

Diagrama: Compresión Mecánica Simple



B) En régimen inundado

Similar al anterior, difiere en que se dispone de un depósito separador de líquido a la salida de la válvula de expansión, trabajando el evaporador en régimen inundado y aspirando el compresor exclusivamente vapor saturado.

Presenta las ventajas de poder disponer de un evaporador de menor superficie, al estar en él, todo el fluido en estado líquido, la captación de calor es mayor, así como la de aspirar vapores mas fríos en la mejora de su refrigeración. (Figs. N°5.a, N°5.b y N°5.c); en este caso la válvula de expansión realiza una expansión isoentálpica del punto 3 al 4, pero el evaporador succiona líquido sin nada de vapor (punto 5). El evaporador permanece inundado saliendo de él únicamente partículas de vapor, lo que hace que el punto 6 coincida con el punto 1 de aspiración del compresor. También han variado los caudales de fluido que circulan por el compresor, condensador y evaporador, siendo el caudal de los dos primeros el mismo y distinto del evaporador. El calor frigorífico producido específico está expresado por:

$$q_e = h_1 - h_5, \text{ de ella se calcula } \dot{m} \dots (I-10)$$

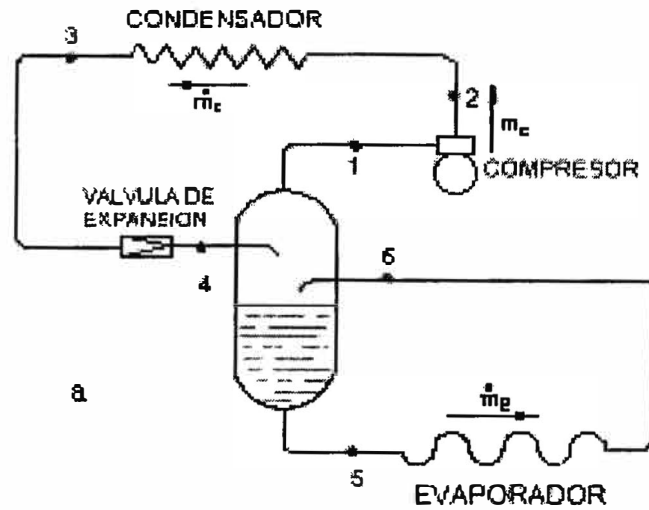
$$m = \frac{Q_e}{q_e} \dots (I-11)$$

El caudal másico que circula por el compresor y condensador se obtiene realizando un balance entálpico en el deposito separador de líquido.

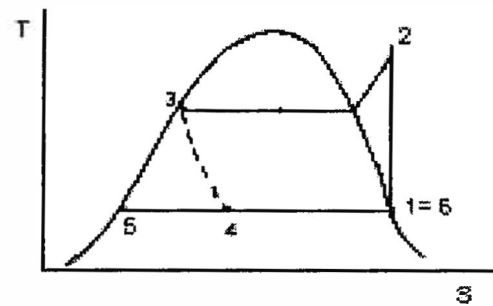
C) Compresión mecánica simple con subenfriamiento de líquido y recalentamiento del vapor

Es el sistema representado en el diagrama de la Fig. N°6 que describe el ciclo 1'2'33'4'11', la producción frigorífica aumenta al realizar un subenfriamiento. Para muchos casos, es mayor el incremento de producción frigorífica conseguida que el aumento en la demanda de

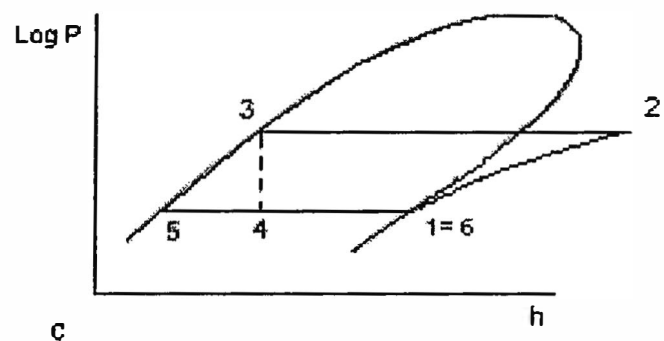
Figura N°5

REGIMEN INUNDADO

a



b



c

5.a: circuito del sistema, 5.b y 5.c: Diagramas termodinámicos T-S y logP-h respectivamente.

energía mecánica por lo que se obtiene una eficiencia superior.

En la necesidad de obtener de dos sistemas una misma producción frigorífica (ver Fig. N°7), el equipado con intercambiador de calor (para un mismo caudal de fluido frigorífico) empleará un evaporador menor; en caso de disponer del mismo evaporador, el caudal del fluido frigorígeno en circulación será menor.

El primer caso representa un ahorro económico en la compra del evaporador, aparte de reducir la pérdida de presión ocasionada en dicho elemento, mientras que el segundo representa una disminución en la potencia del compresor, con el consiguiente ahorro energético.

Las ecuaciones que gobiernan el sistema son:

1. Producción frigorífica:

$$q_3 = h_1 - h_4 \quad \dots(I-12)$$

2. Potencia mecánica específica:

$$-w = h_2 - h_1 \quad \dots(I-13)$$

3. Eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \dots (I-14)$$

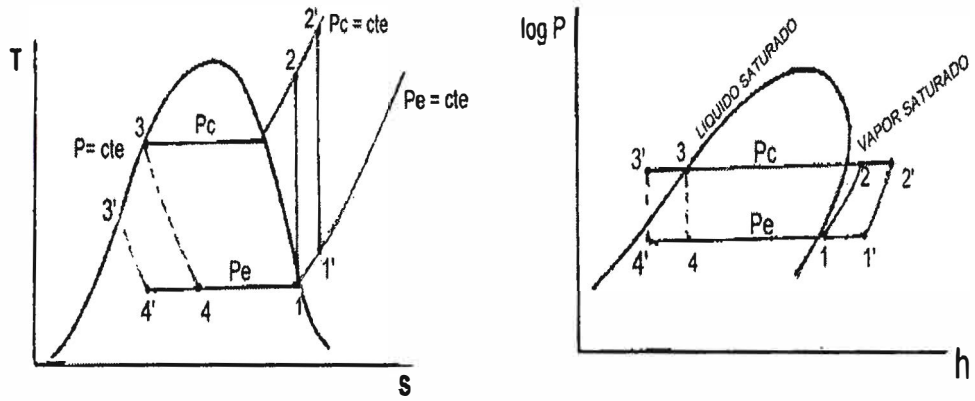
4. Calor específico a evacuar en el condensador:

$$-q_c = h_2 - h_3 \quad (I-15)$$

El diagrama que representa este sistema se observa en la Fig. N°6.

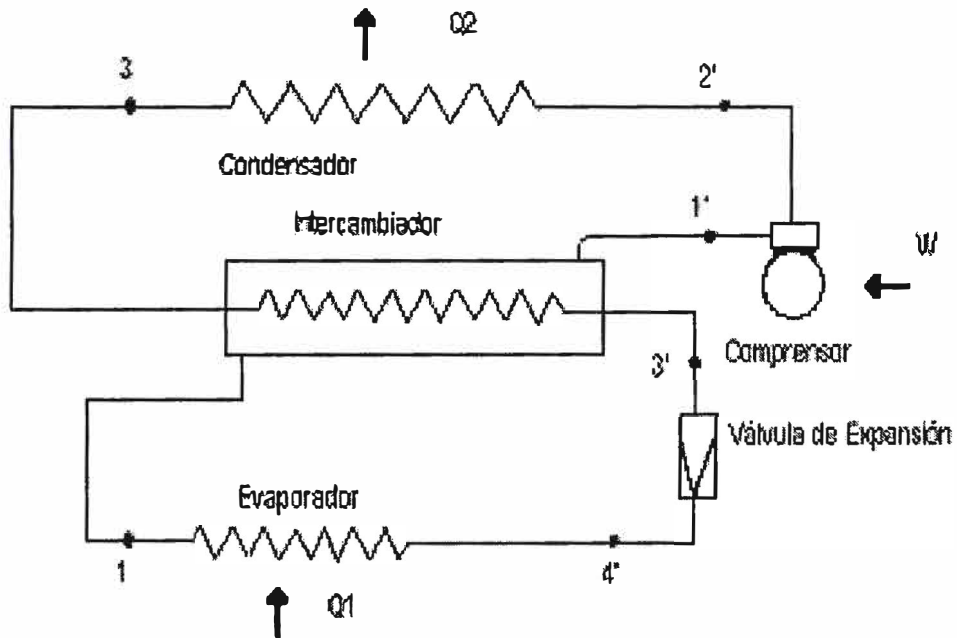
Figura N°6

COMPRESION MECANICA SIMPLE CON SUBENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO DE VAPOR



a. Diagrama

Figura N°7



b: Circuito

D) Doble compresión con inyección de vapor

Cuando se desean obtener bajas temperaturas por medio de uno de los sistemas antes descritos, lo que implica un incremento en la relación entre las presiones de condensación y evaporación, se presenta la necesidad de aumentar notoriamente la relación de compresión de la unidad compresora, debiendo recurrir incluso a unidades especiales. Si a esto se añade el aumento de la relación entre la temperatura del fluido en la admisión y en la impulsión, lo que representa problemas en la refrigeración y lubricación de la unidad, se plantea la necesidad de pasar de la presión y temperatura de evaporación a la presión y temperatura de condensación de forma escalonada. Una forma de poderla llevar a cabo es por la doble compresión con inyección de vapor (Figs. N°8.a, N° 8.b y N°8.c).

Este sistema opera entre tres condiciones de trabajo: condensador (T_c , P_c), depósito de líquido (T_d , P_d), y evaporador (T_e , P_e), la condición de trabajo en el depósito de líquido calculada en función de las otras dos y dependiendo de los compresores y el fluido frigorígeno utilizado. Por lo general se suele imponer que dicha P_d sea la media geométrica entre las presiones de condensación y evaporación, con el objeto que los compresores tengan la misma relación de compresión.

La impulsión del compresor de baja se inyecta en el depósito de líquido con el objeto de enfriar los vapores procedentes de él hasta la temperatura T_d (punto 8 al punto 1) evitando así que el compresor de alta aspire

vapores recalentados y por ello alcance elevadas temperaturas.

El ciclo que describe este sistema sería comparable al de uno de compresión simple al que se le realizará un subenfriamiento, difiriendo en las condiciones de compresión, ya que la máquina encargada de elevar el vapor de la presión P_e a P_c impulsaría dichos vapores a una temperatura muy superior a la alcanzada con este sistema. A partir de la representación en el diagrama T-S o log P-h, y de las condiciones del sistema se desprende:

$$\text{Producción frigorífica } q_e = h_7 - h_6 \dots (1-16)$$

Potencia mecánica específica:

$$\text{- En el compresor de baja: } -W_b = h_8 - h_7 \dots (1-17)$$

$$\text{- En el compresor de alta: } -W_a = h_2 - h_1 \dots (1-18)$$

Los caudales máscicos que atraviesan cada elemento de la instalación son:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{Q}_e}{h_7 - h_6} \dots (1-19)$$

y la potencia requerida en el compresor de baja:

$$-W_b = \dot{m}_e (h_8 - h_7) = \frac{\dot{Q}_e}{h_7 - h_6} (h_8 - h_7) \dots (1-20)$$

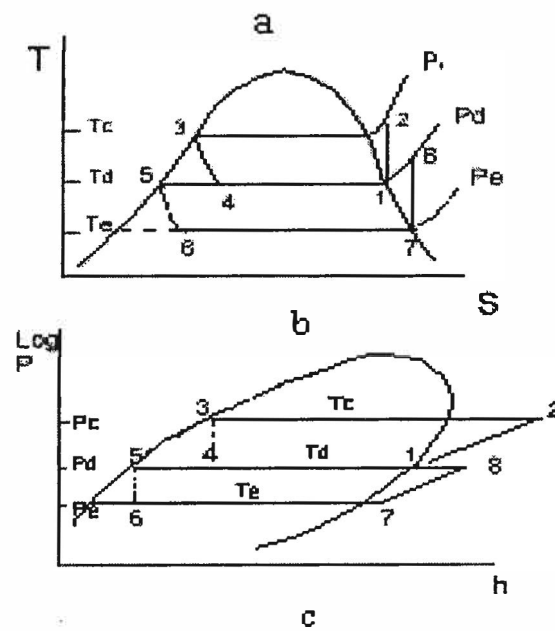
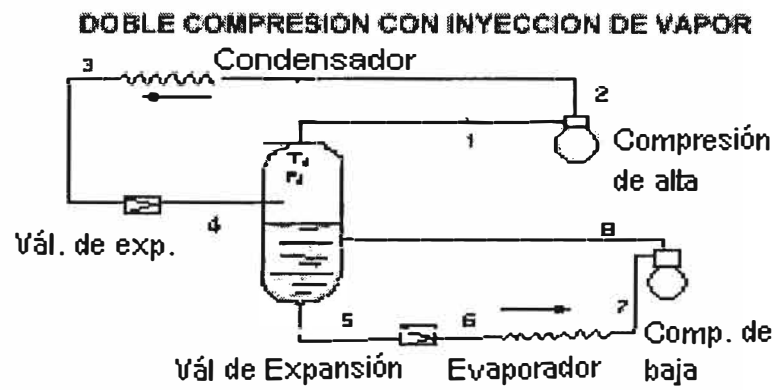
El caudal máscico que circula por el compresor de alta y el condensador se calcula realizando un balance de calor en el depósito del líquido, de donde la potencia requerida en el compresor de alta será pues:

$$-W_a = -\dot{m}_e \cdot w_a = \dot{Q}_e \frac{(h_4 - h_5)(h_2 - h_1)}{(h_1 - h_4)(h_7 - h_6)} \dots (1-21)$$

Finalmente la eficiencia del sistema será:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{-(W_a + W_b)} \quad \dots (I-22)$$

Figura N°8



8.a: circuito del sistema, 8.b y 8.c: Diagramas termodinámicos T-s y logP-h respectivamente

E) Doble compresión con inyección de líquido

También se puede obtener bajas temperaturas, de forma que el líquido procedente del condensador, se expansiona hasta las condiciones de evaporación, destinando el resto a un depósito que tiene como misión enfriar los vapores procedentes del compresor de baja (Fig. N°9.a).

Su representación en el diagrama T-S (Fig. N°9.b) o log P-h (Fig. N°9.c) del fluido empleado permite deducir:

$$\text{Producción frigorífica } q_e = h_6 - h_4 \quad \dots \text{ (I-23)}$$

Potencia mecánica específica:

$$\text{- En el compresor de baja: } -w_b = h_7 - h_6 \quad \dots \text{ (I-24)}$$

$$\text{- En el compresor de alta: } -w_a = h_2 - h_1 \quad \dots \text{ (I-25)}$$

Los caudales máscicos que atraviesan cada elemento de la instalación son:

\dot{m}_e = caudal por el evaporador y compresor de baja

\dot{m}_c = caudal por el condensador y compresor de alta

\dot{m} = caudal inyectado en el depósito de líquido y tal que

$$\dot{m} = \dot{m}_c - \dot{m}_e \quad \dots \text{ (I-26)}$$

Si \dot{Q}_e es la potencia frigorífica que se desea obtener, se tendrá

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{Q}_e}{h_6 - h_5} \quad \dots \text{ (I-27)}$$

Finalmente las potencias requeridas en los compresores serán:

- Compresor de alta:

$$-\dot{W}_a = -w_a \cdot \dot{m}_c = \dot{Q}_c \frac{(h_2 - h_1)(h_7 - h_4)}{(h_1 - h_4)(h_6 - h_5)} \dots (I-28)$$

- Compresor de baja:

$$-\dot{W}_b = -w_b \cdot \dot{m}_e = \dot{Q}_e \frac{h_7 - h_6}{h_6 - h_5} \dots (I-29)$$

Y la eficiencia del sistema será:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{-(\dot{W}_a + \dot{W}_b)} = \frac{(h_6 - h_5)(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)(h_7 - h_4) + (h_7 - h_6)(h_1 - h_4)} \dots (I-30)$$

F) Doble compresión con inyección de líquido y subenfriamiento

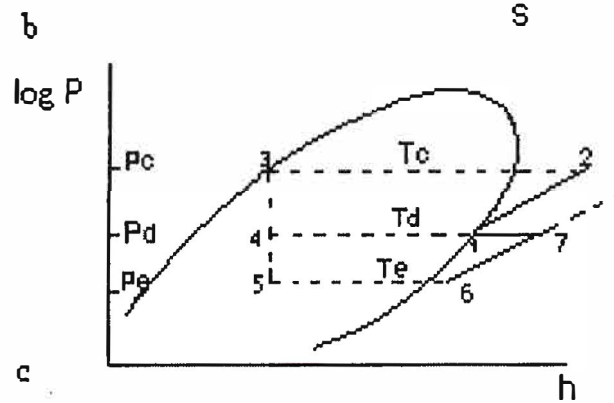
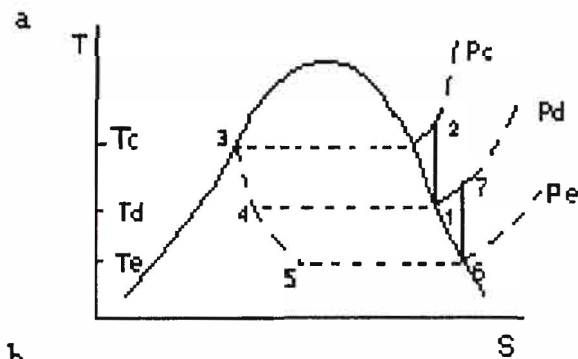
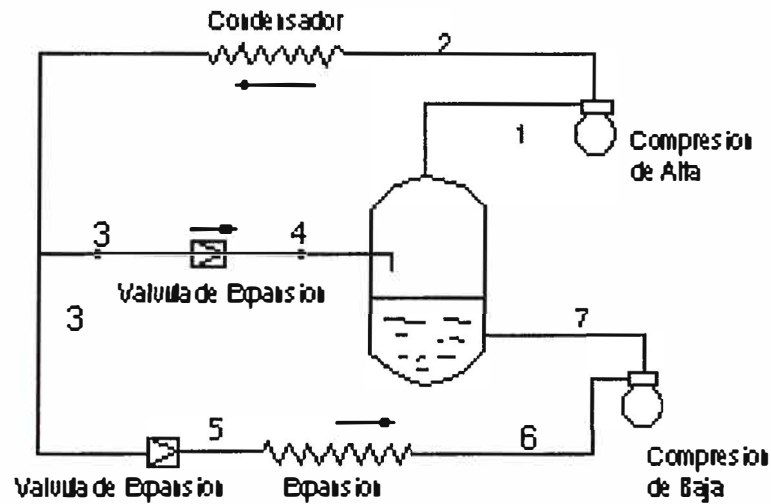
Una forma de mejorar la eficiencia del sistema antes descrito es realizando un subenfriamiento del líquido destinado al evaporador. Para ello se le hace circular por un serpentín, en el interior del depósito de líquido (Figs. N°10.a, N°10.b y N°10.c).

En comparación con el sistema sin subenfriamiento estudiado en el apartado anterior, se desprende que la eficiencia de la producción frigorífica aumenta, lo cual representa una disminución en el caudal másico de fluido por el evaporador, para obtener una misma producción frigorífica, con el consiguiente ahorro energético en la compresión y aumento de la eficacia del sistema.

En este nuevo caso se tiene:

$$\text{Producción frigorífica } q_e = h_6 - h_5' \dots (I-31)$$

Figura N°9

DOBLE COMPRESION CON INYECCION DE LIQUIDO

9.a: circuito del sistema, 9.b y 9.c: Diagramas termodinámicos T-s y logP-h respectivamente

Potencia mecánica específica:

- En el compresor de baja $-w_b = h_7 - h_6 \quad \dots$ (I-32)

- En el compresor de alta $-w_a = h_2 - h_1 \quad \dots$ (I-33)

Los caudales máscicos que atraviesan cada elemento en la instalación son:

\dot{m}_e = Caudal por el serpentín del depósito, evaporador y compresor de baja.

\dot{m}_c = Caudal por el condensador y compresor de alta.

\dot{m} = Caudal máscico inyectado en el depósito de líquido tal que:

$$\dot{m} = \dot{m}_c - \dot{m}_e \quad \dots \text{ (I-34)}$$

Si Q_c es la potencia frigorífica que se requiere en la cámara de refrigeración, se puede calcular \dot{m}_e por la

expresión: $\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{Q}_e}{h_6 - h_5'} \quad \dots$ (I-35)

Entonces las potencias requeridas en los compresores serán:

- Compresor de alta:

$$-W_a = -w_a \cdot \dot{m}_c = \dot{Q}_e \frac{(h_2 - h_1)(h_7 - h_3')}{(h_6' - h_5')(h_1 - h_4)} \quad \dots \text{ (I-36)}$$

- Compresor de baja:

$$-W_b = -w_b \dot{m}_e = \dot{Q}_e \frac{(h_7 - h_6)}{h_6 - h_5'} \quad \dots \text{ (I-37)}$$

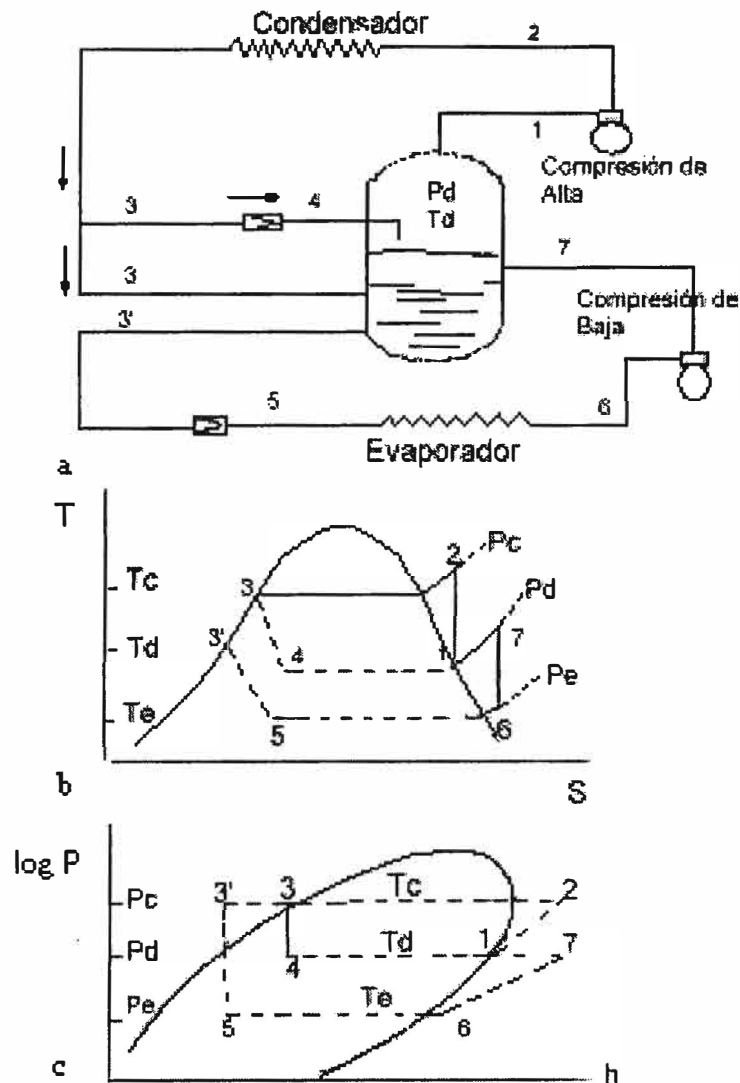
Y la eficacia de este sistema valdrá:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{-(W_a - W_b)} \dots(I-38)$$

$$= \frac{(h_6 - h_3')(h_1 - h_4)}{(h_7 - h_3')(h_2 - h_1) + (h_7 - h_6)(h_1 - h_4)}$$

Figura N°10

DOBLE COMPRESION CON INYECCION DE LIQUIDO Y SUBENFRIAMIENTO



10.a: circuito del sistema, 10.b y 10.c: Diagramas termodinámicos T-s y log P-h respectivamente

G) Doble evaporación

En aquellas instalaciones en las que se desea obtener frío en dos puntos diferentes, incluso con distintas demandas de producción frigorífica, se evita la utilización de dos unidades independientes de producción de frío, realizando un sistema que conste de dos unidades evaporadoras y empleando una sola unidad condensadora. En un sistema con subenfriamiento de líquido, este alimenta al segundo evaporador con el fin de aumentar el efecto frigorífico en dicha unidad, lo que implica un aporte de calor al depósito de líquido que motiva que el vapor aspirado por el compresor de alta pueda estar algo recalentado (Fig. N°11.a).

De la representación del diagrama T-S (Fig. N°11.b) o log P-h (Fig. N°11.c) del fluido empleado se deduce:

- Producción frigorífica:

1. En el evaporador 1: $q_{e1} = h_6 - h_5 \quad \dots \text{(I-39)}$

2. En el evaporador 2: $q_{e2} = h_8 - h_7$

- Potencia mecánica específica:

1. En el compresor de alta: $-w_a = h_2 - h_1 \quad \dots \text{(I-40)}$

2. En el compresor de baja: $-w_b = h_9 - h_8 \quad \dots \text{(I-41)}$

- Calor específico a disipar en el condensador

$$-q_c = h_2 - h_3 \quad \dots \text{(I-42)}$$

Los caudales máscicos de fluido frigorígeno que circulan por cada elemento serán:

\dot{m}_{e1} : caudal por el evaporador 1, independiente de los otros

\dot{m}_{e2} : caudal por el evaporador 2 y compresor de baja

m_c : caudal por el condensador y compresor de alta

m : caudal inyectado en el depósito de líquido tales que:

$$\dot{m} = \dot{m}_c - \dot{m}_{e2} \quad \dots (I-43)$$

Entonces las potencias requeridas en los compresores serán:

- Compresor de alta

$$-\dot{W}_a = (h_2 - h_1) \cdot \frac{\dot{Q}_{e1}(h_8 - h_7) + \dot{Q}_{e2}(h_9 - h_3')}{(h_8 - h_7)(h_1 - h_4)} \quad \dots (I-44)$$

-Compresor de baja

$$-\dot{W}_b = (h_9 - h_8) \cdot \frac{\dot{Q}_{e2}}{(h_8 - h_7)} \quad \dots (I-45)$$

La eficiencia del sistema vendrá dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{-(\dot{W}_a + \dot{W}_b)} \quad \dots (I-46)$$

H) Compresión en cascada

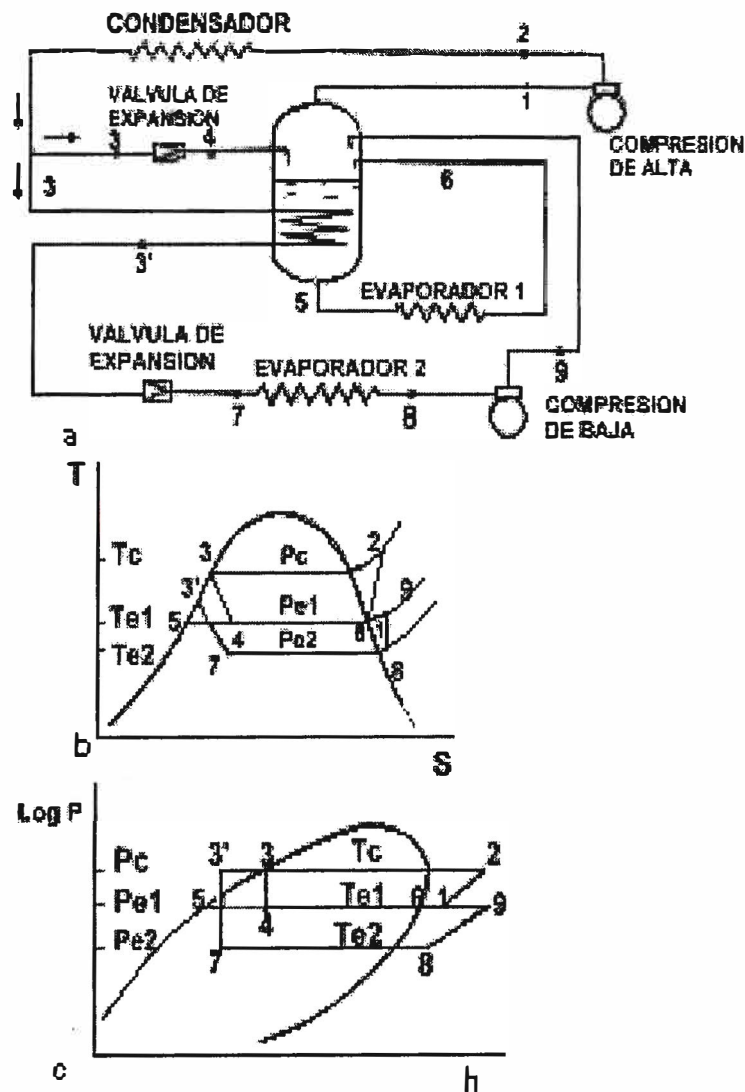
Cuando hay necesidad de obtener muy bajas temperaturas y las propiedades termodinámicas de los fluidos frigorígenos imposibilitan el empleo de un único fluido como transmisor de calor del foco frío al foco caliente, se recurre al sistema de usar varias máquinas frigoríficas en cadena o en cascada, con diferentes fluidos en circulación de tal manera que el evaporador de una es el condensador de la inmediatamente inferior.

