

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Construcción de una máquina para producir 1/2 tonelada de hielo
troceado diario”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Santiago Ludgardo Ochoa Guamán

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2005

AGRADECIMIENTO

A Dios por su amor incondicional, a mis Padres por estar siempre conmigo aún en la distancia, A mis tías por ser mis segundos Padres, A Violeta por tratarme como otro hijo suyo, A todos mis hermanos por ser ellos simplemente

Al Ing. Ernesto Martínez, Director de Tesis, Sr. Vicente Alvarado por su valioso apoyo, Ing. Eduardo Guerrero y todo el personal de las compañías International Refrigeration y Seimalsa.

DEDICATORIA

A Dios

A mis Padres

A mis Hermanos

A mi Familia

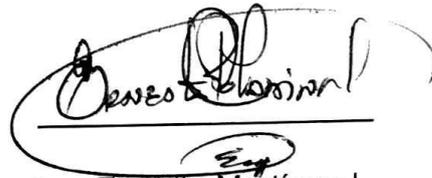
A mis Amigos

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Dr. Alfredo Barriga R.

DELEGADO DEL DECANO DE LA FIMCP



Ing. Ernesto Martínez L.

DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Donoso P.

MIEMBRO DEL TRIBUNAL



DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



Santiago Ochoa Guamán

RESUMEN

El crecimiento industrial del país, en especial del área alimenticia, junto con las exigencias del mercado, especialmente el internacional; han llevado a los productores a buscar soluciones referentes a la conservación del estado del producto, desde su estado inicial hasta el punto de venta.

Este objetivo se alcanza con la refrigeración del producto, y una de las medidas utilizadas es el uso del hielo troceado, y entre sus aplicaciones tenemos: productores marinos, industria pesquera, plantas para procesamiento de carnes, empacadoras de aves. También existen otros propósitos tales como: hoteles, casinos, bares, restaurantes, cruceros, panaderías.

International Refrigeration es una empresa nacional, ubicada en la ciudad de Guayaquil, dedicada a la construcción de accesorios en la línea de refrigeración, lleva en la industria más de cinco años de continuo desarrollo en sus productos entre los que tenemos: filtros deshidratadores, acumuladores de succión, recibidores de líquido, unidades condensadoras y unidades evaporadoras. En esta industria trabajo desde el año 2001 como

asistente de diseño de productos y uno de sus actuales objetivos es construir máquinas de hielo troceado para su posterior comercialización.

El trabajo que se me ha encomendado consiste en realizar un estudio técnico y económico para la construcción de este tipo de máquinas de hielo, junto con un programa de operaciones y tareas del personal necesario para la construcción de esta máquina, con sus respectivos catálogos de mantenimiento y operación.

Para obtener el hielo troceado existen varias formas, después de un análisis de la necesidad de los clientes se seleccionó una máquina con evaporadores verticales cilíndricos de doble pared de donde se extrae el hielo, para luego ser troceado por una trituradora.

No todos los elementos de esta máquina deben construirse ya que algunos de ellos se encuentran en el mercado y pueden ser fácilmente seleccionados por catálogos de los fabricantes. Las partes que se diseñan y construyen serán el punto central de la presente tesis.

Se establecen los parámetros de diseño, con los cuales se realiza la selección de equipos: unidades condensadoras, motor para trituradora,

bomba de agua, elementos de control y protección del equipo, y selección de materiales a utilizarse.

Se construyen: el bastidor que soporta el evaporador, las bases para el motor, la trituradora, el cuerpo en general y el evaporador, con los cuales se realizan algunas pruebas para determinar su mayor capacidad. Finalmente se efectúa el ensamble de la máquina para su posterior puesta a punto.

Para un desarrollo ordenado y de fácil control se realiza un programa de las actividades a seguir. Además se entregarán los catálogos antes mencionados para el consumidor de este producto.

Con este trabajo se espera obtener una máquina de alta eficiencia en consumo energético, junto a una gran confiabilidad en su operación; donde se obtendrán como resultado un hielo duro y apto para el consumo humano.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS.....	VIII
SIMBOLOGÍA.....	IX
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XII
INDICE DE PLANOS.....	XIII
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1	
1 HIELO Y SUS APLICACIONES.....	3
1.1 Hielo y sus aplicaciones.....	3
1.2 Formas de producirlo.....	4
1.3 Presentación del requerimiento de hielo troceado.....	12
CAPITULO 2	
2. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA PRODUCIR EL HIELO TROCEADO.....	14

2.1	Cálculo de la capacidad frigorífica de la máquina.....	15
2.2	Diseño del evaporador.....	23
2.3	Diseño del triturador.....	42
2.4	Selección de los equipos de refrigeración y su refrigerante.....	46
2.5	Selección de las tuberías del sistema del refrigerante.....	57
2.6	Selección del sistema de control para producción del hielo.....	64
2.7	Selección de la estructura con elementos finitos.....	69

CAPITULO 3

3	CONSTRUCCION DEL EQUIPO.....	78
3.1	Cronograma de la construcción.....	78
3.2	Planificación y Organización del personal.....	80
3.3	Detalle de materiales y equipos.....	81
3.4	Ensamble de los elementos.....	84
3.5	Puesta en marcha y ajustes.....	85
3.6	Manual de Operación y Mantenimiento.....	87

CAPITULO 4

4	ANÁLISIS DE COSTOS.....	89
---	-------------------------	----

CAPITULO 5

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....92

ANEXOS

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ASHRAE:	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (por sus siglas en inglés)
m:	metros
s:	segundos
J:	Joules
Kg:	kilogramos
VET:	Válvula de expansión termostática
AISI	Instituto Americano de Hierro y Acero (siglas en inglés)

SIMBOLOGIA

M: masa total Kg.

\dot{m} : Flujo de masa del hielo Kg./s

t: tiempo s.

U: Coeficiente global de transmisión de calor, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

x: espesor de la pared, m

k: conductividad térmica del material de la pared, $\frac{W}{m \cdot K}$

f_i: conductancia superficial o pelicular interna, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

f_o: conductancia superficial o pelicular externa, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

\dot{Q} : Flujo de calor KW

A: área, m²

ΔT : Diferencia de temperatura ° C

Cp_{agua} : Calor específico del agua $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

Cp_{hielo} : Calor específico del agua $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

C: calor latente de fusión KJ/Kg.

$\Delta T_{>0^\circ C}$: Diferencia de temperatura ° C, del agua

$\Delta T_{<0^\circ C}$: Diferencia de temperatura ° C, del hielo

\dot{q} : Carga frigorífica sensible y latente con un flujo completamente establecido, Kw.

Dt: Factor de apertura temporal de las puertas

Df: Factor de flujo de las puertas

W: anchura de la puerta, m

H: altura de la puerta, m

T_s/A : Carga de calor sensible del aire de infiltración por metro cuadrado de abertura de puerta, según se obtiene de la Figura 20, kW/m²

Rs: relación de calor sensible de la ganancia de calor del aire de infiltración, de la Tablas 9 (o de un diagrama psicrométrico)

P: numero de puertas

θp: el tiempo de apertura y cierre de la puerta, por transito, s

θo: el tiempo en que simplemente la puerta esta abierta, min

θd: el periodo de tiempo diario (u otro), horas

h: Coeficiente convectivo de transferencia de calor, $\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$

Γ: Flujo de masa de agua que cae sobre la superficie del tubo por unidad de perímetro, $\frac{lb}{h \cdot ft}$

\dot{m}_p : Flujo total de masa de agua, $\frac{lb}{h}$

D: diámetro del tubo, ft

F: Factor del coeficiente de condensación, $\left[\frac{Btu^3 \cdot lb}{h^4 \cdot ft^7 \cdot ^\circ F^3} \right]^{1/3}$

R: resistencia total de transferencia de calor $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{KW}$

t_m: toneladas por minuto, tons/min

Wi: índice de trabajo, Kw-h/tons

INDICE DE FIGURAS

- Figura 1: Esquema de producción de hielo en bloques
- Figura 2: Hielo en escamas
- Figura 3: Esquema de producción de hielo tubular
- Figura 4: Hielo en placas
- Figura 5: Distribución de hielo troceado
- Figura 6: Esquema para obtener hielo tubular
- Figura 7: Representación de la resistencia de calor
- Figura 8: Triturador de martillos
- Figura 9: Válvula de expansión termostática
- Figura 10: Derivación de gas caliente
- Figura 11: Organización del personal
- Figura 12: Componente de pérdida frigorífica
- Figura 13: Carta Psicrométrica
- Figura 14: Resistencia de transferencia de calor
- Figura 15: Transferencia de calor a diferentes espesores de hielo
- Figura 16: Transferencia de calor vs. Tiempo

INDICE DE TABLAS

Tabla 1:	Resistencia de transferencia de calor del agua
Tabla 2:	Coefficiente de convección del R-22
Tabla 3:	Resistencia de transferencia de calor del hielo
Tabla 4:	Transferencia de calor total del evaporador
Tabla 5:	Datos para selección de filtro secador ALCO
Tabla 6:	Pies de caída de presión en la línea de líquido
Tabla 7:	Pies de caída de presión en la línea de succión
Tabla 8:	Pies de caída de presión en la línea de descarga
Tabla 9:	SHR de infiltración del exterior en espacios refrigerados
Tabla 10:	Datos de operación de compresor
Tabla 11:	Medidas de tubería para refrigerante R-22
Tabla 12:	Potencia estándar nominales para motores

INDICE DE PLANOS

Plano 1: Vista en perspectiva de maquina de hielo
Plano 2: Vista en perspectiva de maquina de hielo

INTRODUCCION

La presente tesis tiene por objeto presentar el desarrollo del diseño de una máquina para producir 1/2 tonelada de hielo en forma continua. La instalación de plantas productoras de hielo en bloques necesitan una gran infraestructura, por ende, su costo es muy elevado no solo en su etapa de montaje sino también en su mantenimiento. Existen además otras aplicaciones donde el hielo en bloque no es útil sino hielo en trozos, en estos casos es donde una producción de hielo en forma continua y en trozos es necesaria.

Existen varias formas de producción continua de hielo que se analizan en el primer capítulo mostrando las ventajas y desventajas de cada opción. En el segundo capítulo se realizan los cálculos preliminares para la fabricación de esta máquina. Para la construcción del bastidor se utilizó un programa de elementos finitos para evaluar la resistencia. El sistema de control se seleccionó de varias alternativas analizando ventajas y desventajas de cada una. La capacidad del evaporador se obtuvo con diferentes correlaciones mostradas en los manuales de ASHRAE.

El tercer capítulo presenta detalles de las partes de la máquina, organización de personal, cronograma de actividades para la construcción y muestra a la vez un manual de operación y mantenimiento del equipo.

Existen varios fabricantes en el mundo que distribuyen este equipo, así es de gran importancia ser competitivos en los costos de fabricación de este equipo para ingresar en el mercado, como lo va hacer International Refrigeration. Por tanto el cuarto capítulo analiza los costos de fabricación y con el cual se tomaran decisiones para continuar con este proyecto.

CAPITULO 1

1.- HIELO Y SUS APLICACIONES

1.1 Hielo y sus aplicaciones

Han transcurrido más de 130 años desde que el australiano James Harrinson diseñó y construyó el primer equipo de refrigeración efectivo y la primera planta productora de hielo del mundo. Más de 100 años atrás los embarques regulares de Australia a Inglaterra comenzaron con el transporte de carne de vacuno congelada que pronto fue seguido por la operación de las primeras bodegas refrigeradas mecánicamente para manzanas y peras. Desde entonces, las más modernas plantas de refrigeración existentes han cambiado muy poco en su diseño básico

Una ventaja de la refrigeración con hielo se presenta especialmente en los vegetales o en productos que tienden a perder masa (debido a la

deshidratación) y llegan a ser menos atractivos en apariencia, además que es económico de producirse para algunas aplicaciones entre estas tenemos: productos marinos, aves, procesamiento de vegetales frescos, para banquetes y fiestas, el negocio de los químicos, del concreto, además de ventas y la industria de venta de alimentos

1.2 Formas de producirlo

Básicamente existen dos formas de hacer el hielo, a saber, el hielo húmedo y el hielo seco. Hielo seco significa hielo a temperaturas bajas, lo suficiente para prevenir que las partículas se tornen en humedad; el término no se refiere a dióxido de carbono sólido. En general, el hielo subenfriado seco se produce en plantas que remueven mecánicamente el hielo de la superficie enfriadora; muchas de las plantas de hielo en escamas son de este tipo. Cuando la superficie enfriadora del evaporador es calentada por algún mecanismo de descongelamiento para desprender el hielo, la superficie del hielo se humedece y, a menos que el hielo esté subenfriado bajo cero, 0° C, permanecerá húmedo en el cuarto de almacenamiento; el hielo tubular y las planchas de hielo son de este tipo.

Otra clasificación más común es de acuerdo al tipo que la planta produce, de ahí que tenemos:

Hielo en Bloque

Cajas de metal rectangular llenas de agua son inmersas en un tanque que contiene salmuera de cloruro de sodio refrigerada. Las dimensiones de la caja y la temperatura de la salmuera son usualmente seleccionadas para dar un tiempo de producción de 24 horas, y los lotes de lata son vaciados y llenados durante ese periodo. El peso del bloque de hielo puede estar entre 12 y 150 Kg. dependiendo de los requerimientos; 150 Kg. es considerado el más grande tamaño de bloque de hielo que un hombre puede manejar. Una planta de este tipo de hielo requiere una atención continua e intensa. La zona de producción de hielo y el cuarto de almacenamiento requieren un gran espacio y la estructura del edificio debe soportar grandes cargas. Por esta razón estas plantas están saliendo de uso y más modernas plantas automáticas las están reemplazando.

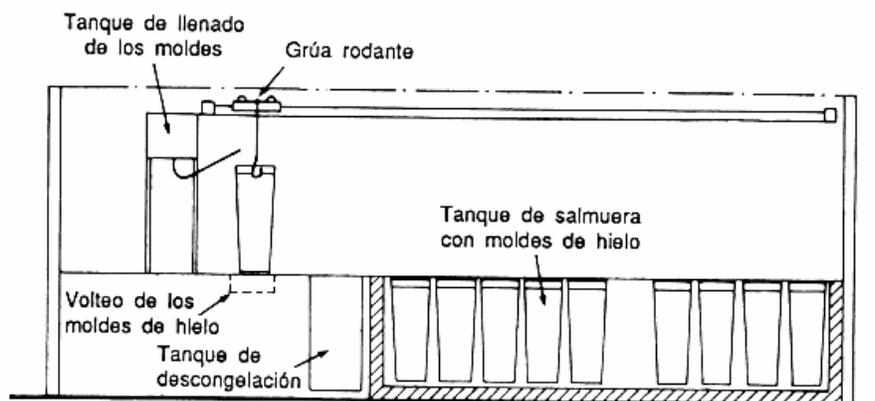


figura 1

Sistema para obtención de hielo en bloques

Bloque de hielo rápido

Es posible reducir el tiempo de congelamiento por bloque considerablemente, y así reducir el espacio requerido para la zona de congelamiento. Esta reducción se obtiene por la reducción del espesor del hielo que se va a congelar; cuando el refrigerante pasa por tuberías anexas a las paredes donde se forma el hielo en bloque. Los bloques pueden sacarse por descongelamiento y recolección automáticamente reduciendo considerablemente el trabajo requerido. El inconveniente está en que la cámara de almacenaje es un poco más grande para el mismo peso, ya que estos bloques poseen agujeros en el centro después que los tubos son removidos.

Hielo en escamas

Una lámina de hielo de 2 a 3 mm de espesor es formada por agua pulverizada contra una superficie refrigerada de un tambor, y rasgada de esta para formar escamas subenfriadas, usualmente de 100 a 1000 mm² de área. En algunos modelos el tambor rota contra un rasgador estacionario que actúa sobre la superficie exterior; otros tienen el rasgador rotatorio y remueven el hielo de la pared interior del tambor de doble pared estacionario.

En algunos modelos el tambor es horizontal, pero es más común el vertical. No se pulveriza agua antes que el rasgador actúe, ya que el hielo debe ser subenfriado para ser removido.



figura 2

Hielo en escamas

La temperatura del refrigerante, la velocidad del tambor o rasgador, y el grado de subenfriamiento son variables dentro de los límites diseñados para que la capacidad del evaporador y el espesor del hielo puedan ser alterados. La temperatura típica del refrigerante de esta máquina es de -20 a -25° C, más bajo que en muchas otras aplicaciones para dar un rápido enfriamiento y así hacer la máquina compacta. La baja temperatura de operación requiere más poder, pero esto es de alguna manera compensado por la ausencia del descongelamiento.