En si, pues, el sistema es una sucesión de subsistemas

independientes calculándose, a partir de la producción frigorífica deseada en el foco frío, el sistema que opera a más baja

Figura N°11

DOBLE EVAPORACION



11.a: circuito del sistema, 11..b y 11.c: Diagramas termodinámicos T-s y log P-h respectivamente

temperatura. Los restantes sólo tendrán que cumplir la condición de absorber el calor disipado por el anterior en el intercambiador, tomándose para ello su temperatura de evaporación un par de grados más baja que la temperatura de condensación de dicho sistema anterior (Fig. N°12.a).

Despreciando las variaciones de energías cinética y potencial, el balance energético en régimen estacionario en el intercambiador de calor condensador- evaporador tiene la forma:

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad \dots (I-47)$$

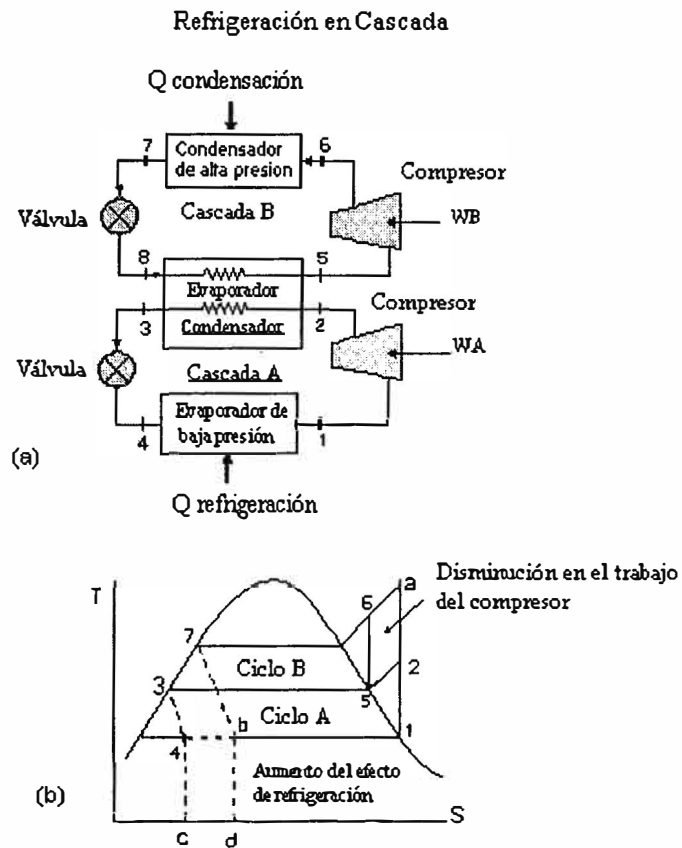
De acuerdo con la Fig. N°12.b el balance energético resulta:

$$\dot{m}_A (h_2 - h_3) = \dot{m}_B (h_5 - h_8) \quad \dots (I-48)$$

Así, el cociente de flujos másicos en cada ciclo está determinado por las variaciones de entalpía de cada fluido al pasar por el cambiador de calor.

Si pudiera utilizarse un único ciclo de refrigeración para el intervalo de temperaturas total, se representaría en el diagrama T-S (Fig. N°12.b) mediante el ciclo 1-a-7-b-1. Aparecen dos efectos importantes en el diagrama. En primer lugar, en el ciclo único el trabajo del compresor aumenta el área 2-a-6-5, en comparación con el ciclo en cascada. En segundo lugar, cuando se utiliza una única unidad disminuye la capacidad de refrigeración, pasando el mismo flujo másico por el evaporador de baja temperatura. Esta pérdida se representa en el diagrama T-S mediante el área 4-b-d-c. Estos dos efectos conducen a un COP mayor para el ciclo en cascada comparado con el de la unidad sencilla.

Figura N°12



12.a: circuito del sistema, 12.b: Diagrama termodinámico T-s

II. PLANTAS INDUSTRIALES DE CONGELACIÓN DE ALIMENTOS

2.1. CONGELACIÓN INDUSTRIAL DE ALIMENTOS

La congelación de alimentos representa una de las mejores técnicas de conservación de alimentos, porque inhibe las funciones vitales del producto y elementos patógenos, manteniendo la calidad del mismo. Para congelar un producto se han de tener en cuenta los siguientes puntos:

2.1.1 Congelación de Tejidos Vivos

2.1.1.1 Metabolismo

El metabolismo de los tejidos vivos es función de la temperatura. Los organismos vivos tienen una temperatura que es la óptima para su crecimiento, las altas temperaturas son perjudiciales y las bajas temperaturas retardan considerablemente el metabolismo; se estima que por cada descenso de 10°C, la velocidad de reacción es reducida a la mitad; no solamente se disminuye la velocidad de respiración, sino también es retardado el crecimiento de muchos microorganismos corruptores. Generalmente se consideran tres tipos de microorganismos corruptores:

-Termófilos, con temperatura de crecimiento óptima de 55°C

Mesófilos, con temperatura de crecimiento óptima de 36°C, los cuales incluyen muchos organismos patógenos para el hombre.

- Psicrófilos, con temperatura de crecimiento optima de 10°C.

Con un adecuado control de la temperatura, el crecimiento es retardado, prolongando la vida del alimento, pero de forma limitada, entendiéndose como tal aquella en la que el producto mantiene una calidad aceptable. Este tiempo dependerá de varios factores.

2.1.1.2 Variables

Las variables que deben tenerse en cuenta para una adecuada congelación son:

- Escaldado o cocción: Cuanto mas eficaz sea éste, menor será la actividad enzimática y por consiguiente mas lentas las reacciones de degradación.
- Temperatura: A menor temperatura las funciones vitales de los productos y/o microorganismos corruptores se reducen a valores cercanos a cero, por tanto a menor temperatura de almacenamiento el tiempo de conservación aumenta.
- Velocidad de congelación: En el curso del almacenamiento el producto se deshidrata, ésta puede reducirse manteniendo una humedad relativa lo más alta posible. Cuando la congelación es lenta el proceso de deshidratación disminuye debido a la no existencia de un agente externo que secuestre la humedad del producto, por ello cuando la velocidad de congelación es lenta, la humedad relativa de almacenamiento debe decrecer.

2.1.2 Técnicas industriales de Congelación

Dentro de ellas encontramos:

2.1.2.1 Congelación en Aire

A) Congelación en aire sin movimiento (Cámara de Congelación)

La congelación con aire sin movimiento es el método más barato y el más lento. Los productos permanecen en la cámara de congelación hasta que se congelan. El tiempo requerido para congelar depende de la temperatura de la cámara, el tipo y temperatura de ingreso del producto, así como de la forma y disposición de los productos en el congelador.

B) Corriente de aire frío (Túneles de Congelación)

En estos equipos el producto se congela rápidamente por contacto con una corriente de aire frío, la corriente de aire secuestra más rápidamente el calor del alimento en comparación con una cámara de congelación.

2.1.2.2 Congelación por contacto indirecto con refrigerantes.

El alimento puede ser congelado por contacto con una superficie metálica enfriada por un refrigerante. El alimento también puede ser empacado en una lata y sumergido en un refrigerante. Las placas metálicas refrigeradas pueden moverse en la forma que lo hace una banda o ser estacionarias.

2.1.2.3 Congelación criogénica

Son sistemas en los que el frío es aportado por un sólido sublimante (CO₂) o un líquido en ebullición (nitrógeno líquido por ejemplo) que son criogénicos.

El nitrógeno líquido se aplica directamente sobre los alimentos pulverizándolos a una velocidad controlada para regular la velocidad de congelación.

2.2 SISTEMA DE CONGELACIÓN INDUSTRIAL ESTUDIADO

El presente estudio fue realizado en la empresa AGROEMPAQUES S.A. quien auspició el presente proyecto; las corridas de prueba y análisis necesarios estuvieron condicionados a la forma de trabajo de la planta, entre ellas el tiempo de congelación, igual a 120 minutos, para los espárragos.

AGROEMPAQUES S.A. es una empresa exportadora dedicada a la producción y servicio de almacenamiento de productos congelados. En el área de producción agroindustrial y alimentaria se procesa principalmente vegetales y frutas dependiendo de la estacionalidad de los mismos.

2.2.1 Tecnología de Congelación Aplicada

La técnica empleada es de Túnel de Congelación discontinuo, cuyo ciclo se describe en el punto 1.2.2.vi y emplea como fluido refrigerante el R-22 (Monoclorodifluorometano), ver Anexo III

Debido a su buen comportamiento a temperaturas bajas, así como su escasa toxicidad; aunque no daña la capa de ozono si contribuye

ligeramente al calentamiento global y deberá salir del mercado en el año 2040 en razón del Convenio de Montreal.

2.2.2 Diagrama del Sistema de Congelamiento

El Sistema de Congelación objeto de nuestro estudio se muestra en la Fig. N° 21, Pág. 63

2.2.3 Principales equipos

Los equipos que componen el sistema de congelación son:

- Compresor de Tornillo
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansión Termostática
- Equipos de seguridad (ver Anexo II.4)

Sus principales especificaciones técnicas son las siguientes:

Cuadro N°1
ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

EQUIPOS	MARCA	CAPACIDAD		POTENCIA (HP)
		(Kcal/h)	Kw	
Compresor	Bizer –HSN 7451-60	47300	55	70
Condensador	Bohn	105		-
3 Ventiladores	Weg	-		4.5
Evaporador	Bohn	45000		-
4 Ventiladores		-		20
Válvula de Expansión	Danfoss-TEX7	-		-

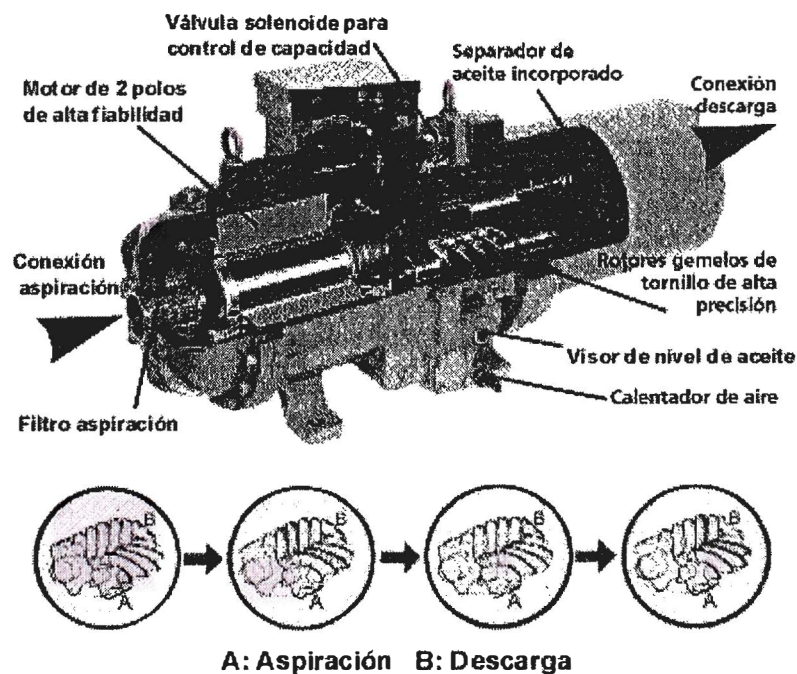
2.2.4 Descripción de los Equipos¹

2.2.4.1 Compresor de Tornillo

Pertenece al grupo de compresores volumétricos rotativos. Consiste en dos rodillos con un perfil helicoidal, uno macho y otro hembra que giran con sus ejes paralelos. Al girar, el espacio entre ellos aumenta, generando una depresión que aspira el fluido y posteriormente se reduce comprimiéndolo. Se inyecta aceite a presión entre los rodillos para aportar la lubricación y refrigeración, por lo que se denomina Compresor de Tornillo Húmedo (Fig. N°13).

Figura N°13

COMPRESOR ROTATIVO DE TORNILLO



¹ Para mayor información sobre equipos ver Anexo II

2.2.4.2 Condensador

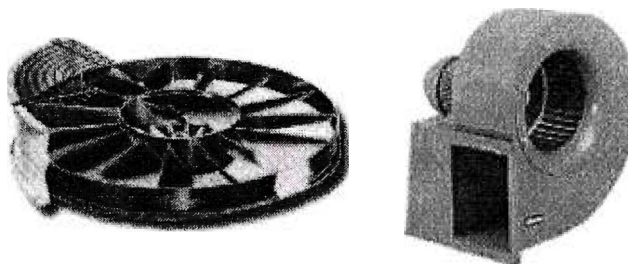
Su función es absorber el calor del fluido refrigerante por circulación de aire, estos condensadores suelen ser de tubos de cobre con aletas de aluminio que incrementan la transmisión de calor. Adicionalmente estas baterías disponen de ventiladores que inducen la circulación del aire por calentar entre las aletas del condensador.

2.2.4.3 Evaporador

Disponen de una serie de tubos por los que circula el fluido refrigerante y una carcasa donde se alojan estos tubos donde se fuerza la corriente de aire desde el exterior con la ayuda de unos ventiladores. Estos ventiladores pueden ser axiales o centrífugos (Fig. N°14). Los centrífugos son capaces de impulsar mayores caudales de aire y presentan menores niveles sonoros. Cuando la temperatura en la superficie de los tubos del evaporador disminuye por debajo del punto de rocío del aire² se produce el fenómeno de la condensación o del escarchado si se reduce aún más la temperatura. El escarchado incide negativamente en los rendimientos por dos motivos: pérdida de superficie de intercambio, y pérdida de carga en el flujo de aire a través del conjunto de tubos. Por esta razón las Bombas de Calor disponen de dispositivos de desescarche, incorporando resistencias en el evaporador o invirtiendo el ciclo durante periodos reducidos.

² Referido al vapor de agua contenido en el aire

Figura N°14

VENTILADOR AXIAL Y VENTILADOR CENTRÍFUGO**2.2.4.4 Válvula de Expansión Termostática (VET)**

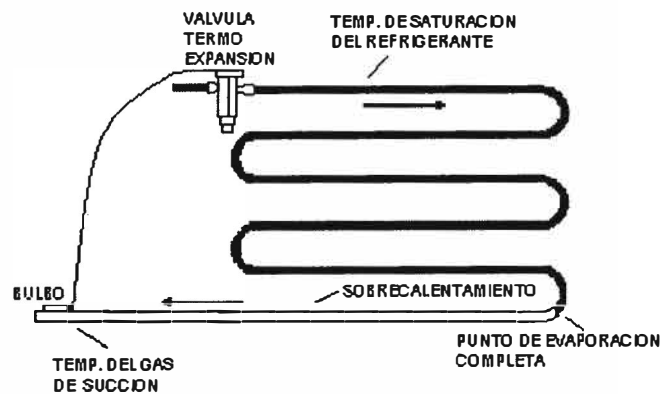
Son dispositivos mediante los cuales se realiza la reducción de presión isoentálpica desde la presión de condensación hasta la de evaporación. Las válvulas de expansión tienen una sección variable, esta sección puede cambiar automáticamente, de forma que el sobrecalentamiento tras la evaporación se mantenga constante y no accedan gotas de líquido al compresor. Estas actúan de tal forma que el refrigerante se evapore totalmente un poco antes de salir del evaporador. De esta manera se aprovechará al máximo la superficie de transmisión de calor latente y se asegurará que al compresor llegue únicamente vapor sobrecalentado. Para mantener el sobrecalentamiento casi constante se cuenta con un bulbo sensor conectado a la parte superior de la VET mediante un tubo capilar. El bulbo está ubicado en la línea de succión justo a la salida del evaporador (Fig. N°15). El bulbo y el capilar contienen un fluido (carga) que puede ser líquido o gas, el cual detecta la temperatura del gas de succión que pasa por este punto. En esta posición el bulbo y el fluido dentro de éste, tienen aproximadamente la misma temperatura del gas de succión. Los cambios de

temperatura causan el aumento o disminución de la presión del fluido dentro del bulbo.

En síntesis la válvula se abrirá o cerrará dependiendo de la carga térmica ($Q_{entregado}$). Cuando la carga térmica en el evaporador aumenta, el refrigerante alimentado por la válvula no es suficiente y se sobrecalienta, aumentando la presión del bulbo y abriendo más la válvula, permitiendo que pase más líquido. Por lo contrario, si la carga térmica disminuye, el refrigerante que esta alimentando la válvula no alcanza a evaporarse y disminuye su sobrecalentamiento; esto hace que reduzca la presión en el bulbo y reduzca el flujo del líquido.

Figura N°15

VÁLVULA EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA INSTALADA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR



2.2.5 Lubricación del Sistema

2.2.5.1 Funciones del Aceite en un sistema de Congelación Mecánica

El aceite de lubricación del equipo compresor también tiene la función de refrigerarlo para su operación

adecuada. Además el aceite realiza las siguientes funciones:

- Remueve el calor de los cojinetes y lo transfiere al exterior.
- Ayuda a formar un sello, cuando las válvulas de succión y descarga están cerradas.
- Amortigua el ruido generado por las partes móviles dentro del compresor.

En los compresores abiertos, el aceite también evita que el sello de la flecha se seque y se deteriore. En compresores rotativos y de tornillo, el aceite forma un sello entre el rotor y las paredes internas de la cámara de compresión, para retener el vapor de refrigerante mientras está siendo comprimido.

Estas funciones anotadas hacen del aceite un mal necesario. Se necesita para la operación adecuada del compresor, pero inevitablemente, es arrastrado por el refrigerante y puede causar varios problemas en el sistema. Debido a que se mezcla y viaja con el refrigerante, el aceite debe cumplir rigurosamente características y propiedades para realizar sus funciones en el compresor, sin crear problemas que no puedan resolverse en otras partes del sistema. Para el buen funcionamiento del Sistema de Congelación y en especial del compresor, es necesario comprender el rol importante del aceite lubricante.

2.2.5.2 Características de los Aceites Lubricantes

El conocimiento de las características y especificaciones de los aceites para refrigeración, incumbe principalmente a los fabricantes de equipo. Sin embargo, es importante para los

técnicos y mecánicos en refrigeración, comprender los principios básicos de selección de aceites, para que puedan resolver los problemas que pudieran resultar, por no usar los aceites adecuados.

Estas características y especificaciones son:

- Lubricidad
- Compatibilidad con los materiales de construcción
- Fluidez de la mezcla aceite - refrigerante, la cual es determinada por: el refrigerante utilizado, las temperaturas, las propiedades del aceite y su miscibilidad con el refrigerante.

Todos los compresores requieren lubricación. Los fabricantes de compresores, generalmente recomiendan el tipo de lubricante y la viscosidad del mismo para asegurar una operación adecuada y la durabilidad del equipo.

2.2.5.3 Propiedades de los Aceites Lubricantes

La lubricación permite la separación de las partes en movimiento por medio de una película de aceite. Mientras más cercanas estén estas partes unas de otras, más importante se vuelve la lubricación.

El aceite circula a través del sistema conjuntamente con el refrigerante. En la elección del aceite se deben de tener en cuenta ciertas propiedades:

- **Temperatura**, el aceite entra en contacto directo con las partes calientes del motor, en compresores herméticos y semiherméticos; por lo que debe ser capaz de soportar temperaturas extremas sin degradarse, y no ser dañino al refrigerante y al equipo.

- **Viscosidad**, siendo la viscosidad función de la temperatura, el lubricante debe mantener una viscosidad en el ΔT del sistema.

2.2.5.4 Efectos del Aceite en Circulación

El aceite sale del compresor en forma de pequeñas gotas de rocío, junto con el gas refrigerante comprimido. Al circular estos a través del sistema, el aceite está sujeto a cambios de temperatura, caliente en el compresor y frío en el evaporador, ciclo que se repite una y otra vez mientras esté en circulación.

El efecto global que causa el aceite en circulación es la disminución de la eficiencia del equipo, requiriendo que el sistema trabaje por más tiempo e implica mayores costos. La pérdida de capacidad puede significar presencia de exceso de aceite en el sistema. Por ejemplo, un sistema que opera con baja capacidad, puede regresar a su normalidad después de un breve paro o después de un deshielo con gas caliente. El aceite en el evaporador puede ser arrastrado cuando el serpentín está más caliente de lo normal.

Comparando la temperatura de evaporación y la presión de succión se puede describir la presencia de grandes cantidades de aceite, sin embargo es difícil medir con suficiente precisión estas condiciones. La presencia de una pequeña cantidad de aceite no afecta grandemente la presión de vapor del refrigerante.

2.2.5.5 Efectos en el Condensador

La presencia de aceite en el condensador también ejerce un efecto adverso:

- **Reducción de la capacidad del condensador,** debido a que el aceite ocupará un volumen que debería ser utilizado por el refrigerante reduciendo la capacidad de este. Por ejemplo: Si en la mezcla refrigerante-aceite que llega al condensador, el 20% es de aceite el equipo tendrá que trabajar 20% más de tiempo para que circule la cantidad requerida de refrigerante.
- **Reducción de la transferencia de calor,** debido a que el aceite recubre las paredes de los tubos por donde pasa, disminuyendo la transferencia de calor. Si a esto le agregamos que la mezcla aceite-refrigerante ofrece un comportamiento distinto al del refrigerante puro, la presión de condensación se incrementa.

2.2.5.6 Efectos en el Evaporador

El exceso de aceite en el evaporador también reduce la capacidad del sistema.

A diferencia de los sistemas de amoníaco, los sistemas con refrigerantes halogenados, no están provistos de válvulas para drenar el aceite. Los evaporadores de expansión directa arrastran mucho aceite de regreso al compresor, pero los evaporadores de tipo inundado no son tan efectivos. A continuación se detalla los efectos del aceite según el tipo de Evaporador:

- **Evaporadores de Expansión Directa.-** En el inicio del proceso de evaporación tanto el refrigerante como el aceite se encuentran en estado líquido, al avanzar el proceso de evaporación, la temperatura

se elevará haciendo que el refrigerante pase al estado vapor separándose del aceite mientras que éste empezará a aumentar su viscosidad hasta llegar a un valor máximo; en este punto la velocidad del vapor fluido debe ser lo suficientemente alta para poder arrastrar al aceite a la zona de mayor temperatura y volverlo mas fluido esto debido a que si se acumulara aceite dentro del evaporador éste perderá su capacidad y no bajará la temperatura del recinto a congelar.

- **Evaporadores Inundados.-** Debido a que el refrigerante esta presente en estado líquido en todo tiempo, se evaporará de la superficie del líquido y mientras haya turbulencia y agitación considerable, hay poca probabilidad de que el vapor arrastre el aceite fuera del evaporador. El aceite que ingresa al evaporador se quedará, a menos que se haga un arreglo especial para removerlo. En esta situación, es importante hacer ese arreglo ya sea que a bajas temperaturas el aceite sea completamente miscible con el refrigerante líquido o que se formen dos capas.

El R-12 (Diclorodifluormetano), ver Anexo III, es completamente miscible con el aceite aún a bajas temperaturas, y para evitar que se vaya acumulando en el evaporador, es necesario hacer un arreglo para que cierto porcentaje de refrigerante se derrame fuera del evaporador, hacia una cámara donde el refrigerante es evaporado fuera del aceite por medio de un intercambiador de calor, y el

aceite sea regresado al compresor. La cantidad de líquido acarreado, se ajusta de tal forma, que la concentración de aceite que permanece disuelto en el refrigerante dentro del evaporador sea constante. Con refrigerantes menos solubles como el R-22 (Monoclorodifluorometano) y R-502 (mezcla de R22 y Cloropentafluorometano), se forman dos capas a bajas temperaturas, dependiendo del tipo de aceite y la cantidad presente. Con estos refrigerantes, se debe hacer un arreglo, de manera que la capa de aceite se lleve primero a una cámara por medio de un intercambiador de calor, para que se evapore el refrigerante disuelto y el aceite sea retornado al cárter del compresor.

2.2.5.7 Efectos en el Compresor

Si un sistema de refrigeración no ha sido diseñado adecuadamente para que el aceite retorne al compresor, y de esta manera mantener un nivel correcto de aceite, o si no cuenta con un separador de aceite instalado, el aceite que sale del compresor se irá quedando atrapado en diferentes partes del sistema, principalmente en el evaporador. Este aceite tarde o temprano regresará repentinamente al compresor, sobre todo en el arranque, después de un periodo de paro prolongado, con muchas posibilidades de que entre por la succión a los cilindros.

Cuando esto suceda, en su carrera ascendente tratando de comprimir el gas, el pistón golpeará el aceite, que como ya sabemos el líquido es incompresible, producirá un efecto de "gato hidráulico", dañando algunas partes del compresor. Dependiendo de la cantidad de aceite, el golpe del líquido causará daños desde:

- Ruptura a doblez de las válvulas del compresor, hasta la ruptura del cigüeñal.
- Sobrecarga del motor.

2.3 ESTUDIO DEL PROCESO DE CONGELACIÓN DE PRODUCTOS VEGETALES

2.3.1 Problema Energético

La empresa había instalado un nuevo Túnel de Congelación y deseaba conocer la capacidad del mismo, así como los tiempos óptimos de congelación. Por tanto el objetivo del presente proyecto fue estudiar y analizar el proceso para alcanzar su optimización.

2.3.2 Productos Congelados

Nuestro estudio se realizó entre los meses de agosto y noviembre, período en que se procesan los siguientes productos de estación:

Espárragos

Fresas

Choclo

Huacatay

Pulpa de Guanábana

Pulpa de Lúcumá

Camote

Zanahoria

2.3.3 Selección del producto por congelar

Considerando el tiempo que demandaría desarrollar la tesis con todos los productos anteriormente nombrados para la selección de uno de estos productos fue necesario realizar corridas de prueba de congelamiento, de ellos se decidió por el producto espárragos PT2

(Fig. N°16), como base del presente estudio, atendiendo los siguientes criterios técnicos:

- Mayor tiempo de congelación
- Mayor consumo de energía
- Desconocimiento de la capacidad máxima a congelar por batch (kg/hora)
- Producto de mayor volumen de producción

2.3.4 Características del producto seleccionado

Es necesario conocer las características del producto por congelar para determinar si se encuentra en condiciones adecuadas para su proceso de congelación, así tenemos:

- **Contenido de Agua**, en el proceso de congelación ésta pasará a estado sólido formando cristales intramoleculares, y dependiendo del porcentaje de la misma, alterará en mayor o menor grado la calidad final del producto.
- **Punto de congelación, Calor específico (Cp) y Calor latente**, estas características físicas son importantes para realizar el balance de energía del producto y determinar el punto en el que se está produciendo la congelación del mismo.³

Una vez definida la importancia del conocimiento de estas características presentamos las características físicas de los espárragos en el Cuadro N°2:

2.3.4.1 Categorías de los espárragos

Los espárragos se dividen en dos categorías

- Largos :denominados enteros
- Trozados: denominados PT (punta y tallo)

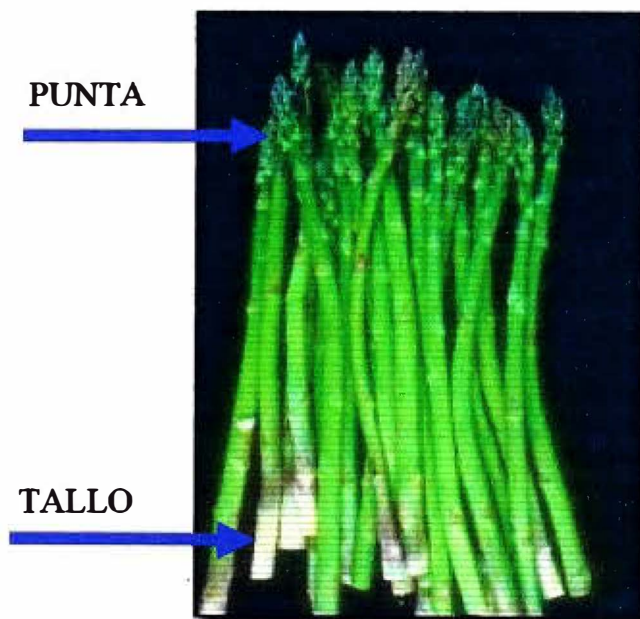
Cuadro N°2

ESPÁRRAGOS	
Contenido de Agua (%)	: 93
Punto de Congelación (°C)	: -0.61
Cp por encima del Pto. de cong (Kcal/kg.°C)	: 0.95
Cp por debajo del Pto. de cong (Kcal/kg.°C)	: 0.44
Calor Latente (Kcal/kg)	: 74.44

Fuente: Principios y Sistemas de Refrigeración; E. Pita; tabla 14.7

:

Figura N° 16



Dentro de ellas se suelen clasificar (de acuerdo a normas internacionales) por su calibre, el que se determina por el diámetro medido a la mitad del espárrago y por la longitud del mismo.

Se dividen de acuerdo a su categoría en:

- **Espárragos largos denominados enteros** (longitud: 17 ± 1 cm.), que se clasifican en:

Cuadro N°3

ESPARRAGOS	Diámetro (mm)
GRANDE	16-22
MEDIANO	12-16
PEQUEÑO	8-12

- **Espárragos trozados** (longitud:2-4 cm), que se clasifican en:

Cuadro N°4

Espárragos	Diámetro (mm)
PT1	6 - 12
PT2	10 - 16

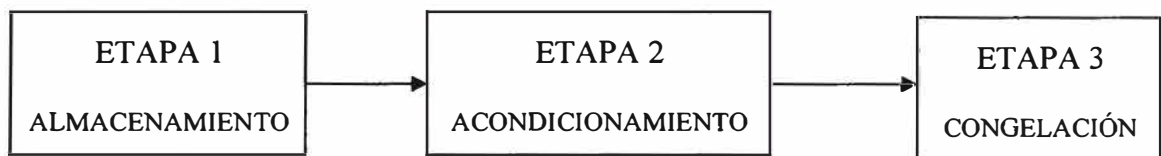
Los espárragos trozados cumplen los mismos criterios técnicos expresados en 2.3.3.