Hielo tubular

El agua es congelada sobre la superficie interior de tubos verticales refrigerados para formar hielos cilíndricos huecos de aproximadamente 50 mm de diámetro y con espesor de 10 – 12 mm. Los cilindros de hielo son desprendidos por descongelamiento automático de los tubos, y son cortados en pedazos de 50 mm de longitud por un cortador rotatorio al deslizarse estos. Los pedazos cilíndricos pueden subenfriarse guardándose en cuartos a -5° C, pero estos pueden ser despedazados antes de ser utilizados para algunas aplicaciones en la industria pesquera

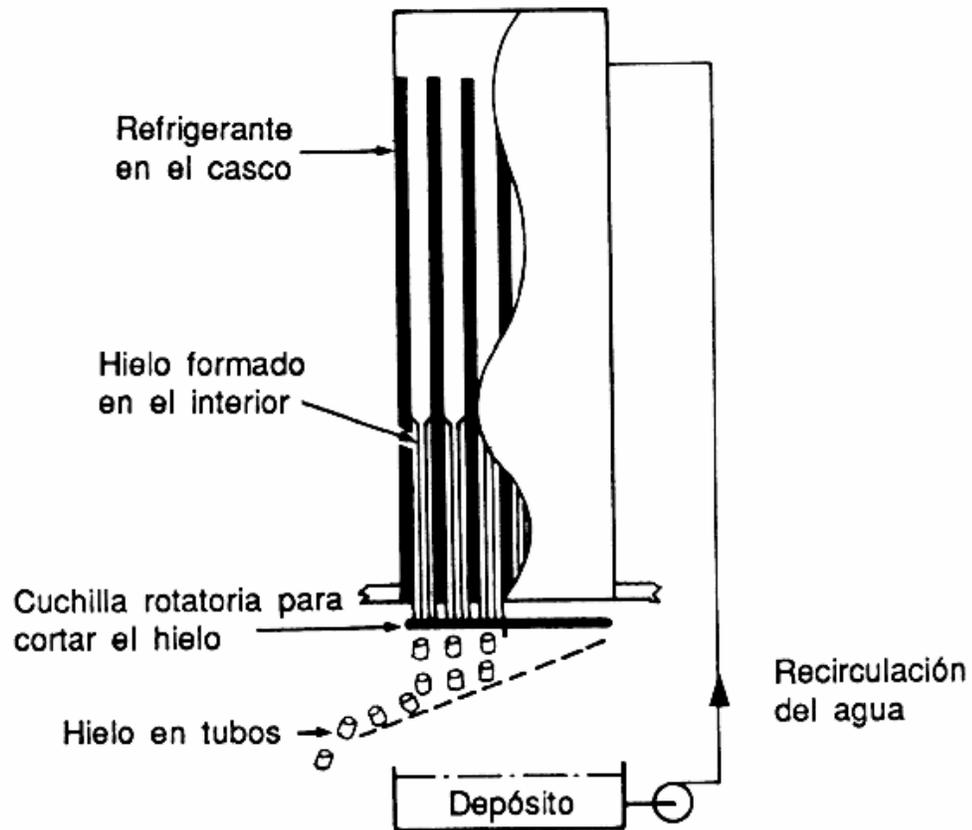


figura 3

Esquema de la obtención de hielo tubular

Hielo en placas

Agua es congelada sobre una cara de una placa vertical refrigerada y la hoja de hielo se desprende al bañar con agua caliente el otro lado de la placa. La medida de las partículas de hielo es variable, pero el espesor óptimo esta

entre 10 – 12 mm. Las placas son usualmente montadas en bancos, a veces sobre el equipo, para formar una unidad de auto almacenaje. El agua para el descongelamiento debe ser calentada si su temperatura es menor a 23° C, Como muchas máquinas de hielo, esta operará sin vigilancia con un ciclo automático de tiempo.

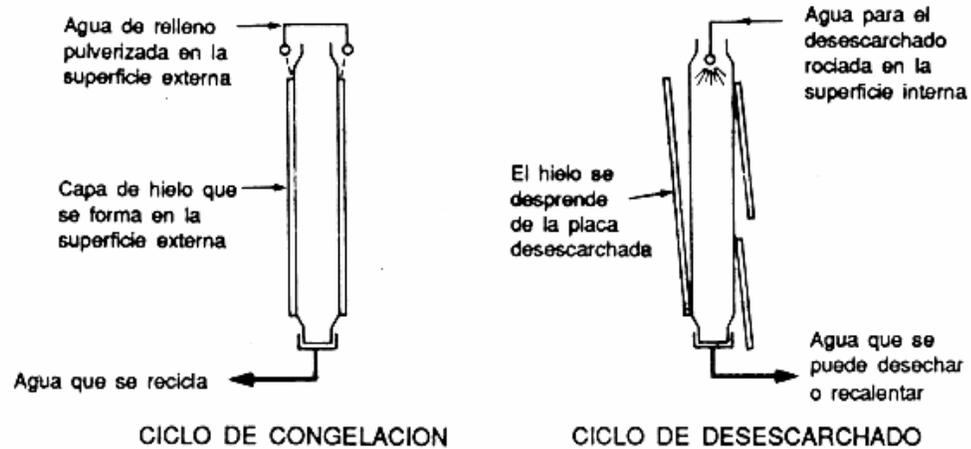


figura 4

Evaporadores para hielo en placas

Hielo troceado

Este es un hielo duro y troceado, se produce sobre evaporadores verticales cilíndricos de doble pared suspendidos. Agua fría es continuamente recirculada sobre la superficie interior y exterior del evaporador, al pasar el

refrigerante utiliza el 100% de la superficie del evaporador y provee una rápida producción con una máxima eficiencia de intercambio de calor. Cuando el hielo alcanza el espesor deseado su desprendimiento de la superficie del evaporador se realiza por descongelamiento. Caen los cilindros de hielo concéntrico por gravedad en un triturador, la rotación de este rompe el hielo y lo entrega en trozos para ser almacenado en cuartos a temperaturas de -5°C .

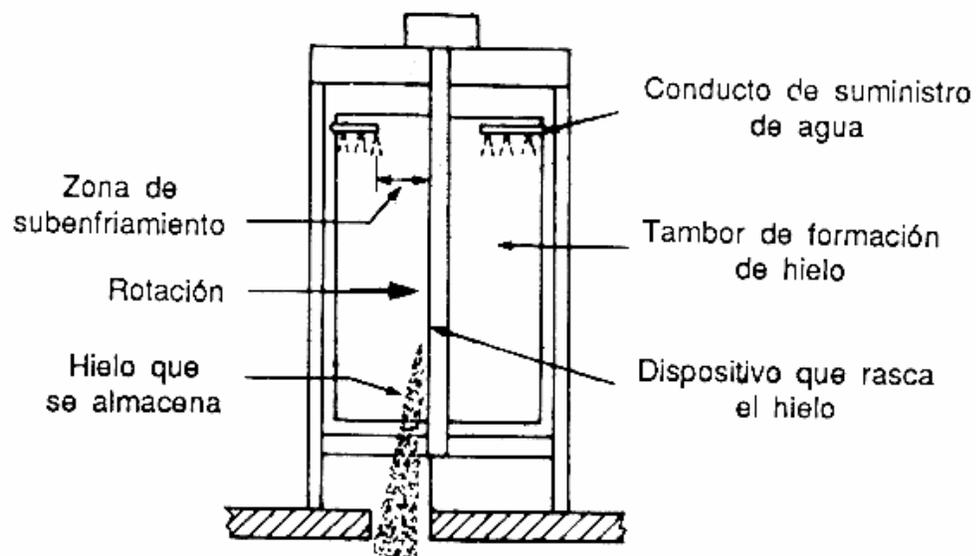


figura 5

Suministro de hielo troceado a cámara de conservación

Otras máquinas para producir hielo

Máquinas están disponibles que hacen hielo por otros métodos que los descritos aquí, pero el tamaño es usualmente pequeño, produciendo a lo mucho solo unos cientos de kilogramos de hielo al día; éstos son apropiados para venta y servicio de bebidas, pero no son de verdadero interés para los proveedores de servicio de fabricación de hielo quienes se concentran en los pescadores y procesadores en la industria de la pesca

1.3 Presentación del requerimiento de hielo troceado

Debido a un estudio realizado a nivel Nacional acerca de las necesidades de la industria en la utilización del hielo, en las amplias aplicaciones que se ha mencionado, muestra el elevado costo que representa instalar una planta para fabricación de hielo en bloques, sin incluir el mantenimiento que es laborioso. Adicionalmente la adquisición de máquinas de hielo que son más económicas y de fácil mantenimiento solo se puede hacer a través de su importación. Luego, International Refrigeration decidió que era conveniente fabricar estas máquinas de hielo.

A continuación se muestra una lista de los más reconocidos fabricantes de este tipo de equipos:

Fabricantes Internacionales

MARCA	PAIS
Misterchill	U.K.
Hozishaki	Japón
Manitowoc Ice Machines	E.E.U.U
Cold Flow	E.E.U.U
YORK	E.E.U.U
U.S. Ice Machine	E.E.U.U

CAPITULO 2

2.- DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA PRODUCIR EL HIELO TROCEADO

En este capítulo se desarrolla el diseño de cada uno de los elementos de la maquina de hielo y la selección de los equipos necesarios para su correcta operación. Las unidades de medida a utilizarse pertenecen al sistema Internacional.

2.1 Cálculo de la capacidad frigorífica de la maquina

El diseño de partes, selección de accesorios y los cálculos de esta máquina se basa en una capacidad de 1/2 Ton (1000 lb.)¹ de hielo al día. Asumiendo

¹ La capacidad se presenta en sistema inglés debido a que los fabricantes mencionados anteriormente son de EEUU y presentan sus capacidades en estas unidades. Los cálculos para diseño se realizarán en sistema Internacional. En la selección se transformarán estos valores a sistema inglés ya que los catálogos presentan los datos en este sistema de unidades

que un día de trabajo consta de 18 horas, el flujo de masa de hielo por segundo es:

$$\dot{m} = \frac{M}{t} = \frac{1000 \text{ } _{lbs}}{18 \text{ } _{h}} = \frac{453.59 \text{ } _{kg}}{64800 \text{ } _{s}} = 0.007 \text{ } _{kg / s} \quad \text{Ec. 1}$$

donde:

- \dot{m} : flujo de masa de hielo.
- M: masa de hielo a ser enfriada por día.
- t: horas para la obtención de hielo.

Para determinar la carga frigorífica total se necesita calcular: La carga por transmisión de calor, la carga del producto, la carga interna, la carga por infiltración de aire y la carga del equipo.

Carga de Transmisión

Esta carga esta dada por la transmisión de calor a través de las paredes desde el exterior y la ganancia debido a la exposición al sol. Esta máquina no estará expuesta al sol, por tanto, solo se calcula el calor transmitido del medio ambiente.

El coeficiente global de transmisión de calor es un valor muy importante para este cálculo, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_o}} \quad \text{Ec. 2}$$

donde: U: coeficiente global de transferencia de calor
 f_i: coeficiente de convección interno
 f_o: coeficiente de convección externo
 k: coeficiente de conducción
 x: espesor de pared de transferencia de calor

El aire en el interior y exterior de la cámara del evaporador se asume quieto, por tanto se asigna el valor de 9.37 W/(m²*K)² a las conductancias interna y externa. Se puede apreciar la cámara en la máquina en el plano 1. Ahora se muestra la cámara aislada en la siguiente figura.

² Obtenido de ASHRAE Handbook 1990, REFRIGERATION System and Application, Spanish version
Capítulo 27, página 359

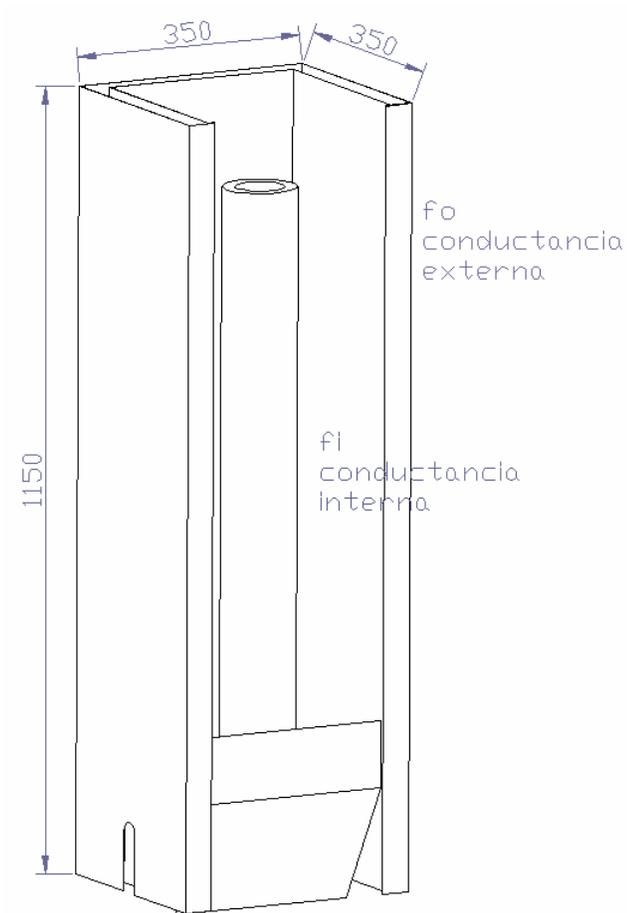


figura 6

Cámara del evaporador

La cámara esta hecha por plancha de hierro galvanizada y poliuretano expandido, la conductancia del hierro al ser muy alta es despreciada en los cálculos, no así el poliuretano cuya conductancia es de $0.92 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})^3$

³ Para poliuretano espesor 25 mm obtenido de ASHRAE Handbook 1990, REFRIGERATION System and Application, Spanish version Capitulo 27, pagina 360

Para los valores presentados anteriormente, tenemos un coeficiente $U = 0.88$ $W/(m^2 \cdot K)$. El área de las paredes de la cámara es de 1.33 m^2 . Con estos dos valores y la diferencia de temperatura del ambiente exterior (35° C) con el interno (0° C), y de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 3}$$

donde: \dot{Q} : flujo de calor.

U : coeficiente global de transferencia de calor.

ΔT : diferencia de temperatura entre el exterior e interior.

Obtenemos una carga de transmisión de 41 W ó 0.041 Kw .

Carga del producto

La carga de congelación necesaria para producir hielo a -10° C de agua a temperatura ambiente a 30° C , se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{TEORICO} = \dot{m} \cdot (Cp_{agua} \cdot \Delta T_{>0^\circ C} + C_{Latente} + Cp_{hielo} \cdot \Delta T_{<0^\circ C}) = \quad \text{Ec. 4}$$

donde: $\dot{Q}_{TEORICO}$: tasa de transferencia de calor para obtener hielo

$C_{p_{agua}}$: calor específico del agua

$C_{Latente}$: calor latente del agua

$C_{p_{hielo}}$: calor específico del hielo

$\Delta T_{<0^{\circ}C}$: diferencia de temperatura

$$\dot{Q}_{TEORICO} = (0.007 \text{ kg/s}) \cdot [(4.2 \text{ kJ/}^{\circ}\text{C/kg}) \cdot (30 \text{ }^{\circ}\text{C}) + 33361 \text{ kJ/kg} + (2 \text{ kJ/}^{\circ}\text{C/kg}) \cdot (10 \text{ }^{\circ}\text{C})] =$$

$$\dot{Q}_{TEORICO} = (0.007 \text{ kg/s}) \cdot (47961 \text{ kJ/kg}) = 3.36 \text{ kJ/s} = 3.36 \text{ kW}$$

Carga interna

Esta se debe a los motores o partes eléctricas que disipan calor en el interior de la cámara. En esta máquina no existen tales cargas internas.

Carga por infiltración de Aire

Esta carga suele ser el mayor componente individual de carga frigorífica y puede llegar a ser más de la mitad de la carga en cámaras de almacenaje. Normalmente la masa de aire que entra es igual a la masa saliente menos la humedad condensada.

El intercambio de aire nos da una ganancia de calor que se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot Dt \cdot Df \quad \text{Ec. 5}$$

donde: \dot{q} : Carga frigorífica sensible y latente con un flujo completamente establecido, Kw.

Dt: Factor de apertura temporal de las puertas

Df: Factor de flujo de las puertas

$$\dot{q} = 0.577 \cdot W \cdot H^{1.5} \cdot \left(\frac{T_s}{A}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_s}\right) \quad \text{Ec. 6}$$

$$Dt = \frac{(P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde: W: anchura de la puerta, m

H: altura de la puerta, m

$\frac{T_s}{A}$: Carga de calor sensible del aire de infiltración por metro cuadrado de apertura de puerta, según se obtiene de la Figura 20, kW/m²

Rs: relación de calor sensible de la ganancia de calor del aire de infiltración, de la Tablas 10 (o de un diagrama psicrométrico)

P: numero de puertas

θ_p : el tiempo de apertura y cierre de la puerta, por transito, s

θ_o : el tiempo en que simplemente la puerta esta abierta, min

θ_d : el periodo de tiempo diario (u otro), horas

Se obtiene así el calor por infiltración = 0.813 Kw.

Carga del Equipo

Esta carga suele ser dada por los ventiladores cuando existe circulación forzada de aire, recalentamiento para control de humedad, operación de desescarche cuando este existe y evaporación de la humedad cuando el proceso de desescarche se expone al aire refrigerado. Esta carga de calor suele ser alrededor del 5%⁴ de las cuatro cargas anteriores a temperaturas ambiente por encima de – 1° C. Así tenemos:

$$\dot{Q}_{carga_equipo} = 0.05 \cdot \left(\dot{Q}_{transmision} + \dot{Q}_{producto} + \dot{Q}_{interior} + \dot{Q}_{infiltracion} \right) = 0.211_Kw \quad \text{Ec. 8}$$

⁴ Obtenido de ASHRAE Handbook 1990, REFRIGERATION System and Application, Spanish version Capitulo 27, pagina 364

Carga frigorífica Total

Para el cálculo total de la carga frigorífica se utiliza factor de seguridad del 10% en las cuatro primeras cargas sin afectar la carga de equipo, este valor utilizado es para tener en cuenta las posibles discrepancias entre los criterios de diseño y el funcionamiento real.

$$\dot{Q}_{carga_equipo} = 0.10 \cdot \left(\dot{Q}_{transmission} + \dot{Q}_{producto} + \dot{Q}_{interior} + \dot{Q}_{infiltracion} \right) + \dot{Q}_{equipo} = 4.85 \text{KW} \quad \text{Ec. 9}$$

El manual del Ingeniero mecánico de Marks recomienda utilizar 1.7 toneladas de refrigeración por cada tonelada de hielo que se desea obtener con una temperatura del agua de entrada de 27° C.

Así, se tendrá que utilizar una capacidad frigorífica de 3kW más el 15% con un total de 3.45kW. Este valor es para comparación con los cálculos anteriores, pues el valor a utilizarse será el 4.844 KW.

2.2 Diseño del evaporador

Teoría General

El propósito del evaporador es recibir un fluido de baja presión y temperatura de la válvula de expansión y exponerlo al más cercano contacto térmico con la carga. El refrigerante absorbe calor latente de la carga de tal forma que deja el evaporador en forma de gas. Los evaporadores se clasifican de acuerdo a la forma del flujo del refrigerante y su función.

Los evaporadores que transportan el aceite de regreso a la succión del compresor por medio de la velocidad del gas son llamados de expansión directa, y el refrigerante es totalmente evaporado en un solo paso. Estos sistemas precisan de menor carga de refrigerante.

Hay que considerar que en los sistemas de expansión directa el arreglo de tubos es horizontal y se caracterizan por tener un buen manejo del aceite a través del sistema, esto es muy importante para la lubricación del compresor.