2.3.5 Etapas del Proceso de Congelación

El proceso de elaboración de alimentos congelados contempla una serie de etapas (Fig. N°17) que se inicia con el **Almacenamiento** del mismo (cámara a 4°C), si este almacenamiento se prolonga demasiado sin ser lavado y sin enfriamiento origina un incremento en la carga microbiana inicial, así como también se deterioran sus funciones vitales.

Figura N°17

Etapas del Proceso de Congelación: Espárrago Verde Troceado



2.3.5.1 Acondicionamiento

El producto después de ser almacenado pasa por una serie de sub-etapas previas a la congelación (ver Fig. N°18)

- a) **Lavado 1:** Se realiza con agua de red y agentes germicidas, los fines de esta operación son enfriar el producto lo mas rápido posible y eliminar en una primera etapa la mayor cantidad de elementos patógenos existentes en su superficie.
- b) **Corte y Selección:** Se realiza manualmente. La finalidad de esta etapa es, cortar las partes no comestibles del producto, dar al producto la forma deseada en que va a ser congelado y descartar aquellos que no presenten las condiciones optimas de calidad.
- c) **Lavado 2:** Se realiza un nuevo lavado para eliminar elementos patógenos que se hubieran introducido en el manipuleo.
- d) **Escaldado o Blancher:** Para productos que requieran ser precocidos como los espárragos. La operación se

realiza por inmersión progresiva en agua caliente o por vapor directo con la finalidad de:

- 1) Desactivar enzimas o destruir ciertos sustratos enzimáticos presentes en forma natural, con lo que se evita se produzcan reacciones que conducirían a cambios de sabor, color, valores nutritivos y textura.
- 2) Disminución de la carga microbiana.

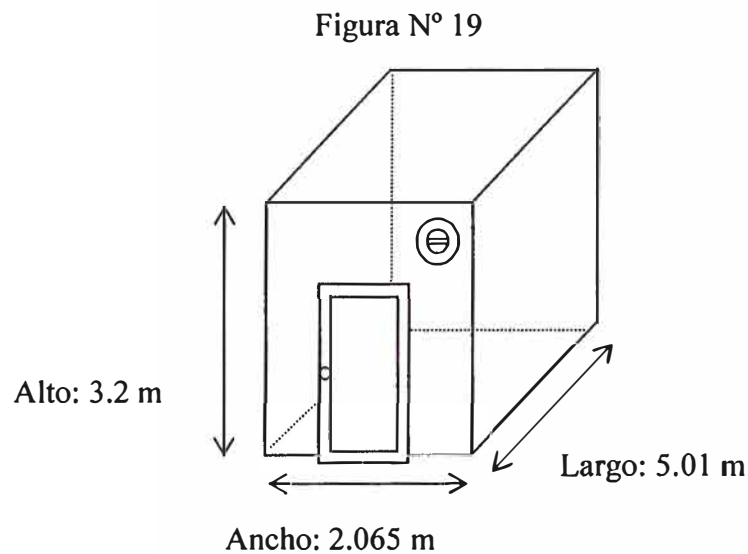
En el caso de los espárragos, que por su actividad enzimática sufren rápida modificación, ocasionando el endurecimiento o lignificación de las células situadas a cierta distancia de la yema, por lo que el escaldado es de vital importancia para evitar su lignificación y decrecimiento de su calidad.

Además se elimina la asparragina (sustancia natural del espárrago que le da un sabor amargo).

- e) **Enfriado o Chiler:** A continuación del escaldado, el producto debe enfriarse rápidamente ya que el producto caliente puede sufrir con gran rapidez diversas alteraciones que determinen pérdidas notables en su calidad. Es también importante que el producto esté lo más frío posible para aumentar la eficacia del proceso de congelación. El enfriado se realiza por inmersión del producto en agua fría, o bien dejando caer sobre el producto una ducha de agua fría.
- f) **Pre-Enfriado:** Antes de la congelación el producto se enfría en la antecámara continua al túnel que se encuentra a 7 ± 2 °C, permitiendo además el escurrido y secado del producto.

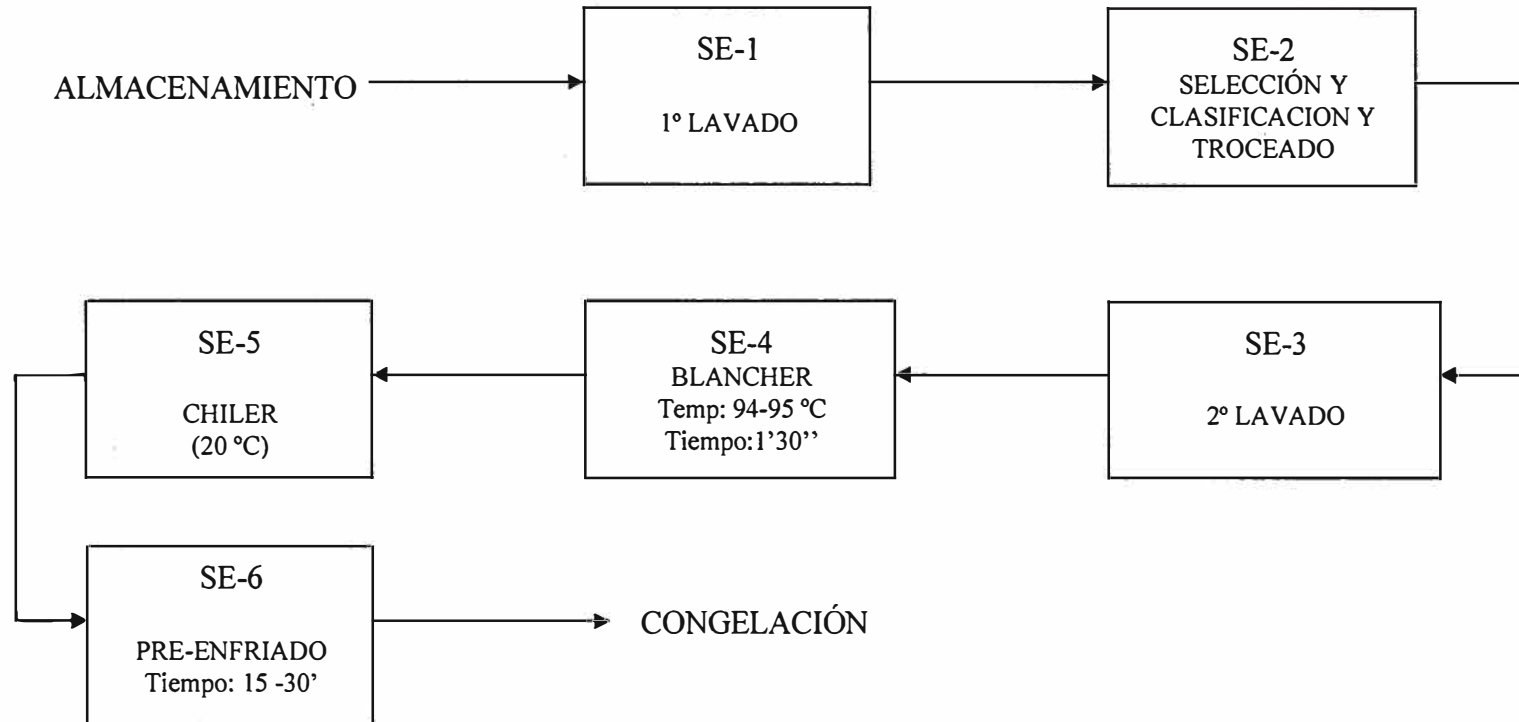
2.3.5.2 Congelamiento

El proceso de congelación se realiza en un túnel a flujo forzado. Las dimensiones de éste son detalladas en la Figura N° 19 y en el Anexo IV.B Alrededor de 1 kg. de espárragos son colocados en bandejas de plástico (polietileno) formándose 4 columnas de 23 bandejas colocadas en un coche de acero inoxidable. Al túnel ingresan como promedio 4 coches procedentes de la antecámara. Previamente el túnel de congelación ha sido enfriado a $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. El período de congelamiento para este producto es de 120 minutos con una carga de 300 a 400 kg/Batch



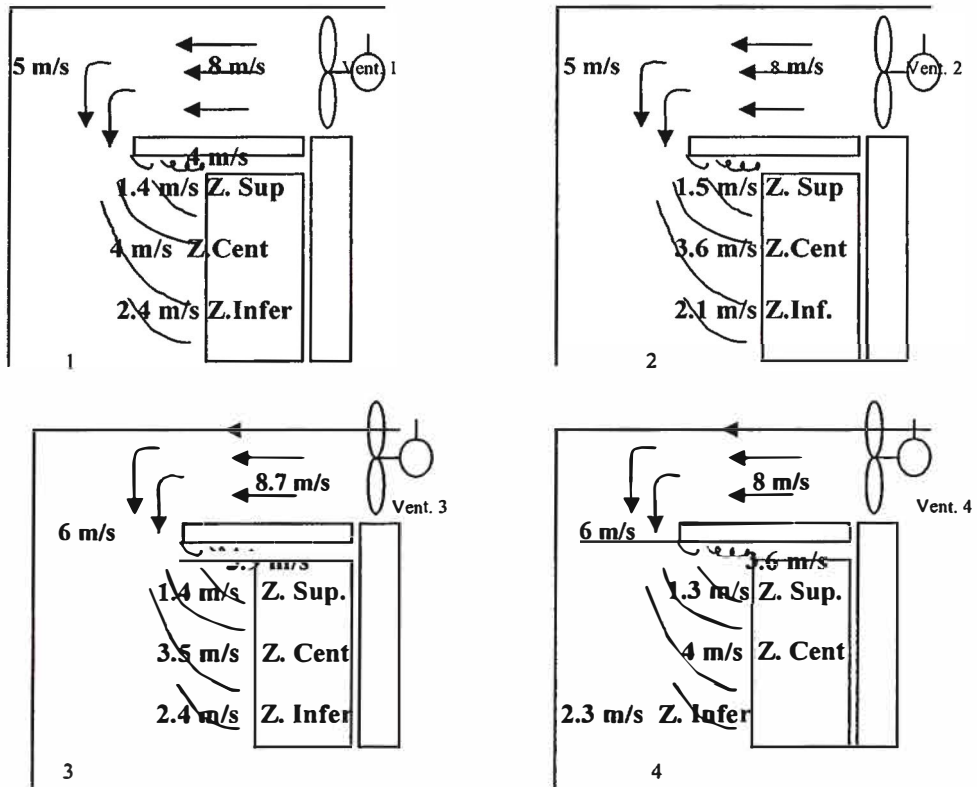
La transferencia de calor es por convección forzada, utilizando ventiladores ubicados en la parte superior del evaporador, el flujo direccional y las diferentes velocidades en zonas específicas (superior, centro e inferior) se muestran en la Fig. N°20

Figura N°18 SUB-ETAPAS EN EL ACONDICIONAMIENTO DEL PRODUCTO: ESPARRAGO PT2



SE: Sub-Etapa del proceso de Acondicionamiento

Figura N°20
Velocidades registradas en el Túnel de Congelación



En la figura se puede observar:

- El aire que sale de los ventiladores disminuye su velocidad, debido al choque que sufre con la pared túnel, que lo obliga a variar su dirección.
- Debido a que la zona central se encuentra a una distancia equivalente a la distancia entre el falso techo y el techo, y que el techo presenta una curvatura, el es conducido a realizar un recorrido semicircular, ocasionando el mayor flujo de aire en esta zona.

- En la zona cercana al falso techo, no existe obstáculo para la circulación libre del aire, por lo que éste preferirá circular por esa área que por la zona superior.

2.4 TRABAJOS EXPERIMENTALES DE CONGELACIÓN

Los trabajos experimentales se llevaron a cabo teniendo como materia prima los espárragos PT1 y PT2. Como resultado de estas actividades, para efectos del balance de masa y energético se consideró solamente la categoría PT2, que por su mayor diámetro exigen mayor tiempo de congelación, esto se demuestra observando los datos del Anexo I en las tablas I-1, I-2, I-3.

Determinado el producto vegetal que constituirá la “materia prima” para evaluar el comportamiento energético del túnel de congelamiento se programaron corridas de prueba las cuales fueron realizadas en las mismas instalaciones industriales de la empresa, estas medidas estuvieron condicionadas a la programación de la misma y a la actividad normal de trabajo por lo que surgieron dos casos el primero en la que el Túnel de Congelación era previamente encendido para enfriar el ambiente y el segundo caso en la que el proceso de congelación iniciaba sin previo enfriamiento es decir con el túnel apagado.

2.4.1 Programación de las corridas de Prueba

2.4.1.1 Procedimiento

a) Variables por Controlar y Registrar

Teniendo como referencias el Balance de Masa y el Balance Energético que constituyen los procedimientos ingenieriles sobre los cuales reposa la evaluación energética, se procedió a identificar las variables a

controlar y registrar en las Corridas de Prueba por programar. Estas son las siguientes:

- Del Producto

- Masa entrante y saliente
- Contenido de agua y su variación durante el proceso
- Temperatura del producto a lo largo del ciclo

- Del Proceso

- Presión a la entrada del compresor (Presión de Baja)
- Presión a la salida del compresor (Presión de Alta)
- Temperatura de Sobrecalentamiento
- Temperatura de Subenfriamiento
- Temperatura de entrada y salida del condensador
- Velocidades del aire en el interior del túnel

- Otros

- Temperatura de las paredes, piso y techo
- Temperatura de las bandejas portadoras
- Temperatura del bulbo húmedo y Temperatura del bulbo seco.

b) Instrumentos de Medición

Además de los instrumentos de medición que posee la planta de congelamiento (Ver Anexo IV.1) se utilizaron los siguientes instrumentos:

- Termocupla Tipo J
- Anemómetro

c) Puntos de control y medición

Además de los puntos de medición que posee la planta de congelamiento se seleccionaron otros puntos los cuales se muestran en el Figura N° 21, a fin de obtener mayor data del proceso que exige el diagrama termodinámico.

Todos los instrumentos que posee la planta son equipos de medición y de lectura visual.

d.) Verificación del Estado de Funcionamiento del Proceso de Congelación

Con el objetivo de evitar cualquier distorsión de los resultados finales se procedió a verificar:

- El buen funcionamiento y estado de los instrumentos de medición del propio proceso.
- Correcto funcionamiento de todos los equipos que constituyen el proceso de congelación.
- Comportamiento aerodinámico del túnel de congelación y hermeticidad del mismo.
- Fisuras en paredes, pisos, techo, etc.

Al realizar la verificación dio como resultado la falta de un cronograma de mantenimiento especialmente en el condensador, es decir la limpieza del mismo, afectando la transferencia de calor.

Dentro del Túnel existían pequeñas fugas de aire frío, las que fueron consideradas como pérdidas.

e) Número de Corridas de Prueba

- 1) Criterio Técnico

Una vez determinadas las variables a medir se procedió a realizar las medidas de las mismas tomando en cuenta los siguientes criterios técnicos

- Número de corridas, se tomo en cuenta la importancia de la variable que se media es decir si dependía del producto a congelar. En su mayoría se realizaron por duplicado para corroborar la fiabilidad de los datos, pero en algunos casos las medidas fueron realizadas en menor número debido a que se hicieron medidas alternas por no depender del tipo de producto (paredes, piso y bandejas).
- Ambientes, fueron divididos en dos ambientes, interior del túnel en donde se realizaron un su mayoría las medidas, y en la sala de máquinas en donde se encontraban ubicados el compresor y el condensador.

2) Criterio de operación

Para realizar las corridas se tomo en cuenta: el diagrama Entálpico del R 22 para realizar los balances. Entonces la toma de lecturas se realizó en simultáneo, en intervalos de tiempos considerables por la lejanía de estos.

La principal dificultad en la toma de datos era adecuarse al cronograma de trabajo de la planta, es decir diariamente no se producía el espárrago PT2, objeto de nuestro estudio. Otras dificultades fue que hubo fallas en el Sistema lo que

ocasionaba descartar algunas medidas y de otro lado la mezcla de tipos de espárragos al momento de congelarlos lo que ocasionaba un alargamiento en nuestra toma de datos

Las corridas se realizaron bajo el siguiente criterio:

- Todas las medidas de temperatura se realizaron en simultáneo con las presiones de alta y baja del compresor, así como con las temperaturas de entrada a la válvula de expansión y salida del evaporador³.
- Todas las temperaturas se registraron cada 5 minutos lo que facilitaría el trazado de las curvas experimentales
- Después de cada semana de toma de datos, las corridas eran analizadas mediante curvas verificando el comportamiento adecuado de las mismas (de no ser así se procedía a una nueva toma de datos) y realizando los correctivos necesarios en caso se presentasen.

El programa de corridas realizadas se presentan en el Cuadro N°5

³ A excepción de la medida en el condensador, donde solo se realizó en simultáneo con las medidas de presión.

Cuadro N°5
Programa de Corridas de Pruebas

N° DE AMBIENTE CORRIDAS DE PRUEBA	VARIABLES MEDIDAS	
	INTERIOR DEL TUNEL	SALA DE MAQUINAS
2 Humedad relativa	Temp. de bulbo húmedo y de bulbo seco	
2 Zona Superior	Temperatura del Producto	Presión de alta Presión de baja Temp _{ingreso} al evaporador Temp _{salida} del evaporador
2 Zona Central		
2 Zona Inferior		
3 Evaporador	Temp. del Evaporador	
2 Piso	Temp. del piso	
1 Paredes ⁴ 1,2,3	Temp. de las paredes 1,2, 3	
1 Bandejas	Temp. de las bandejas	
2 Zona Superior	Temp. del Túnel	
2 Zona Inferior		
2 Ingreso al Condensador	-	
Salida del Condensador		Temp. del Condensador
2 Aire transversal		
1 Ingreso al Compresor	-	Presión de alta Presión de baja Temp. del compresor

⁴ Ver Anexo IV.2.B figura IV.2

2.5 RESULTADOS DE LAS CORRIDAS DE PRUEBA

2.5.1 Comentarios Generales

Los datos obtenidos son representativos del proceso de congelación de espárragos. Como se observará en las curvas de proceso⁵. Las corridas hubieran sido más sencillas de realizar si se hubiera contado con equipos de medición más adecuados, como por ejemplo un termorregistrador.

2.5.2 Resultados Obtenidos

Los datos obtenidos de todas las corridas experimentales se encuentran tabulados en el Anexo I, tablas del I.1 al I.11

Como muestra presentamos una de las corridas obtenidas:

Tabla 1

TEMPERATURA DEL PRODUCTO (°C)	
Zona Superior	PT2
CARGA (Kg)	446
Tiempo (min)	Fecha: 17.10.03 / T-OFF ⁶
0	31
5	23.2
10	14.4
15	6
20	0.9
25	-3.8
30	-3.8
35	-3.8
40	-3.9
45	-4
50	-4.1

⁵ Ver Anexo VI

⁶ T-OFF: El producto ingresa al túnel sin que este halla sido enfriado previamente

55	-4.3
60	-4.7
65	-5.1
70	-5.9
75	-6.7
80	-8.2
85	-10.8
90	-15
95	-17.1
100	-19.3
105	-21.3
110	-23.2
115	-25.1

2.5.3 Análisis de los Datos Obtenidos

La condición de trabajo en la Empresa era retirar el producto cuando el interior del túnel se encontraba a -24°C , bajo el criterio que a esa temperatura el producto en su parte central se encontraba a -18°C (temperatura de almacenamiento), temperaturas que posteriormente corregiremos y que han sido los datos con los cuales hemos efectuado nuestros cálculos.

Las corridas se realizaron tanto para los espárragos PT1 y PT2, analizando estos datos (Ver Anexo I Tablas I.1-I.3 y Anexo VI) se observó que el PT2 necesita mayor tiempo para su congelación a condiciones similares.

- a) En los datos, de los Anexos antes mencionados, se puede observar que el proceso culmina a temperaturas por debajo de -18°C , ocasionando un mayor gasto energético.

- b) Existe una marcada diferencia entre iniciar el proceso con el Túnel apagado o encendido, generando un mayor tiempo de congelamiento en el descenso de la temperatura del producto en el primer caso, esto se observa en el Anexo I Tablas I.1 y I.3.
- c) Las temperaturas registradas antes de la válvula de expansión (temperatura de subenfriamiento) fueron medidas en el punto de medición 1 de la Fig. N° 21 que se encuentra a una distancia considerable de la entrada del evaporador punto en el cual deberían haberse registrado estas medidas pero de difícil acceso, es por esta razón que se vio en la necesidad de realizar una corrección en los datos (Ver Anexo I. B tabla I.5 y Anexo IV.5.3) En el caso del túnel sin previo enfriamiento se observa una caída brusca de la temperatura de subenfriamiento a un tiempo t debido a la activación de la válvula 1 (ver Fig. N° 21 diagrama de flujo) para preenfriar el aceite y refrigerante que retornan al compresor (presión de 20 psig); cuando el túnel es preenfriado la válvula se encuentra ya activada y no mostrará el descenso brusco.
- d) La temperatura de sobrecalentamiento también sufrió una corrección por lo mencionado anteriormente las que fueron medidas en el punto de medición 3 de la Fig. N° 21 (Ver Anexo I.B tabla I.7 y Anexo IV.5.2).
La temperatura de sobrecalentamiento (conseguida en el evaporador) permite asegurar la no existencia de líquido ingresando al compresor, pero un exceso en el sobrecalentamiento ocasiona un mayor esfuerzo para el

compresor, como es el caso del túnel sin previo enfriamiento.

- e) Antes de ingresar al compresor el refrigerante ingresa a un tanque donde intercambia calor con una corriente caliente, asegurando la no existencia de dos fases en el refrigerante, es por ello que la temperatura a la entrada del compresor es mayor que la de sobrecalentamiento. La temperatura de salida del compresor se mantiene constante porque el refrigerante sale del mismo a presión constante (ver Anexo I.C).

2.6 PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN OBTENIDA EN LAS CORRIDAS DE PRUEBA

2.6.1 Evaluación experimental de la Congelación de Espárragos

Todos los productos vegetales cuando son congelados siguen un comportamiento característico, este comportamiento en el diagrama Temperatura vs. Tiempo se denomina Curva Característica de Congelación, esta curva nos permite comprobar la fiabilidad de los datos registrados en las corridas de prueba.

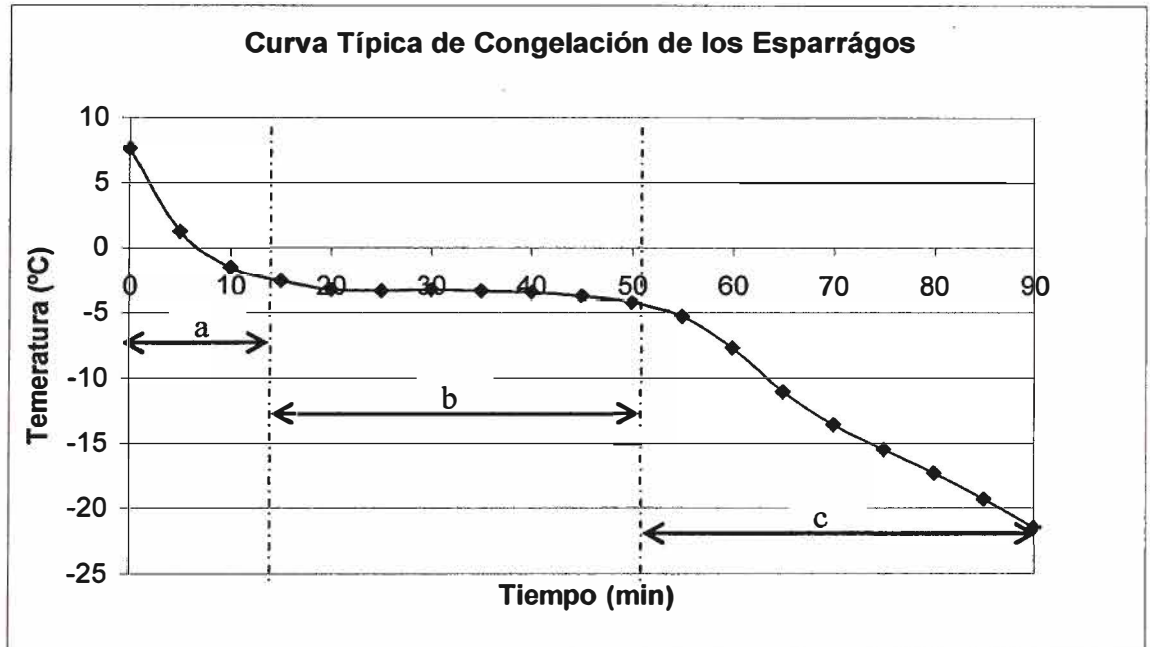
En nuestro estudio las temperaturas medidas se efectuaron cada cinco minutos, introduciendo la termocupla en la parte central del producto. Las curvas trazadas permiten observar el congelamiento de un producto en el tiempo. A título de ilustración a continuación mostraremos los valores (Tabla N°1) obtenidos en una corrida de prueba y el trazado de su Curva de Congelación:

Tabla N°2

CONGELACIÓN DE ESPÁRRAGOS PT2
 Datos de una corrida experimental

Zona	Superior
Carga (Kg)	400
Fecha	3.10.03
Tiempo (min)	Temperatura (°C)
0	7.6
5	1.3
10	-1.5
15	-2.5
20	-3.2
25	-3.3
30	-3.2
35	-3.3
40	-3.4
45	-3.7
50	-4.2
55	-5.3
60	-7.7
65	-11.1
70	-13.6
75	-15.5
80	-17.3
85	-19.3
90	-21.5

Gráfico N°1



Observando esta curva con las mostradas en el Anexo VI, resultado de todas las corridas de prueba, podemos afirmar que todas ellas muestran la misma tendencia.

1. Análisis de las Curvas Experimentales

Tomando como referencia la Curva Típica de Congelación, mostrada en el gráfico N° 1, se observan tres pendientes bien diferenciadas:

- La primera (a) que representa la pérdida de calor sensible del producto por encima de su punto de congelación hasta llegar al mismo.
- La segunda (b) con una pendiente casi nula, es la etapa donde el producto está cediendo todo el calor latente de congelación, y permanece a una temperatura casi constante la cual indica el punto de congelación.

- La tercera (c) con una pendiente pronunciada, es la etapa donde el producto está cediendo su calor sensible por debajo del calor latente y donde se lleva a cabo el sobrecalentamiento del producto.

Con estas pendientes definidas y con la ayuda de los datos característicos del espárrago definidos en 2.3.4, se podrá calcular el calor entregado por éstos al refrigerante lo que se detalla en capítulos posteriores.

III. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL PROCESO

La evaluación de la eficiencia energética del proceso se determinó siguiendo los cálculos ingenieriles de los balances de masa y energía.

3.1 BALANCE DE MATERIA

En el proceso de producción, el producto a consecuencia de los lavados, retiene agua sobre su superficie a la que denominamos “arrastre de agua”; cuando el producto ingresa al túnel de congelación con o sin arrastre de agua pierde un porcentaje del agua que se encuentra en su interior, a esto se denomina “deshidratación del producto”.

3.1.1 Determinación del arrastre de agua

Sobre muestras representativas se evaluaron las ganancias y pérdidas de agua en las distintas etapas durante el acondicionamiento hasta su congelación. Como resultado de estas mediciones se ha preparado el Cuadro N° 6

Cuadro N°6

Etapas	Muestra promedio (g)
SE 2: Selección	501
SE 3: Lavado 2	586
SE 4: Blancher	490
SE 5: Chiler	530
SE 6: Pre-Enfriado	475
E 3: Congelado	460

E: etapa (ver Fig. N°17)

SE: sub etapa (ver Fig. N°18)

1. Cálculo de Ganancias y Pérdidas de agua

Sobre la base de la ecuación general del balance de materia:

$$\text{Entrada} + \text{Generación} = \text{Salida} + \text{Acumulación} + \text{Consumo (III-1)}$$

En donde:

Generación = 0; debido a que no ocurre reacción química alguna.

Acumulación = 0; respecto a la etapa 3.

Se obtienen los siguientes resultados:

Tabla N°3

PERDIDA DE AGUA ENTRE SE 2 Y E 3		
PT2	Gramos	%
	41	8.18

El 8.18 % obtenido representa el agua que se pierde proveniente del arrastre y de la deshidratación del espárrago, a continuación se determinará el porcentaje de agua que se pierde por deshidratación.

2. Pérdida de agua por deshidratación

Para determinar la pérdida de agua exclusiva por deshidratación, se procedió a repetir la experiencia anterior, pero sin los lavados, es decir sin arrastrar agua.

Cuadro N°7

Peso de los espárragos (g)	
Seco	360
Congelados	333

Tabla N°4

	Pérdida de agua
Gramos	27
%	7.5

Con este resultado se observa que el producto está ingresando al túnel con un arrastre de 0.68% de agua.

3.2 BALANCE DE ENERGÍA

El balance de energía se realizó, siguiendo los procedimientos matemáticos establecidos: calor entregado = calor absorbido + calor perdido

Mediante el balance se podrá determinar si el sistema esta trabajando de manera óptima, es decir, que si las calorías absorbidas por el evaporador (del refrigerante) están de acuerdo con la capacidad de absorción del equipo mostrada en el Cuadro N°1, si estas fueran inferiores se podrá incrementar el calor entregado, aumentando los kilogramos de espárragos a congelar.