Así también, el efecto de las pérdidas de presión en el evaporador y en la tubería de aspiración, se pone más de manifiesto en los sistemas de baja temperatura, a causa del gran cambio de temperaturas de saturación y de

volumen específico en relación con los cambios de presión en estas condiciones. Los sistemas que funcionan cerca del cero absoluto de presión vienen particularmente afectados por la pérdida de presión. Por ejemplo, con el R-12 y el R-22 a 140kPa de aspiración y 27C de temperatura en la alimentación de líquido, una pérdida de 7kPa incrementa el caudal volumétrico en un 5%. A 35kPa de aspiración y una temperatura en la alimentación de líquido de -7C, una pérdida de 7kPa aumenta el caudal volumétrico en un 25%

La longitud del circuito en los evaporadores viene determinada por: la caída de presión admisible, la carga por circuito, el diámetro de los tubos, el régimen de sobrealimentación, el tipo de refrigerante y los coeficientes de transmisión de calor. El circuito más eficaz se obtiene en la mayoría de casos mediante ensayos de laboratorio realizados por los fabricantes de evaporadores. Al proyectar los sistemas hay que considerar recomendaciones.

El diseño del sistema debe determinar si los evaporadores deben alimentarse superior o inferiormente, aunque en un mismo sistema pueden instalarse ambos tipos de alimentación.

Cada tipo de alimentación tiene ventajas; no existe una disposición óptima común a todos los sistemas. Entre las ventajas de la alimentación superior se incluyen:

1. una carga de refrigerante más pequeña
2. posiblemente un recipiente de baja presión más pequeño
3. la posible ausencia de una penalización de altura estática
4. un mejor retorno de aceite
5. métodos de descarche más simples y más rápidos

En los sistemas de halocarburos con densidades de fluido mayores, la carga de refrigerante, el retorno de aceite y la altura estática son muy importantes

La alimentación inferior es ventajosa en cuanto a que:

1. los detalles de la distribución son menos críticos
2. son menos importantes las posiciones relativas de los evaporadores y de los recipientes de baja presión
3. son más sencillos el diseño y la implantación del sistema

Carga del refrigerante

Las variantes con alimentación superior tienen cargas más pequeñas que los sistemas con alimentación inferior. La cantidad de carga también depende del volumen del evaporador, de la velocidad de circulación, de las dimensiones de las líneas de flujo y retorno, de las diferencias de temperatura de funcionamiento y de los coeficientes de transmisión de calor. En general, los evaporadores con alimentación superior funcionan con una carga de refrigerante que ocupa del 25 al 40% del volumen del evaporador. La carga de refrigerante en la disposición con alimentación inferior ocupa entre el 60 y el 75% del volumen del evaporador, con las correspondientes variaciones en los retornos húmedos.

Los evaporadores con elevado flujo térmico, como las máquinas de hielo en escamas y los intercambiadores de calor de superficie raspada, tienen pequeñas cargas, a causa del pequeño volumen del evaporador. La cantidad de refrigerante en el lado de baja tiene gran influencia en el tamaño del recipiente de baja presión, especialmente en los recipientes horizontales. Al aumentar el nivel de líquido, se reduce la superficie de la sección transversal para el flujo del vapor en recipientes horizontales. Para un diseño correcto es importante prever la carga de refrigerante en el evaporador al variar las cargas, en particular en el caso de un recipiente de baja presión

que no tiene un control de nivel constante, pero que es alimentado mediante un control de alta presión

Modo de operación del evaporador

El evaporador consta de dos tubos concéntricos de hierro galvanizado dispuestos en forma vertical, en medio de los cuales, pasa el refrigerante para la obtención de calor. En las paredes del evaporador expuestas al ambiente se rocía agua. En estas paredes se forma hielo hasta el espesor que se desea obtener, en este caso 8 mm, para ser luego recogido por un sistema de desescarche por gas caliente. A continuación se muestra un esquema de lo mencionado anteriormente.

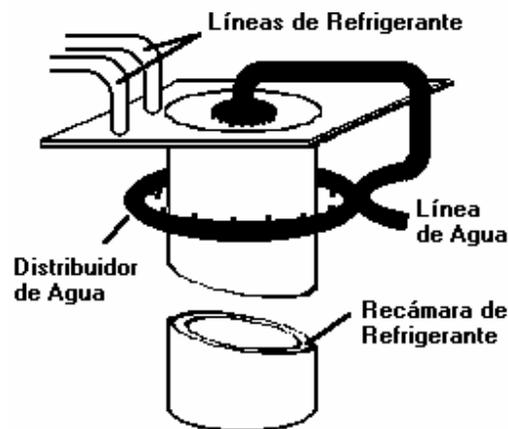


Figura 7

El evaporador será alimentado desde la parte superior, ya que, debe recogerse el hielo por la parte inferior del mismo, y como se mencionó anteriormente esta forma de alimentación da una gran ventaja al sistema, pues ocupará una menor carga de refrigerante

Este sistema trabaja a bajas temperaturas de evaporación lo que presenta un deterioro de los coeficientes de transmisión de calor por ebullición del refrigerante, y elevados volúmenes específicos de vapor. Las bajas temperaturas afectan también el transporte del aceite al compresor, y sumando el hecho de que el evaporador es vertical, el aceite se convierte en un punto crítico en el diseño del evaporador.

Es muy importante conocer la variación de la carga en el evaporador puesto que el flujo de refrigerante también variará y con este la capacidad de transportar el aceite hasta el compresor. Esta variación también es de suma importancia en la selección de la válvula termostática de expansión, ya que si está sobredimensionada dará un deficiente control del flujo de refrigerante a menores cargas en el evaporador pudiendo así llegar líquido hasta el compresor.

Las condiciones de operación del evaporador son de estado transitorio. Sin embargo, para su pronta construcción se asumió transferencia de calor en estado estable a diferentes espesores de la capa de hielo para conocer la capacidad máxima transferencia de calor a diferentes condiciones en el evaporador y se pueda así seleccionar los equipos y accesorios necesarios para la fabricación del equipo. Posteriormente, una vez construido el equipo se harán las pruebas respectivas para obtener la mayor eficacia.

Para el diseño del evaporador se debe hallar la resistencia total que encuentra el refrigerante para extraer calor del agua para la obtención del hielo, así:

$$\dot{Q}_{\text{Evaporador}} = \frac{\Delta T}{R_{\text{Evaporador}}} \quad \text{Ec. 10}$$

La resistencia total se obtiene a partir del coeficiente global de transferencia de calor, U, que es el resultado del análisis de los diferentes coeficientes, conductivo del material del evaporador, y las diferentes capas de hielo,

convectivo⁵ del refrigerante, y la variación de las propiedades del agua hasta que alcance su punto deseado.

Debido a que el evaporador es cilíndrico, el área estará en función del radio y la longitud, así se expresará la transferencia de calor en función de tres parámetros: la diferencia de temperatura, la longitud del evaporador, y el coeficiente global U junto con el radio.

Para un análisis más fácil de los coeficientes de transferencia de calor se utilizará el método de las resistencias. Las presentes ecuaciones serán utilizadas para el análisis:

⁵ El efecto de radiación no es trascendental, puesto que las temperaturas que se manejan son bajas y el equipo no debe estar expuesto al sol, caso contrario se debe añadir este parámetro al análisis

$$h = \frac{\overline{Nu} * k}{L}; \frac{\overline{Nu} * k}{D_h} \quad \text{Ec. 11}$$

$$Re = \frac{v * D}{\nu}; \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_h * \mu}; \frac{4 * \Gamma}{\mu} \quad \text{Ec. 12}$$

$$D_h = D_o - D_i \quad \text{Ec. 13}$$

Coefficiente de convección del agua

Agua es distribuida uniformemente alrededor de la periferia, en la parte superior de las paredes del evaporador donde se extrae su calor para obtener hielo. Este líquido cae debido a la influencia de la gravedad y no llena el tubo sino que genera una capa fina de líquido. El análisis de su coeficiente de transferencia de calor se da asumiendo una película descendente o flujo por gravedad de capa de líquido⁶.

$$\text{Para } Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_f} < 1800$$

$$h = 1.11 \cdot F \cdot \left(\frac{1}{\Gamma}\right)^{1/3} \quad \text{Ec. 14}$$

$$\text{Y para } Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_f} > 1800$$

⁶ Las ecuaciones 5, 6 y 7 se obtienen de: 1997 ASHRAE Fundamentals Handbook, Cap. 4, Pág. 4.9, tabla 3, ecuaciones 2 y 4. Cada parámetro deben tener las unidades en sistema inglés, puesto que las constantes están en este sistema de unidades.

$$h = 0.0077 \cdot F \cdot (\text{Re})^{0.4} \cdot \left(\frac{1}{\mu_f} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_P}{\pi \cdot D} \quad \text{Ec. 16}$$

El valor del coeficiente de calor para las paredes tanto interior como exterior es el mismo y es igual a 4625 W/(m²*K). La resistencia del agua se obtiene de:

$$R_{\text{agua}} = \frac{1}{h_{\text{agua}} * A} \quad \text{Ec. 17}$$

La resistencia que pone el agua a la transferencia de calor varía de acuerdo aumenta la capa de hielo. Los datos de estos valores se presentan a continuación:

e=	R1agua=	A1=	R2agua=	A2=
0	0.00095582	0.22619467	0.00149347	0.14476459
0.0005	0.00094635	0.22845662	0.00151717	0.14250264
0.001	0.00093708	0.23071856	0.00154164	0.1402407
0.0015	0.00092798	0.23298051	0.00156692	0.13797875
0.002	0.00091906	0.23524246	0.00159303	0.1357168
0.0025	0.0009103	0.2375044	0.00162003	0.13345486
0.003	0.00090172	0.23976635	0.00164796	0.13119291
0.0035	0.00089329	0.2420283	0.00167687	0.12893096
0.004	0.00088502	0.24429024	0.00170682	0.12666902
0.0045	0.0008769	0.24655219	0.00173785	0.12440707
0.005	0.00086893	0.24881414	0.00177003	0.12214512
0.0055	0.0008611	0.25107608	0.00180343	0.11988318
0.006	0.00085341	0.25333803	0.00183811	0.11762123
0.0065	0.00084586	0.25559998	0.00187415	0.11535928
0.007	0.00083844	0.25786193	0.00191164	0.11309734
0.0075	0.00083115	0.26012387	0.00195065	0.11083539
0.008	0.00082398	0.26238582	0.00199129	0.10857344
0.0085	0.00081694	0.26464777	0.00203366	0.1063115
0.009	0.00081002	0.26690971	0.00207787	0.10404955
0.0095	0.00080321	0.26917166	0.00212404	0.1017876
0.01	0.00079652	0.27143361	0.00217231	0.09952566

Tabla 1

Resistencia del agua a la transferencia de calor a diferentes espesores de hielo

Coefficiente de convección del refrigerante 22

El refrigerante sufre cambio de fase, por lo tanto se necesita de su coeficiente de transferencia de calor por convección asumiendo un estado de líquido saturado, y luego con las correlaciones de Kandlikar se modifican para su mejor ajuste.

$$H1 = 104.013 \text{ btu/lbm} \quad P = 34.821 \text{ psia} \quad T = -5^\circ \text{ F } (-20.56^\circ \text{ C})$$

$$H2 = 124 \text{ btu/lbm} \quad P = 241.14 \text{ psia}$$

$$H3 = 42.717 \text{ btu/lbm} \quad P = 241.14 \text{ psia} \quad T = 110^\circ \text{ F } (43.33^\circ \text{ C})$$

$$H4 = 42.717 \text{ btu/lbm} \quad P = 34.821 \text{ psia} \quad T = -5^\circ \text{ F } (-20.56^\circ \text{ C})$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h} = \frac{16528 \text{ Btu/h}}{61.296 \text{ Btu/lb}} = 269.65 \text{ lb/h} = 0.0339 \text{ kg/s} \quad \text{Ec. 18}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{\text{pipe}}} = \frac{(0.0339 \text{ kg/s})}{\pi * (D_o^2 - D_i^2)/4} = \frac{(0.0339 \text{ kg/s})}{\pi * ((0.1 \text{ m})^2 - (0.07 \text{ m})^2)/4} = 8.482 \text{ kg/m}^2 * \text{s} \quad \text{Ec. 19}$$

$$Re = \frac{G * D_h}{\mu_f} = \frac{(8.482 \text{ kg/m}^2 * \text{s}) * (0.1 \text{ m} - 0.07 \text{ m})}{2.29 * 10^{-5} \text{ N*s/m}^2} = 11096^7 \quad \text{Ec. 20}$$

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D * Pr}{L/D_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{11096 * 4}{0.72/0.03} \right)^{1/3} \left(\frac{2.29 * 10^{-5}}{1.92 * 10^{-5}} \right)^{0.14} = 23.41^8 \text{ Ec. 21}$$

⁷ D_h : $D_o - D_i$ aparece ya que el evaporador consiste en anillos de tubo concéntricos. Ec. 8.72
“Fundamentos de Transferencia de Calor” de Incropera cuarta edición.

⁸ Ec. 8.57 “Fundamentos de Transferencia de Calor” de Incropera cuarta edición.

$$h_{liq} = \frac{\overline{Nu} * k}{D_h} = \frac{(23.41) * (0.10255 \text{ W/m} * \text{K})}{0.03 \text{ m}} = 80.03 \text{ W/m}^2 * \text{K} \quad \text{Ec. 22}$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. 23}$$

$$Bo = \frac{q_w}{G * h_{fg}} \quad \text{Ec. 24}$$

$$\left. \frac{h_{fb}}{h_{liq}} \right|_{nbd} = (1-x)^{0.8} [0.6683 * Co^{-0.2} * f_o + 1058 * Bo^{0.7} * F] \quad \text{Ec. 25}$$

$$\left. \frac{h_{fb}}{h_{liq}} \right|_{cbd} = (1-x)^{0.8} [1.136 * Co^{-0.9} * f_o + 667.2 * Bo^{0.7} * F]$$

Las dos ecuaciones anteriores son utilizadas para obtener el coeficiente convectivo del refrigerante a un valor de calidad dado. Se debe escoger el mayor valor entre estas dos ecuaciones.

El coeficiente de convección varía a medida que varía la calidad del refrigerante. Una tabla con los diferentes valores del coeficiente se presenta a continuación, luego un promedio con el cual se harán los cálculos iniciales:

⁹ Ec. 9.5, Cap. 9 del libro “A heat transfer Textbook” por Leinhard

x	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
h _{nbd} =	76.2924638	56.9719082	55.8110921	52.9498548	48.8308606	43.5853933	37.1613655	29.2868033
h _{cbd} =	151.756014	237.927946	309.993024	373.023447	428.84819	477.97261	519.836873	552.118093
h _{mayor}	151.756014	237.927946	309.993024	373.023447	428.84819	477.97261	519.836873	552.118093

h_{prom}= **381.43 W/(m²*K)**

Tabla 2

Coefficiente convectivo para R22 a diferentes valores de calidad

h_{promedio} = 381.43 w/m²/K del refrigerante

$$R_{\text{refrigerante}} = \frac{1}{h_{\text{refrigerante}} * A} \quad \text{Ec. 26}$$

Existen dos valores de resistencia del refrigerante, tanto para el lado exterior como para el interior del evaporador:

$$R1 = 0.01233 \text{ K/W} \quad R2 = 0.01656 \text{ K/W}$$

Resistencia del hielo

La capa de hielo aumenta con el tiempo hasta alcanzar el espesor deseado. Al mismo tiempo tiene un efecto sobre la transferencia de calor, su resistencia al paso del calor se presenta en la siguiente tabla:

El hielo al formarse sobre la superficie del evaporador constituye una parte importante para la determinación del coeficiente convectivo del equipo, su coeficiente de transferencia de calor por conducción es $K = 1.96 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. La resistencia dada por el hielo es entonces:

$$R_{\text{hielo}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * k_{\text{hielo}} * L} \quad \text{Ec. 27}$$

e=	r1=	R1hielo=	r2=	R2hielo=
0	0.05	0	0.032	0
0.0005	0.0505	0.00103587	0.0315	0.00163947
0.001	0.051	0.00206154	0.031	0.00330518
0.0015	0.0515	0.0030772	0.0305	0.00499798
0.002	0.052	0.00408305	0.03	0.00671875
0.0025	0.0525	0.00507928	0.0295	0.00846845
0.003	0.053	0.00606605	0.029	0.01024805
0.0035	0.0535	0.00704357	0.0285	0.01205861
0.004	0.054	0.00801199	0.028	0.01390122
0.0045	0.0545	0.00897149	0.0275	0.01577702
0.005	0.055	0.00992222	0.027	0.01768725
0.0055	0.0555	0.01086435	0.0265	0.01963319
0.006	0.056	0.01179802	0.026	0.02161619
0.0065	0.0565	0.0127234	0.0255	0.0236377
0.007	0.057	0.01364063	0.025	0.02569924
0.0075	0.0575	0.01454985	0.0245	0.02780243
0.008	0.058	0.01545119	0.024	0.029949
0.0085	0.0585	0.0163448	0.0235	0.03214075
0.009	0.059	0.0172308	0.023	0.03437964
0.0095	0.0595	0.01810932	0.0225	0.03666774
0.01	0.06	0.01898049	0.022	0.03900727

Tabla 3

Resistencia del hielo a la transferencia de calor a diferentes espesores del mismo

Resistencia del material del evaporador

El material del cual esta fabricado el evaporador es hierro galvanizado. Su coeficiente de transferencia de calor por conducción es $K = 63.9 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

La resistencia dada por la pared del evaporador se calcula con la ecuación:

$$R_{\text{pared}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * k_{\text{pared}} * L} \quad \text{Ec. 28}$$

A continuación se muestra el análisis del evaporador para la obtención de su coeficiente global de transferencia de calor.

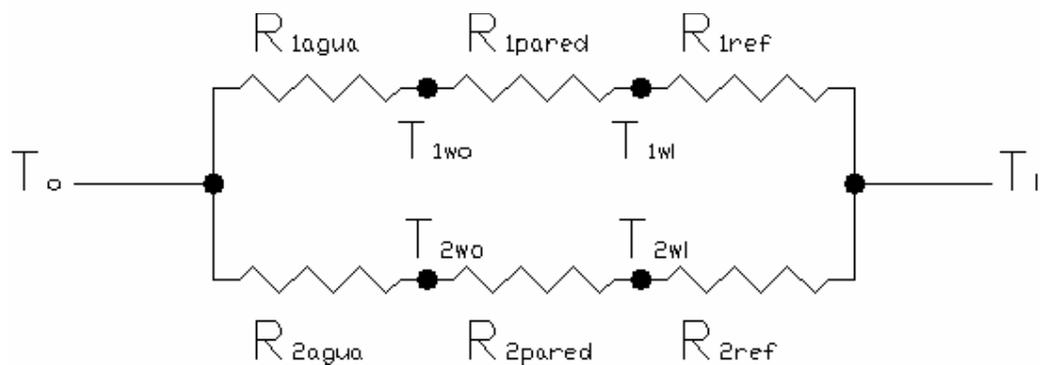


Figura 8

$$R_{Total} = \frac{1}{\frac{1}{R1_{agua} + R1_{pared} + R1_{refrigerante}} + \frac{1}{R2_{agua} + R2_{pared} + R2_{refrigerante}}} \quad \text{Ec. 29}$$

La transferencia de calor del agua desde la temperatura ambiente hasta 0° C (punto antes de la congelación, es decir, sin resistencia del hielo) se obtiene a partir de la ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{Total}} \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{Ec. 31}$$

Cuando se forma la capa de hielo, se asume que el agua tiene una temperatura constante de 0° C y se obtiene la transferencia de calor como sigue:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{Total}} \quad \text{Ec. 32}$$

A continuación se presenta la tabla 4 con los valores de resistencia y transferencia de calor para los diferentes espesores de la capa de hielo.

e=	Q (W)	Q (Btu/h)	Resistencia
0	4284.89	14612.29	0.00777988
0.0005	2426.31	8274.17	0.00847213
0.001	2242.87	7648.61	0.00916504
0.0015	2085.07	7110.47	0.00985868
0.002	1947.86	6642.57	0.01055311
0.0025	1827.46	6231.98	0.01124839
0.003	1720.95	5868.75	0.0119446
0.0035	1626.04	5545.09	0.01264179
0.004	1540.93	5254.85	0.01334003
0.0045	1464.16	4993.08	0.01403941
0.005	1394.57	4755.76	0.01473998
0.0055	1331.19	4539.61	0.01544182
0.006	1273.21	4341.89	0.01614502
0.0065	1219.97	4160.31	0.01684965
0.007	1170.90	3992.98	0.01755578
0.0075	1125.52	3838.24	0.01826352
0.008	1083.44	3694.73	0.01897295
0.0085	1044.29	3561.23	0.01968415
0.009	1007.78	3436.73	0.02039723
0.0095	973.65	3320.33	0.02111228
0.01	941.66	3211.25	0.02182942

2705.03

9224.65

W

Btu/h

Tabla 4

Transferencia de calor total a diferentes espesores de capa de hielo

El valor en la parte inferior es el promedio de la tasa de transferencia total de calor para los diferentes espesores de hielo.

Como se puede apreciar, el evaporador tienen una capacidad teórica de 2.7 kW. Esta capacidad es mucho menor que la de diseño. La construcción de la maquina se dará con los materiales que disponemos de bodega. Como en esta maquina deben de realizarse pruebas, utilizaremos de todas maneras este evaporador.

En caso que experimentalmente no se alcance el valor de diseño, se realizarán correcciones en la forma del evaporador: aumentando su longitud, escogiendo un tubo interior de mayor diámetro, bajando la presión de succión en el evaporador; de forma tal que el equipo cumpla con sus parámetros de diseño

2.3 Diseño del triturador

El triturador esta compuesto por un árbol porta martillos en posición horizontal, los cuales en conjunto giran apoyados en las dos chumaceras a una velocidad entre 30 y 45 m/s.¹⁰

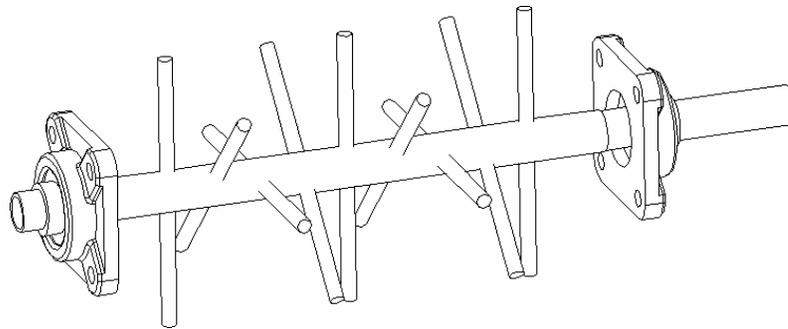


Figura 9

Triturador de martillos para hielo

El conjunto descrito viene apoyado en una estructura metálica y la acción de molienda se realiza en una cámara metálica montada también en la estructura.

Es importante anotar que el triturador debe funcionar antes que el hielo comience a caer del evaporador, es importante este punto ya que hielo

¹⁰ Velocidades recomendadas para el triturado de hielo

podría obstruir el normal funcionamiento del motor y este a su vez podría quemarse.

Finalmente el hielo cae en forma cilíndrica desde el exterior e interior del evaporador en la molienda y es impactado por los martillos que vienen distribuidos en ocho juegos de martillos para tener un área de ataque eficiente durante la molienda. El hielo es atacado por los martillos que impactan también en la cámara, razón por la cual está protegida y además tiene una forma especial para facilitar un segundo impacto con el segundo juego de martillos. De esta manera, los martillos habrán cumplido su función fundamental de molienda. Por la pureza de la carga, el árbol, los martillos, y la cámara de molienda deben ser de acero inoxidable (AISI-304) evitando de esta manera contaminar el hielo. En el prototipo este sistema es de hierro galvanizado, debido al bajo costo y disponibilidad para su fabricación.

Cálculo de la potencia y selección del motor – transmisión

El procedimiento que se muestra a continuación es conocido como la ley de trituración de enlace e índice de trabajo y es válido para cálculos preliminares. Este cálculo de potencia se obtuvo del Chemical Engineers' Handbook de Perry.

La capacidad de producción de hielo de este equipo es 0.5 tons/h (0.0083 tons/min) por lo tanto será la misma capacidad para el triturador.

Los índices de trabajo para varios materiales se encuentran en el Handbook antes mencionado. No hay información para el hielo pero se asume sus propiedades similares al cuarzo, sobredimensionando al mismo tiempo la potencia requerida. La gravedad específica es de 2.64 y el índice de Trabajo es $W_i = 12.77$ kWh/ton

Se Asume que se emplea un tamiz de $d_{s1} = 3$ pulg (76.2 mm) y el hielo debe pasar por un tamiz de $d_{s2} = \frac{1}{2}$ plg (12.7 mm). Así $d = d_s/12$. La potencia necesaria se obtiene de

$$hp = 1.46 \cdot t_m \cdot W_i \cdot \left(\frac{1}{d_2^{0.5}} - \frac{1}{d_1^{0.5}} \right) \quad \text{Ec. 33}$$

Así la potencia requerida por el triturador es 0.45 hp (0.34 Kw). Suponiendo una eficiencia en el triturador de 85% la potencia requerida en el motor es 0.53 hp (0.40 kw). Seleccionamos entonces una potencia del motor que se encuentre en la tabla de potencias estándar, así el motor debe tener una potencia de 0.75 hp (0.56 Kw).

En la figura se puede apreciar que el momento de torsión al arranque debe ser el 100% de la torsión nominal. Además en la figura se indica que un

motor de inducción es el más conveniente para este trabajo. En la tabla se presenta una lista de características y aplicaciones para la selección de motores ca. De aquí, se obtiene un motor jaula de ardilla de alta torsión, diseño C.

Luego se analiza el PD^2 del triturador respecto del motor seleccionado para estar seguros de un arranque sin problemas por las inercias a vencer; sobre todo en lo referente al árbol porta martillos, se tiene lo siguiente:

Se reduce toda la masa rotatoria respecto del eje del motor y se compara;

$$I_{N(\text{maq})} < PD^2_{(\text{motor})} \quad \text{Ec. 34}$$

En la figura 3 se consideran, al árbol porta martillos y a la transmisión por su accionamiento. Entonces reduciendo todo a una masa rotatoria se tiene:

$$I_{N(\text{maq})} = 256 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

Finalmente, $I_N \leq P \cdot D^2$ del eje del motor con lo cual el arranque está garantizado.

2.4 Selección de los equipos de refrigeración y su refrigerante

Para el completo funcionamiento del sistema de refrigeración existen otros componentes con varios objetivos concretos, los cuales serán mencionados, junto con los datos para su selección.

Refrigerante

Existen varios tipos de refrigerantes pero se debe elegir aquel que de las condiciones apropiadas para obtener un excelente rendimiento en la aplicación.

Algunas propiedades físicas de un refrigerante pueden tener un efecto sobre la capacidad del equipo o la potencia requerida. Entre estas se incluyen:

- ❖ Las características de presión y temperatura
- ❖ El calor latente de vaporización
- ❖ El volumen específico y la densidad del vapor
- ❖ El calor específico del líquido

Características de presión y temperatura

1. Es importante que la presión a las condiciones de evaporación sea superior a la atmosférica
2. La presión de descarga del compresor no debe ser excesiva
3. La relación de compresión debe ser baja
4. La temperatura de condensación debe ser baja
5. La presión de descarga del compresor debe ser inferior a la presión crítica del refrigerante
6. La temperatura de evaporación no debe ser inferior a la de condensación del refrigerante

Calor latente de vaporización

Es conveniente que el calor latente de vaporización del refrigerante tenga un valor alto, puesto que esto indica que existe un elevado efecto de refrigeración. Esto quiere decir que un mayor efecto de refrigeración, se requiere un menor flujo de masa de refrigerante para obtener una determinada capacidad de enfriamiento. Esto hace posible la utilización de equipos de menor capacidad y tuberías de menor diámetro

Volumen específico y densidad del vapor

Es conveniente que el refrigerante tenga un volumen específico bajo, puesto que esto reduce el desplazamiento requerido del compresor y el diámetro de tuberías

Calor específico del líquido

Es conveniente que el refrigerante líquido tenga un calor específico bajo. El refrigerante que pasa a través del dispositivo de expansión es enfriado por una porción del mismo que se evapora súbitamente para convertirse en gas. Como el calor requerido para enfriar un líquido disminuye al disminuir su calor específico, resulta que se requiere menos gas de vaporización súbita. Esto reduce el flujo total del refrigerante requerido para producir una capacidad de enfriamiento dada.

Estos son las principales características que se toman en cuenta para la selección del refrigerante acorde con la aplicación que sea necesaria. La gama de refrigerantes en el mercado es muy amplia y su selección basada únicamente en las características mencionadas anteriormente sería complicada. Afortunadamente la industria los ha clasificado de acuerdo a su

temperatura de aplicación. Como se mencionó anteriormente este equipo se encuentra en la aplicación de Presión comercial. Para esta aplicación es recomendable usar los siguientes refrigerantes:

LBP*: R134a, R600a, R12, R22, R404a, R502

M/HBP*: R134a, R12, R22

CBP*: R134a, R12, R22

HBP(AC)*: R22

Los rangos de temperatura en los cuales pueden trabajar los refrigerantes anteriormente mencionados se presentan a continuación:

R12: 0°F a 40°F

R22: -20°F a 40°F

R502: -40°F a 20°F

R134a+ 0°F a 40°F

* LBP: Baja Presión CBP: Presión Comercial M/HBP: Media/Alta Presión
HBP – A/C: Acondicionador de Aire

Con la información obtenida anteriormente se aprecia que los refrigerantes que pueden manejar con mayor facilidad la temperatura de -15°C (5°F) son: R22 y R502

Otro factor determinante en la selección del refrigerante es su aplicación, por lo tanto el refrigerante recomendado para el proyecto es el R22.

Unidad Condensadora

Esta es la unidad responsable del enfriamiento del refrigerante con un flujo de aire. Una tabla con diversos valores con los que trabaja a diferentes condiciones se presenta a continuación:

		HIGH TEMPERATURE									
		HCFC - 22	KAKA - 0200	3 PHASE	COPELAND						
		65° F Return Gas	0° F Sub Cooling		95° F Ambient Air Over			60 Hz Operation			
		CAPACITY (BTU/HR)									
Condensing Temperature	° F (° C)	Evaporating Temperature									
		0	5	10	15	20	25	30	35	45	55
		(-17.8)	(-15.0)	(-12.2)	(-9.4)	(-6.7)	(-3.9)	(-1.1)	(1.7)	(7.2)	(12.8)
70	(21.1)	11200	12900	14600	16400	18400	20500	22800	25400	31200	38400
80	(26.7)	10100	11700	13500	15200	17100	19200	21400	23800	29400	36100
90	(32.2)	9140	10800	12400	14200	16000	17900	20000	22300	27600	34000
100	(37.8)	8280	9890	11500	13200	14900	16800	18800	20900	25900	32000
110	(43.3)	7490	9060	10600	12200	13900	15700	17500	19600	24300	30000
120	(48.9)	6710	8250	9780	11800	12900	14600	16400	18900	22700	28000
130	(54.4)	5920	7430	8900	10400	11890	13500	15100	16900	21000	26000
140	(60.0)	5070	6550	7970	9390	10620	12300	13900	15500	19300	24000

Tabla 5

Capacidad frigorífica a diferentes valores de temperatura de evaporación

Para su selección se necesita el tipo de refrigerante R-22, la temperatura de evaporación de -15°C (5°F) y la capacidad frigorífica de 2.71 kW (0.77 Tr ó 9224.65 Btu/h)

Así, se selecciona el equipo KAKA-0200 Copeland que cumple con la capacidad mencionada anteriormente para este equipo.

Válvula de Expansión Termostática

La válvula de expansión termostática controla el flujo del líquido refrigerante que entra en el evaporador de expansión directa (DX) manteniendo un constante sobrecalentamiento del vapor refrigerante a la salida del evaporador. El sobrecalentamiento es la diferencia entre la temperatura del vapor refrigerante y su temperatura de saturación. Para medir el sobrecalentamiento que el VET (TEV por sus siglas en inglés) controla, se determina la diferencia entre la temperatura real en el bulbo sensor y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de succión en la posición del bulbo sensor. Controlando el sobrecalentamiento, El VET mantiene cerca la superficie activa del evaporador mientras evita la llegada al compresor del líquido refrigerante. La habilidad del VET para igualar el flujo del refrigerante con la rapidez a la cual el refrigerante puede evaporarse

en el evaporador hace del VET el dispositivo de expansión ideal para muchas aplicaciones en el acondicionamiento de aire y refrigeración.

Este dispositivo es el encargado del estrangulamiento o dosificación con un actuador de diafragma. La válvula controla el flujo de refrigerante para mantener la presión de ajuste del evaporador.

El VET trabaja con base a la diferencia de presión, que es la diferencia de presión acumulada entre el resorte y el muelle cerrado que se muestran en la figura 4.

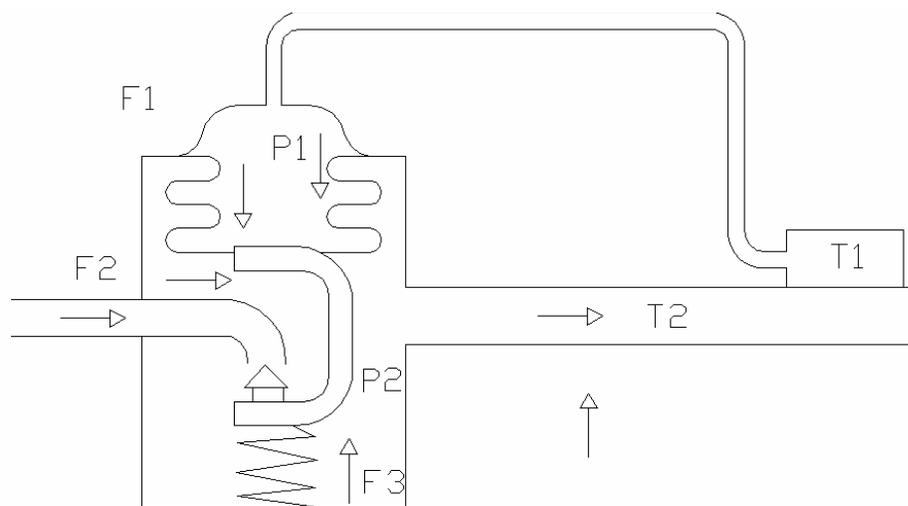


Figura 10

Diagrama esquemático de una válvula de expansión termostática

Cuando la unidad esta en operación, el refrigerante (T1) en el bulbo suele estar a 10° F más caliente que el refrigerante en el evaporador (T2) dando así una diferencia de presiones y diferencia de fuerzas. Es decir, que la unidad de presión en el elemento (P1) es mayor que la unidad de presión (P2) en el serpentín evaporador (usualmente el sistema y el bulbo contienen el mismo refrigerante). Esta diferencia de temperatura es descrita como sobrecalentamiento del bulbo sobre la temperatura del refrigerante en el serpentín. Debe notarse que al aumentar o disminuir la temperatura la presión incrementará o decrecerá al mismo tiempo.

Se selecciona una válvula de expansión termostática que manejará 4.844 kW (1.38 Tr), 200 psi de caída de presión a través de la válvula, con 5° F de temperatura de evaporación y temperatura de líquido de 90° F:

Se utiliza un factor de corrección de refrigerante líquido de 1.06, puesto que el catalogo presenta capacidades para liquido a 86° F. Así el tonelaje es de 1.46 Tr.

Se selecciona una válvula marca SPORLAN EGV-1.5-GA

Derivación de gas caliente

La derivación de gas caliente posibilita un control de la capacidad de un sistema hasta un estado de carga del 0% sin parar el compresor y permite realizar el descongelamiento del hielo para su cosecha.