3.2.1 Cálculo de los Calores Entregados

Dentro del túnel de congelación existen varios componentes que entregan calorías, para que el refrigerante (R22) cambie de estado al pasar a través del evaporador: Estos calores son:

- Calor aportado por el producto (Q_1), ver Anexo IV.4.A
- Calor que atraviesa las paredes (Q_2), techo (Q_3) y piso (Q_4); es calor de filtración de un ambiente caliente hacia otro frío. Ver Anexo IV.4.B
- Calor entregado por las bandejas de plástico (Q_5); ver anexo IV.4.C
- Calor debido a los motores (Q_6), focos (Q_7) y resistencias (Q_8); los motores debido a la presencia de los 4 ventiladores dentro

del túnel para tener una congelación más rápida, existen 2 focos uno en cada extremo , y 2 resistencias una para cada puerta para que estas no se sellen por el descenso de temperatura. Ver Anexo IV.4.D

- Calor que aporta el agua en exceso de los productos (Q_9); ver Anexo IV.4.E
- Calor debido a las renovaciones de aire (Q_{10}), es decir es el ingreso de aire caliente al túnel cuando se abre la puerta. Ver Anexo IV.4.F

El calor entregado resulta de la sumatoria de:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} \dots \text{(III-2)}$$

El detalle de los cálculos correspondientes se muestran en el Anexo IV.4 Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla N° 5

Variable \ Unidad	Calor Q (Kcal/batch)
Q_1 Túnel off	43493.343
Q_1 Túnel on	40006.459
Q_2	5.806
Q_3	110.714
Q_4	67.289
Q_5	6125.588
Q_6	11541.357
Q_7	193.465
Q_8	1.032
Q_9	339.444
Q_{10}	808.296
Q_{Total} Túnel off	62686.3338
Q_{Total} Túnel on	59199.4497

Se observa que el calor aportado por las bandejas (Q5) es elevado, pudiéndose sustituir el material, por uno de menor capacidad calorífica. Además se gasta calor inútilmente con las renovaciones de aire.

Finalmente se observa la diferencia significativa entre iniciar el proceso con el túnel encendido e iniciar el proceso con el túnel apagado.

3.2.2 Calor Absorbido

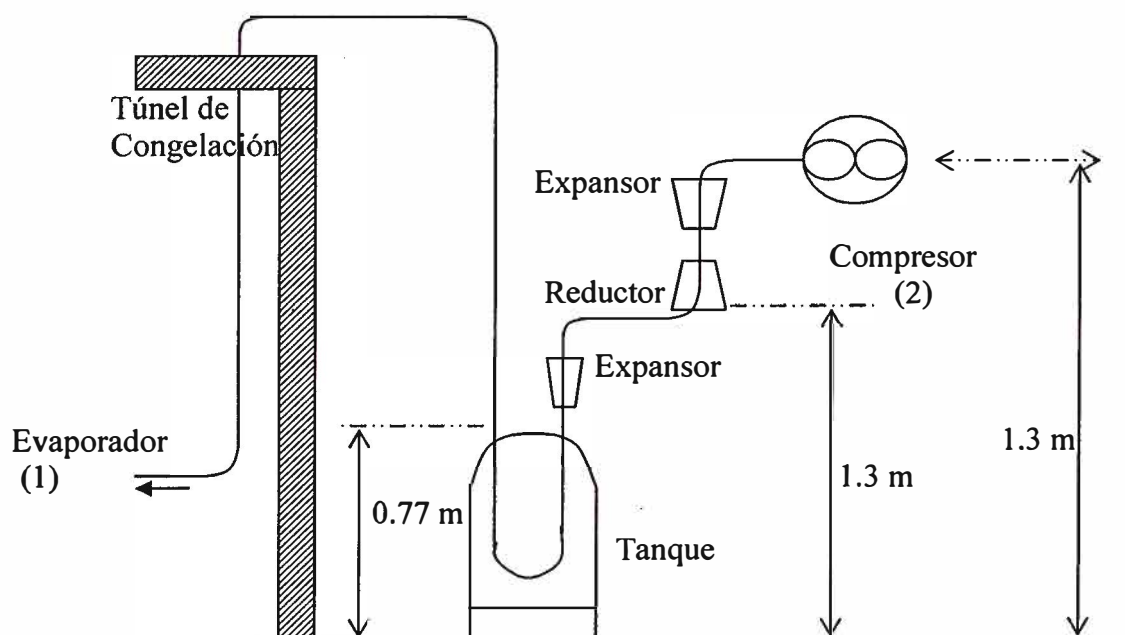
Para determinar el calor recibido por el refrigerante, es necesario conocer la presión dentro del evaporador, el cual se determinará calculando la caída de presión entre el compresor y el evaporador.

3.2.2.1 Cálculo de la Caída de Presión

El cálculo se divide en dos casos:

- a. Entre el Evaporador (1) y el Compresor (2). Figura N° 22

Figura N°22.



Este cálculo se realiza a partir de la presión de baja, que es medida por el compresor y por reversión se determina la presión a la salida del evaporador.

Para ello utilizaremos la ecuación de balance de energía de los fluidos, tomando como nivel de referencia la salida del evaporador

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \sum h_f \dots (III-3)$$

Cuadro N°8

Datos de Base entre el Evaporador y el Compresor

	P (psig)	T (°C)	Z (m)
Punto 1		-15.3	0
Punto 2	25.99	0.3	0.85

Para el balance de energía de flujo de fluidos, se toma en cuenta las pérdidas de carga debido a la presencia de accesorios y cambios en el diámetro de la tubería. En la ecuación III-3 se observa el factor $\sum h_f$, que representa la sumatoria de las pérdidas de carga h_f ocasionadas por los accesorios y por la longitud de la tubería.

La ecuación del factor h_f es:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots (III-4)$$

donde **f** es el factor de Darcy y depende de la rugosidad del material,

L y D: son longitud y diámetro respectivamente,

V: es la velocidad del flujo y g la aceleración de la gravedad.

Para accesorios se puede encontrar en la literatura el cociente de L/D (longitud equivalente), o el valor de K ($K = fL/D$)

Siguiendo la Figura N° 22, se obtienen los siguientes valores:

Cuadro N°9

Datos característicos para determinar la Pérdida de Carga

ACCESORIOS		
	K	L/D
2 Expansores	0.64337	-
1 Reductor	0.22687	-
7 Codos		210
TUBERÍA		
L (m)	13.85	0.45
D (m)	0.05	0.076
f	0.013	0.013

Donde f se obtiene a partir del diagrama de Moody, ver Anexo V.3

a.1 Cálculo de la velocidad del Refrigerante

Esta velocidad ha sido determinada asumiendo que es constante a lo largo de su recorrido debido a que las variaciones se encuentran a solo 0.45 m del final de su recorrido. La velocidad calculada es 7.09 m/s, los detalles de este cálculo se encuentran en el anexo IV.3. Reemplazando el valor de la velocidad calculada y los datos que anota el Cuadro N°8 podemos calcular la

caída de presión entre los puntos P_1 y P_2 vía la ecuación III-3:

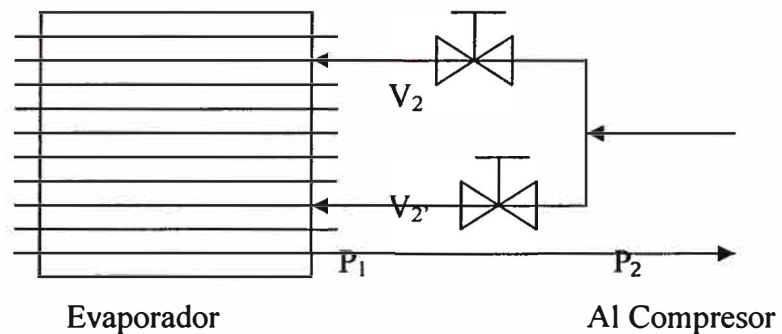
$$P_1 = 26.27 \text{ psig}$$

$$\text{Caída de Presión} = 0.2776 \text{ psig}$$

b. En el Evaporador

En el Figura N° 21 la válvula 2 representa a dos válvulas (Figura N° 23) que se encuentran en el ingreso del evaporador, por la parte superior (V_2) e inferior ($V_{2'}$) como se detalla en la siguiente figura:

Figura N° 23



Cuadro N° 10

Datos de Base entre la Entrada y Salida del Evaporador

	P (psi)	Z (m)	T(°C)
Punto 2	-	0.61	-15.3
Punto 2'	-	0.40	-15.3
Punto 1	26.27	0.0	-15.3

Cuadro N°11

Diámetro de la tubería (m)	0.01	Densidad (Kg/m ³)	10
Longitud (m)	4.297	Viscosidad(Kg/ms)	0.0000124
K para tres curvas de 180°	4.5	F	0.019
ε/D	0.00003	g (Kg/m*s ²)	9.8
Velocidad del fluido (m/s)	3.694		

La velocidad es determinada a partir de:

$$V = \frac{Q}{48A} \dots \text{(III-5)}$$

donde:

Q: Flujo del refrigerante hallado en el Anexo N° IV.3
48, indica el numero de divisiones del flujo al ingreso
del evaporador (2 válvulas de 24 divisiones cada una)

A: área transversal del cada tubo que ingresa al
evaporador

Con estos datos y utilizando la ecuación III-3 se halla
la presión en cada punto

$$P_{v_2} = 0.1166 \text{ psig}$$

$$P_{v_2'} = 0.1196 \text{ psig}$$

$$\text{Caída de Presión promedio} = 0.118 \text{ psig}$$

3.2.3 Calor recibido por el refrigerante

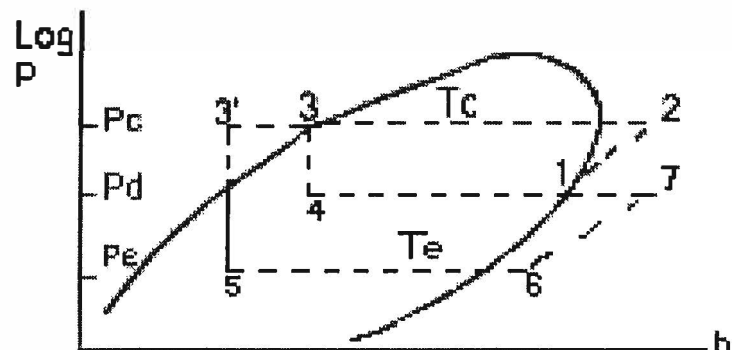
A partir del diagrama termodinámico representado en la Figura N°24 que corresponde al sistema de doble compresión con inyección de líquido y subenfriamiento que es nuestro caso, se

procedió a identificar las variables que intervienen en el cálculo del Calor recibido por el refrigerante:

- Temperatura de saturación (T_e), calculada a la presión de salida del evaporador.
- Temperatura de ingreso a la válvula de expansión (punto 3'), T_{in} VET, calculada a partir de la temperatura de subenfriamiento.
- Temperatura de salida del evaporador, T_{out} (punto 6), medida mediante una termocupla.
- Presión de salida del evaporador, P_{out} (punto 6), calculada a partir de los valores de caída de presión.
- Presión de entrada al evaporador, P_{in} (punto 5), calculada a partir de los valores de caída de presión.
- Temperatura de subenfriamiento (punto 3).
- Presión antes de la válvula de expansión, P_A (punto 3), medida con la presión de alta del compresor.
- Temperatura a la entrada del condensador, (punto T_c)

Figura N°24

Diagrama Termodinámico Log P vs h



Utilizando el diagrama de P vs. h, se pudo obtener el calor recibido, para un batch de 120 min.

Se presentan dos casos:

- Cuando el proceso de congelación inicia con el túnel encendido (on)
- Cuando el proceso de congelación inicia con el túnel apagado (off)

Para determinar el calor recibido, a partir de los datos de presión y temperatura (ver Anexos IV.5.1 - IV.5.3), se hallaron las entalpías (ver Anexo IV.5.4) en los distintos puntos del ciclo de congelación, así como también se determinó el caudal de refrigerante. A partir de ellos y con la ecuación:

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta H \dots(\text{III-6})$$

se obtuvo finalmente el calor recibido.

Cuadro N°12

Calor recibido por el refrigerante en el Ciclo de Congelación

	Calor recibido (Kcal/batch)
Túnel encendido (on)	55641.5182
Túnel apagado (off)	56324.4716

El calor no absorbido por el refrigerante resulta de:

$$\text{Calor entregado} = \text{Calor recibido} + \text{Calor no absorbido} \dots(\text{III-7})$$

Cuadro N°13
Calor no absorbido por el Refrigerante

	Calor no absorbido (Kcal/batch)	Calor No Abs./Calor Entregado (%)
Túnel encendido (on)	5577.255	9.4
Túnel apagado (off)	8605.138	13.7

El cuadro demuestra que el sistema de congelación aprovecha mejor el calor entregado cuando este se arranca con el túnel encendido.

3.3 ANALISIS EXERGÉTICO A PARTIR DEL BALANCE DE ENERGÍA

El análisis exergético se utiliza para poner de manifiesto la magnitud de las irreversibilidades del proceso. A partir de este análisis se puede proponer mejoras en el proceso de congelación existente. En este apartado se analizarán las irreversibilidades del ciclo de congelación.

3.3.1 Determinación de los Calores Reversibles e Irreversibles

A partir del balance energético por unidad de masa en régimen estacionario:

$$q + w = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad \dots \text{(III-8)}$$

Rescribiendo la ecuación para el compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador respectivamente se tiene:

$$q_c + w_c = h_2 - h_1 \quad \dots \text{(III-9)}$$

$$q_{cond.ced} = h_3 - h_2 \dots \text{(III-10)}$$

$$h_3 = h_4 \dots \text{(III-11)}$$

$$q_{evap} = h_1 - h_4 \dots \text{(III-12)}$$

Donde se han despreciado las variaciones de energías cinética y potencial, e i representa la irreversibilidad en cada etapa. Los balances exergéticos para los cuatro procesos escritos en forma entrada/salida son:

$$\psi_1 + w_c = \psi_2 - \sum_j q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) + i_c \dots \text{(III-13) (Compresor)}$$

$$\psi_2 = \psi_3 - \sum_j q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) + i_{cond} \dots \text{(III-14) (Condensador)}$$

$$\psi_3 = \psi_4 + i_{válvula} \dots \text{(III-15) (Válvula de expansión)}$$

$$\psi_4 = \psi_1 - \sum_j q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) + i_{evap} \dots \text{(III-16) (Evaporador)}$$

Entonces el rendimiento exergético del ciclo viene dado por

$$\mathcal{E}_{congelación} = \frac{-\phi_{Q, evap}}{w_c} \dots \text{(III-17)}$$

A partir de las ecuaciones ya descritas se hizo la toma de datos y cálculos respectivos a cada etapa del ciclo, los cuales se muestran a continuación (para un batch de 120 minutos):

3.3.1.1 Evaporador

Tabla N° 6

P (MPa)	T in (K)	T out (K)	H in (KJ/kg)	H out (KJ/kg)	S in (KJ/kg.K)	S out (KJ/kg.K)	Ψ in (KJ/kg)	Ψ out (KJ/kg)
0.32	291.69	292.0	442	640	4.27	5.04	63.32	32.34
0.31	294.30	288.3	443	638	4.28	5.02	61.33	34.81
0.30	291.85	282.1	439	632	4.27	5.02	60.32	31.19
0.28	289.92	276.8	438	628	4.26	5.02	62.30	27.19
0.27	288.22	272.9	438	625	4.26	5.00	62.30	28.67
0.26	287.23	270.9	436	625	4.25	5.00	63.28	28.67
0.26	286.75	270.3	436	625	4.25	5.00	63.28	28.67
0.26	282.68	269.8	430	625	4.23	5.00	63.24	28.67
0.26	282.05	269.6	430	625	4.23	5.00	63.24	28.67
0.25	281.64	269.3	430	625	4.23	5.00	63.24	28.67
0.25	278.43	269.0	422	624	4.20	5.00	64.19	27.67
0.24	277.56	268.7	422	623	4.20	5.00	64.19	26.67
0.23	272.57	268.1	419	623	4.18	5.00	67.15	26.67
0.22	271.53	267.4	419	622	4.18	5.02	67.15	21.19
0.21	270.38	266.5	415	622	4.18	5.02	63.15	19.70
0.20	269.17	265.4	414	621	4.18	5.02	62.15	18.70
0.19	269.03	264.6	414	621	4.18	5.02	62.15	18.70
0.19	268.32	263.4	410	620	4.16	5.02	64.11	18.30
0.18	268.10	262.3	410	620	4.16	5.02	64.11	18.30
0.18	267.40	261.1	410	620	4.16	5.02	64.11	18.30
0.18	266.06	261.3	410	620	4.16	5.02	64.11	18.30
0.16	264.84	260.1	410	619	4.15	5.02	67.09	16.70
0.16	263.50	259.1	409	619	4.15	5.02	66.09	16.70
0.16	263.63	258.4	409	619	4.15	5.02	66.09	16.70
0.15	260.48	258.4	409	619	4.15	5.02	66.09	16.70

3.3.1.2 Compresor
Compresor de Baja

Tabla N° 7

P in (MPa)	P out (MPa)	T in (K)	H in (KJ/kg)	H out (KJ/kg)	S in (KJ/kg.K)	S out (KJ/kg.K)	Ψ in (KJ/kg)	Ψ out (KJ/kg)
0.30	0.69	290.42	640	684.61	5.03	5.10	34.72	58.46
0.29	0.69	294.95	642	690.33	5.05	5.11	30.76	61.20
0.28	0.68	293.65	642	690.33	5.05	5.11	30.76	61.20
0.26	0.65	292.05	642	690.33	5.05	5.12	30.76	58.22
0.25	0.64	289.95	640	692.04	5.05	5.12	28.76	59.93
0.24	0.63	288.75	640	692.04	5.05	5.12	28.76	59.93
0.24	0.63	286.85	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.24	0.62	286.95	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.23	0.62	286.15	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.23	0.62	285.85	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.23	0.62	285.75	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.22	0.60	285.45	639	687.33	5.05	5.11	27.76	58.20
0.21	0.59	284.75	637	694.62	5.05	5.13	25.76	59.53
0.20	0.57	283.35	637	698.34	5.05	5.14	25.76	60.26
0.19	0.55	282.95	637	694.62	5.06	5.14	22.78	56.55
0.18	0.54	282.55	635	696.34	5.08	5.14	14.81	58.26
0.17	0.53	282.25	635	696.34	5.08	5.14	14.81	58.26
0.17	0.51	281.74	635	694.48	5.09	5.14	11.83	56.41
0.16	0.51	281.23	634	695.34	5.09	5.14	10.83	57.26
0.17	0.51	280.72	634	695.34	5.09	5.14	10.83	57.26
0.16	0.51	280.21	633	696.20	5.09	5.14	9.83	58.12
0.14	0.47	279.69	632	695.20	5.09	5.16	8.83	51.16
0.14	0.45	279.18	632	693.34	5.09	5.16	8.83	49.30
0.14	0.45	278.67	632	693.34	5.09	5.16	8.83	49.30
0.13	0.44	278.16	632	693.34	5.09	5.16	8.83	49.30

Compresor de Alta

Tabla N° 8

P in (MPa)	P out (MPa)	T in (K)	H in (KJ/kg)	H out (KJ/kg)	S in (KJ/kg.K)	S out (KJ/kg.K)	Ψ in (KJ/kg)	Ψ out (KJ/kg)
0.69	1.49	342.33	628	668	4.92	4.99	55.52	74.65
0.69	1.53	338.25	628	668	4.92	4.99	55.52	74.65
0.68	1.56	342.85	628	668	4.92	4.99	55.52	74.65
0.65	1.54	347.55	626	668	4.92	4.99	53.52	74.65
0.64	1.51	343.75	626	668	4.92	4.99	53.52	74.65
0.63	1.50	342.45	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.63	1.50	339.85	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.62	1.49	344.85	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.62	1.49	343.45	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.62	1.51	342.30	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.62	1.51	341.15	625	668	4.92	4.99	52.52	74.65
0.60	1.51	341.15	624	668	4.92	4.99	51.52	74.65
0.59	1.51	339.65	624	668	4.92	4.99	51.52	74.65
0.57	1.48	339.35	623	668	4.92	4.99	50.52	74.65
0.55	1.47	339.15	623	668	4.92	4.99	50.52	74.65
0.54	1.46	341.95	623	668	4.92	4.99	50.52	74.65
0.53	1.45	340.62	623	668	4.93	4.99	47.54	74.65
0.51	1.42	340.52	622	668	4.93	4.99	46.54	74.65
0.51	1.43	340.41	622	668	4.93	4.99	46.54	74.65
0.51	1.41	340.30	622	668	4.93	4.99	46.54	74.65
0.51	1.41	340.19	622	668	4.94	4.99	43.56	74.65
0.47	1.38	340.09	621	668	4.94	4.99	42.56	74.65
0.45	1.38	339.98	620	670	4.94	5.00	41.56	73.67
0.45	1.38	339.88	620	670	4.94	5.00	41.56	73.67
0.44	1.38	339.77	620	670	4.94	5.00	41.56	73.67

3.3.13 Condensador

Diferentes mediciones instrumentales en el equipo de condensación demostraron que la temperatura de ingreso se mantenía constante (354 K) lo mismo que la correspondiente a la salida (307.65 K)

Tabla N° 9

P (MPa)	H in (KJ/kg)	H out (KJ/kg)	S in (KJ/kg.K)	S out (KJ/kg.K)	Ψ in (KJ/kg)	Ψ out (KJ/kg)
1.49	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.53	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.56	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.54	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.51	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.50	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.50	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.49	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.49	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.51	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.51	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.51	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.51	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.48	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.47	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.46	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.45	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.42	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.43	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.41	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.41	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.38	668	450	4.99	4.35	74.65	47.46
1.38	670	450	5.00	4.33	73.67	53.43
1.38	670	450	5.00	4.33	73.67	53.43
1.38	670	450	5.00	4.33	73.67	53.43

Mediante el uso de las formulas anotadas en el item 3.3.1 y haciendo uso de los cuadros mostrados anteriormente se muestra la evaluación de exergía para el ciclo de congelación.

Cuadro N°14

PROCESO	Q	W	$\Delta\psi$	i
Compresor		17.99	-10.33	7.66
Condensador	- 48.46		39.97	8.49
VET			-2.51	
Evaporador	31.60		-5.88	1.25
Total	-16.86	17.99	21.25	17.40

Unidades: KJ/s

Este cuadro muestra la diferencia del calor perdido en el condensador y el calor absorbido por el evaporador el que debería ser igual al trabajo realizado por el compresor, pero se observa que esta diferencia es menor debido a que el condensador no esta liberando todo el calor, por presentar suciedad en las paredes exteriores de los tubos y deflectores, disminuyendo la transferencia de calor, perjudicando la evaporación elevando su temperatura de saturación.

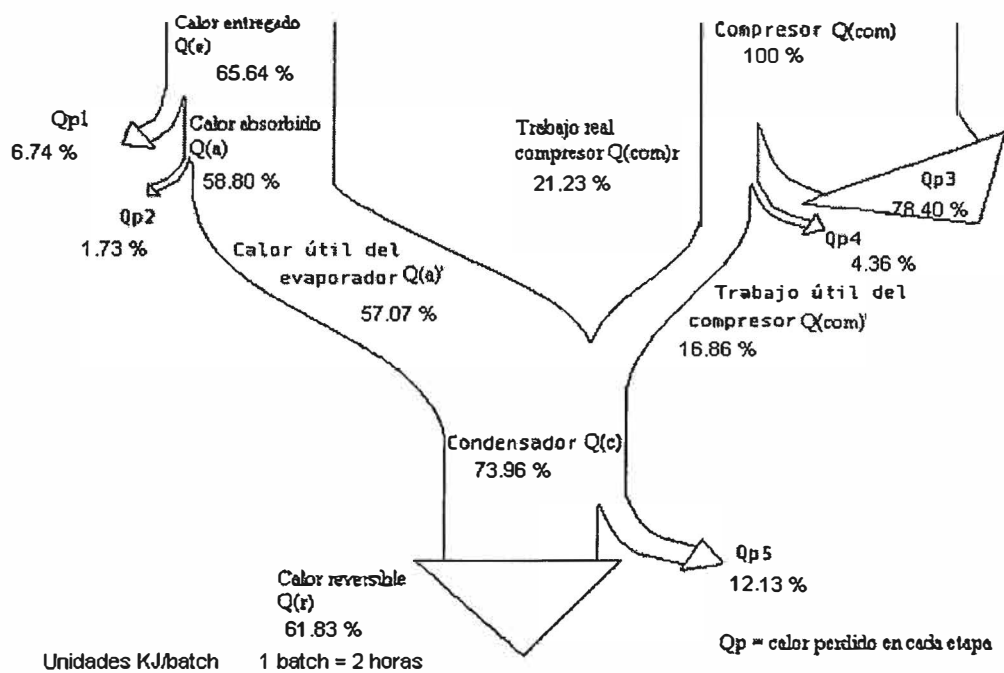
3.3.2 Diagrama de Sankey

Para mayor ilustración de los calores que interviene en el ciclo de congelación se hace uso del diagrama de Sankey en el que se muestra de manera porcentual los calores entregados, absorbidos y perdidos para cada componente haciendo uso de los valores obtenidos en el Anexo IV.

Este diagrama nos facilitará efectuar algunos cálculos referentes al ahorro de energía al igual que las mejoras en el proceso de Congelación

Figura N° 25

DIAGRAMA DE SANKEY



3.4 INDICES ENERGETICOS

Los índices energéticos son indicadores del proceso de congelación que nos mostraran la eficiencia del sistema.

Los índices energéticos están expresados por las siguientes relaciones:

COP, (Coeficiente de Performance) se halla en términos de diferencias entálpicas

$$COP = - \frac{\Delta H_{evap.} \cdot m}{W_{comp}} \quad \dots\dots (III-18)$$

Eficiencia exergética, a partir de la diferencia de exergías

$$\varepsilon = - \frac{\Delta \psi_{evap.} \cdot m}{W_{comp}} \quad \dots\dots\dots (III-19)$$

A continuación se muestran los índices energéticos para el sistema de congelación de Agroempaques S.A., los cálculos se muestran en el Anexo IV.6 obteniéndose los siguientes valores:

Cuadro N°15

ÍNDICES ENERGETICOS	
COP	1.733
ε	0.340

IV. AHORRO DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE CONGELACIÓN ESTUDIADO

El ahorro energético en el proceso de congelación esta basado en los resultados obtenidos en el balance energético y exergético del sistema.

A partir de estos valores se propondrán mejoras energéticas con sus respectivos ahorros económicos.

4.1 ESTRATEGIAS DE AHORRO DE ENERGÍA -EVALUACIÓN ECONÓMICA

A continuación se procederán a mostrar las mejoras energéticas, las cuales abarcan:

1. Mejoras energéticas sin inversión
11. Mejoras energéticas con poca inversión.

Para realizar la evaluación económica se anotan los indicadores que nos servirán para efectuar los cálculos de gasto energético:

Cuadro N° 16

	Costo de la energía (S/. por KWh)	Horas de trabajo por día
hora normal	0.0912	12
hora punta	0.12	4

- Tipo de cambio: \$1 = S/. 3.3
- 1 batch = 2 horas.
- 8 corridas por día

En el ciclo de congelación el gasto energético se ve reflejado en el trabajo del compresor.

4.1.1 Mejora Energética sin inversión

4.1.1.1 Comparación del gasto energético

El proceso de congelación cuando se inicia con el túnel apagado representa un gasto extra debido a que el ambiente requiere un tiempo para alcanzar la temperatura óptima de congelación.

La mejora se realiza cuando el proceso inicia con el túnel encendido debido a que la gradiente de temperatura es menor.

Cuadro N°17

Wcompresor (KJ/batch)	
Túnel apagado	Túnel encendido
134894.186	84158.699

Cuadro N° 18

Costos Por Año

HORA CASOS	Normal (S/.)	Punta (S/.)	Total (S/.)	Total (\$)
Túnel encendido	4605.16	2019.81	6624.97	2007.57
Túnel apagado	7381.41	3237.46	10618.87	3217.84

Cuadro N° 19

	Ahorro (S./)año	Ahorro (\$/año)
hora normal	2776.25	793.21
hora punta	1217.65	347.90
Total	3993.90	1141.11

4.1.1.2. Aumento en la capacidad del Túnel

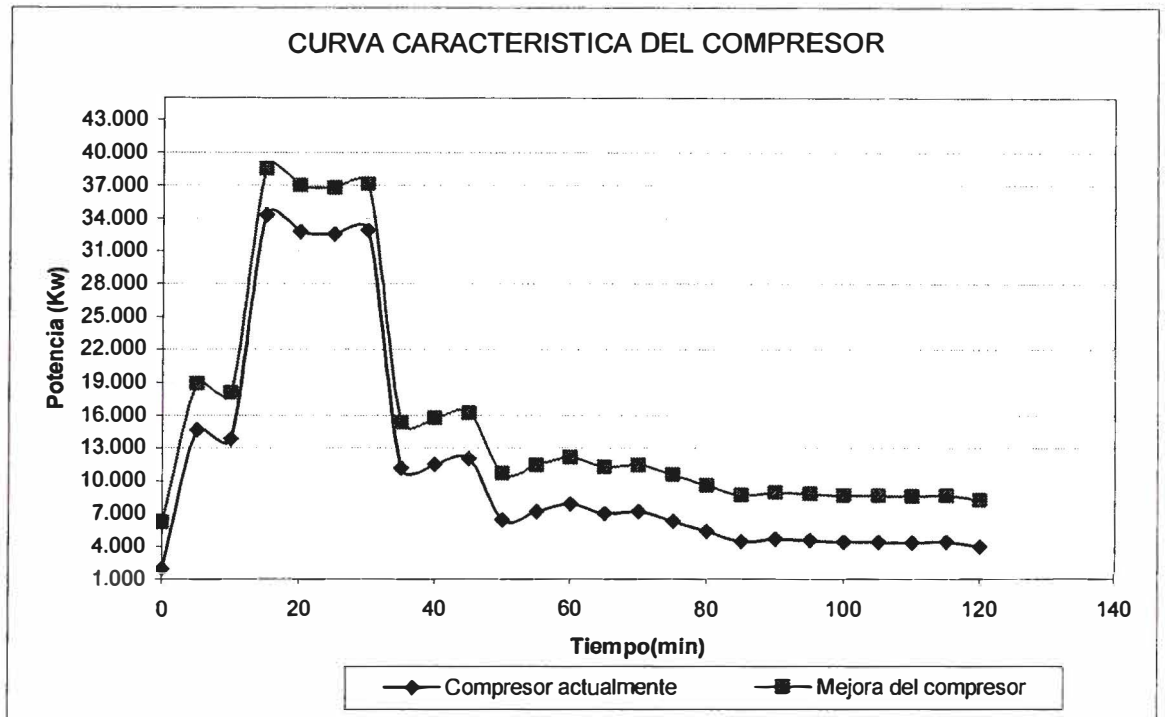
Para aumentar la capacidad del túnel es necesario que los equipos trabajen en condiciones óptimas, observando la Curva del Compresor, Gráfico N°2, se puede ver que el pico más elevado de este es de 34 KW, este valor nos indica que el compresor está trabajando muy por debajo de su capacidad máxima 55 KW mostrada en el Cuadro N°1, (pág. 28) es decir puede trabajar en condiciones óptimas con una cantidad mayor de carga del producto dentro del túnel y así hacer que el evaporador absorba una cantidad mayor de calor.