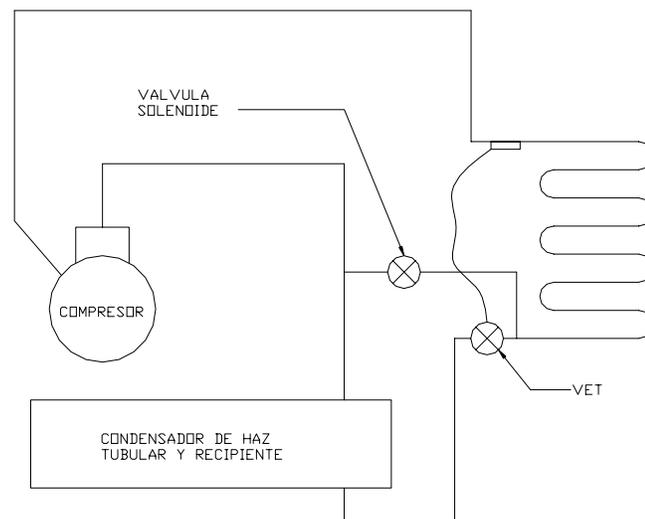


Figura 11

Diagrama esquemático de la derivación de gas caliente

Filtro Secador

Este se instala en la línea de líquido para proteger la válvula de expansión contra la suciedad o humedad que pueda congelarse dentro de esta válvula, así como para proteger a los devanados del motor contra la humedad. Su selección se basa en la capacidad total del equipo 4.84 kW (1.38 Tr)

Se revisa la tabla de selección de filtros secadores de la marca ALCO modelo EK-PLUS para R-22 tonelaje de 1.38 Tr

Unit Size	Connection	Tonnage		
		R-12	R-22	R-502
3	1/4	1/4	1/4	1/4
	3/8			
5	1/4	1/3	1/3	1/3
	3/8			
8	1/4	1/2	1/2	1/2
	3/8	1	1	1
	1/2	1 1/2	1 1/2	1
16	1/4	1	1 1/2	3/4
	3/8	2	2 1/2	2
	1/2	2	3	2
	5/8	2 1/2	3	2 1/2
30	3/8	3	3	2
	1/2	3	5	3
	5/8	4	5	5
	3/4	5	7 1/2	5
	7/8			

Tabla 6

Tabla de selección de filtros marca ALCO

El filtro EK-163 es el recomendado para esta aplicación.

Válvula Solenoide

Válvula accionada eléctricamente, que siempre se halla ya sea en una posición totalmente abierta o totalmente cerrada, y no regula en absoluto.

Las válvulas solenoides se utilizan en los puntos donde se desea detener el flujo de refrigerante, como en las líneas de líquido provistas de control de disminución de presión.

Mirillas o visores

Este dispositivo se instala en la línea de líquido para observar el flujo del refrigerante. Tiene como objetivo determinar si la carga del refrigerante es adecuada, o si existe una restricción en la línea del líquido. Cuando el refrigerante líquido fluye a través de la línea, el indicador permanece transparente. Si aparecen burbujas, estas indican la presencia de un gas y que no fluye la cantidad adecuada del líquido. Los indicadores de líquido tienen por lo general un indicador de humedad el cual revela la presencia de humedad en el refrigerante. En este caso, se debe proceder a una acción inmediata; por ejemplo, cambiar el filtro secador.

El indicador de líquido se usa a menudo en sistemas de poca capacidad, con el fin de determinar si el sistema queda cargado en forma adecuada cuando se agrega el refrigerante.

El indicador de líquido se debe instalar precisamente antes de la válvula de expansión, de manera que no se vea afectado por otros dispositivos presentes en la línea de líquido

2.5 Selección de las tuberías del sistema del refrigerante

La tubería utilizada para manejar los refrigerantes halocarburos se fabrica, por lo común de cobre o acero. La tubería de cobre se puede obtener con tres espesores de pared, conocidos como tipo K, L y M. El tipo L es el que se utiliza con mayor frecuencia en los sistemas de refrigeración. El tipo M tiene un espesor de pared demasiado delgado para las presiones que generalmente se manejan. El tipo K tiene un espesor de pared mayor que el necesario para la mayoría de las aplicaciones. En la tabla siguiente se muestran las especificaciones para la tubería de cobre del tipo L. En la industria de la refrigeración, el diámetro de la tubería se especifica por su diámetro exterior (D.E.)

La tubería de cobre se puede obtener con un temple blando o con un temple duro. El temple duro es más rígido. La tubería con temple blando se puede formar con mayor facilidad, pero puede pandearse y distorsionarse,

dependiendo de la forma en que se el sujete. En los sistemas de refrigeración es posible utilizar tuberías con ambos temple, dependiendo de la aplicación.

Los costos de instalación de la tubería tienden a ser menores cuando se utilizan los diámetros menores de la tubería de cobre. También son menores en el caso de las tuberías de acero de mayor diámetro. El uso de la tubería de aluminio es común en los equipos de menor tamaño, particularmente en los refrigeradores domésticos.

La tubería de acero se utiliza con el amoníaco, puesto que este ataca al cobre químicamente.

En los sistemas de refrigeración, generalmente se utilizan dos métodos para unir las tuberías de cobre. Estos métodos consisten en la soldadura con estaño (también se llama soldadura blanda) y el uso de uniones abocinadas. Cuando se procede a la soldadura, el tubo se desliza dentro de un accesorio de unión, como un acople o codo. Se funde un metal de bajo punto de fusión, y se vierte en la unión deslizante. Cuando se solidifica, forma una unión apropiada, resistente a la presión. Se utiliza una pasta llamada fundente, para impedir la oxidación y mejorar el flujo de la soldadura. El

termino soldadura fuerte se refiere al procedimiento de soldadura que se efectúa con soldaduras que se funden a altas temperaturas (alrededor de 1000°F). Con la soldadura fuerte se obtienen uniones más resistentes.

Cuando se desea hacer una unión abocinada, se abocinan los extremos de los tubos y se utiliza un juego especial de accesorios abocinados, los cuales se enroscan entre si para obtener una unión a prueba de presión. Si bien una unión abocinada es más costosa, resulta conveniente para hacer las conexiones en los equipos, puesto que así las reparaciones se llevan a cabo con mayor facilidad.

La tubería de acero se une ya sea por soldadura, o utilizando tuberías y accesorios roscados (con cuerdas). Los detalles adicionales de todos estos métodos, se pueden hallar en los manuales de servicio e instalaciones.

El sistema de tuberías de un equipo de refrigeración debe asegurar que:

- El flujo de refrigerante sea el adecuado
- Evitar una excesiva caída de presión

- Evitar la entrada al compresor de refrigerante líquido, así como pequeñas porciones de aceite
- Proveer el retorno al cárter del aceite lubricante

Para una correcta selección del diámetro de la tubería de refrigerante, tal que cumpla con las condiciones anteriores, se ha dividido en tres parte el análisis del sistema de tubería, línea de succión, línea de descarga y línea de líquido

Las tres líneas mencionadas tienen un arreglo característico en el interior de la máquina. Esta disposición de las tuberías, la determino en función del espacio que ocuparán en la máquina, obteniendo de esta la longitud total de tubería del sistema, las pérdidas de presión y las pérdidas causada por los accesorios.

Línea de líquido

Pérdidas de presión: Es de práctica común establecer una caída de presión de 2 °F en las tuberías. En la línea de líquido es crucial que la caída de presión sea menor que el valor anteriormente establecido, ya que de ser mayor se puede producir una evaporación antes de la válvula de expansión, esto generaría la presencia de burbujas que desgastarían el orificio de la

válvula y el gas aumenta el volumen del fluido reduciendo el flujo másico, por lo tanto la capacidad de refrigeración del sistema.

Línea de succión

Pérdidas de presión: se debe seleccionar el diámetro adecuado debido a que las caídas de presión en esta línea mayores a las recomendadas nos harían reducir la capacidad del compresor, y reduce la densidad del gas refrigerante, haciendo más difícil la tarea de llevar el aceite hasta el compresor

Retorno del aceite: el diseño de la línea de succión es más decisivo que el de la línea de gas caliente, debido a que el retorno del aceite resulta más difícil. En el evaporador el refrigerante y el aceite se encuentran mezclados pero a la salida de este, se separan y debe asegurarse que el aceite sea llevado al compresor con la velocidad adecuada del refrigerante o por gravedad. La dimensión de la tubería, además de asegurar una velocidad correcta para llevar el aceite, debe asegurar que la caída de presión no sea excesiva, de tal manera que lleguen gotas de refrigerante líquido al compresor.

También se debe considerar que a bajas temperaturas de evaporación, disminuye la capacidad del compresor, por consiguiente disminuye el flujo del

vapor refrigerante. La baja presión de succión nos da una baja densidad en el vapor refrigerante, disminuyendo la capacidad de este de arrastrar las pequeñas gotas de aceite.

Línea de descarga

Esta línea conduce el vapor refrigerante junto con pequeñas gotas de aceite, y se debe diseñar e instalar de tal manera que:

1. La caída de presión no sea excesiva
2. El compresor este protegido contra la entrada del líquido procedente de la línea de descarga
3. El aceite sea conducido al condensador

Esta línea se encuentra en la unidad condensadora, donde el compresor se encuentra muy cerca del condensador, por lo tanto el diámetro utilizado será el mismo que el diámetro de salida del compresor.

Selección

De la tabla que se muestra en los anexos se obtienen los diámetros para las líneas de líquido, succión y descarga. Estos valores se presentan solo si la longitud equivalente de las líneas es inferior a 100 ft.

Línea de líquido			
	cantidad	ft equiv	ft totales
codos 90	9	3.2	28.8
visor	1	1.7	1.7
valvula solenoide	1	70	70
intercambiador de calor	1	1	1
tuberia 3/8			8
			109.5

Tabla 7

Longitud equivalente de pérdidas en pies en la línea de líquido

Línea de succión			
	cantidad	ft equiv	ft totales
codos 90	8	5.3	42.4
tuberia			9
			51.4

Tabla 8

Longitud equivalente de pérdidas en pies en la línea de succión

Línea de descarga

	cantidad	ft equiv	ft totales
codos 90	5	3.2	16
tuberia			7
			23

Tabla 9

Longitud equivalente de pérdidas en pies en la línea de descarga

Una vez que se ha demostrado una longitud equivalente inferior a 100ft en cada línea los valores para cada línea son:

- Liquido 3/8"
- Descarga 3/8"
- Succión 7/8"

2.6 Selección del sistema de control para la producción del hielo

Todo sistema o proceso es controlado para su mejor operación. En el sistema de control el objetivo es controlar las variables de entrada a fin de obtener variables de salida deseadas. Para llevar a cabo esta finalidad existen dos formas básicas de control:

Sistema de control retroalimentado (o de lazo cerrado): Este sistema tiene una relación definida entre las variables de entrada y de salida, pero adicionalmente se mide la señal de salida, para usar las diferencias de estas como una forma de control.

Estos sistemas son aconsejables utilizar cuando se requiere un sistema relativamente insensible a las perturbaciones externas y variaciones internas impredecibles en los parámetros de un sistema

Sistemas de control de lazo abierto: Esta forma de control no mide la señal de salida ni se realimenta para comparar sus resultados con la variable de entrada. Debido a esto cada entrada tiene una operación fija y como resultado la precisión depende de la calibración del sistema.

Son ventajosos usar cuando se conocen con anticipación las entradas y en los cuales no existen prácticamente perturbaciones. Además su consumo energético y cantidad de componentes es menor que el de lazo cerrado.

Las variables de entrada en el sistema de la máquina de hielo son: flujo másico de agua, temperatura ambiente del agua, cantidad de sólidos en el

agua. Las variables de salida son: cantidad de hielo producido por hora, subcongelamiento del hielo.

La relación de las variables de entrada y salida se las obtiene en la calibración del equipo, y son valores constantes en la operación. Como perturbaciones se pueden presentar: cambios en la temperatura ambiente del agua, cambios en la temperatura ambiente del aire, fuga de refrigerante, aumento de partículas en el agua.

Como se puede apreciar las perturbaciones son parámetros que se pueden predecir o controlar, además que la medición del subcongelamiento del hielo y la cantidad producida (variables de salida) son difíciles de llevar a cabo, haría falta sensores especiales para estas aplicaciones que resultaría en costos elevados en el sistema de control.

Por lo descrito anteriormente, el sistema de control de la máquina de hielo debe ser de lazo abierto. Existe un dispositivo de control auto operado (de lazo cerrado) en el sistema que es la válvula de expansión termostática (TEV) que opera en el subsistema de refrigeración controlando el flujo de refrigerante a diferentes cargas térmicas en el evaporador.

La acción de control es la manera como el controlador automático produce la señal de control. Esta a su vez tiene una clasificación que se muestra a continuación:

1. De dos posiciones o de encendido y apagado (*on/off*)
2. Proporcionales
3. Integrales
4. Proporcionales-Integrales
5. Proporcionales-Derivativos
6. Proporcionales-Integrales-Derivativos

Existe una clasificación de acuerdo al tipo de energía que se utiliza para su operación:

1. Eléctricos
2. Neumáticos
3. Hidráulicos
4. Electrónicos

La acción de control requerida será de dos posiciones o encendido y apagado (*on/off*), ya que la precisión requerida en la calidad del hielo y su cantidad por cosecha no es una condición imperante. Es común en estos controladores de dos posiciones utilizar dispositivos eléctricos donde se usan válvulas solenoides.

Es importante destacar la relevancia de la brecha diferencial pues es la que indica la cantidad de veces de encendido y apagado por minuto del sistema afectando directamente la vida del equipo. Para obtener esta brecha se utilizaran retardadores, cuyos tiempos se determinarán en la calibración de la máquina.

2.7 Selección de la estructura con elementos finitos

El evaporador de este equipo necesita apoyarse sobre un bastidor, el cual se construye como viga en voladizo de forma vertical, como se aprecia en la siguiente figura

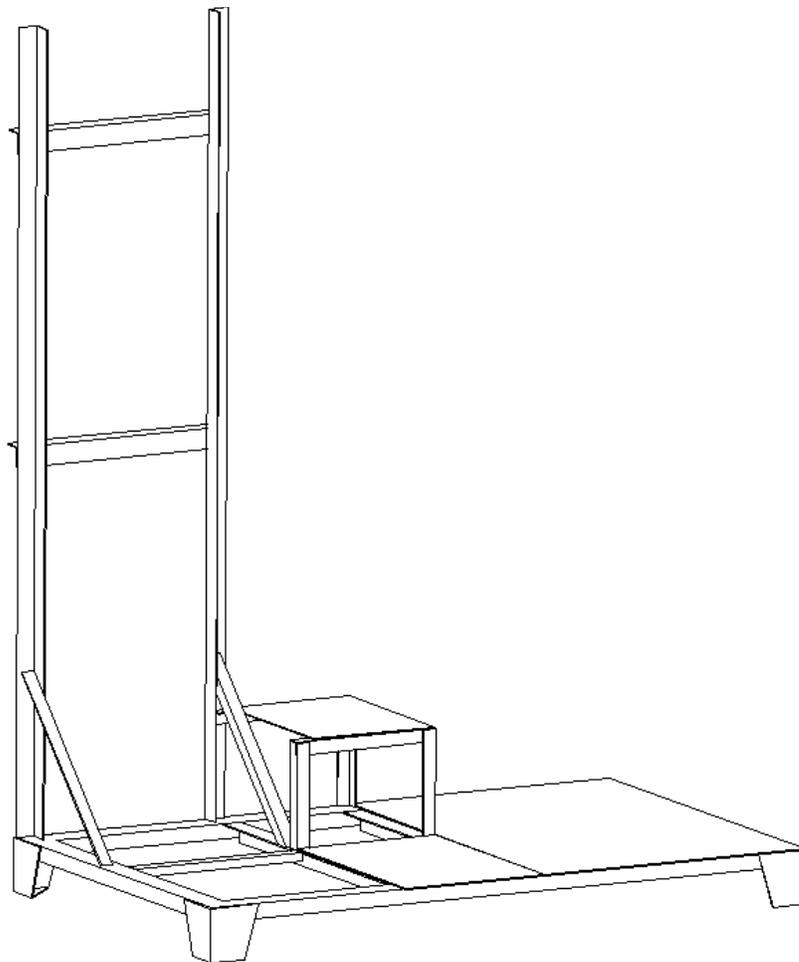


figura 12

Estructura de la máquina de hielo



figura 13

Bastidor de cámara y evaporador

Las condiciones de frontera y cargas se aprecian en la figura 11. La parte inferior del bastidor se asume como empotramiento. El material que se utiliza para esta estructura es AISI 1020 con ángulos de 3 mm de espesor y alas de 38 mm en L. Se asume una carga lateral de 147 N con la cual se calcula el

desplazamiento y esfuerzos máximos de la estructura. Para determinar si este arreglo de ángulos soportaría las cargas externas se utilizó el método de elementos finitos con el cual se obtuvo los siguientes resultados:

Desplazamiento máximo: 33 mm

Esfuerzos máximos: 207 MPa

Esfuerzo de fluencia del AISI 1020: 351 Mpa

Factor de seguridad: 1.70

A continuación se muestra la distribución de los esfuerzos en la estructura en la figura 12. Se aprecia también por los datos anteriores que la estructura soportara sin problema alguno las cargas debidas al evaporador.