El evaporador actualmente absorbe 54342.218 Kcal/batch, teniendo una capacidad instalada de 90000 Kcal/batch, entonces si la capacidad del evaporador aumenta (hasta 90000 Kcal/batch), aumentará la capacidad de congelar mayor carga del producto.

Al realizar el cambio en la capacidad del compresor se llega a que el trabajo promedio es de 15.45 KW considerando como pico más alto 38.5 KW observado en el Gráfico N°2, que se encuentra dentro del valor de trabajo que es de 55 KW como máximo (Cuadro N°1).

Haciendo uso del diagrama de Sankey se puede observar la relación del compresor con el evaporador que es de 22.8/77.2 respectivamente, mediante esta relación se hallan

Gráfico N°2



las Kcalorías absorbidas por el evaporador que serian de 90000 Kcal/batch.

Para expresarlo en coches de producto adicionales se asume lo siguiente:

- El calor adicional es entregado por el producto, agua en exceso y bandejas.
- Los calores restantes son considerados constantes debido a que el batch de operación no variara y no dependen de la carga dentro del túnel.

Cuadro N° 20

Calor total absorbido por el evaporador (Kcal/batch)		90000
Calor del producto, bandejas y agua en exceso en 4 coches		46476.49
Calores restantes (Kcal/batch)		12727.96
Calor adicional (Kcal/batch)		30800.55
Carga adicional	Coches	2.65
	Carga (Kg)	263.42

Cuadro N° 21

	Ahorro (\$/.) /año	Ahorro (\$/año)
hora normal	3043.75	869.64
hora punta	3684.55	1052.73

4.1.2 Mejora Energética con poca inversión

4.1.2.1 Cambio en el material de la bandeja

Debido al elevado calor entregado por la bandeja de polietileno, se propone usar un material de menor capacidad calorífica, que debe mantener su inocuidad frente al producto y resistencia a bajas temperaturas. Por lo tanto el material que cumple los requerimientos especificados, que se propone es el aluminio.

Cuadro N° 22

Calor Aportado KJ/batch			
Bandejas de Plástico		Bandejas de Aluminio	
Un coche	4 coches	Un coche	4 coches
6412.885	25651.539	1934.070	7736.281

Cuadro N° 23

Calor absorbido por el producto en un coche (KJ/batch)	41882.809
Calor disponible por cambio de bandejas (KJ/batch)	17915.258
# de coches adicionales	0.409

Cuadro N° 24

	Ahorro (S./)año	Ahorro (\$/año)
hora normal	767.527	219.294
hora punta	1009.904	288.544

4.1.3 Ahorro Total

Este cálculo es la sumatoria del ahorro por comparación de gasto energético (Ver 4.1.1, Cuadro N° 19) y el ahorro por aumento de Capacidad, debido a que en este cálculo está considerado el cambio de material de la bandeja

Cuadro N° 25

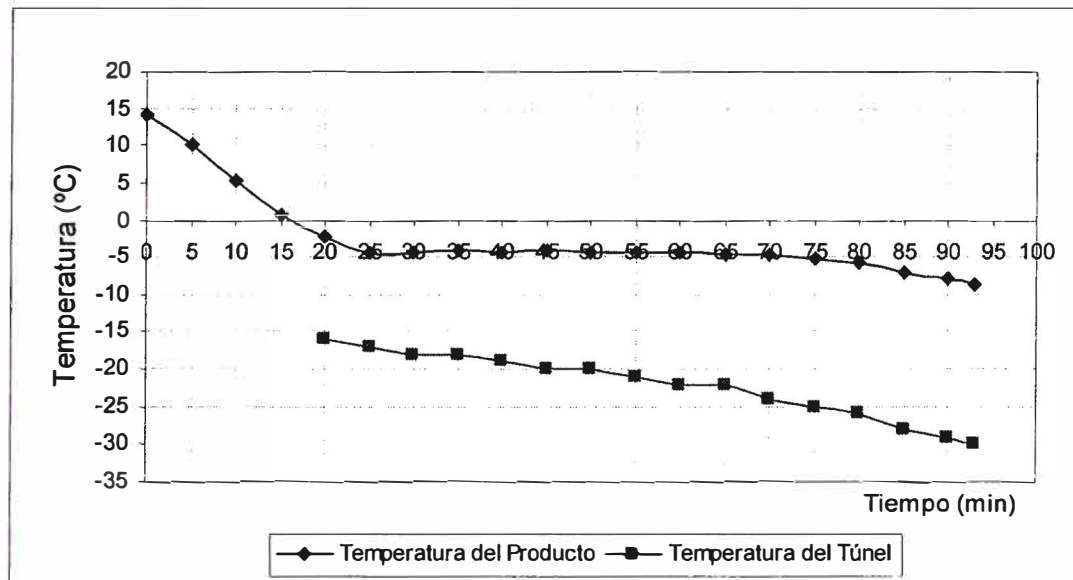
	Ahorro(S/)/año	Ahorro (\$/año)
hora normal	6587.53	1882.15
hora punta	5912.10	1689.17
Total	12499.63	3571.32

V. ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Al realizar la toma de datos se observó que la ubicación de los coches en el interior del túnel influye directamente en el proceso de congelación. Al existir una separación considerable entre ellos, en el coche que se encuentra más alejado del evaporador, el producto solo desciende hasta -8°C , esto se muestra en el siguiente grafico:

Gráfico N°3

Zona: Centro Carga: 420 kg aprox Fecha: 25.09.03

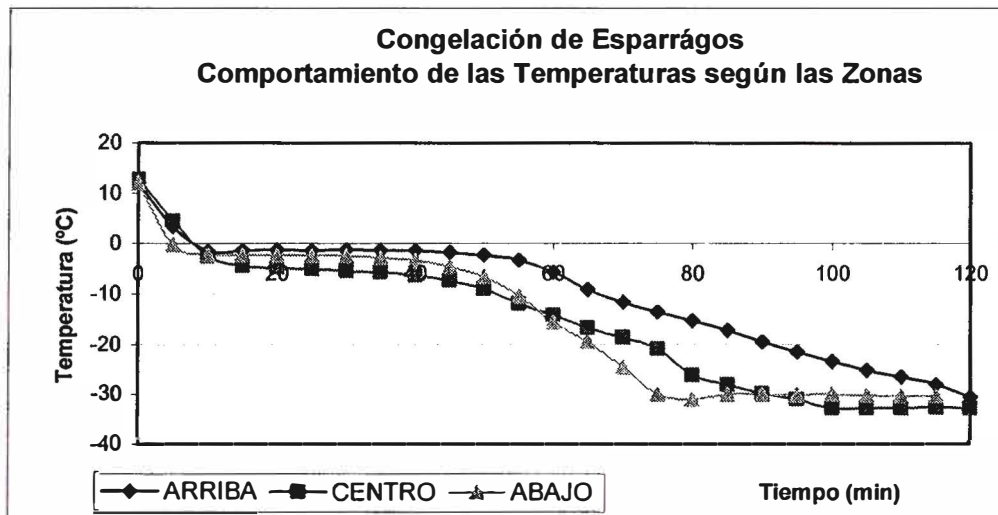


Esta disposición de los coches dentro del túnel origina que el aire frío circule por los espacios que le ofrecen menos dificultades.

- En el Gráfico N°4 se observa que el descenso de la temperatura en la zona superior es mas lento; analizando el flujo del aire éste nos indica que en dicha zona circula a menor velocidad, pero en la zona cercana al falso techo la velocidad aumenta considerablemente (ver Figura N° 20), debido a un recorrido preferencial que genera el aire, ocasionando que éste pase en mayor proporción por encima del producto y no en la totalidad del

mismo, dificultando la transferencia de calor y ocasionando un mayor tiempo para alcanzar la temperatura de otra zona de estudio.

Gráfico N°4



- El Cuadro N° 14 muestra la diferencia del calor perdido en el condensador y el calor absorbido por el evaporador el que debería ser igual al trabajo realizado por el compresor, pero se observa que esta diferencia es menor debido a que el condensador no esta liberando todo el calor, por presentar suciedad en las paredes exteriores de los tubos y deflectores, disminuyendo la transferencia de calor, perjudicando la evaporación elevando su temperatura de saturación.
- De acuerdo al Gráfico N°2 se observa que el compresor esta sobredimensionado, pero limitado por la capacidad del evaporador (45000 Kcal/h) por ello nuestras propuestas se basan en la capacidad del evaporador.

VI. CONCLUSIONES

Como resultado del estudio del proceso de congelación industrial para el producto espárrago, y en concordancia con los objetivos trazados, se concluye:

1. Por el comportamiento de la curva de congelación se demuestra que el tiempo de transferencia de calor sensible será mucho menor cuando el producto por congelar se debidamente acondicionado (contenido de agua y temperatura), lo que favorece el menor consumo de energía.
2. En las condiciones actuales de operación, el balance de energía otorga un total de pérdida de 312698880 KJ/año de la cual el 49 % corresponde a factores tecnológicos y el 51 % por mal aprovechamiento de la capacidad de producción de frío, como también a ciertas “malas prácticas operacionales”. Este último porcentaje origina un mayor gasto de S/ 10700 por batch.
3. En nuestro caso, aumentando el volumen de carga de alimentación al túnel de 400 kg/batch a 660 kg/batch, reemplazando las bandejas de polietileno por material de aluminio, y evitando las malas prácticas operacionales, el gasto se reduce a S/ 9500 por año.

Malas prácticas operacionales.

Por razones de equilibrio térmico entre el medio exterior e interior del túnel, no es conveniente iniciar el proceso de congelamiento con el túnel apagado. Se ha demostrado que alcanzar la temperatura de congelamiento representa una pérdida de S/ 4000 por año.

1. Retardar el ingreso del producto acondicionado al proceso de congelamiento exigirá más consumo de energía; lo mismo sucederá si las

actividades de empaado y almacenamiento del producto congelado no tienen continuidad de una etapa a la otra.

2. Ordenar los coches-carga de manera separada, origina cursos preferenciales de corrientes frías. El resultado será un proceso de congelamiento no homogéneo de los productos.

VII.

RECOMENDACIONES

1. Evitar las malas prácticas operacionales anotadas.
2. Para cualquier producto por congelar, acondicionar su temperatura de ingreso al túnel aprovechando la temperatura fría de la antecámara
3. En el túnel de congelamiento ordenar y ubicar los coches-carga juntos unos a otros.
4. Para garantizar la optimización de transferencia de energía, poner en práctica un programa de mantenimiento para la bomba de calor.
5. Un mejor criterio técnico sobre la eficiencia del sistema de congelamiento se obtiene evaluándola sobre la base de los conceptos de balances energéticos y exergéticos.

VIII

BIBLIOGRAFIA

1. Pita E.; Principios y Sistemas de Refrigeración; Segunda Edición; Editorial Noriega 1991; Capítulo 14 Pág. 341
2. Kenneth W., Donald R.; Thermodynamic; Sexta Edición; Editorial McGraw Hill 2001; Pág. 872
3. McCabe W., Smith J.; Operaciones Básicas de Ingeniería Química; Editorial Reverte S.A. 1968; Capítulo 12 Pág. 347
4. Smith, Van Ness; Thermodynamic; Quinta Edición; Editorial McGraw Hill 1995; Pág. 337
5. Centro de Estudios de la Energía; Técnicas de Conservación Energética en la Industria; Fundamentos y Ahorro en Operaciones; Ministerio de Industria y Energía Comisaría de la Energía y Recursos Minerales; Madrid; 1996; Tomo I; pág. 329
6. Perry, J.; Chemical Engineer's Handbook; Sexta Edición; Ed. Mc Graw Hill; New York; 1999; Capitulo VI; Pág 628
7. Rapin, P; Instalaciones Frigoríficas; Segunda Edición; Ed. Marcombo Bioxaren; 1986; Tomos I y II
8. Desrosier, N.; Conservación de Alimentos; Segunda Edición; Editorial CECOSA; México; 1963; Capítulo 3; pág 67
9. Komarov W.; Tratado de Refrigeración, Teoría y Tecnología Frigorífica; Primera Edición; Ed. Cartago; Buenos Aires; 1958

10. Cárdenas M., Olivares P., Ortiz J., Espárrago Verde Congelado y un Plan de Higiene para la Planta de Procesamiento ANSA; Tesis de Grado; Universidad Nacional Agraria La Molina; 2000
11. Morales A. (2000); Planta de Espárrago Verde Congelado; Biblioteca Virtual de Proyectos de Ingeniería, Dpto de Bromatología y Tecnología de Alimentos Universidad de Córdoba; www.uco.es/dptos/bromatologia/tecnologia/bib-virtual/
12. Valy Control, S.A. de C.V. (2000); Manuales Técnicos; México; www.valycontrol.com.mx/literatura_mt.htm
13. Dirección de Calidad Agrícola – Consejo Nacional de Producción; Boletín N° 35 – Marzo 2004; Refrigerantes; Costa Rica
14. Escuela Nacional Española de Bomba de Calor; Bomba de Calor; Madrid; última actualización 2004; www.enebc.org/Castellano/index.htm

GLOSARIO DE TÉRMINOS

El **frío** en su definición general es una forma de energía calorífica por tanto su manifestación física es la temperatura, muy inferior a la del ambiente.

El **frío industrial** es aquel que se produce generalmente con fines de conservación de sustancias orgánicas, o como medio en procesos industriales.

A continuación se describen algunos conceptos a utilizar en el desarrollo de la presente tesis.

- **Refrigeración**

Consiste en conservar los alimentos a baja temperatura, pero superior a su punto de congelamiento. A ésta temperatura el desarrollo de microorganismos disminuye o no se produce pero los gérmenes están vivos y empiezan a multiplicarse desde que el alimento gana temperatura.

La refrigeración es frecuente en las verduras y frutas (durante las 24 horas siguientes a su recolección), las frutas y verduras se almacenan a temperaturas que oscilan entre los 0°C y 12 °C.

- **Congelación**

Es un proceso de conservación de alimentos que consiste en mantener constante la temperatura muy por debajo de la temperatura de congelamiento del producto y evitar toda posibilidad de desarrollo microbiano y limitar la acción de la mayoría de las reacciones químicas y enzimáticas.

Las temperaturas industriales a la que se congela el alimento oscilan entre -20°C y -30°C, seguidamente se almacenan a -18°C, temperatura que se debe mantener hasta el momento de la cocción. La congelación se considera como una de las mejores técnicas de conservación. Si el alimento fresco está en buen estado y el escaldado⁷ se ha hecho en buenas condiciones, el producto congelado será de buena calidad siempre que se conserve durante un tiempo razonable a temperatura adecuada.

⁷ Ver Página 44 Capítulo 2.3.5.1.d

- **Tiempo de Congelamiento**
Esta definido por la preparación (preenfriamiento si lo hay), las condiciones externas y las características del producto.
- **Tiempo de Conservación**
Condiciona el esfuerzo de congelación; está dado por las condiciones de almacenamiento.
- **Cámara de Congelación**
Aquella donde se produce el congelamiento por aire sin movimiento, se caracteriza por desarrollar una congelación lenta.
- **Túnel de Congelación**
Equipo donde el producto se congela rápidamente por contacto con una corriente de aire frío.
- **Exergía**
Es la energía máxima aprovechable que se puede convertir en trabajo, se define en función del estado estándar ($P = 1 \text{ atm}$, $T = 298.15 \text{ K}$) cuya expresión matemática es:

$$\Psi_i = h_i - h_0 - T_0(S_i - S_0)$$

Donde el punto 0 es el estado estándar y la exergía se evalúa en el punto i .

- **Bomba de Calor**
Constituye un sistema termodinámico que trabaja como una máquina térmica invertida (Ciclo de Carnot Inverso), donde el refrigerante mediante diferentes etapas es evaporado, comprimido, condensado y finalmente expandido.

El sistema de Bomba de Calor es usado en instalaciones para la calefacción y el acondicionamiento; además se usa en la rama del frío industrial para almacenar o congelar productos.

- **Mezcla Zeotrópica**

Aquella donde la concentración de sus componentes varía según la fase en que se encuentre la mezcla a una determinada presión y temperatura.

- **Mezcla Azeotrópica**

Mezcla en la cual la concentración de sus componentes no varía con la condición.

- **Ahorro de Energía**

Estudio que permite optimizar el gasto energético, sin modificar los equipos de trabajo, es decir usando factores externos principalmente.

- **Conservación de Energía**

A diferencia del ahorro de energía, la conservación permite el cambio de equipos, incluso desde su diseño.

- **Coefficiente de Performance, COP**

Se define el COP (Coefficient of Performance) como el cociente entre la energía térmica cedida por el sistema y la energía de tipo convencional absorbida.

ANEXOS

ANEXO I. A
TEMPERATURAS DE LOS ESPÁRRAGOS

Zona Superior

Tabla I. 1

TEMPERATURA DEL PRODUCTO (°C)				
	PT1		PT2	
CARGA (Kg)	295	295	400	446
Tiempo (min)	Fecha: 3.10.03 T-ON ⁸	Fecha: 17.10.03 T-ON	Fecha : 3.10.03 T-ON	Fecha: 17.10.03 T-OFF ⁹
0	20.2	5.5	12	31
5	11.2	-1.9	3.3	23.2
10	1.7	-6.0	-1.5	14.4
15	-3.4	-6.1	-1.4	6
20	-3.6	-6.3	-1.2	0.9
25	-3.8	-6.6	-1.3	-3.8
30	-4.0	-6.9	-1.2	-3.8
35	-4.3	-7.5	-1.3	-3.8
40	-4.9	-8.7	-1.4	-3.9
45	-5.8	-9.7	-1.7	-4
50	-7.2	-11.4	-2.2	-4.1
55	-8.9	-13.8	-3.3	-4.3
60	-10.2	-16.3	-5.7	-4.7
65	-11.9	-18.8	-9.1	-5.1
70	-13.7	-20.9	-11.6	-5.9
75	-15.6	-23.2	-13.5	-6.7
80	-17.7	-25.6	-15.3	-8.2
85	-20.2	-27.8	-17.3	-10.8

(Sigue)

⁸ T-ON: Túnel es previamente enfriado antes de que ingrese el producto

⁹ T-OFF: El producto ingresa al túnel sin que este halla sido enfriado previamente

(Continuación Tabla I.1)

90	-22.7	-29.6	-19.5	-15
95	-25.2		-21.6	-17.1
100	-27.8		-23.5	-19.3
105	-29.7		-25.2	-21.3
110	-31.0		-26.5	-23.2
115	-32.0		-28.0	-25.1
120			-28.7	

Zona Central**Tabla I.2**

TEMPERATURA DEL PRODUCTO (°C)				
	PT1		PT2	
CARGA (Kg)	370	290	475	440
Tiempo (min)	Fecha: 29.09.03 T-OFF	Fecha: 29.09.03 T-OFF	Fecha: 22.10.03 T-ON	Fecha: 6.11.03 T-ON
0	15.1	15.8	12.7	17.3
5	16.5	3.8	4.5	2.7
10	5.8	-5.0	-2.5	-1.4
15	-0.1	-3.5	-4.4	-1.6
20	-5.0	-5.0	-4.8	-1.8
25	-7.4	-6.3	-5.1	-2.9
30	-7.7	-6.9	-5.4	-6.3
35	-7.9	-7.4	-5.7	-9.8
40	-8.1	-7.8	-6.3	-13.3
45	-8.3	-8.2	-7.3	-15.5

(Sigue)

(Continuación Tabla I.2)

50	-8.6	-8.7	-9	-17.7
55	-8.8	-9.6	-11.9	-20.3
60	-9.0	-11.4	-14.2	-23
65	-9.3	-12.7	-16.8	-25
70	-9.2	-14.2	-18.6	-26.5
75	-10.0	-15.7	-20.9	
80	-10.6	-17.7	-26.2	
85	-11.4	-19.8	-28	
90	-12.5	-22.1	-29.8	
95	-13.9	-24.5	-31	
100	-15.3	-26.8	-32.8	
105	-16.9	-28.4		
110	-18.8			
115	-20.6			
120	-22.4			
125	-24.3			

Zona Inferior**Tabla I.3**

CARGA (Kg)	TEMPERATURA DEL PRODUCTO (°C)			
	PT1		PT2	
	290	290	400	397
Tiempo (min.)	Fecha: 15.10.03 T-OFF	Fecha: 27.10.03 T-ON	Fecha: 23.10.03 T-OFF	Fecha: 23.10.03 T-ON
0	12.7	-1.5	13.1	4
5	7.3	-6.1	12.6	-0.2
10	2.8	-6.4	7.0	-2.3
15	-4.0	-7.0	2.0	-2.3
20	-6.7	-7.9	-2.6	-2.3
25	-7.1	-9.7	-2.5	-2.4
30	-7.4	-13.2	-2.5	-2.4
35	-7.9	-16.2	-2.4	-2.8
40	-8.4	-20.1	-2.5	-3.3
45	-9.4	-23.1	-2.5	-4.5
50	-10.5	-25.8	-2.5	-6.6
55	-12.0	-28.1	-2.7	-10.4
60	-13.7	-30.5	-3.4	-15.6
65	-15.2	-32.6	-4.5	-19.5
70	-17.4	-34.5	-8.5	-24.6
75	-19.9	-32.9	-15.1	-30.0
80	-22.7	-35.0	-18.8	
85	-25.2	-36.8	-21.7	
90	-28.4		-24.1	
95	-30.1		-26.3	
100	-32.2		-28.1	
105	-33.9		-29.4	
110	-35.2		-30.6	
115			-31.5	

ANEXO I. B

**TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO Y
SUBENFRIAMIENTO**

• **TEMPERATURA DE SUBENFRIAMIENTO**

PT1

Tabla I.4

Tiempo (min)	Sin enfriar Previamente el Túnel (°C)				Túnel con Previo Enfriamiento (°C)	
	Fecha: 3.10.03	Fecha: 29.09.03	Fecha: 15.10.03	Fecha: 29.09.03	Fecha: 27.10.03	Fecha: 17.10.03
0	21.1	10.5	28.5	7.7	15.5	13.1
5	28.3	29.3	30.8	30.2	13.6	18.4
10	32.8	30.3	31.3	32.0	13.5	15.5
15	31.4	28.9	29.9	31.3	12.0	14.0
20	30.0	29.2	28.3	29.8	12.6	13.8
25	30.0	28.6	27.4	29.4	11.3	14.1
30	29.9	28.1	26.9	28.9	11.5	13.7
35	29.7	27.8	26.8	28.8	12.3	12.7
40	29.1	28.2	17.3	28.2	11.2	11.7
45	29.2	28.0	9.2	28.5	9.7	11.3
50	29.3	27.4	7.8	28.8	7.5	10.6
55	28.7	17.4	8.9	28.8	6.9	10.2
60	14.4	8.9	10.2	28.9	4.5	9.3
65	8.9	7.4	9.5	28.5	3.9	8.7
70	8.2	7.9	8.6	28.9	2.9	6.6
75	8.5	9.7	7.5	28.3	4.4	5.4
80	8.6	9.1	6.0	28.1	1.8	7.0
85	7.0	7.9	6.0	28.0	0.1	7.0

(Sigue)

(Continuación Tabla I.4)

90	5.8	6.7	5.0	10.1		5.7
95	5.0	5.4	4.2	8.7		
100	3.0	3.8	3.0	7.2		
105	2.2	4.7	1.4	6.1		
110	1.9		0.4	5.4		
115	1.2			4.8		
120				3.5		

PT2**Tabla I.5**

Tiempo (min)	Túnel con Previo Enfriamiento (°C)			Sin enfriar Previamente (°C)		
	Fecha : 3.10.03	Fecha: 22.10.03	Fecha: 6.11.03	Fecha: 17.10.03	Fecha: 23.10.03	Fecha: 23.10.03
0	11.1	15.5	12	21.1	23.5	20.6
5	18.6	18.7	7.9	33.1	31.1	29.5
10	17.5	19.2	11.4	32.6	31.9	28.6
15	15.7	17.1	14.6	32.6	30.7	27.6
20	14.7	17.1	15.2	30.8	28.9	27.2
25	14.2	17.1	15.1	29	28.6	26.9
30	13.8	15.8	15	28.1	28.6	26.7
35	14.1	14.7	14.7	27.9	28.5	8.9
40	13.6	13.5	14.1	27.8	28.1	7.0
45	13.6	13.2	12.5	27.4	28.1	6.0
50	13.5	13	14	27.4	11.1	8.4
55	11.6	11.6	11.9	27	9.1	8.4
60	11.7	10.2	11.3	7.8	7.7	7.7

(Sigue)

Continuación Tabla I.5

65	10.5	8.2	12.7	7.5	7.4	5.7
70	9.9	-	12.4	6.5	6.5	4.5
75	9.5	-		6.2	5.6	3.4
80	6.7	6.6		5.8	4.3	
85	5.4	6.1		5.2	3.8	
90	4.7	4.9		5.9	3.0	
95	3.1			6.3	2.1	
100	1.7			6.3	0.2	
105	0.1			4.8	-1.0	
110	-0.8			3.5	-2.2	
115	-1.2			5.2	-2.9	
120	-1.8				-2.1	

- TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO**

PT1

Tabla I.6

Tiempo (min)	Sin enfriar Previamente el Túnel (°C)				Túnel con Previo Enfriamiento (°C)	
	Fecha: 29.09.03	Fecha: 29.09.03	Fecha: 15.10.03	Fecha: 3.10.03	Fecha: 17.10.03	Fecha: 27.10.03
0	0.0	4.0	12.5	-0.1	-2.2	-2.6
5	10.9	5.2	11.5	3.9	0.7	-8.1
10	8.2	-0.2	6.7	4.9	-3.7	-8.8
15	3.6	-3.5	1.3	0.8	-5.6	-9.8
20	0.0	-0.6	-2.2	-1.6	-6.1	-10.3
25	-1.7	-2.3	-3.6	-2.2	-6.4	-11.2
30	-2.3	-3	-4.1	-2.4	-6.8	-11.5
35	-2.5	-3.3	-4.4	-2.7	-7.2	-9.9

(Sigue)

Continuación Tabla I.6

40	-2.7	-3.6	-4.7	-3.0	-7.7	-11.4
45	-2.9	-3.8	-5.9	-3.3	-8.1	-12.7
50	-3.0	-4.1	-6.5	-3.5	-8.6	-13.9
55	-3.1	-4.4	-7.2	-3.9	-9.3	-15.1
60	-3.3	-5.6	-7.8	-4.4	-10.1	-16.5
65	-3.4	-6.2	-8.5	-5.7	-11.1	-17.2
70	-3.7	-7.1	-9.4	-6.7	-12.2	-18.0
75	-4.0	-8.1	-10.7	-7.9	-13.2	-17.4
80	-4.3	-9.1	-12.2	-9.1	-14.0	-18.3
85	-4.7	-10.4	-13.7	-10.6	-15.0	-18.5
90	-5.4	-11.7	-14.9	-12.1	-16.0	
95	-6.6	-13.3	-16.0	-13.6		
100	-7.3	-14.4	-17.1	-15.0		
105	-8.3	-15.4	-18.1	-15.9		
110	-9.4		-18.6	-16.7		
115	-10.5			-17.2		
120	-11.6					

PT2

Tabla I.7

Tiempo (min)	Túnel con Previo Enfriamiento (°C)			Sin enfriar Previamente (°C)	
	Fecha : 3.10.03	Fecha: 22.10.03	Fecha: 6.11.03	Fecha: 17.10.03	Fecha: 29.10.03
0	-4.7	-4.3	-7.3	19.3	18.4
5	2.0	3.2	-2.7	15.8	14.5
10	-1.7	-0.3	-1.6	10.1	7.8
15	-3.2	-3.4	-4.6	5.3	1.9
20	-3.7	-4	-5.5	0.3	-0.8
25	-3.9	-4.4	-6.2	-2.4	-2.1
30	-4.1	-4.9	-6.8	-3.3	-2.5
35	-4.3	-5.3	-7.7	-3.9	-2.8
40	-4.6	-5.8	-8	-4.1	-3
45	-4.9	-6.5	-9	-4.5	-3.3
50	-5.1	-7.1	-9.8	-4.7	-3.6
55	-5.6	-7.9	-11.2	-5.0	-3.9
60	-6.1	-8.9	-12.7	-5.8	-4.4
65	-6.8	-10.1	-14.7	-6.6	-5
70	-7.5	-	-14.8	-7.1	-6.3
75	-8.4	-		-7.8	-7.8
80	-9.5	-14.3		-8.4	-8.8
85	-10.8	-15.4		-9.2	-10.4
90	-12.0	-16.4		-9.9	-11.9
95	-13.1			-11.0	-13.1
100	-14.2			-11.9	
105	-15.2			-13.1	
110	-16.0			-14.1	
115	-16.7			-14.8	
120	-17.1				