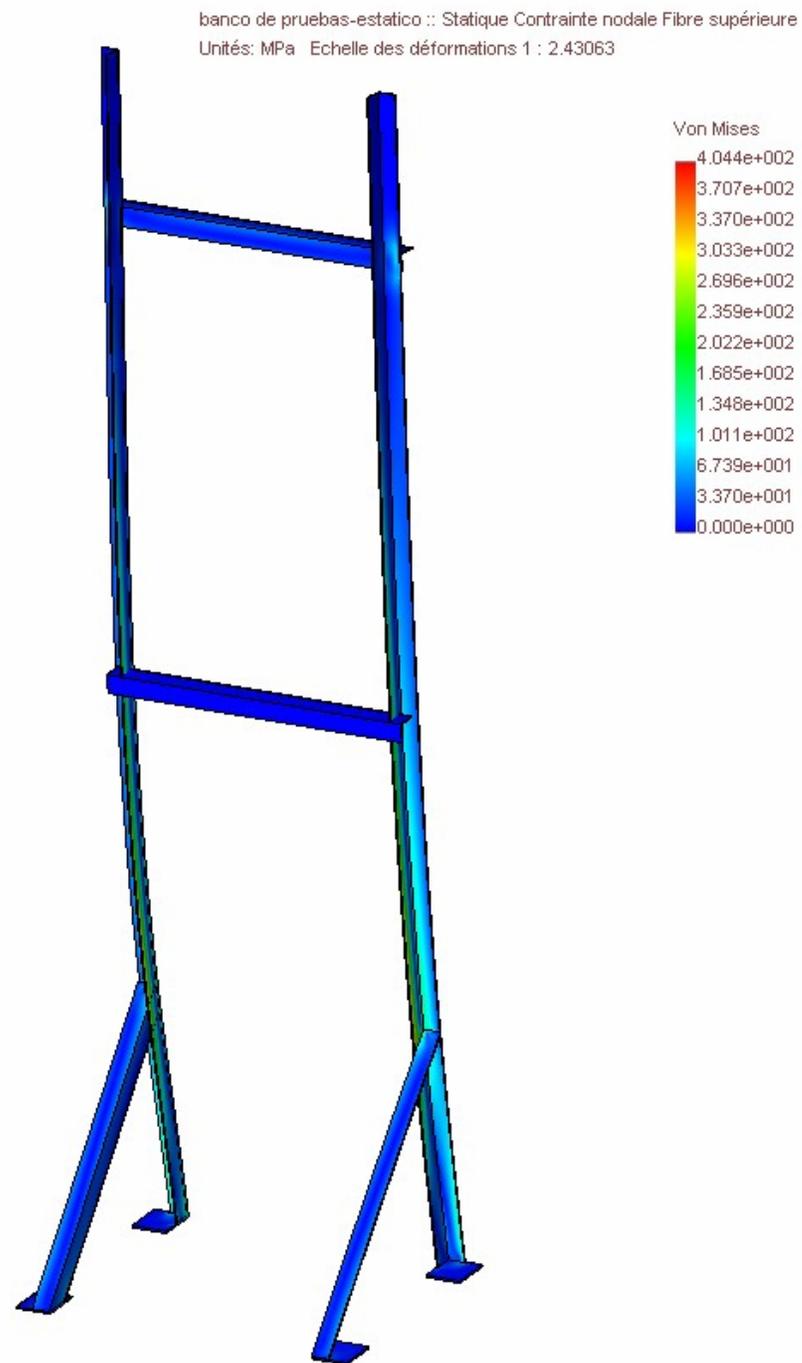


figura 14

Distribución de esfuerzos en el bastidor

También se utilizó este método para el análisis de esfuerzos en el triturador.

A continuación se muestra en la figura 13 este modelo:

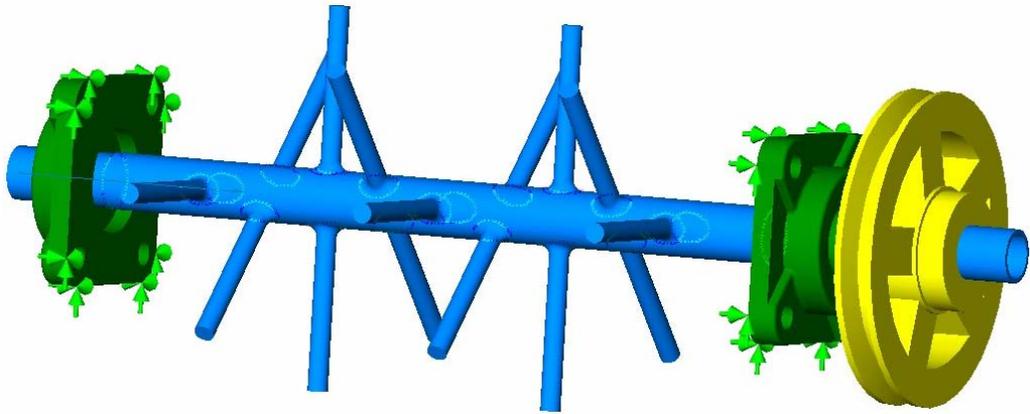


figura 15

Triturador de hielo con empotramiento

La polea de 6" de diámetro está construida de aluminio, el eje es de AISI 1020 con capa de galvanizado y martillos de acero inoxidable AISI 304, las chumaceras son fabricados en hierro fundido.

Primeramente se obtienen los esfuerzos debido a fuerzas inerciales, ya que la trituradora gira a 567 rpm, a continuación se muestra la figura 14 con la distribución de esfuerzos:

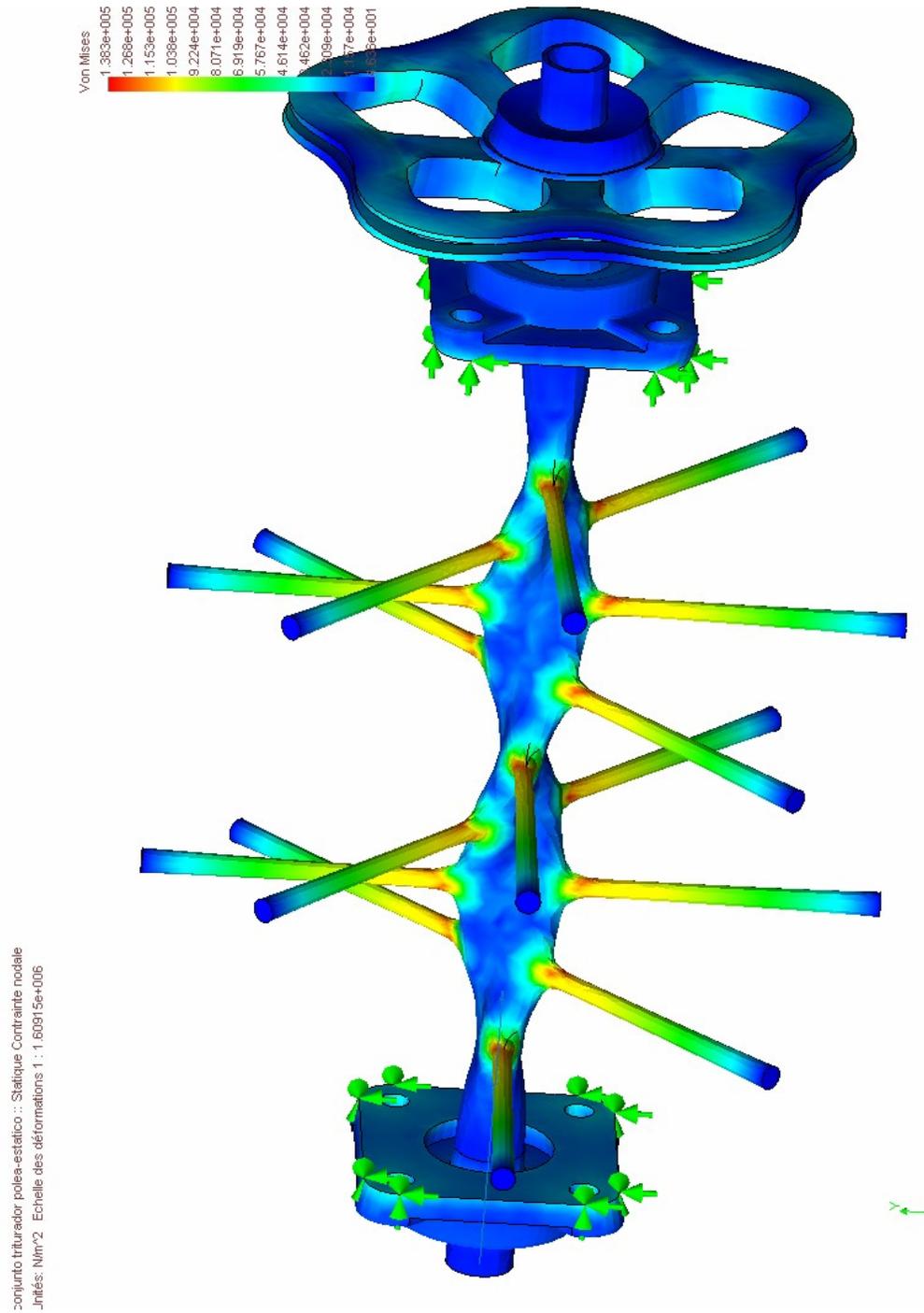


figura 16

Distribución de esfuerzos de inercia en el triturador

Máximo esfuerzo: 0.14 MPa

Máximo esfuerzo de fluencia AISI 1020: 351 MPa

Coefficiente de seguridad: 2542

Como se menciona anteriormente el coeficiente de seguridad es muy alto, por tanto el riesgo a falla por esfuerzos de inercia es muy pequeño.

Es necesario realizar un análisis debido a la frecuencia de vibración que sufre el triturador, a las rpm ya mencionadas. La figura 17 muestra la deformación de la trituradora a su frecuencia natural:

conjunto triturador polea-frecuencia :: Frecuence
Mode: 1 Valeur = 524.66 Hz Echelle des déformations 1 : 0.0373899

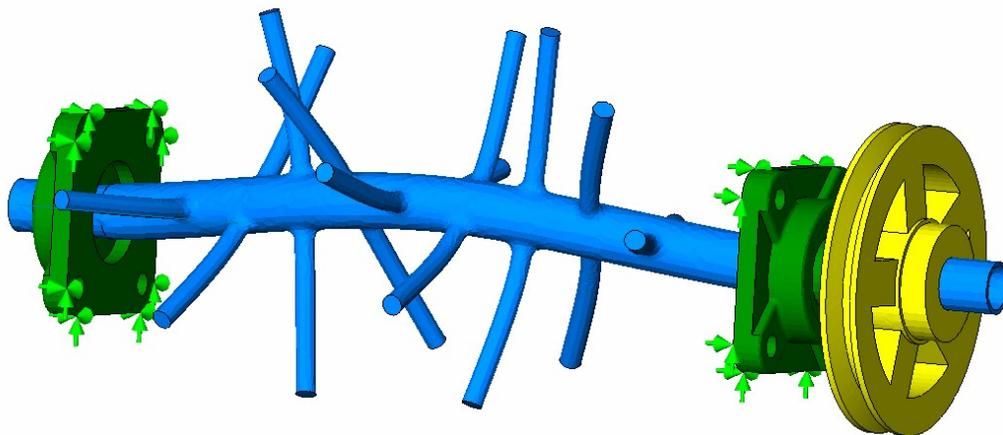


figura 17

Deformación del triturador trabajando en su frecuencia natural

Se recomienda que la vibración de cualquier equipo no supere el 65% de la frecuencia natural, así tenemos que el triturador tiene una vibración del 16.29%, valor muy por debajo de lo requerido razón por la cual se trabaja con este arreglo de triturador.

La deformación en su primera frecuencia natural de vibración a 3480 rpm se presenta en la siguiente figura:

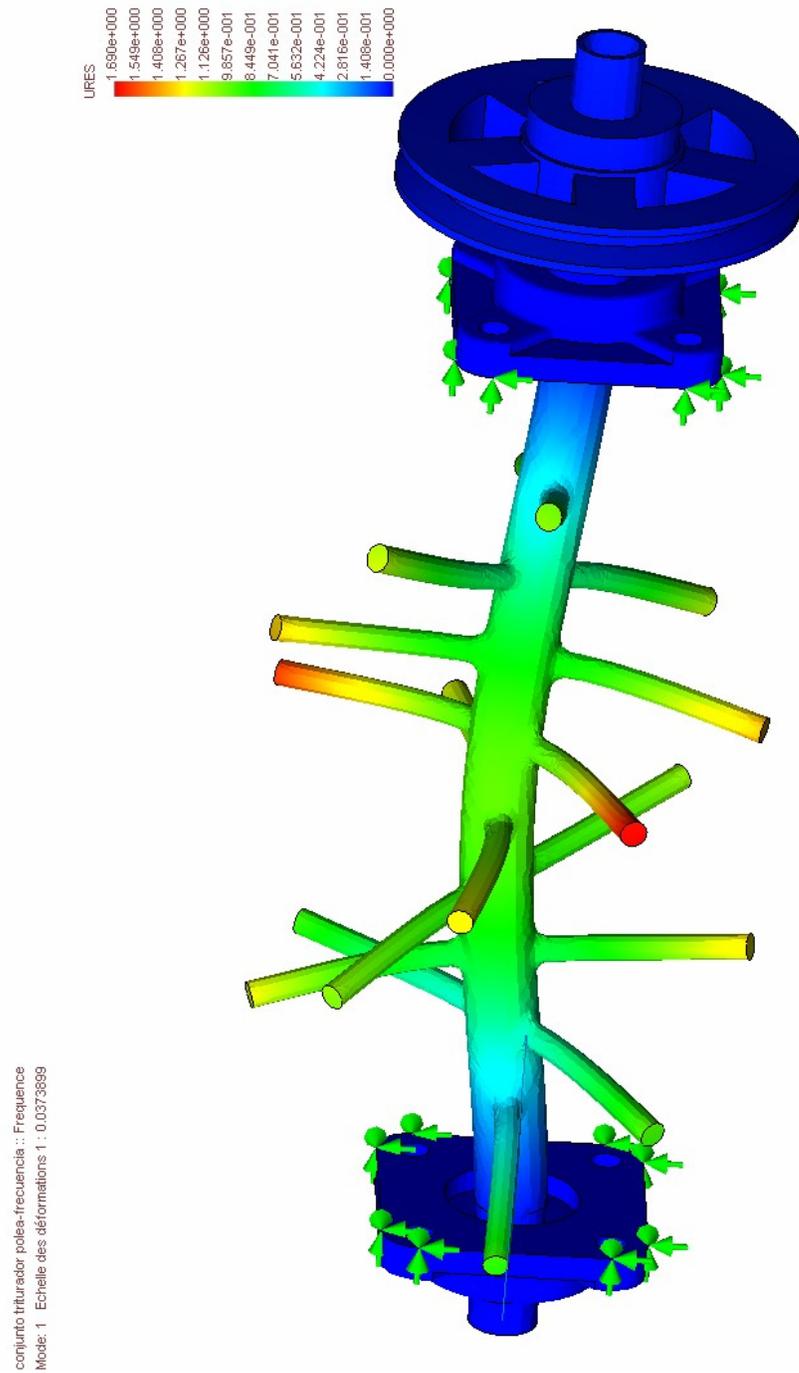


figura 18

Deformación del triturador en su frecuencia natural de vibración

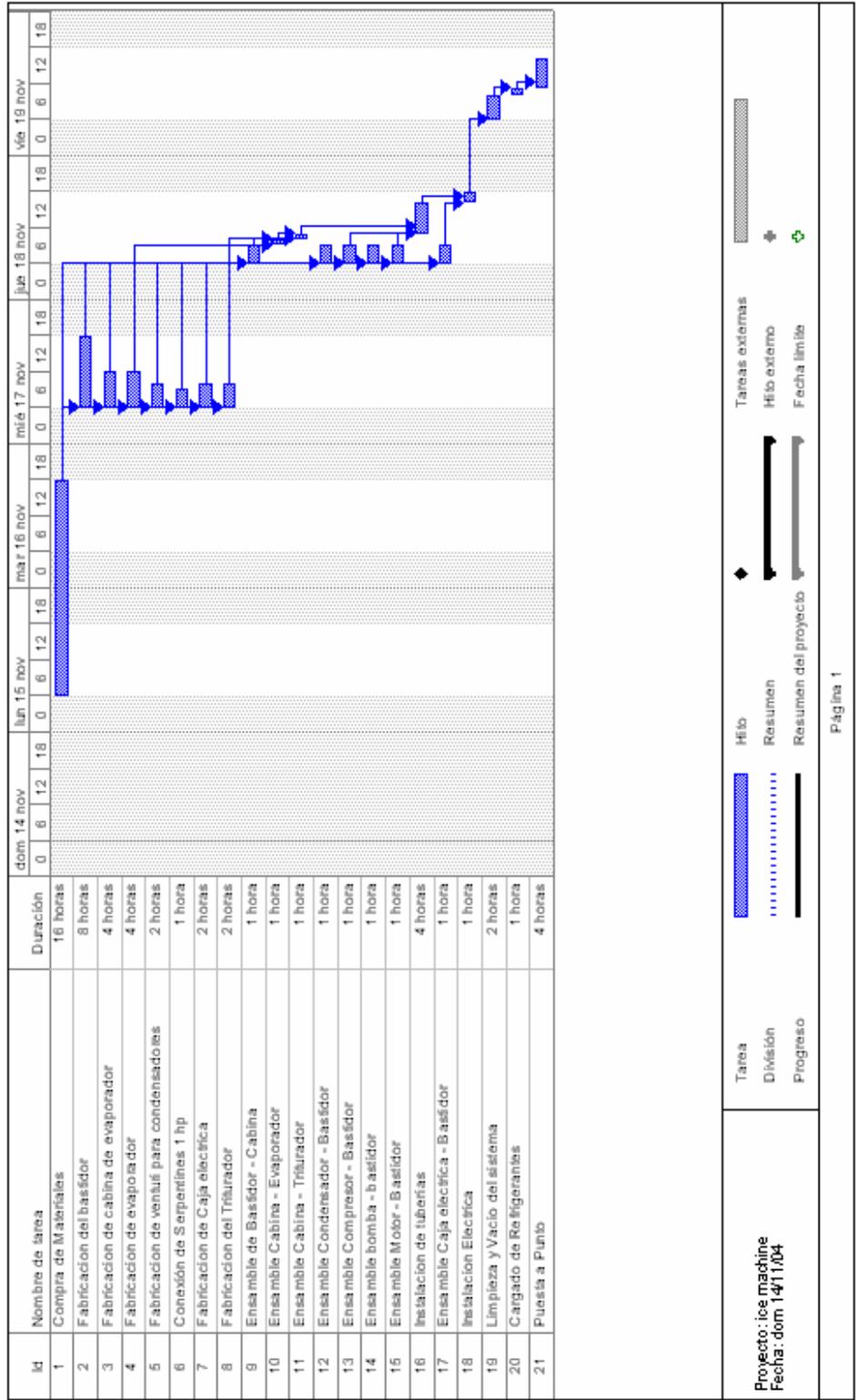
CAPITULO 3

3.- CONSTRUCCION DEL EQUIPO

3.1 Cronograma de la construcción

Para una eficiencia en el desarrollo de los proyectos, la planificación es una herramienta crucial que permite una optimización de los recursos. El proceso de la planificación consiste en seleccionar los procesos que se van a utilizar en la secuencia que resulte mas ventajosa, seleccionando el equipo especifico que se va a emplear, el herramental que se va a usar, y especificando la localización de las casetas o almacenes de las herramientas especiales