ANEXO I. C

TEMPERATURA DE ENTRADA Y SALIDA DEL COMPRESOR

Tabla I.8

Tiempo (min)	Temperaturas del compresor (°C)	
	Entrada	Salida
0	17.3	69.2
5	21.8	65.1
10	20.5	69.7
15	18.9	74.4
20	16.8	70.6
25	15.6	69.3
30	13.7	66.7
35	13.8	71.7
40	13.0	70.3
45	12.7	69.2
50	12.6	68.0
55	12.3	68.0
60	11.6	66.5
65	10.2	66.2
70	9.8	66.0
75	9.4	68.8
80	9.1	67.5
85	8.6	67.4
90	8.1	67.3
95	7.6	67.2
100	7.1	67.0
105	6.5	66.9
110	6.0	66.8
115	5.5	66.7
120	5.0	66.6

ANEXO I. D

TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO DENTRO DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN

Tabla I.9

En el Interior del Túnel			En la Sala de Máquinas	
Tiempo (min)	TBH (°C)	TBS (°C)	TBH (°C)	TBS (°C)
0	-9.7	-9.4	16.6	19.8
5	-10.4	-10	17.0	19.4
10	-10.9	-10.5	17.1	19.7
15	-11.4	-11	17.4	20.4
20	-12	-11.6	17.2	19.8
25	-12.7	-12.4		
30	-13.6	-13.3		
35	-14.5	-14.3		
40	-15.7	-15.5		
45	-16.9	-16.7		
50	-18.3	-18.2		
60	-19.5	-19.4		

ANEXO I. E

PRESIONES EN EL COMPRESOR

Tabla I.10

Fecha	PT1					
	7.10.03		7.10.03		6.11.03	
Carga (Kg)	290		290		290	
Tiempo (min)	P _B (psi)	P _A (psi)	P _B (psi)	P _A (psi)	P _B (psi)	P _A (psi)
0	30	210	27	205		
5	28	210	28	210	28	200
10	26	210	28	220	28	220
15	22	205	25	225	23	220
20	22	205	22	205	21	220
25	21	205	21	205	21	220
30	21	205	20	205	20	220
35	20	200	20	205	20	220
40	20	200	20	205	19	220
45	20	200	20	205	18	220
50	20	215	19	210	17	220
60	17	215	18	210	15	220
65	16	215	18	210	13	215
70	15	210	17	210	12	215
75	13	210	15	210	10	205
80	12	200	14	210	9	200
85	10	190	13	200	8	195
90	8	190	12	195	7	195
95	8	190	10	190	6	195
100			9	190		
105			8	190		
110			18	190		

Tabla I.11

	PT2					
Fecha	16.10.03		16.10.03		31.10.03	
Carga (Kg)	400		400		400	
Tiempo (min)	P _B (psi)	P _A (psi)	P _B (psi)	P _A (psi)	P _B (psi)	P _A (psi)
0	30	205	27	200	31	200
5	29	210	25	205	30	205
10	28	220	23	205	26	210
15	24	210	21	205	23	210
20	22	205	20	205	22	205
25	21	200	20	205	21	205
30	21	205	19	200	21	205
35	21	205	18	200	20	200
40	20	205	18	200	20	200
45	19	205	18	195	19	215
50	19	205	18	195	18	215
60	17	205	17	195	16	215
65	17	205	15	195	14	215
70	15	200	13	190	14	210
75	14	195	12	190	12	210
80	13	195	11	190	11	205
85	12	190	10	195	9	200
90	11	185	9	200	8	190
95	9	195	9	200	9	185
100	8	195			11	185
105	7	195			10	185
110					5	185
115					5	185
120					5	185
125					4	185

ANEXO II

EQUIPOS DEL SISTEMA BOMBA DE CALOR

Está compuesto por los siguientes equipos:

Compresor

Condensador

Evaporador

Dispositivos de Seguridad y Control

II.A.- COMPRESOR

Su función es elevar la presión del vapor refrigerante desde una presión de aspiración a una presión de descarga más alta. Se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Compresores volumétricos o de desplazamiento positivo, que pueden ser alternativos o rotativos
- Compresores centrífugos

Pero también se clasifican por el tipo de acoplamiento motor-compresor y pueden ser:

- *Abiertos*: El motor y el compresor son independientes. Los ejes se acoplan en el montaje asegurándose la estanqueidad en el paso del eje.
- *Semiherméticos*: El compresor y el motor comparten el eje. Parte del calor generado en el motor se recupera en el fluido refrigerante, con lo que el rendimiento es superior al de los abiertos.
- *Herméticos*: El motor y el compresor, además de compartir el eje, se alojan en la misma envolvente, con lo que la recuperación del calor generada en el motor es mayor.

Las Bombas de Calor eléctricas utilizan compresores herméticos para potencias inferiores a 60-70 kW. Para potencias superiores, (normalmente Bombas de Calor aire-agua) se utilizan compresores semiherméticos.

Únicamente se utilizan compresores abiertos en aplicaciones aisladas y nunca en equipos de serie.

En las Bombas de Calor accionadas mediante motor de gas el compresor es abierto. El compresor lleva incorporado un embrague electromagnético que permite la regulación de la potencia en función de la demanda térmica.

Las Bombas de Calor con motor de gas disponibles actualmente en el mercado suelen disponer de un motor de 4 tiempos que acciona un compresor alternativo abierto.

1. COMPRESORES VOLÚMETRICOS

a.- Alternativos

- **Los alternativos húmedos** están compuestos por un número variable de cilindros en el interior de los cuales se desplazan pistones que comprimen el fluido. Los cilindros se suelen disponer en posición radial. El fluido entra y sale de ellos por válvulas accionadas por la presión diferencial entre ellos. Disponen de un sistema de lubricación mediante aceite a presión lo cual provoca el problema de ensuciamiento del refrigerante con el aceite el que podrá penetrar en el interior del cilindro.

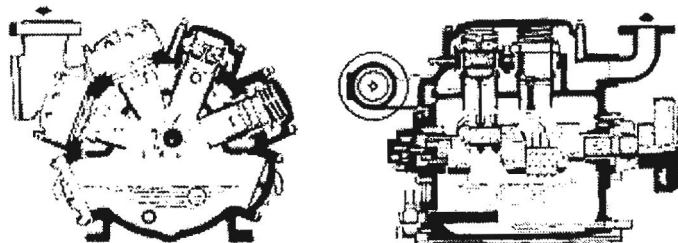
La presión máxima de aspiración está limitada en estas máquinas a 7 kg/cm² y consigue presiones a la salida del compresor de 20 kg/cm² como máximo. Los compresores alternativos se emplean para potencias térmicas generadas entre 0,1 kW y 100 kW.

- **Los alternativos secos** consiguen presiones de salida más elevadas que en los anteriores, ya que la compresión tiene lugar en varias etapas. Se extrae el calor generado en la compresión mediante circuitos de agua en las etapas entre compresiones.

La estanqueidad entre cilindro y pistón se logra mediante segmentos muy resistentes que no requieren refrigeración, a base de materiales como el politetrafluoro etileno. Este tipo de compresores tiene un costo más elevado y desarrollan mayores potencias.

Figura N° II.1

COMPRESOR ALTERNATIVO



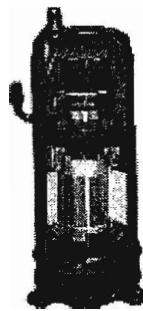
b.- Rotativos

- **Los compresores de espiral o scroll** se utilizan para potencias térmicas de hasta 30 kW. El refrigerante se comprime por la variación del volumen producida por una espiral giratoria. Son herméticos y permiten la aspiración y descarga simultánea del refrigerante sin necesidad de una válvula. La reducción de partes

móviles mejora el desgaste y en consecuencia la duración de estos equipos.

Figura N° II.2

COMPRESOR DE ESPIRAL O SCROLL



- **Los compresores swing** se utilizan en equipos de baja potencia térmica (hasta 6 kW). Son rotativos herméticos y consiguen la variación del volumen mediante un pistón rodante.

c.- Centrífgugos

Suelen tener varias etapas de manera que consiguen grandes saltos de presión y se destinan a equipos de gran potencia.

II.B.- CONDENSADOR

Los condensadores se dividen en dos grupos:

- Condensadores que ceden el calor del fluido refrigerante al aire (ha sido explicado en capítulo II.2.4.b)
- Condensadores que ceden el calor del fluido refrigerante al agua, que se subdividen en

- **Cambiadores de doble tubo en contracorriente:** El fluido refrigerante circula por el espacio anular (entre tubos) donde se condensa, mientras que el agua por calentar circula por el tubo interior. El material empleado para la fabricación de los tubos es el cobre, y se suele emplear en equipos de potencia térmica de 100 kW. Presenta problemas de mantenimiento por la dificultad en su limpieza.
- **Multitubulares horizontales:** El fluido refrigerante se condensa en el interior de los tubos de cobre que se encuentran arrollados dentro de una carcasa por donde circula el agua. La carcasa suele ser de acero con tapas de fundición. Debido a las características del agua puede ser necesario que los tubos del condensador sean de acero inoxidable o de aleación de níquel.

II. C.- EVAPORADOR

Su clasificación está ligada con el refrigerante:

a.- Según el estado del vapor de refrigerante a la salida del evaporador estos se clasifican en:

- **De expansión seca:** El vapor que se introduce en el compresor está ligeramente sobrecalentado y hay ausencia total de líquido. Estos evaporadores se emplean con compresores centrífugos en donde dada a su elevada velocidad, la presencia de gotas de líquido dañaría los álabes.
- **Inundados:** El vapor que entra en el compresor se encuentra saturado y puede incluso contener gotas de líquido.

b.- Según el tipo fluido refrigerante, los evaporadores pueden ser:

Evaporadores de aire, explicado en el capítulo II.2.4.c

Evaporadores de agua, Pueden ser coaxiales en contracorriente o bien multitubulares

II .D.- DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD Y CONTROL

Los dispositivos de seguridad y control tienen como función principal la de apagar el compresor en aquellos casos en que se esté trabajando fuera de las condiciones permitidas. Estos elementos de control son:

- a.- Presostato de alta presión:** Detiene el compresor cuando se alcanza una presión de condensación elevada.
- b.- Presostato de baja presión.** Detiene el funcionamiento del compresor cuando la presión de aspiración es demasiado baja.
- c.- Presostato de aceite.** Detiene el compresor cuando baja la presión del aceite del circuito de refrigeración y lubricación de aceite.
- d.- Termostato de descarga.** Desactiva el compresor cuando la temperatura de descarga es demasiado elevada.

ANEXO III

REFRIGERANTES

La evolución de la Bomba de Calor en los próximos años dependerá en gran medida de la evolución de los fluidos refrigerantes. Los refrigerantes organoclorados, alrededor de los cuales se habían desarrollado todos los componentes de las Bombas de Calor, están condenados a desaparecer debido a su efecto pernicioso sobre la capa de ozono y el efecto invernadero. Para que la Bomba de Calor continúe siendo una alternativa atractiva desde el punto de vista del ahorro energético, la sustitución de los refrigerantes por otros, debe mantener o superar las eficiencias de los ciclos. Se presentan a continuación las diversas alternativas para la sustitución planteando ventajas e inconvenientes.

1.- Hidrocarburos Fluorados, HCF'S

Los HFC's son fluidos refrigerantes sin cloro, y por tanto sin efecto sobre la reducción de la capa de ozono, pero algunos de ellos tienen un efecto importante sobre el efecto invernadero. En la Bomba de Calor se utilizan el R-134a, R-152a, R-32, R-125 y R-143a.

El R-134a es bastante similar al R-12 en lo que se refiere a sus propiedades termodinámicas, y se contempla como un buen sustituto de este, tanto para la fabricación de nuevas bombas como para el llenado de los circuitos de bombas existentes. Con la sustitución de refrigerante se pierde eficacia pero el COP no se reduce significativamente. Además el R-134a debe ser utilizado con lubricantes de poliol-éster debido a que es muy higroscópico. Además cuando se utilice para llenar circuitos existentes se deben extremar las precauciones en la limpieza de los mismos.

El R-152a se emplea principalmente en mezclas. Se puede utilizar sólo en pequeñas bombas con poca carga de refrigerante debido a su inflamabilidad.

El R-32 sería un buen sustituto del R-22. No contribuye al efecto invernadero, pero es inflamable, por esta razón sólo se utiliza mezclado.

El R-125 y el R-143 tienen propiedades bastante similares a las del R-502 y R-22. Son utilizados como componentes en mezclas ternarias reemplazando al R-502 y al R-22. Sin embargo su acción sobre el efecto invernadero parece ser tres veces superior al del R-143a

El R-227 es una alternativa al R-114, mientras que el R-254ca y R-356 son considerados como sustitutos para el R-11 en enfriadoras y del R-114 en Bombas de Calor de alta temperatura.

2.- Mezclas

Las mezclas constituyen una importante posibilidad para la sustitución de los CFC's, tanto para su utilización en Bombas de Calor nuevas como en las ya existentes. Una mezcla está constituida por dos o más fluidos refrigerantes y puede ser:

- Zeotrópica
- Azeotrópica
- Cuasi-zeotrópica

Las mezclas azeotrópicas evaporan y condensan a temperatura constante, mientras que las mezclas zeotrópicas y cuasi-zeotrópicas lo hacen en un rango de temperatura, que va de mayor a menor. Este rango de temperatura puede ser utilizado para mejorar la eficiencia pero requiere la modificación del equipo. Las mezclas tienen como ventaja que pueden variar sus propiedades en función de las necesidades de cada aplicación variando la proporción entre los componentes.

En la actualidad ya están disponibles en el mercado mezclas para reemplazar el R-12 y el R-502. Todas ellas contienen R-22 o algún otro HCFC como el R-124 o el R-142b, y por tanto se consideran como fluidos de transición. La nueva generación de mezclas para reemplazar al R-502 y R-22 no tienen cloro y están hechas principalmente de HFC's e hidrocarburos.

Cabe destacar:

- **R-407-c:** Con un 40% de R-134-a requiere poliolester aunque con un polivinilester es menos higroscópico y resiste mejor el cloro residual en el llenado de circuitos existentes. Es una mezcla de tres componentes y no es azeotrópica.
- **R-410:** No lleva R-134-a y por lo tanto no es demasiado higroscópica. No es azeotrópico. El problema que plantea es que trabaja al doble de presión en el condensador que el R-22 lo cual implica la necesidad de compresores más robustos y una hermeticidad superior en el circuito. Por esta razón no sirve para rellenar circuitos existentes. Con un nuevo diseño de la bomba puede dar eficiencias altas.

3.- Fluidos de trabajo naturales

Los fluidos de trabajo naturales son sustancias que existen en la biósfera de una forma natural. Generalmente tienen muy pocos inconvenientes en relación al medio ambiente (los potenciales de destrucción de la capa de ozono y de calentamiento global son cero o aproximados a cero). Son, por lo tanto, alternativas a largo plazo a los CFCs. Ejemplos de fluidos de trabajo naturales son el amoníaco (NH₃), hidrocarburos (ej. propano), dióxido de carbono (CO₂), aire y agua. Algunos de los fluidos de trabajo naturales son inflamables o tóxicos. Las implicaciones de seguridad del uso de dichos fluidos pueden requerir el diseño de un sistema específico y unas rutinas de operación y mantenimiento adecuadas.

- **El amoniaco (NH₃)**, en muchos países es el fluido de trabajo principal en refrigeración de media y alta y en plantas de almacenamiento en frío. Han sido desarrollados: códigos, regulaciones y leyes principalmente para tratar las características tóxicas, y de alguna manera con las características inflamables del amoniaco. Termodinámica y económicamente, el amoniaco es una alternativa excelente a los CFC's y al R-22 en los nuevos equipos de Bombas de Calor. Hasta ahora, únicamente ha sido empleado en grandes sistemas de Bombas de Calor. Con compresores de alta presión muy desarrollados han alcanzado la máxima temperaturas de condensación entre 58° y 78°C.

El amoniaco podría ser también considerado en sistemas pequeños, mayoritarios en el mercado de las Bombas de Calor. En sistemas pequeños, los aspectos de seguridad pueden ser tratados usando equipos con baja carga de fluido de trabajo y medidas tales como sistemas de distribución indirecta (con salmuera), alojamientos o revestimientos a prueba de gas, y ventilación a prueba de fallos. El cobre no es compatible con el amoniaco, con lo que todos los componentes deben ser de acero.

El amoniaco no se usa todavía en Bombas de Calor industriales de alta temperatura, pues normalmente no hay compresores adecuados de alta presión disponibles (40 bares máximo). Si se desarrollan compresores eficientes de alta presión, el amoniaco será un excelente fluido de trabajo a alta temperatura.

- **Los hidrocarburos (HC's)**, son fluidos inflamables, con propiedades termodinámicas conocidas y compatibilidad de material. Están formados por el propano, butano y sus mezclas. Son utilizados en gran medida en la industria del petróleo, esporádicamente aplicados en la refrigeración y congelación mediante Bombas de Calor (Alemania).

Debido a su alta inflamabilidad, los hidrocarburos únicamente deberán ser utilizados para llenado de circuitos existentes o aplicados en sistemas con baja carga de fluido de trabajo. Para garantizar la seguridad necesaria durante la operación y el servicio, deberán tomarse precauciones como sistemas de ventilación a prueba de fallo, adición de gas odorizante al fluido de trabajo, uso de detectores de gas etc.

- **El agua**, es un excelente fluido de trabajo para las Bombas de Calor industriales de alta temperatura debido a sus propiedades termodinámicas favorables y al hecho de que no es ni inflamable ni tóxico. Hay un creciente interés en utilizar el agua como fluido de trabajo, especialmente para aplicaciones de alta temperatura. La mayor desventaja del agua como fluido de trabajo es su baja capacidad de calor volumétrico. Esto hace que se requieran compresores grandes y caros, especialmente a bajas temperaturas.

A continuación se presenta una tabla con las principales características de los refrigerantes

Tabla III.1
Características de Algunos Refrigerantes

Número ASHRAE	Composición (en peso)	Efecto destrucción capa de Ozono	Influencia en efecto invernadero	Deslizamiento	Punto de ebullición normal	Capacidad de enfriamiento (-5/+45°C)	Nombre comercial	Observaciones
R-22	CHCLF2	0,05	0,35	0 K	-40,8	100%		HCFC
R-407c	R32/R-125/R134a 23% / 25% / 52%	0	0,29	5-7 K	-43,6 / -36,8	97%	SUVA9000 KLEA66 AZ20	Zeotrópico
R-410a	R32 / R125	0	0,41	CASI 0 K	-50,5	141%	AZ20	Cuasi-azeotrópico
R-410b	R-32 / R-125 45% / 55%	0	0,41	CASI 0 K	-51.3 / -51.2	137%	SUVA9100	Cuasi-azeotrópico
R-507	R 125 / R 143a 50 / 50	0	0,98	0 K	-46,7	96%	AZ50	Azeotrópico
R-717	NH3	0	0	0 K	-33,6	112%	amoníaco	Inflamable y tóxico

ANEXO IV BALANCE ENERGÉTICO

IV.1 DATOS DE LOS EQUIPOS DE LA BOMBA DE CALOR, DIMENSIONES DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN E INSTRUMENTACIÓN

A. Datos Adicionales de los Equipos de la Bomba de Calor

a. Compresor

- Forma de trabajo : adiabático
- Aceite utilizado : Zerice S100 (alquilbencénico)
- Medidor de presión de baja
- Medidor de presión de alta

b. Válvula de expansión

- Expansión : De ½” – 5/8”

c. Evaporador

- Consumo : 46000 Kcal/ h
- Tipo : Haz de tubos de cobre de 1” de diámetro y deflectores de aluminio de 1” de separación.
- N° de tubos : 207 aprox.
- Longitud de los Tubos : 4.3 m

d. Fluido Refrigerante

- Formula química : CHClF_2
- Nomenclatura : Clorodifluorometano
- Nombre común : R-22

B. Dimensiones del Túnel de Congelación

- Aislamiento : Poliuretano de alta densidad de 15 cm de espesor
- Dimensiones : 2.065x5.01x3.2 m³

- Falso techo : a 1.8 m del suelo y 1.55 m de ancho
- Ventiladores : 4 de 3 HP de potencia y 1700 rpm
- 1 deflector de acero inoxidable a 2.44 m del suelo
- 1 evaporador de 1.4x0.25x4.28 m³
- 3 Focos de 50 W
- 1 Resistencia en ambas puertas de 0.8 W
- Piso de concreto con un aislamiento de poliuretano de 6" de espesor

C. INSTRUMENTACIÓN

1. Instrumentación en el Túnel

- Dos medidores de temperatura del tipo aguja con un rango de –
50°C a 50°C

2. Termómetros Digitales tipo lapicero

- Rango de operación : -50 °C a 150 °C
- Fabricación alemana
- Proporcionado por Agroempaques S.A.

3. Termocupla

- Tipo: J (hierro- constantán)
- Extensión de hierro – constantán de 4 m de largo aprox.
- Proporcionado por : UNI- Fac. de Ing. Química.

4. Microprocesador de termocupla

- Marca: Hanna Instruments
- Modelo: HI 91532 K
- Proporcionado por Agroempaques S.A.

IV.2 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN DENTRO DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN

Se realiza el cálculo del coeficiente de transmisión de calor debido a que su valor es necesario en cálculos posteriores tales como el Anexo IV.4.B.2 y el Anexo IV.5.3.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor se hará uso de la siguiente ecuación:

$$h = (0.0296 * K * (Pr)^{0.3333} * ((v * l)^{0.8})) / L * (v)^{0.8} \quad \dots (1)$$

Siendo:

K: Conductividad del aire

Pr: El número de Prandt

v: Velocidad del aire

l: diámetro de la tubería del evaporador

v: Viscosidad cinemática

Utilizando las tablas termodinámicas del aire dentro del rango de temperaturas en las que este oscila, se muestra la siguiente tabla:

Cuadro IV.1

Propiedades Termodinámicas del Aire

T aire (K)	r (kg/m ³)	Cp (KJ/kg.K)	m*10 ⁷ (N.s/m ²)
200	1.7458	1.007	132.5
250	1.3947	1.006	159.6
300	1.1614	1.007	184.6
n *10 ⁶ (m ² /s)	K*10 ³ (W/mK)	a *10 ⁶ (m ² /s)	Pr
7.59	18.1	10.3	0.737
11.44	22.3	15.9	0.72
15.89	26.3	22.5	0.707

Referencia: Transferencia de Calor, Incropera, Anexos

Debido al rango de temperatura dentro del túnel la cual varia con el tiempo se procederá a determinar la constante de convección para cada valor de la temperatura del aire dentro del túnel tomados cada 5 minutos.

Teniendo como datos:

$$v = 6 \text{ m/s}$$

$$l = 0.01 \text{ m}$$

Tabla IV.1

Tvpromedio (K)	ν (m ² /s)	Pr	K (W/mK)	h (W/K.m ²)
273.37	1.35E-05	0.714	0.024	52.907
270.87	1.33E-05	0.715	0.024	53.187
267.37	1.30E-05	0.715	0.024	53.595
262.87	1.26E-05	0.717	0.023	54.149
260.87	1.24E-05	0.717	0.023	54.407
259.87	1.23E-05	0.717	0.023	54.539
259.37	1.23E-05	0.718	0.023	54.606
258.87	1.22E-05	0.718	0.023	54.673
257.37	1.21E-05	0.718	0.023	54.878
257.37	1.21E-05	0.718	0.023	54.878
257.37	1.21E-05	0.718	0.023	54.878
256.87	1.21E-05	0.718	0.023	54.947
256.87	1.21E-05	0.718	0.023	54.947
255.87	1.20E-05	0.718	0.023	55.087
255.87	1.20E-05	0.718	0.023	55.087
255.87	1.20E-05	0.718	0.023	55.087
254.87	1.19E-05	0.719	0.023	55.229
254.87	1.19E-05	0.719	0.023	55.229
253.87	1.18E-05	0.719	0.023	55.373
252.87	1.17E-05	0.719	0.023	55.519
251.87	1.16E-05	0.720	0.022	55.668
251.37	1.16E-05	0.720	0.022	55.743
250.87	1.15E-05	0.720	0.022	55.819
249.87	1.14E-05	0.720	0.022	55.972

248.37	1.13E-05	0.720	0.022	56.207
247.87	1.13E-05	0.721	0.022	56.167

Entonces $h_{\text{promedio}}: 54.953 \text{ W/K.m}^2 = 47.251 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

IV.3 DETERMINACIÓN DEL FLUJO MÁSSICO DEL REFRIGERANTE

A partir de los datos:

Cuadro IV.2

$R(\text{J/mol.K})$	$M_{R22} (\text{g/mol})$	N_{Ma}	$g (\text{m/s}^2)$
8.314	86.468	1.5416	9.8

ε/D	$\rho_{R22} (\text{kg/m}^3)$	$\mu_{R22} (\text{kg/m.s})$
0.00003	10	0.0000124

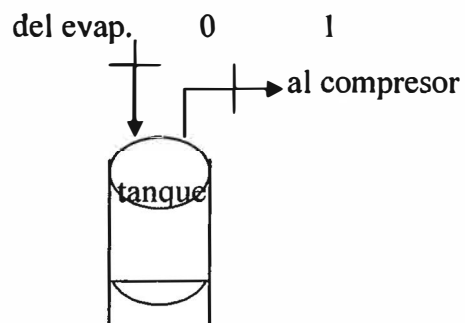
Se evalúan las capacidades caloríficas a P y V constante respectivamente a dos temperaturas, obteniendo:

Cuadro IV.3

		$C_p (\text{J/kg.K})$	$C_v (\text{J/kg.K})$	$K = C_p/C_v$
$T_1 (\text{K})$	255.25	1132.3	1036.15	1.092796686
$T_0 (\text{K})$	282.55	1198.5	1102.35	1.087223913

Donde el $K_{\text{promedio}} = 1.09001$

Se tienen dos puntos en la línea del fluido a saber:



En los cuales sus propiedades son:

Tabla IV.2

punto	P (Pa)	T (K)
0	242695.457	268.65
1	239248.08	286.85

En este tramo de tubería se encuentran los siguientes accesorios:

Cuadro IV.4

	$N = 4f \cdot L / D_H$
2 expansores	0.64337
1 reductor	0.22687
2 codos	0.96

Además presenta dos diámetros de tubería:

Cuadro IV.5

	L (m)	Φ tubería (m)	Area (m ²)
Tubería 1	0.85	0.05	0.001963498
Tubería 2	0.45	0.076	0.004536465

A partir de las ecuaciones de dinámica de fluidos compresibles y la gráfica para flujo adiabático de gases (ver Anexo V.5)¹⁰

$$\dots\dots (2) \quad G^* = P_0 \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \left(\frac{k \cdot N_{Ma}}{R \cdot T_0}\right)}$$

$$\dot{m} = G \cdot A$$

¹⁰ Manual del Ing. Químico; 6ª Edición ; J. Perry, fig 6-21 b

donde:

G: fluido másico

A: Área transversal

G*: Flujo másico a condiciones de flujo sónico ($N_{Ma} = 1$)

N_{Ma} : Número de Mach

K: relación entre C_p/C_v

P, T: presión y temperatura

R: constante de los gases

Asumiendo como primer punto de iteración $Re = 200000$ y con las ecuaciones antes descritas se obtiene:

Tabla IV.3

Re	f	Σhf	P_1/P_0	G*	G/G*
200000	0.016	3.297187	0.985795	945.6802231	0.075
285992.0029	0.0156	3.260514	0.985795	945.6802231	0.075

G (kg/s.m ²)	m (kg/s)	ρ_{R22} (kg/m ³)	Q (m ³ /s)	V (m/s)
70.92601673	0.139263057	10	0.013926306	7.092601673
70.92601673	0.139263057	10	0.013926306	7.092601673

De donde se obtiene finalmente la velocidad del R22 = 7.09 m/s

IV.4 CALOR ENTREGADO

El calor entregado corresponde a la sumatoria de todos los calores aportados dentro del túnel de congelación. Así tenemos:

A.- PRODUCTO

Con los datos extraídos del anexo I.A tablas I.1-I.3 se muestran las temperaturas de ingreso y salida de los espárragos para cada zona tomada:

Tabla IV.4

	Túnel ON			Túnel OFF		
	T ingreso	T fusión	T salida	T ingreso	T fusión	T salida
Zona Superior	12	-13.8	-28.7	31	-4.05	-25.1
Zona Central	15	-2.8	-32.8	15	-2.8	-32.8
Zona Inferior	4	-2.4	-30	13.1	2.5	-31.5

Unidades: (°C)

Nota: Las temperaturas de fusión fueron halladas utilizando gráficos que se presentan en el Anexo VI

Utilizando los datos del Cuadro N° 2 (Capítulo II.3.4) se determinara el calor aportado por los espárragos, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_{\text{ingreso}} - T_{\text{fusión}}) + m \cdot \lambda + m \cdot C_p \cdot (T_{\text{fusión}} - T_{\text{salida}}) \quad \dots (3)$$

Tabla IV.5

Calor aportado por los Espárragos (Kcal/batch)			
	Zona Superior	Zona Central	Zona Inferior
# de bandejas	123	123	123
m _{bandeja} (kg) aprox.	1.09	1.09	1.09
ON	13459.60	14073.73	12473.12
OFF	15686.57	14073.73	13733.03

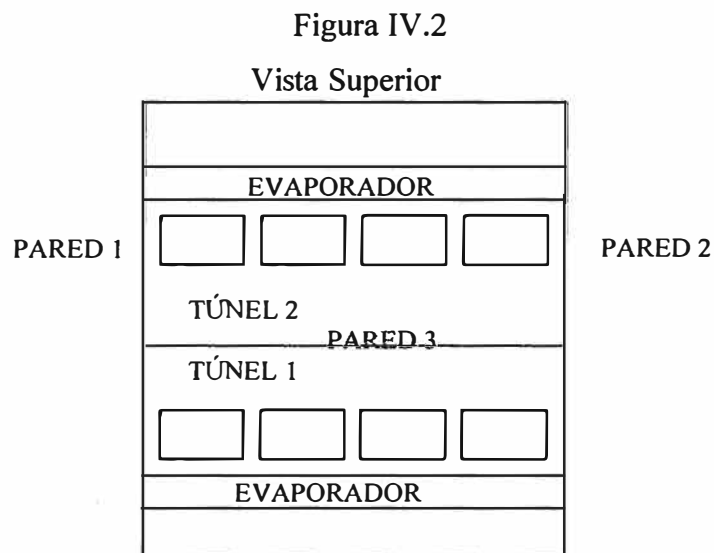
Cuando el proceso empieza con el túnel sin previo enfriamiento (OFF), el calor total será:

$$Q = 43493.34 \text{ Kcal/batch}$$

Cuando el proceso inicia con el túnel previamente enfriado (ON), el calor total será:

$$Q = 40006.46 \text{ Kcal/batch}$$

B.- TECHO, PAREDES Y PISO



B.1 Datos

1.- TECHO

Tabla IV.6
Temperaturas en la Zona Superior del Túnel

TECHO			
	29-Oct	31-Oct	
Tiempo (min)	1°	2°	Promedio
0	25.5	15	22.25
5	12.6	3.6	10.1
10	3.6	-3.8	1.9
15	-3.9	-8.4	-4.15
20	-7.2	-9.2	-6.2
25	-8.2	-9.5	-6.85
30	-8.5	-9.7	-7.1
35	-8.9	-9.7	-7.3
40	-9.3	-10.3	-7.8
45	-9.7	-11.8	-8.75
50	-10.2	-13.3	-9.75
55	-10.7	-15.2	-10.95
60	-11.6	-16.9	-12.25
65	-12.7	-19	-13.85
70	-14.8	-21.2	-16
75	-17.1	-23	-18.05
80	-19.2	-25	-20.1
85	-21.9	-26.6	-22.25
90	-24.5	-27.8	-24.15
95	-26.7	-29.6	-26.15
100	-29.6	-30	-27.8
105	-30.3	-30.8	-28.55
110	-30.5	-31.5	-29
115	-31	-31.8	-29.4
120	-31.4	-31.8	-29.6

Unidades: Temperatura °C

2.-PAREDES

Tabla IV.7

Temperaturas de las Paredes interiores del Túnel

Tiempo	Pared 1 y Pared 2			Pared 3
	29-Oct	31-Oct		
	1°	2°	Promedio	Temperatura
0	25.5	15	22.25	-7
5	12.6	3.6	10.1	-12.9
10	3.6	-3.8	1.9	-15.9
15	-3.9	-8.4	-4.15	-17.1
20	-7.2	-9.2	-6.2	-18.1
25	-8.2	-9.5	-6.85	-18.7
30	-8.5	-9.7	-7.1	-19.1
35	-8.9	-9.7	-7.3	-19.6
40	-9.3	-10.3	-7.8	-20
45	-9.7	-11.8	-8.75	-20.6
50	-10.2	-13.3	-9.75	-21.5
55	-10.7	-15.2	-10.95	-22.3
60	-11.6	-16.9	-12.25	-23.5
65	-12.7	-19	-13.85	-24.5
70	-14.8	-21.2	-16	-25.7
75	-17.1	-23	-18.05	-26.9
80	-19.2	-25	-20.1	-28.9
85	-21.9	-26.6	-22.25	-30.9
90	-24.5	-27.8	-24.15	-30.9
95	-26.7	-29.6	-26.15	
100	-27	-29.8	-26.4	
105	-28.5	-30.5	-27.5	
110	-31	-31	-29	
115	-31.6	-31.4	-29.5	

Unidades: Temperatura °C

3.- PISO

Tabla IV.8
Temperatura del Piso

PISO			
	25-Oct	25-Oct	Promedio
TIEMPO	1°	2°	
0	6.6	4.3	7.45
5	-1.8	-6.2	-2
10	-6.4	-10.8	-6.6
15	-8.8	-12.3	-8.55
20	-9.5	-12.8	-9.15
25	-10	-13.2	-9.6
30	-10.3	-13.6	-9.95
35	-10.7	-13.9	-10.3
40	-11	-14.4	-10.7
45	-11.4	-15.1	-11.25
50	-12.5	-15.8	-12.15
55	-13.2	-16.6	-12.9
60	-14.1	-17.6	-13.85
65	-15.2	-19.3	-15.25
70	-16.3	-20.9	-16.6
75	-17.6	-22.8	-18.2
80	-19.5	-25	-20.25
85	-21.3	-27	-22.15
90	-23.1	-29	-24.05
95	-25.1	-30.8	-25.95
100	-26.7	-32.3	-27.5
105	-28.5	-33.6	-29.05
110	-30.1	-34.1	-30.1
115	-31.5	-34.8	-31.15
120	-32.6	-35.2	-31.9

Unidades: Temperatura °C

B.2 Cálculo de los Calores Entregados

Para hallar el calor entregado se hace uso de los siguientes datos

Tabla IV.9

	TECHO Y PAREDES	PISO			
h (Kcal/h.m ² .°C)	47.251	$k_{\text{poliuretano}}$ (Kcal/h.m.°C)	0.02	espesor (m)	0.152
$k_{\text{poliuretano}}$ (Kcal/h.m.°C)	0.02	k_{losa} (Kcal/h.m.°C)	0.722	espesor (m)	0.10
espesor panel (m)	0.15	k_{concreto} (Kcal/h.m.°C)	0.72	espesor (m)	0.10
K (e/k+1/h) ⁻¹ (Kcal/h.m ² .°C)	0.1330	K ($\sum \frac{e}{k}$) ⁻¹ (Kcal/h.m ² .°C)		0.12694	

Cuadro IV.6

	Área (m ²)	Temp. externa (°C)
Techo	10.346	23.69
Paredes 1 y 2	6.608	9.0
Pared 3	16.032	-16.59
Piso	10.346	5.0

Para hallar el calor entregado se utilizará la siguiente ecuación

$$Q=K \cdot A \cdot \Delta T \quad \dots (4)$$

Obteniéndose los siguientes calores entregados en Kcal. /5min

Tabla IV.10

Tiempo (min)	Techo	Paredes 1 y 2	Pared 3	Piso
0	4.748	-9.842	-49.539	-0.590
5	21.467	0.787	-38.696	11.794
10	32.752	7.961	-31.042	17.823
15	41.077	13.254	-25.301	20.378
20	43.898	15.048	-24.238	21.164
25	44.793	15.616	-24.451	21.754
30	45.137	15.835	-24.344	22.213
35	45.412	16.010	-24.344	22.672
40	46.100	16.447	-23.175	23.196
45	47.407	17.279	-22.431	23.917
50	48.783	18.153	-22.644	25.096
55	50.435	19.203	-21.580	26.079
60	52.224	20.341	-20.836	27.324
65	54.425	21.740	-19.667	29.159
70	57.384	23.621	-18.498	30.928
75	60.205	25.415	-17.116	33.024
80	63.026	27.208	-17.753	35.711
85	65.985	29.089	-20.411	38.201
90	68.599	30.752	-16.797	40.691
95	71.352	32.501		43.181
100	73.622	32.720		45.212
105	74.654	33.682		47.243
110	75.274	34.995		48.619
115	75.824	35.432		49.995
120	76.099			50.978
TOTAL(Kcal/Batch)	111.723	41.104	-38.572	63.029

C.-CALOR ENTREGADO POR LAS BANDEJAS DE PLASTICO

C.1 Valores Registrados

Tabla IV.11

BANDEJAS		
	17-Nov	
TIEMPO(min)	1°	Valor Real
7.5	-3.2	-1.2
10	-6.1	-4.1
15	-9.8	-7.8
20	-10.8	-8.8
25	-10.7	-8.7
30	-11.6	-9.6
35	-12.7	-10.7
40	-14	-12
45	-15.6	-13.6
50	-17.7	-15.7
55	-20.4	-18.4
60	-23.2	-21.2
65	-26	-24
70	-28.1	-26.1
75	-29.4	-27.4
80	-30.6	-28.6
85	-31.5	-29.5

Unidades: (°C)

C.2 Calor Aportado Por Las Bandejas

Para este cálculo hacemos uso de la ecuación 5 y de los siguientes datos:

Cuadro IV.7

m _{unitaria} (kg)	0.78616
C _p (Kcal/kg*°C)	0.717
# de bandejas	384
T _{inicial} (°C)	-1.2
T _{final} (°C)	-29.5

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \dots (5)$$

Tabla IV.12

Tiempo(min)	Calor de bandeja
7.5	627.710
10	800.872
15	216.452
20	-21.645
25	194.807
30	238.097
35	281.387
40	346.323
45	454.549
50	584.420
55	606.065
60	606.065
65	454.549
70	281.387
75	259.742
80	194.807
TOTAL (Kcal/Batch)	6125.588

D.-CALOR APORTADO POR LOS MOTORES DE LOS VENTILADORES, FOCOS Y RESISTENCIAS

Teniendo los datos de los accesorios dentro del túnel y tomando un batch de 2 horas se tienen los calores aportados

Tabla IV.13

	Q (Kcal/batch)
Motores ventiladores	11541.357
3 Focos	193.46517
Resistencia de la puerta	1.031814

E.- AGUA EN EXCESO

Como en el capítulo III.1.1.2 se determinó que al proceso ingresaba un 0.68% de exceso de agua como arrastre, aportando calor al sistema que será hallado usando la ecuación (3):

$$Q = m \cdot Cp \cdot (T_{inicial} - T_{fusión}) + m \cdot \lambda_{fusión} + m \cdot Cp \cdot (T_{fusión} - T_{final})$$

Donde:

Tabla IV.14

Propiedades termodinámicas del agua

Calor latente de fusión, λ , (Kcal/kg)	80.0
Cp (Kcal/kg.°C)	1.0
Temperatura de fusión (°C)	0.0

Los cálculos se realizarán con el promedio de las temperaturas de entrada y salida de los espárragos

Tabla IV.15

Agua en Exceso	
Tingreso (°C)	14.8
Tsalida (°C)	-30.28
Carga (kg/ban)	1.08123
Exceso de agua (kg)	0.00735236

Tabla IV.16

Calor Aportado	
Q (Kcal/ban.batch)	0.91990328
# de bandejas	369
Q (Kcal/batch)	339.444309

Finalmente el calor será:

$$Q = 339.444 \text{ KCAL/BATCH}$$

F.- RENOVACIONES DE AIRE

Cada vez que se abren las puertas del túnel, ingresa aire desde el exterior, la diferencia de entalpías del aire que ingresa y el del túnel representa una carga de calor que también debe ser removida. Esta entrega de calor se representa mediante:

$$Q = N \cdot V \cdot \rho \cdot (h_{\text{externa}} - h_{\text{interna}}) \dots(6)$$

Donde N es el número de veces que es abierto el túnel, y en nuestro caso es 2 aproximadamente por Batch

Cuadro IV.8

Interior del Túnel		Exterior del Túnel	
V (m ³)	33.106	T _{BS} (°C)	9.6
ρ (kg/m ³)	1.3415	T _{BH} (°C)	8.9
%HR	95	%HR	92
h (Kcal/kg)	-2.8	h (Kcal/kg)	6.3

Nota: La %HR, la entalpía y ρ en el interior del túnel se hallaron haciendo uso de la Carta Psicométrica y usando los datos del Anexo I.D tabla I.9 (pág. 100)

De donde:

$$Q = 808.296 \text{ Kcal/batch}$$

IV.5 CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO

Para determinar el calor absorbido por el refrigerante es necesario determinar los valores de las variables de operación dentro del sistema de congelación, haciendo uso de la toma de datos mostrados en las tablas.

Como se puede observar para cada variable se han tomado diferentes corridas esto con el fin de poder determinar el comportamiento de cada variable, para el cálculo se hará uso del promedio de estos valores para un determinado tiempo de congelamiento del producto (120 min. = batch) debido a la similitud de los valores obtenidos en las distintas corridas.

A si se muestra:

1.- PRESIONES DE BAJA (PB) Y DE ALTA (PA) (Referencia Tabla I.12)

Tabla IV.17

TIEMPO(MIN)	P _B Promedio		P _A Promedio	
	Psi	MPa	Psi	MPa
0	29.3	0.30	201.7	1.49
5	28.0	0.29	206.7	1.53
10	25.7	0.28	211.7	1.56
15	22.7	0.26	208.3	1.54
20	21.3	0.25	205.0	1.51
25	20.7	0.24	203.3	1.50
30	20.3	0.24	203.3	1.50
35	19.7	0.24	201.7	1.49
40	19.3	0.23	201.7	1.49
45	18.7	0.23	205.0	1.51
50	18.3	0.23	205.0	1.51
55	16.7	0.22	205.0	1.51
60	15.3	0.21	205.0	1.51
65	14.0	0.20	200.0	1.48
70	12.7	0.19	198.3	1.47
75	11.7	0.18	196.7	1.46
80	10.3	0.17	195.0	1.45
85	9.3	0.17	191.7	1.42
90	9.0	0.16	193.3	1.43
95	9.5	0.17	190.0	1.41
100	8.5	0.16	190.0	1.41
105	5.0	0.14	185.0	1.38
110	5.0	0.14	185.0	1.38
115	5.0	0.14	185.0	1.38
120	4.0	0.13	185.0	1.38

2.- TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO

Esta variable indica el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, se presentan dos casos cuando túnel de congelación inicia con un ambiente previamente enfriado, y cuando el proceso de congelación empieza con el ambiente “caliente”.

Para poder determinar los valores de esta variable se han analizado los datos de las tablas N° I.5 y I.7, sacando el promedio aritmético de los valores obtenidos, diferenciándolos en dos casos debido a la repercusión en el buen funcionamiento del sistema.

Tabla IV.18

Minutos	Temperatura de Sobrecalentamiento				Temperatura de Subenfriamiento			
	Túnel con Previo Enfriamiento		Túnel sin Enfriamiento Previo		Túnel con Previo Enfriamiento		Túnel sin Enfriamiento Previo	
	°C	K	°C	K	°C	K	°C	K
0	-5.4	265.7	18.9	292.0	12.87	286.0	21.7	294.9
5	0.8	274.0	15.2	288.3	15.07	288.2	31.2	304.4
10	-1.2	272.0	9.0	282.1	16.0	289.2	31.0	304.2
15	-3.7	269.4	3.6	276.8	15.8	289.0	30.3	303.5
20	-4.4	268.8	-0.3	272.9	15.7	288.8	29.0	302.1
25	-4.8	268.3	-2.3	270.9	15.5	288.6	28.2	301.3
30	-5.3	267.9	-2.9	270.3	14.9	288.0	27.8	301.0
35	-5.8	267.4	-3.4	269.8	14.5	287.7	21.8	294.9
40	-6.1	267.0	-3.6	269.6	13.7	286.9	21.0	294.1
45	-6.8	266.4	-3.9	269.3	13.1	286.3	20.5	293.7
50	-7.3	265.8	-4.2	269.0	13.5	286.7	15.6	288.8
55	-8.2	264.9	-4.5	268.7	11.7	284.9	14.8	288.0

Sigue

Continua Tabla IV.18

60	-9.2	263.9	-5.1	268.1	11.1	284.2	7.7	280.9
65	-10.5	262.6	-5.8	267.4	10.5	283.6	6.9	280.0
70	-11.2	262.0	-6.7	266.5	11.2	284.3	5.8	279.0
75	-8.4	264.8	-7.8	265.4	9.5	282.7	5.1	278.2
80	-11.9	261.3	-8.6	264.6	6.7	279.8	5.1	278.2
85	-13.1	260.1	-9.8	263.4	5.8	278.9	4.5	277.7
90	-14.2	259.0	-10.9	262.3	4.8	278.0	4.5	277.6
95	-13.1	260.1	-12.1	261.1	3.1	276.3	4.2	277.4
100	-14.2	259.0	-11.9	261.3	1.7	274.9	3.3	276.4
105	-15.2	258.0	-13.1	260.1	0.1	273.3	1.9	275.1
110	-16.0	257.2	-14.1	259.1	-0.8	272.4	0.7	273.8
115	-16.7	256.5	-14.8	258.4	-1.2	272.0	1.2	274.3
120	-17.1	256.1	-14.8	258.4	-1.8	271.4	-2.1	271.1

3.- TEMPERATURA DE INGRESO A LA VET

Para realizar los cálculos es necesario determinar la variable denominada Temperatura de ingreso a la VET ($T_{in\ VET}$) que depende directamente de la variable denominada Temperatura de Subenfriamiento debido a que la tubería cuando ingresa al túnel de congelación ya no se encuentra aislada y el refrigerante sufre otro subenfriamiento que será calculado de la siguiente manera:

$$Q_{conducción} = Q_{convección}$$

Qconducción: Es la transferencia de calor del refrigerante a lo largo de la tubería desde el ingreso al túnel de congelación hasta entrar a la válvula de expansión, ocasionando un ΔT del refrigerante..

$$Q = KA \frac{\Delta T_{refrig.}}{\Delta x} \dots\dots(7)$$

Qconvección: es el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire del túnel de congelación

Esta transferencia se lleva acabo en los ejes x e y dándole mayor importancia al eje y debido a que el área de transferencia es mayor y el intercambio de calor es superior.

$$Q = hA\Delta T_{\text{aire} - \text{refrig.}} \dots\dots(8)$$

Debido a lo mencionado anteriormente se concluye que el área de la ecuación 7 y 8 son iguales

Igualando las ecuaciones se tiene:

$$\Delta T_{\text{refrig.}} = \frac{h\Delta x}{K} \Delta T_{\text{aire} - \text{refrig.}} \dots\dots (9)$$

Entonces:

$$T_{\text{inVET}} = T_{\text{sub.enfria.}} - h \frac{\Delta x}{K} \Delta T_{\text{aire} - \text{refrig.}} \dots\dots (10)$$

Siendo:

h: La constante de convección dentro del túnel de refrigeración hallada anteriormente (Ver Anexo IV.2)

K: La conductividad de la tubería de cobre.

Tabla IV. 19

Tiempo(min)	Túnel con Previo Enfriamiento		Túnel sin Enfriamiento Previo	
	T _{sub.enfria.}	T _{inVET}	T _{sub.enfria.}	T _{inVET}
0	286.0	280.09	294.9	291.69
5	288.2	280.87	304.4	294.30
10	289.2	279.66	304.2	291.85
15	289.0	278.90	303.5	289.92
20	288.8	278.57	302.1	288.22
25	288.6	278.32	301.3	287.23

Sigue

Continúa Tabla IV. 19

30	288.0	277.70	301.0	286.75
35	287.7	277.34	294.9	282.68
40	286.9	276.61	294.1	282.05
45	286.3	275.85	293.7	281.64
50	286.7	275.86	288.8	278.43
55	284.9	274.23	288.0	277.56
60	284.2	273.22	280.9	272.57
65	283.6	272.10	280.0	271.53
70	284.3	271.80	279.0	270.38
75	282.7	270.39	278.2	269.17
80	279.8	267.85	278.2	269.03
85	278.9	266.73	277.7	268.32
90	278.0	265.77	277.6	268.10
95	276.3	264.87	277.4	267.40
100	274.9	263.62	276.4	266.06
105	273.3	262.24	275.1	264.84
110	272.4	261.30	273.8	263.50
115	272.0	261.05	274.3	263.63
120	271.4	260.67	271.1	260.48

4 CÁLCULO DE LAS ENTALPÍAS EN EL SISTEMA DE CONGELACIÓN

El diagrama termodinámico utilizado se presenta en la figura I.2.1.2.vi, es necesario el conocer el valor de la presión intermedia entre P_A y P_B , este valor puede ser determinado mediante la media aritmética o la media geométrica, pero es recomendable para una mayor exactitud utilizar la media geométrica.

Entonces:

$$P_{int.} = \sqrt{(P_A * P_B)} \dots (11)$$

Existen dos casos:

Túnel con Previo Enfriamiento

Se procederá a hallar las entalpías en cada punto del sistema, utilizando el diagrama P vs. H del R22 y representándolo de la siguiente manera:

Cuadro IV.9

Entalpías	Punto del Sistema
H1	Entalpía en la entrada a la corriente de alta
H2	Entalpía a la entrada del condensador
H3	Entalpía a la salida del condensador
H3'	Entalpía a la entrada de la VET
H4	Entalpía intermedia
H5	Entalpía a la entrada del condensador
H6	Entalpía a la entrada de la corriente de baja
H6'	Entalpía a la salida del evaporador
H7 ideal	Entalpía ideal a la salida de la corriente de baja
H7 real	Entalpía real a la salida de la corriente de baja

Tabla IV.20
Entalpías en el Sistema de Congelación

T(min)	H1	Hsal (H6')	H6	H7 ideal	H7 real	H3 = H4	H3'= H5	H2
0	626	627	640	668	658.92	456	418	668
5	626	628	640	668	658.92	458	418	668
10	626	628	640	668	658.92	458	418	668
15	625	628	640	671	660.95	458	422	668
20	625	626	640	670	660.27	457	422	668
25	625	625	640	670	660.27	457	422	668
30	625	622	640	670	660.27	457	422	668
35	624	621	638	670	659.62	456	422	668
40	624	621	638	670	659.62	456	421	668
45	624	623	638	670	659.62	458	421	668
50	624	623	638	670	659.62	458	421	668
55	624	622	636	670	658.97	458	420	668
60	623	622	636	670	658.97	457	420	668
65	623	620	636	668	657.62	453	420	668
70	623	620	636	668	657.62	453	419	668
75	623	621	634	668	656.97	453	415	668
80	622	620	634	668	656.97	453	413	668
85	622	621	634	666	655.62	452	413	668
90	622	620	634	666	655.62	452	410	668
95	622	620	634	666	655.62	452	410	668
100	622	620	634	666	655.62	452	409	668
105	621	620	633	666	655.30	452	408	668
110	621	620	633	666	655.30	450	405	670
115	621	620	633	666	655.30	450	405	670
120	621	620	633	666	655.30	450	403	670

Unidades: KJ/Kg

Para determinar el calor entregado se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Q = m * \Delta H \dots (12)$$

Siendo:

m: Flujo másico

ΔH : Es la diferencia de entalpías entre H6' y H3'

Tabla IV.21

Calor entregado en el Evaporador

Tiempo (min)	ΔH (KJ/kg)	m (Kg/s)	Q (Kcal/batch)
0	204	0.029	48.715
5	210	0.212	50.148
10	210	0.200	50.148
15	200	0.468	47.760
20	208	0.453	49.670
25	203	0.450	48.476
30	200	0.454	47.760
35	199	0.149	47.521
40	200	0.154	47.760
45	202	0.160	48.238
50	202	0.086	48.238
55	202	0.095	48.238
60	202	0.102	48.238
65	200	0.093	47.760
70	201	0.095	47.999
75	206	0.082	49.193
80	207	0.069	49.432

(Sigue)

(Continuación Tabla IV.21)

85	208	0.059	49.670
90	210	0.061	50.148
95	210	0.060	50.148
100	211	0.058	50.387
105	212	0.056	50.626
110	215	0.054	51.342
115	215	0.055	51.342
120	217	0.050	51.820

Calor Absorbido:

Q = 55641.5182 Kcal/batch (batch = 120 min)**Túnel sin Previo Enfriamiento:**

Las abreviaciones son las mismas anteriormente mencionadas

Tabla IV.22

	H1	Hsal (h6')	H6	H7 ideal	H7 real	H3 = H4	H3'= H5	H2
T (min)		TG	Tin com					
0	628	640	640	664	684.61	450	442	668
5	628	638	642	668	690.33	450	443	668
10	628	632	642	668	690.33	450	439	668
15	626	628	642	668	690.33	450	438	668
20	626	625	640	668	692.04	450	438	668
25	625	625	640	668	692.04	450	436	668
30	625	625	639	665	687.33	450	436	668
35	625	625	639	665	687.33	450	430	668
40	625	625	639	665	687.33	450	430	668

(Sigue)

Continuación Tabla IV.22

45	625	625	639	665	687.33	450	430	668
50	625	624	639	665	687.33	450	422	668
55	624	623	639	665	687.33	450	422	668
60	624	623	637	668	694.62	450	419	668
65	623	622	637	670	698.34	450	419	668
70	623	622	637	668	694.62	450	415	668
75	623	621	635	668	696.34	450	414	668
80	623	621	635	668	696.34	450	414	668
85	622	620	635	667	694.48	450	410	668
90	622	620	634	667	695.34	450	410	668
95	622	620	634	667	695.34	450	410	668
100	622	620	633	667	696.20	450	410	668
105	621	619	632	666	695.20	450	410	668
110	620	619	632	665	693.34	450	409	670
115	620	619	632	665	693.34	450	409	670
120	620	619	632	665	693.34	450	409	670

Unidades: KJ/Kg

Para determinar el calor entregado se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Q = m * \Delta H$$

Siendo:

m: Flujo másico

ΔH : Es la diferencia de entalpías entre H6' y H3'

Tabla IV.23

Tiempo (min)	ΔH (KJ/kg)	m (Kg/s)	Q (Kcal/batch)
0	198	0.028	390.231
5	195	0.272	3801.914
10	193	0.232	3175.612
15	190	0.446	6041.063
20	187	0.405	5402.581
25	189	0.399	5405.261
30	189	0.455	6225.148
35	195	0.149	2062.668
40	195	0.154	2135.826
45	195	0.161	2210.973
50	202	0.172	2425.572
55	201	0.179	2556.889
60	204	0.182	2618.230
65	203	0.086	1237.880
70	207	0.091	1320.543
75	207	0.080	1177.845
80	207	0.069	1029.814
85	210	0.062	927.918
90	210	0.069	1043.880
95	210	0.060	900.383
100	210	0.059	882.597
105	209	0.057	860.146
110	210	0.056	840.638
115	210	0.056	842.204
120	210	0.054	808.656

Calor Absorbido:

Q = 56324.4716 Kcal/batch (batch = 120min)

IV.6 ÍNDICES ENERGÉTICOS

Haciendo uso de las ecuaciones III-18 y III-19 se procederán a hallar los índices energéticos para los dos estados de trabajo del túnel de congelación, partiendo de los siguientes cálculos obtenidos:

Tabla IV.24

TÚNEL APAGADO			TÚNEL ENCENDIDO		
Wcomp	Qcond	Qevap	Wcomp	Qcond	Qevap
2.678	7.905	5.447	1.971	7.224	5.824
27.850	80.103	53.070	14.665	53.263	43.476
23.750	68.309	44.327	13.825	50.210	40.984
47.150	132.814	84.325	34.256	119.425	95.932
44.520	121.555	75.413	32.764	115.694	92.447
44.519	120.369	75.450	32.531	114.872	91.310
48.516	134.501	86.895	32.848	115.993	90.868
15.909	44.104	28.792	11.131	38.160	29.554
16.473	45.669	29.813	11.524	39.506	30.750
17.142	47.522	30.862	12.006	40.795	32.467
18.328	50.811	33.858	6.456	21.938	17.460
19.431	53.328	35.691	7.220	24.075	19.128
21.724	55.726	36.547	7.925	26.175	20.697
10.773	26.769	17.279	7.026	23.991	18.634
11.010	27.990	18.433	7.234	24.701	19.567
10.010	24.775	16.441	6.322	21.188	17.002
8.709	21.556	14.375	5.388	17.813	14.278
7.701	19.112	12.953	4.501	15.179	12.262
8.809	21.576	14.571	4.694	15.828	12.847
7.598	18.610	12.568	4.592	15.484	12.568
7.570	18.306	12.320	4.419	14.902	12.211
7.466	17.872	12.007	4.424	14.582	12.010
7.427	17.596	11.734	4.362	14.202	11.614
7.440	17.629	11.756	4.427	14.415	11.843
7.144	16.927	11.288	4.019	13.086	10.801

1.- COP

Tabla IV.24

	TÚNEL ENCENDIDO	TÚNEL APAGADO
COP promedio	2.739	1.733

2.- EFICIENCIA EXERGETICA

Tabla IV.25

TÚNEL ENCENDIDO		TÚNEL APAGADO	
Ψ_{in} al evap.	Ψ_{out} del evap	Ψ_{in} al evap	Ψ_{out} del evap
57.733	36.630	63.317	32.337
57.733	31.667	61.335	34.810
57.733	31.667	60.317	31.195
57.733	31.667	62.298	27.195
56.733	29.667	62.298	28.667
56.733	28.599	63.279	28.667
56.733	28.648	63.279	28.667
56.733	27.648	63.242	28.667
63.187	27.648	63.242	28.667
62.187	26.667	63.242	28.667
62.187	26.667	64.187	27.667
62.187	25.667	64.187	26.667
61.187	25.667	67.150	26.667
67.150	23.667	67.150	21.195
63.150	23.667	63.150	19.704
62.150	24.667	62.150	18.704
60.150	23.667	62.150	18.704
66.113	9.759	64.113	18.300
64.113	8.759	64.113	18.300
64.113	8.759	64.113	18.300

(Sigue)

(Continuación Tabla IV.25)