A continuación se presenta el cronograma de construcción de la unidad que muestra la secuencia de la fabricación:



3.2 Planificación y Organización del personal

La organización es la base fundamental de la gerencia. Esto implica la distribución de las funciones de un proyecto al personal lógicamente capacitado para desarrollar dichas funciones. En este sentido la organización debe orientar a las funciones por desarrollar más que a los individuos

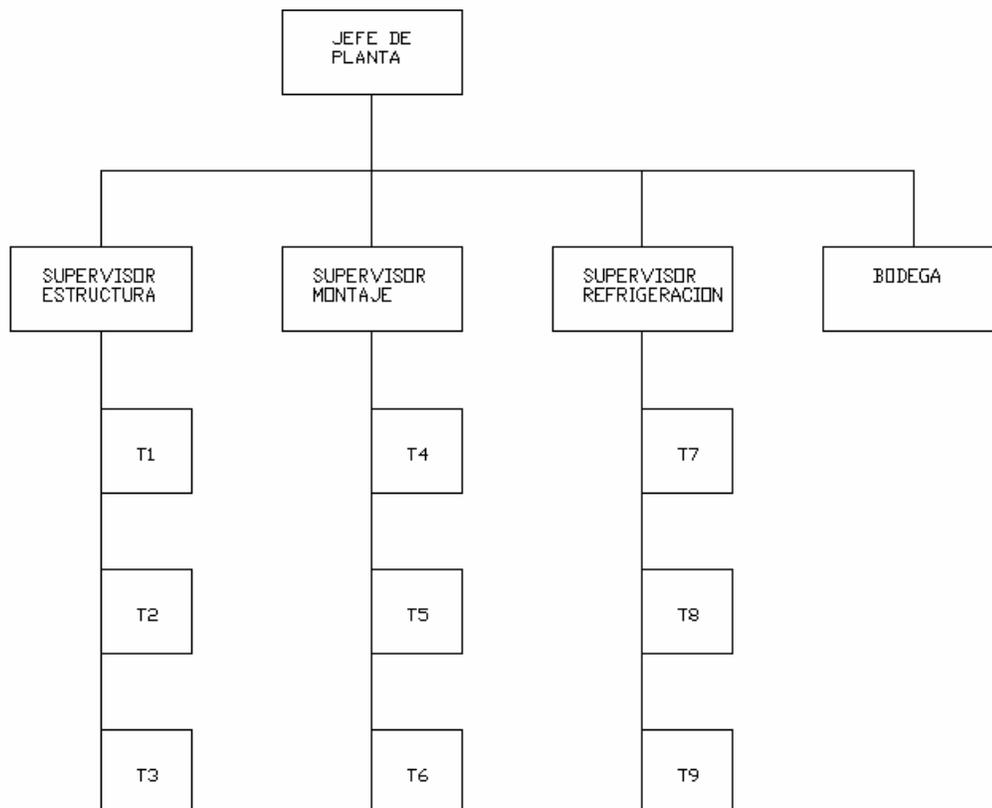


Figura 19

Organigrama para la fabricación de estos equipos

Este organigrama lineal muestra las relaciones principales y encargados de los diferentes procesos. Se debe contar con un jefe de la producción o de planta que sea el encargado y responsable de la fabricación del equipo.

La construcción esta dividida en tres partes: estructura, montaje y refrigeración. Para cada una de estas etapas es necesario un técnico en el área y diferentes ayudantes, esta cantidad de personas dependerá del nivel de producción que tenga la empresa o lo requiera el mercado.

3.3 Descripción del equipo a utilizar

Para la construcción del equipo se muestran los materiales y la mano de obra que se utilizaran

MATERIALES DIRECTOS

- 1 Unidad condensadora 1.5hp media temperatura
- 1 Visor de liquido
- 1 Filtro secador
- 30 lbs de refrigerante R22

- 2 Válvula solenoide
- Evaporador de doble tubo concéntrico
- Un rollo de tubería flexible 3/8"
- Un rollo de tubería flexible 7/8"
- 1 Válvula de expansión termostática
- Motor trifásico de ¾ hp
- 3 Contactores 50 Amp
- 2 Temporizadores
- 3 Microswitches
- Tubo de 1" de hierro galvanizado
- Banda de transmisión 25"
- 1 Polea 6"
- 1 Polea 3"
- Isocianato
- Resina de poliuretano

MATERIALES INDIRECTOS

- Gas Acetileno
- Gas Oxigeno
- Fundente
- Palillos de soldadura E 6011
- Pernos
- Remaches

- Pintura negra martillada electrostática

MANO DE OBRA

- Mecánico
- Latero
- Ayudante
- Técnico de refrigeración
- Pintor

Se utilizaran para la fabricación de esta unidad las siguientes herramientas y maquinarias:

- Dobladoras
- Remachadoras
- Destornilladores
- Soldadora eléctrica
- Cizalla
- Troqueladora
- Maquina de Pintura en polvo

3.4 Ensamble de los elementos

Construidas cada una de las partes de la máquina, se prosigue con su ensamblaje. En el cronograma se puede apreciar el orden como debe procederse. Cabe recalcar que el triturador debe ser instalado antes del montaje del motor para poder alinear las poleas y ajustar la banda transmisora de potencia. La bomba de agua tendrá una válvula regulable de flujo y estará conectada directamente al tanque de recirculación de agua. Este tanque debe estar dispuesto con una válvula de boya que permita la alimentación del mismo al reducirse el nivel del líquido.

Antes de realizar el vaciado en la línea de refrigeración, este debe ser cargado con nitrógeno a una presión de 200 psig durante 24 h. con el fin de detectar fugas en caso que estas existan.

3.5 Puesta en marcha y ajustes

Una vez comprobada la hermeticidad de la línea de refrigeración, se procede con el vaciado del sistema. El tiempo de vaciado depende de la rapidez que tenga la bomba de vacío para llegar a los 200 micrones (-29.913 in Hg). Este paso nos garantiza la retirada de humedad del sistema y la eliminación de gases no condensables que podrían aumentar las presiones del sistema.

La carga correcta de fluido refrigerante es otro factor determinante en el mantenimiento de un sistema de refrigeración, porque una carga incorrecta puede causar diversos daños al sistema. Una carga de refrigerante insuficiente, causa pérdida de rendimiento del sistema y consecuente desperdicio de energía eléctrica.

El exceso de carga puede causar problemas como:

- Presión de descarga elevada, debido a la mayor masa de fluido en el sistema
- Sobrecalentamiento del compresor, al aumentar las presiones, aumenta la temperatura del refrigerante provocando un aumento en el esfuerzo del motor.

- Aumento de la presión de evaporación, debido a una mayor presión de succión dando como resultado una pérdida de rendimiento en el sistema
- Retorno de líquido al compresor, puede darse una incompleta evaporación del refrigerante en el evaporador permitiendo que este llegue líquido al compresor provocando daños a partes mecánicas del mismo
- Carbonización de las válvulas y pérdidas de compresión, Debido a las altas temperaturas el aceite se puede carbonizar en los puntos más calientes que son las válvulas de succión y descarga. Estos depósitos quedan alojados en las válvulas disminuyendo así el rendimiento en la compresión y la eficiencia del compresor.

3.6 Manual de Operación y Mantenimiento

- Abrir la válvula de ingreso de agua al tanque principal.
- Llenar el tanque hasta que la válvula de boya cierre el paso de agua.
- Una vez que el nivel de líquido alcance la marca en el tanque, encender el equipo con el switch principal (La luz verde se encenderá).
- El equipo trabajará durante un tiempo t_1 produciendo hielo.
- Transcurrido este lapso, automáticamente el equipo cambiará de estado de operación a descongelamiento (luz roja) durante un tiempo t_2 .
- Calibrar los tiempos t_1 y t_2 en los retardadores acorde el espesor que se desee obtener.
- Purgar cada semana el tanque de almacenamiento de agua en la maquina. Esto es importante ya que sedimentos pueden acumularse en el fondo del tanque y pueden ocasionar una caída en la eficiencia de congelamiento en el evaporador.
- Engrasar semanalmente las chumaceras del equipo ya que al trabajar en forma continua la probabilidad de falla por desgaste es mucho mayor.

- Limpieza del serpentín condensador cada 3 meses, ya que la caída de transferencia de calor produce una baja eficiencia en la operación de la maquina.
- Limpieza de las paredes del evaporador puesto que los sedimentos del agua que recorre su superficie se acumulan y disminuyen la capacidad de transferencia de calor

CAPITULO 4

4.- ANALISIS DE COSTOS

Los costos son una parte importante en el proceso de gerencia de proyectos puesto que proporcionan datos de sus productos y operaciones para la comparación con los presupuestos originales y precios unitarios estándares.

Estos datos son importantes para ayudar a la gerencia en:

1. Determinar el volumen de la ganancia por la fabricación de un producto.
2. Establecer objetivos particulares a cada departamento.
3. Controlar el avance en la producción a partir de presupuestos y costos unitarios.

4. Tomar decisiones sobre los ajustes y mejoras necesarias para el progreso de la organización.

A continuación se presentan valores de costos de materiales y mano de obra, estos costos son unitarios:

- Costo de materiales directos e indirectos: USD 2356.17
- Costo de mano de obra: USD 354.00
- Costo unitario total: **USD 2710.17**

Se deben considerar también costos fijos para la fabricación, estos se mencionan a continuación:

- Costos fijos mensuales: USD 350.00
- Gastos administrativos: USD 730.00
- Costos fijos totales al mes: **USD 1080.00**

El costo total de este equipo varía acorde con la cantidad producida por mes, como se puede observar su valor total fluctuará entre USD 3250.17 y 3790.17. El valor mínimo mencionado anteriormente se da ya que la capacidad de producción permite un máximo de 4 máquinas por mes.

La disminución del costo del equipo no es tan significativa si se disminuyen los costos fijos, por ende la mayor preocupación estará en el costo unitario donde influyen la mano de obra y el costo de los materiales.

Como soluciones estarían: conseguir nuevos proveedores para obtener precios más competitivos, invertir en maquinaria que agilite el tiempo de trabajo de los trabajadores y al mismo tiempo reduzca la cantidad de los mismos para cada una de las operaciones.

En la inversión se deben tomar en cuenta parámetros que permitan evaluar la rapidez con que se desea recuperar los valores invertidos, un estudio de mercado es muy importante para conocer las fechas de mayor requerimiento de esta máquina, ya que no se deben obviar las etapas de recesión que existen a lo largo del tiempo en el mercado y así estar preparado con acciones pre-programadas por finanzas.

CAPITULO 5

5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Según las normas de las agencias oficiales norteamericanas, FDA (administración de Alimentos y Drogas), todos los materiales utilizados en sistemas que tienen relación directa con el procesamiento de productos alimenticios tienen que ser de grado alimenticio, razón por la cual el material utilizado para la construcción del evaporador será acero AISI 304.

- La construcción de este tipo de equipos en el país es factible ya que contamos con la tecnología y la mano de obra adecuada para realizarlo.
- Los costos en comparación a los precios de fabricantes internacionales son competitivos, esto indica que pueden existir empresas dedicadas a la fabricación de maquinas para hacer hielo sin temor
- La manufactura del evaporador es el paso crítico del proceso, deben de desarrollarse métodos de construcción rápidos y eficaces para una fabricación en serie.
- El costo beneficio de estos equipos disminuye inversamente a la capacidad de la maquina, es decir mientras mayor es tu tonelaje por día la utilidad será mayor
- Por cada ton de hielo que se desee fabricar, el manual para ingenieros mecánicos de Marks, recomienda usar entre 1.4 y 1.7 ton de refrigeración. Este equipo utiliza 2.9 ton de refrig. por ton de hielo. La producción de hielo alcanzada es de 507 lbs en 24 h, es decir el 50% de la capacidad de diseño. Esto se debe principalmente a que la construcción del equipo se realizó con partes disponibles, no pudiendo así elegir o fabricar las partes con las dimensiones y capacidades requeridas.

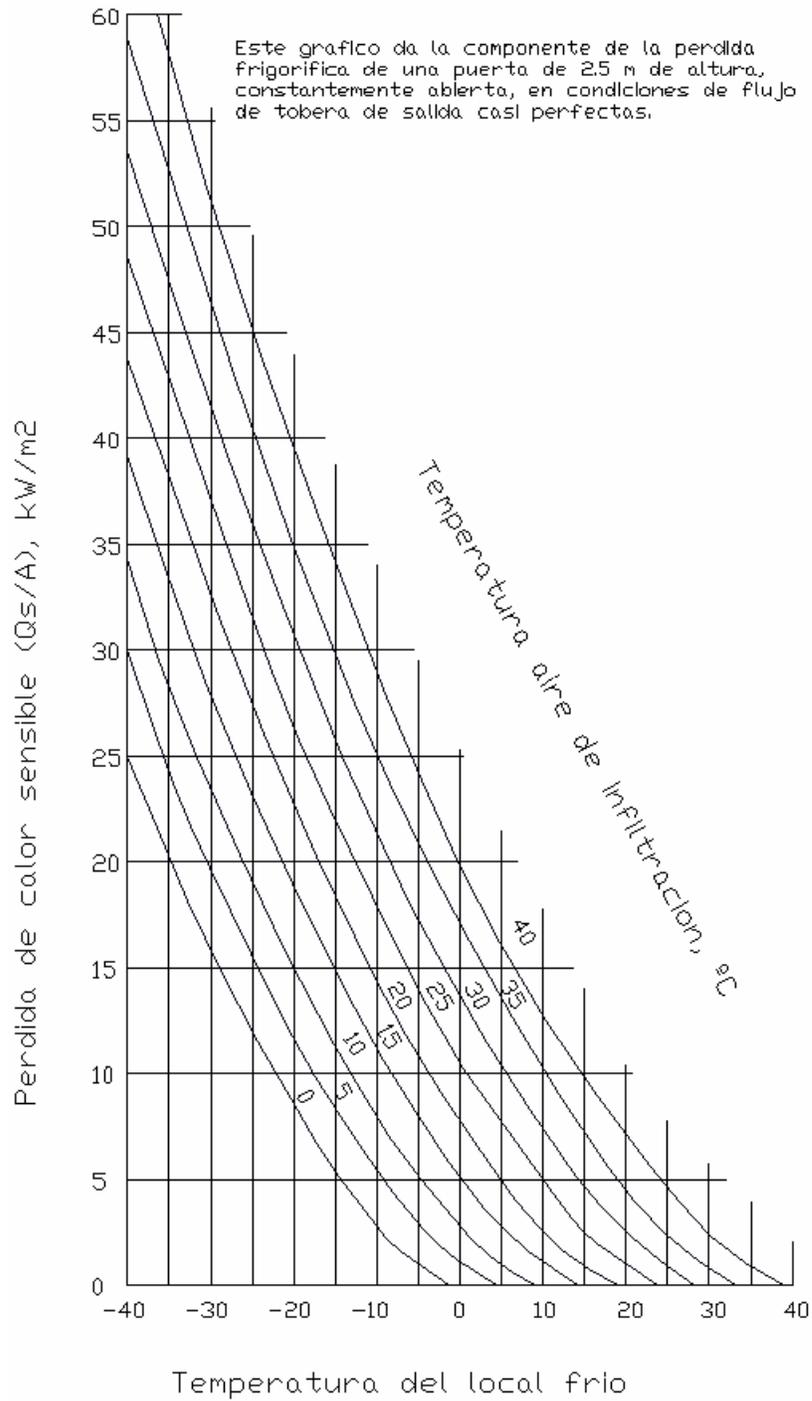
- Uno de los factores que afecta el rendimiento del equipo está en la transferencia de calor deficiente a través del evaporador, la cual se muestra en el retorno de líquido hacia el compresor durante la operación del equipo. Para superar este problema se debe aumentar el área de transferencia de calor del evaporador y usar tubos con espesor de pared más fino.
- Otro de los factores que afecta el rendimiento de este equipo está en la fabricación del evaporador. La máquina de hielo tiene un evaporador con defectos en la superficie, los cuales dificultan el proceso del desprendimiento del hielo por descongelamiento con gas caliente. Esto nos retarda un minuto en la producción de hielo por cada cosecha.

RECOMENDACIONES

- La maquina no debe estar expuesta al sol para un mejor funcionamiento del equipo.
- El transporte de aceite en estos sistemas de baja temperatura es un punto crucial que no debe ser pasado por alto en el diseño y fabricación de este tipo de máquinas.
- Esta máquina al sufrir variaciones en la carga debe tener una cuidadosa selección de la válvula termostática de expansión, ya que su sobredimensionado puede presentar un cicleo en el flujo de refrigerante debido a la incapacidad de la válvula de controlar bajas cargas en el evaporador y por ende la posibilidad de que liquido llegue al compresor.
- El tanque de agua debe ser purgado periódicamente para eliminar los residuos que se acumulan debido a los sedimentos obtenidos del agua estancada.
- El motor triturador debe estar montado sobre un banco que permita oscilación, de tal forma que la banda se puede deslizar en caso que pedazos de hielo retenga al triturador, disminuyendo así riesgos de que el motor se quemee debido a bloque del rotor

- El motor triturador debe empezar a trabajar antes que el ciclo de descongelamiento empiece, para asegurar que no existe hielo interrumpiendo el correcto trabajo del mismo.