62.113	8.759	64.113	18.300
60.113	2.796	67.094	16.704
64.076	2.796	66.094	16.704
63.076	2.796	66.094	16.704
62.076	2.796	66.094	16.704

Tabla IV.26

	TÚNEL ENCENDIDO	TÚNEL APAGADO
ε promedio	0.530	0.340

ANEXO V DIAGRAMAS Y CURVAS

V.1 DIAGRAMA DE GANT - CRONOGRAMA DEL PROCESO DE CONGELACIÓN DE ESPÁRRAGOS

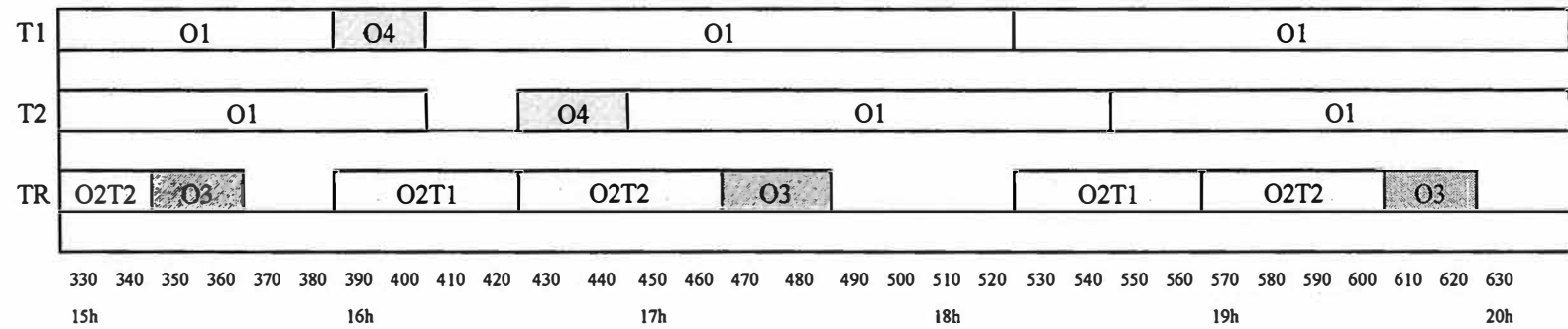
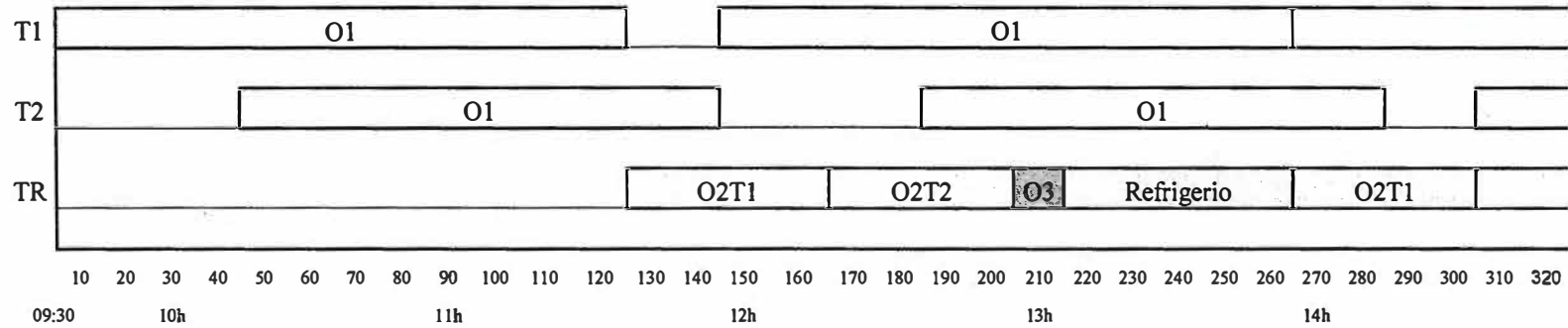
	T1	T2	TR
Operación 1: congelación	120	100	
Operación 2: empacado			40
Operación 3: Puesta en cámara			10
Operación 4: Deshielo	20	20	

donde:

T1: Túnel -1

T2: Túnel - 2

TR: Operarios

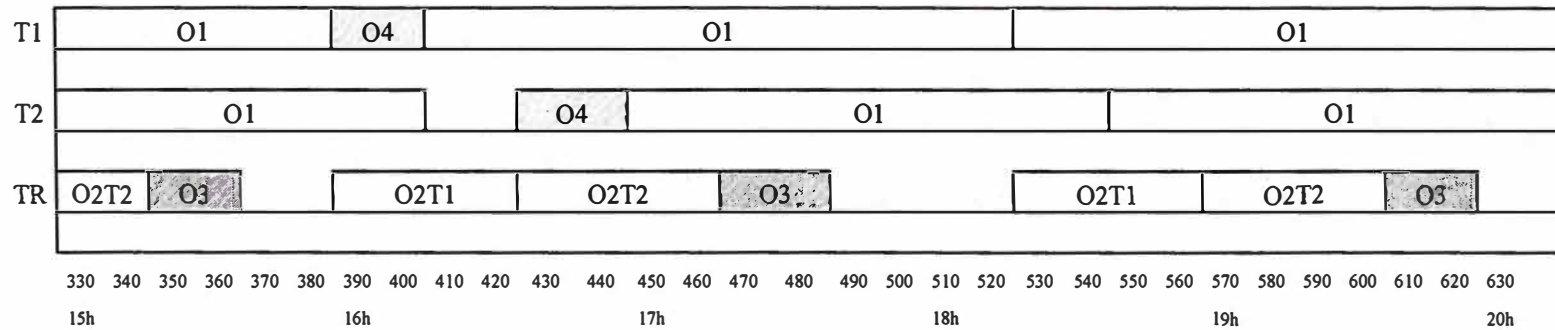
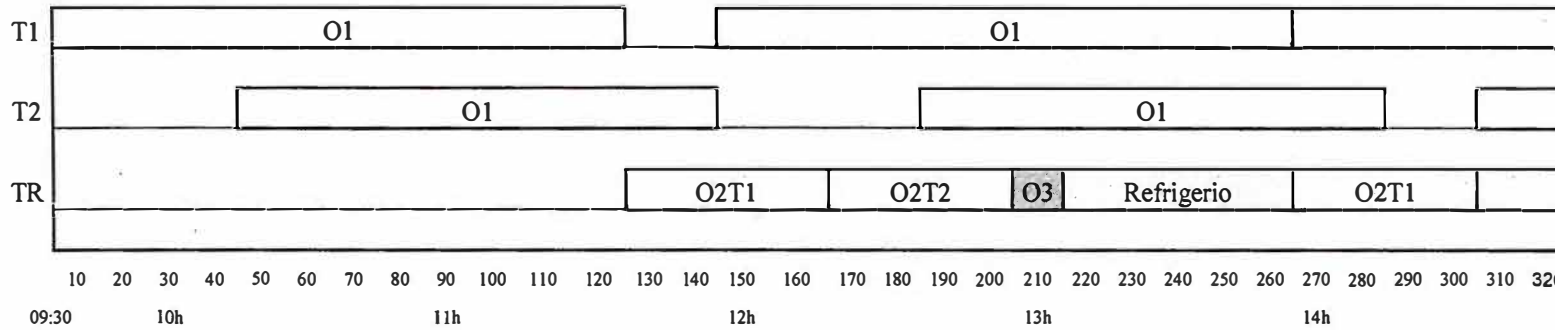


ANEXO V DIAGRAMAS Y CURVAS

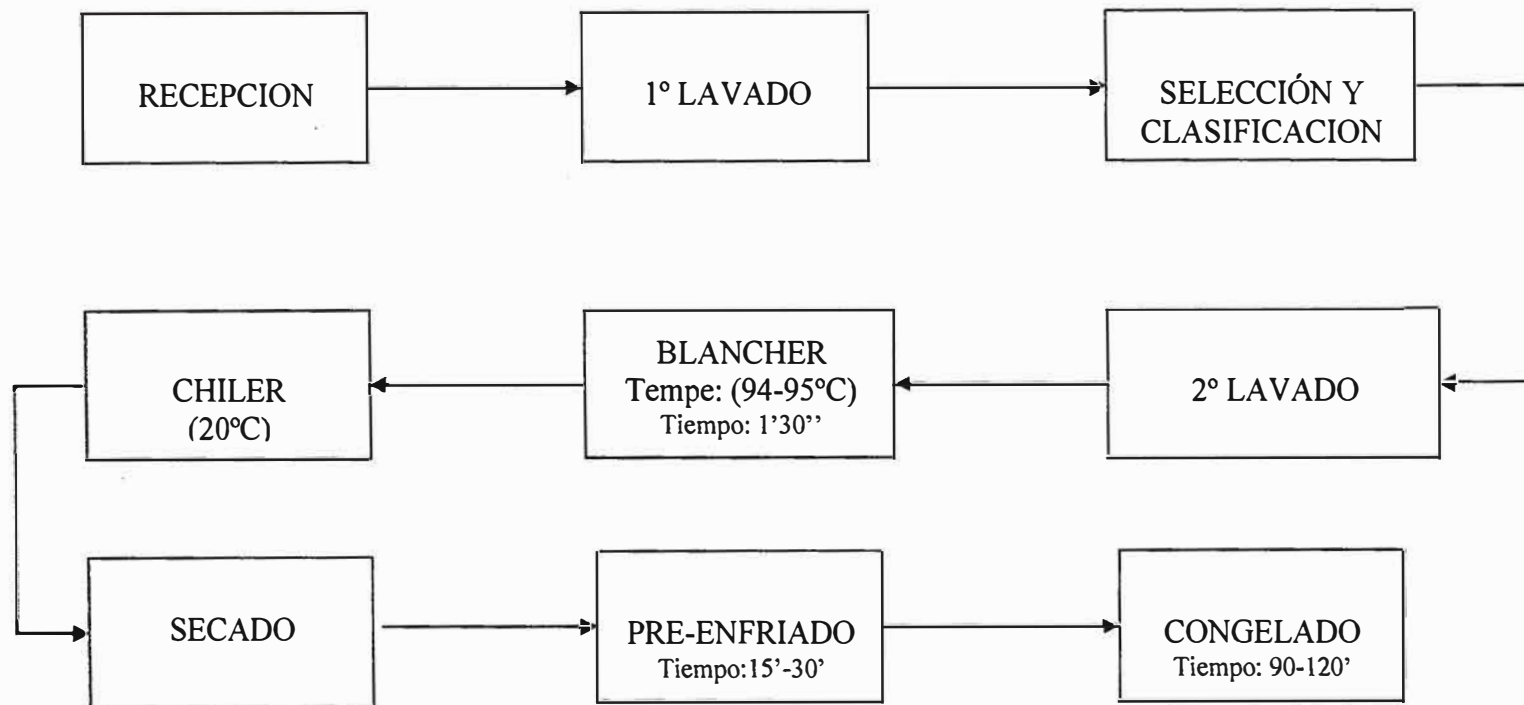
V.1 DIAGRAMA DE GANTT - CRONOGRAMA DEL PROCESO DE CONGELACIÓN DE ESPÁRRAGOS

	T1	T2	TR
Operación 1: congelación	120	100	
Operación 2: empacado			40
Operación 3: Puesta en cámara			10
Operación 4: Deshielo	20	20	

donde:
 T1: Túnel -1
 T2: Túnel - 2
 TR: Operarios



V.2 PROCESO DE CONGELACION DEL ESPARRAGO VERDE ENTERO



ANEXO V.3 DIAGRAMA DE MOODY

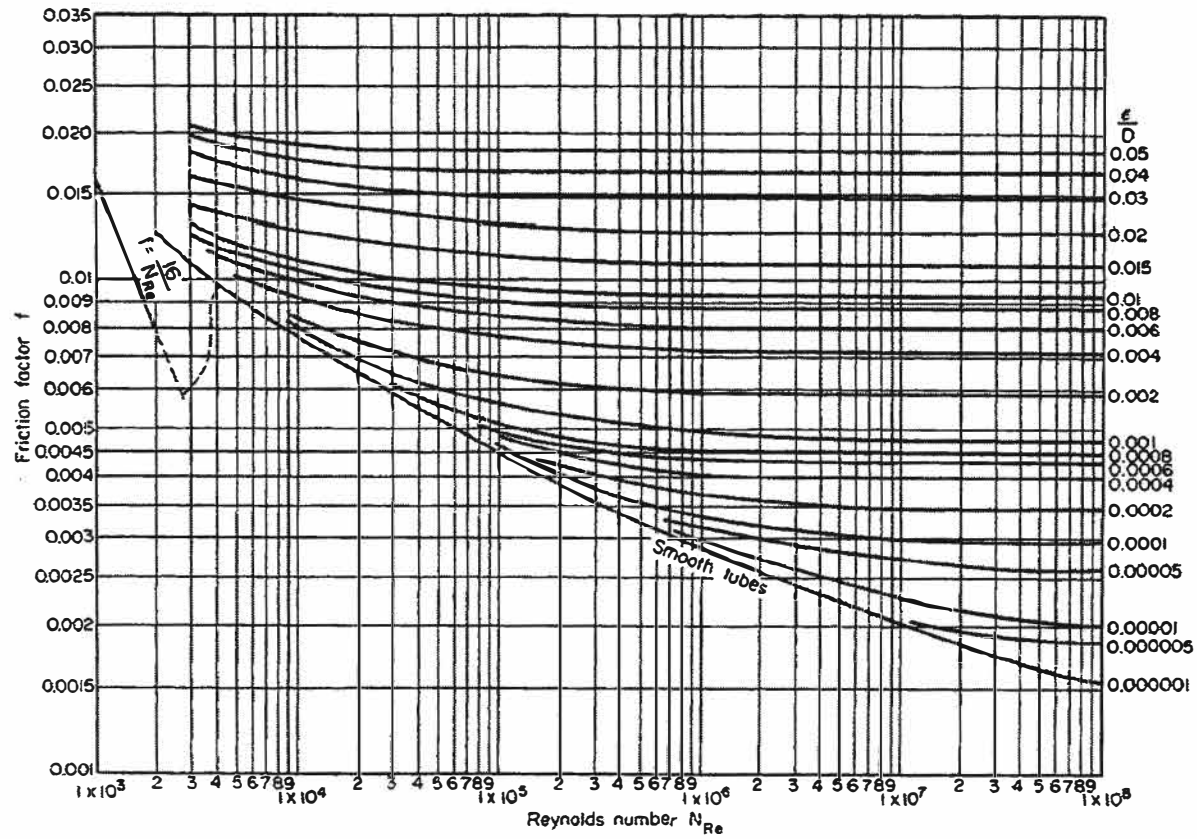


FIG. 6-9 Friction Factors, Reynolds number $Re = DV\rho\mu$, where D = pipe diameter, V = velocity, ρ = fluid density, and μ = fluid viscosity. [Based on Moody, Trans. ASME, 66, 671 (1944).]

ANEXO V.4 DIAGRAMA de Log (P) vs h del R22

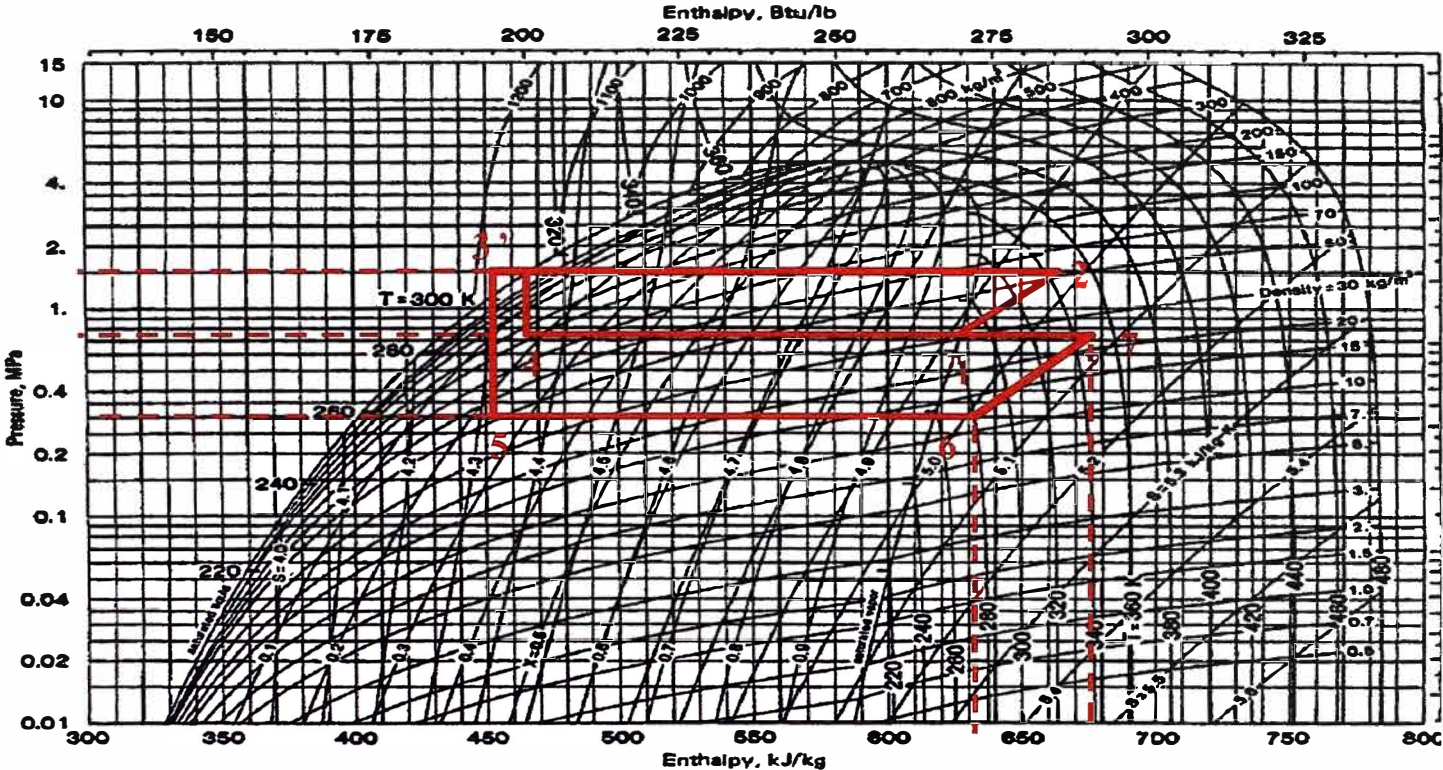
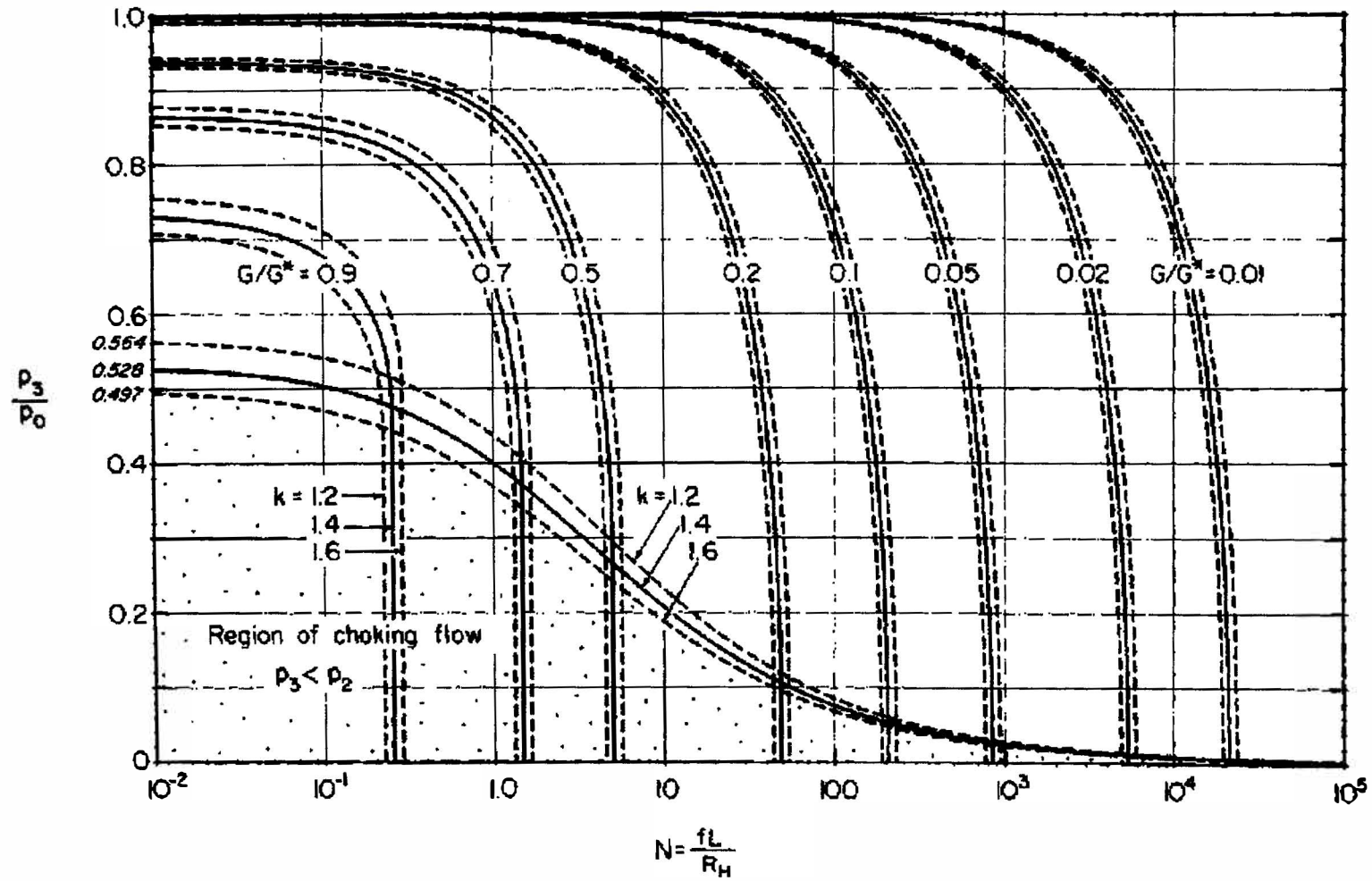


FIG. 2-20 Enthalpy-log-pressure diagram for Refrigerant 22. 1 MPa = 10 bar. (Copyright 1981 by the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers and reproduced by permission of the copyright owner.)

ANEXO V.5 DIAGRAMA PARA FLUIDOS GASEOSOS ADIABÁTICOS



ANEXO VI

CURVAS EXPERIMENTALES

Figura N° VI.1

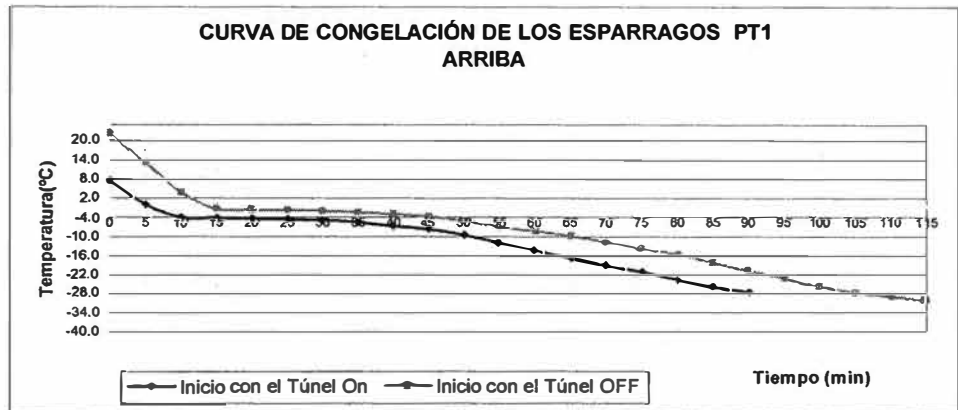


Figura N° VI.2

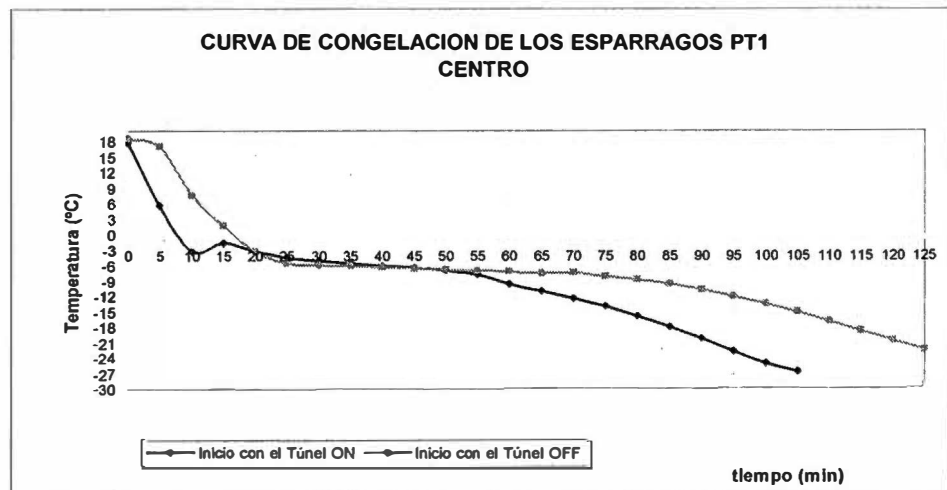


Figura N° VI.3

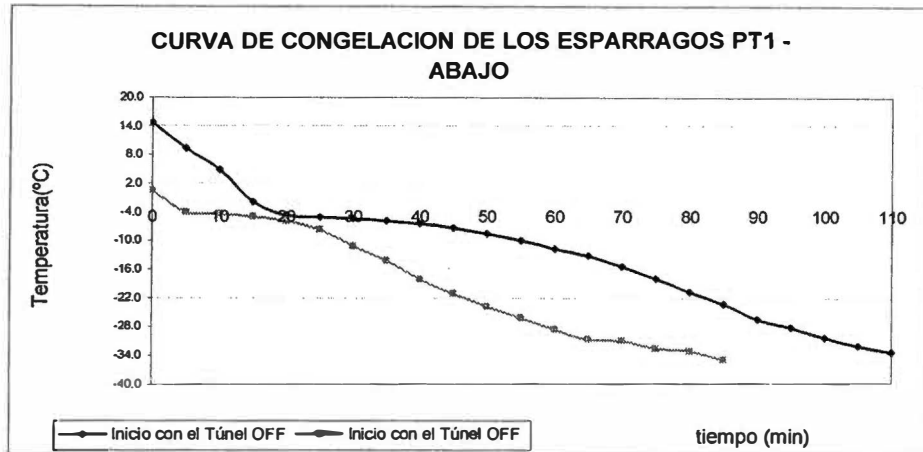


Figura N° VI.4

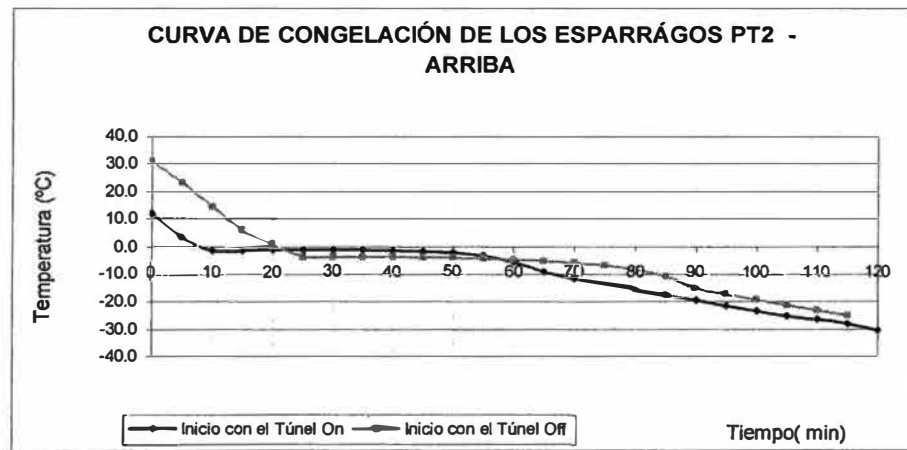


Figura N° VI.5

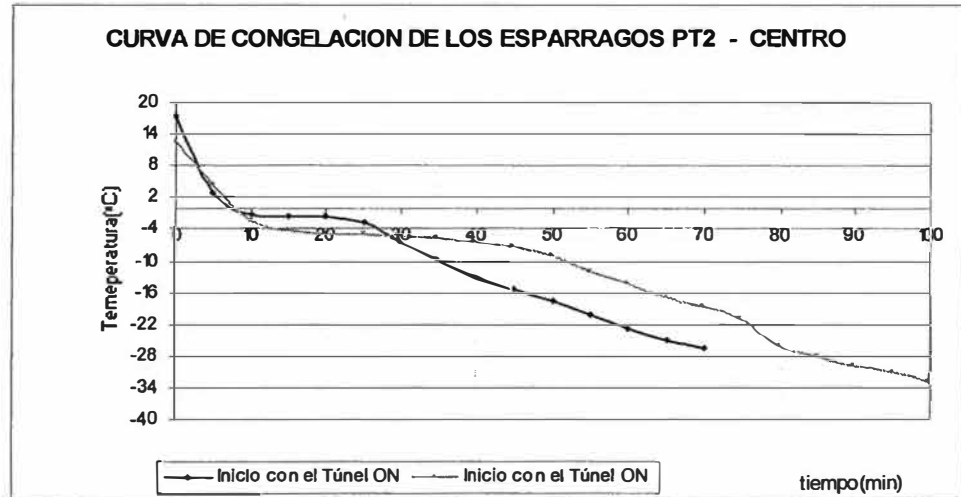


Figura N° VI.6