ANEXOS



Anexo 1

SHR (Rs) de la infiltracion del exterior en los espacios refrigerados

Cond. Exter.			Espacio frio a 90% HR temperatura seca, °C									
TS	TH	HR										
°C	°C	%	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
30	19.7	30	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.77	0.87	-
30	21.8	40	0.71	0.69	0.68	0.66	0.65	0.63	0.63	0.64	0.68	0.83
30	23.9	50	0.66	0.64	0.62	0.60	0.59	0.57	0.56	0.55	0.56	0.62
30	25.8	60	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.48	0.49
35	19.0	20	0.80	0.79	0.78	0.77	0.77	0.77	0.79	0.84	0.96	-
35	21.6	30	0.72	0.71	0.69	0.68	0.67	0.66	0.67	0.68	0.72	0.86
35	24.0	40	0.66	0.64	0.63	0.61	0.59	0.58	0.57	0.57	0.58	0.63
35	26.3	50	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.52	0.50	0.49	0.48	0.50
35	28.3	60	0.56	0.54	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41
40	20.7	20	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.75	0.82	0.98
40	23.6	30	0.68	0.66	0.65	0.63	0.62	0.61	0.60	0.61	0.62	0.68
40	26.2	40	0.61	0.59	0.58	0.56	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.52
40	28.6	50	0.55	0.54	0.52	0.50	0.48	0.47	0.45	0.43	0.42	0.42

Anexo 2

HIGH TEMPERATURE

HCFC - 22 KAKA - 0200 3 PHASE COPELAND
65° F Return Gas 0° F Sub Cooling 95° F Ambient Air Over 60 Hz Operation

CAPACITY (BTU/HR)

Condensing Temperature ° F (° C)		Evaporating Temperature									
		0 (-17.8)	5 (-15.0)	10 (-12.2)	15 (-9.4)	20 (-6.7)	25 (-3.9)	30 (-1.1)	35 (1.7)	45 (7.2)	55 (12.8)
70	(21.1)	11200	12900	14600	16400	18400	20500	22800	25400	31200	38400
80	(26.7)	10100	11700	13500	15200	17100	19200	21400	23800	29400	36100
90	(32.2)	9140	10800	12400	14200	16000	17900	20000	22300	27600	34000
100	(37.8)	8280	9890	11500	13200	14900	16800	18800	20900	25900	32000
110	(43.3)	7490	9060	10600	12200	13900	15700	17500	19600	24300	30000
120	(48.9)	6710	8250	9780	11800	12900	14600	16400	18900	22700	28000
130	(54.4)	5920	7430	8900	10400	11890	13500	15100	16900	21000	26000
140	(60.0)	5070	6550	7970	9390	10620	12300	13900	15500	19300	24000

POWER (WATTS)

Condensing Temperature ° F (° C)		Evaporating Temperature									
		0 (-17.8)	5 (-15.0)	10 (-12.2)	15 (-9.4)	20 (-6.7)	25 (-3.9)	30 (-1.1)	35 (-1.7)	45 (-7.2)	55 (-12.8)
70	(21.1)	1080	1120	1160	1180	1200	1210	1210	1190	1130	1000
80	(26.7)	1160	1210	1250	1290	1320	1340	1350	1350	1320	1240
90	(32.2)	1230	1290	1340	1390	1430	1460	1490	1510	1510	1470
100	(37.8)	1290	1360	1420	1480	1530	1580	1620	1660	1700	1700
110	(43.3)	1350	1420	1490	1560	1630	1690	1750	1800	1880	1920
120	(48.9)	1290	1470	1560	1640	1720	1800	1870	1940	2060	2150
130	(54.4)	1430	1520	1620	1710	1810	1900	1990	2080	2240	2370
140	(60.0)	1460	1570	1670	1780	1890	2000	2110	2210	2420	2600

CURRENT (AMPS)

Condensing Temperature ° F (° C)		Evaporating Temperature									
		0 (-17.8)	5 (-15.0)	10 (-12.2)	15 (-9.4)	20 (-6.7)	25 (-3.9)	30 (-1.1)	35 (-1.7)	45 (-7.2)	55 (-12.8)
70	(21.1)	4.9	5.0	5.1	5.1	5.1	5.2	5.2	5.1	5.0	4.7
80	(26.7)	5.1	5.2	5.3	5.3	5.4	5.4	5.4	5.4	5.3	5.1
90	(32.2)	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6	5.7	5.7	5.7	5.7	5.8
100	(37.8)	5.4	5.5	5.6	5.7	5.8	5.9	6.0	6.0	6.1	6.1
110	(43.3)	5.5	5.6	5.7	5.9	6.0	6.1	6.2	6.3	6.5	6.6
120	(48.9)	5.5	5.7	5.8	6.0	6.2	6.3	6.5	6.6	6.9	7.1
130	(54.4)	5.5	5.7	5.9	6.1	6.3	6.5	6.7	6.9	7.3	7.6
140	(60.0)	5.5	5.7	6.0	6.2	6.5	6.7	7.0	7.2	7.7	8.2

MASS FLOW (LBS/HR)

Condensing Temperature ° F (° C)		Evaporating Temperature									
		0 (-17.8)	5 (-15.0)	10 (-12.2)	15 (-9.4)	20 (-6.7)	25 (-3.9)	30 (-1.1)	35 (-1.7)	45 (-7.2)	55 (-12.8)
70	(21.1)	132	152	173	196	220	245	274	306	380	473
80	(26.7)	123	144	166	188	212	238	266	297	371	463
90	(32.2)	116	137	159	182	205	231	259	290	363	453
100	(37.8)	109	131	153	176	200	225	253	284	356	444
110	(43.3)	103	125	148	170	194	220	248	278	349	436
120	(48.9)	97	119	142	165	189	214	242	272	342	426
130	(54.4)	90	113	136	159	183	206	236	265	334	419
140	(60.0)	82	106	129	152	176	201	229	258	326	409

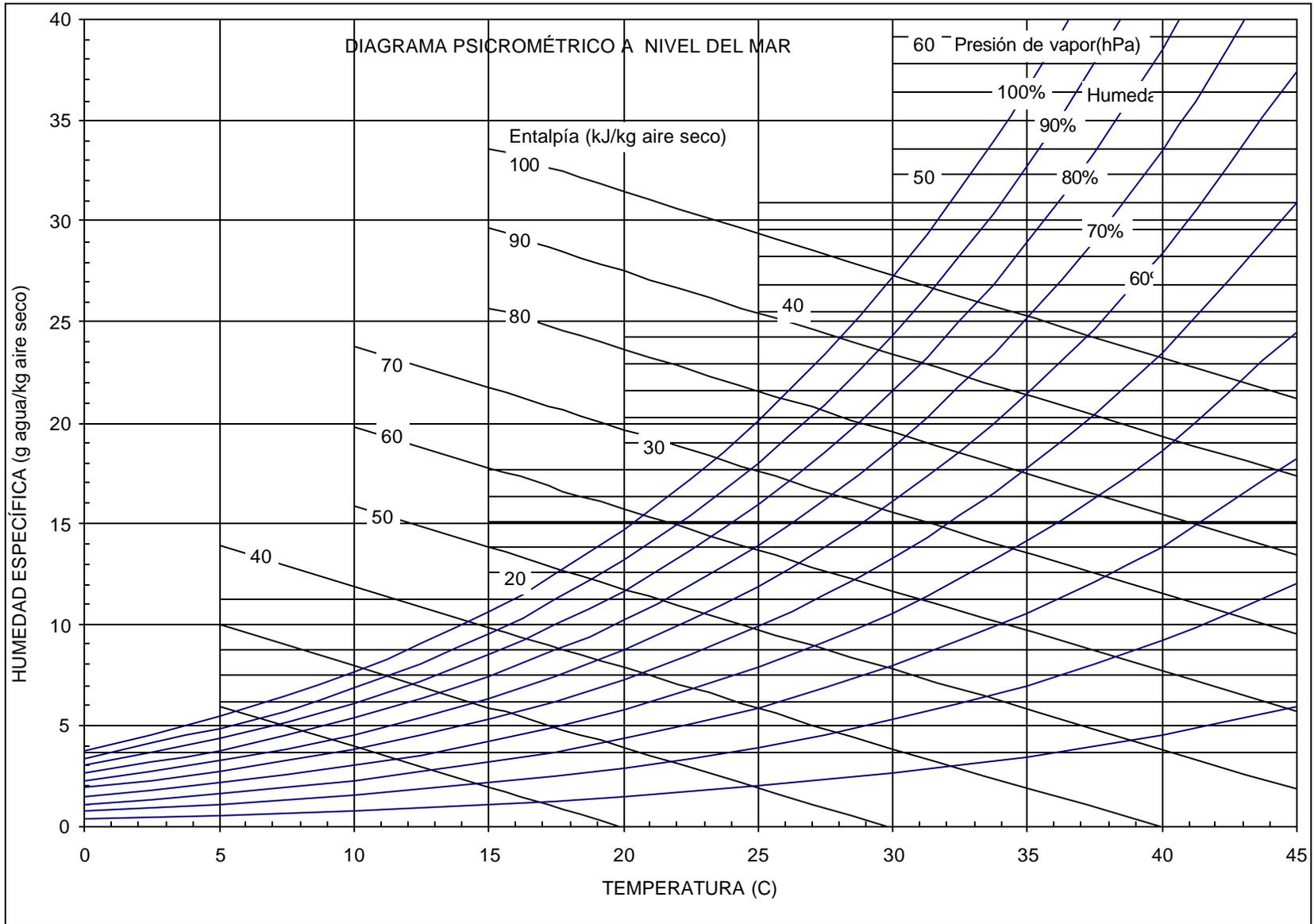
R-22 Refrigerant Line Sizes for Remote Systems Commercial Refrigeration

Cond. Unit Btu/hr	Suction Line Sizes at System Evaporator Design Temperature					Liquid Line Size
	-40° F	-20° F	0° F	20° F	40° F	
1200		3/8	3/8	3/8	3/8	1/4
2400		1/2	1/2	3/8	3/8	1/4
3600		5/8	1/2	1/2	3/8	1/4
4800		3/4	5/8	1/2	3/8	1/4
6000		3/4	5/8	1/2	1/2	1/4
7200		7/8	3/4	5/8	1/2	1/4
8400		7/8	3/4	5/8	1/2	1/4
9600		1 1/8	3/4	5/8	5/8	1/4
10800		1 1/8	7/8	3/4	5/8	3/8
12000		1 1/8	7/8	3/4	5/8	3/8
18000		1 3/8	1 1/8	7/8	3/4	3/8
24000		1 3/8	1 1/8	1 1/8	7/8	3/8
36000		1 5/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1/2
48000		2 1/8	1 5/8	1 3/8	1 1/8	1/2
60000		2 1/8	2 1/8	1 5/8	1 3/8	1/2
72000		2 5/8	2 1/8	1 5/8	1 3/8	1/2

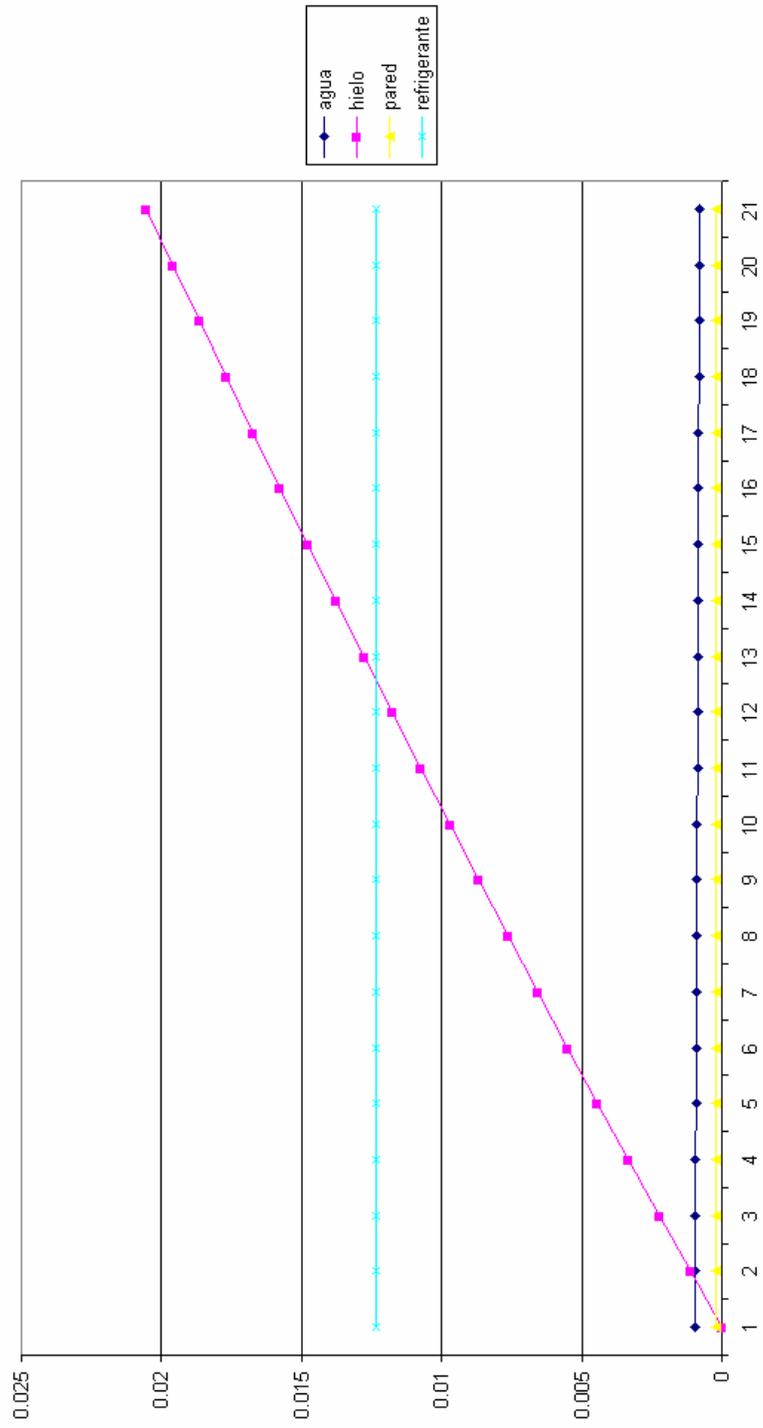
Anexo 4

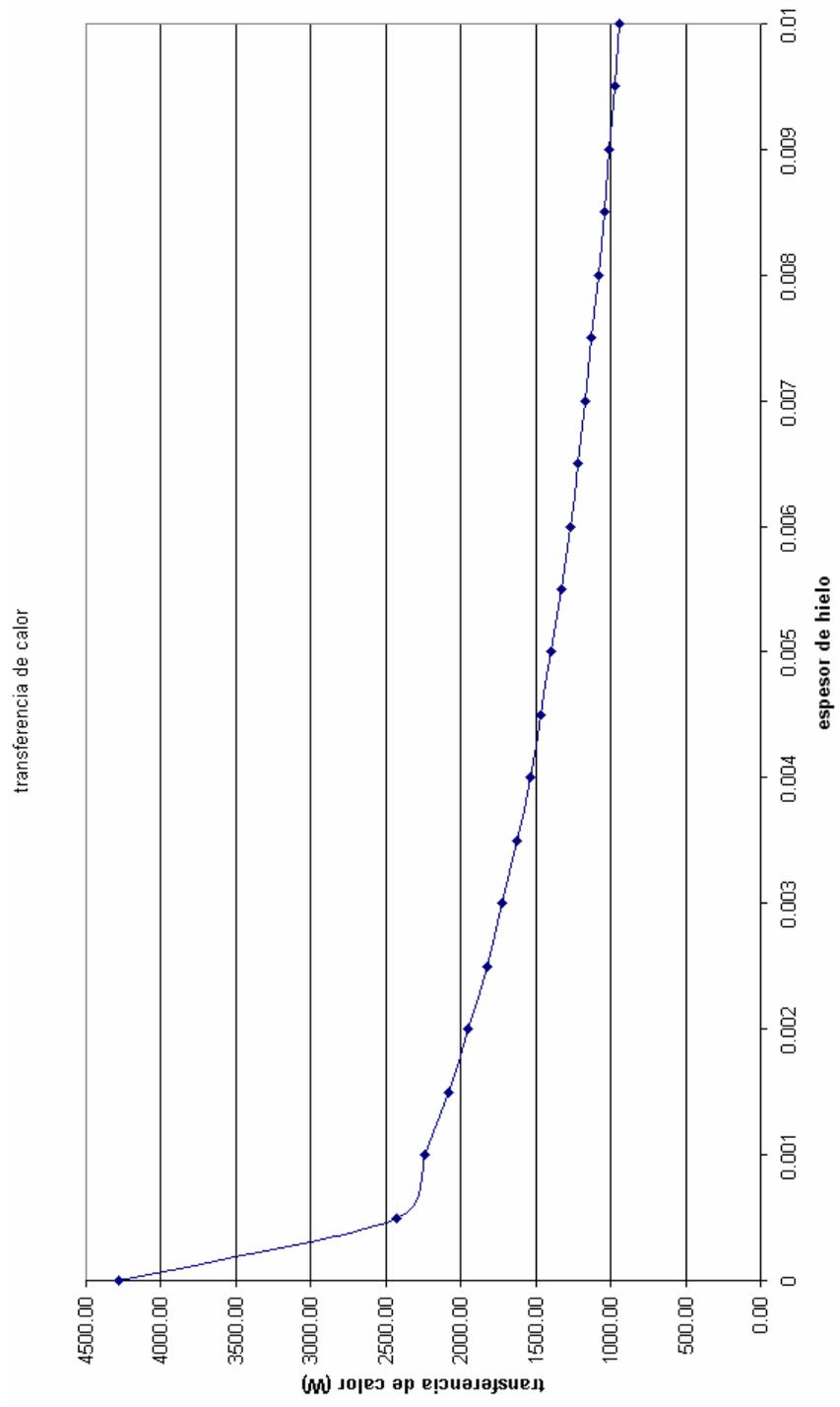
Anexo 5

hp	kW										
1/8	0.09	2	1.49	30	22.4	200	149.1	700	522.0	2250	1677.8
1/6	0.12	3	2.24	40	29.8	250	186.4	800	596.6	2500	1864.3
1/4	0.19	5	3.73	50	37.3	300	223.7	900	671.1	3000	2237.1
1/3	0.25	7.5	5.59	60	44.7	350	261.0	1000	745.7	3500	2610.0
1/2	0.37	10	7.46	75	55.9	400	298.3	1250	932.1	4000	2982.8
3/4	0.56	15	11.2	100	74.6	450	335.6	1500	1118.6	4500	3355.7
1	0.75	20	14.9	125	93.2	500	372.9	1750	1305.0	5000	3728.5
1.5	1.12	25	18.6	150	111.9	600	447.4	2000	1491.4		

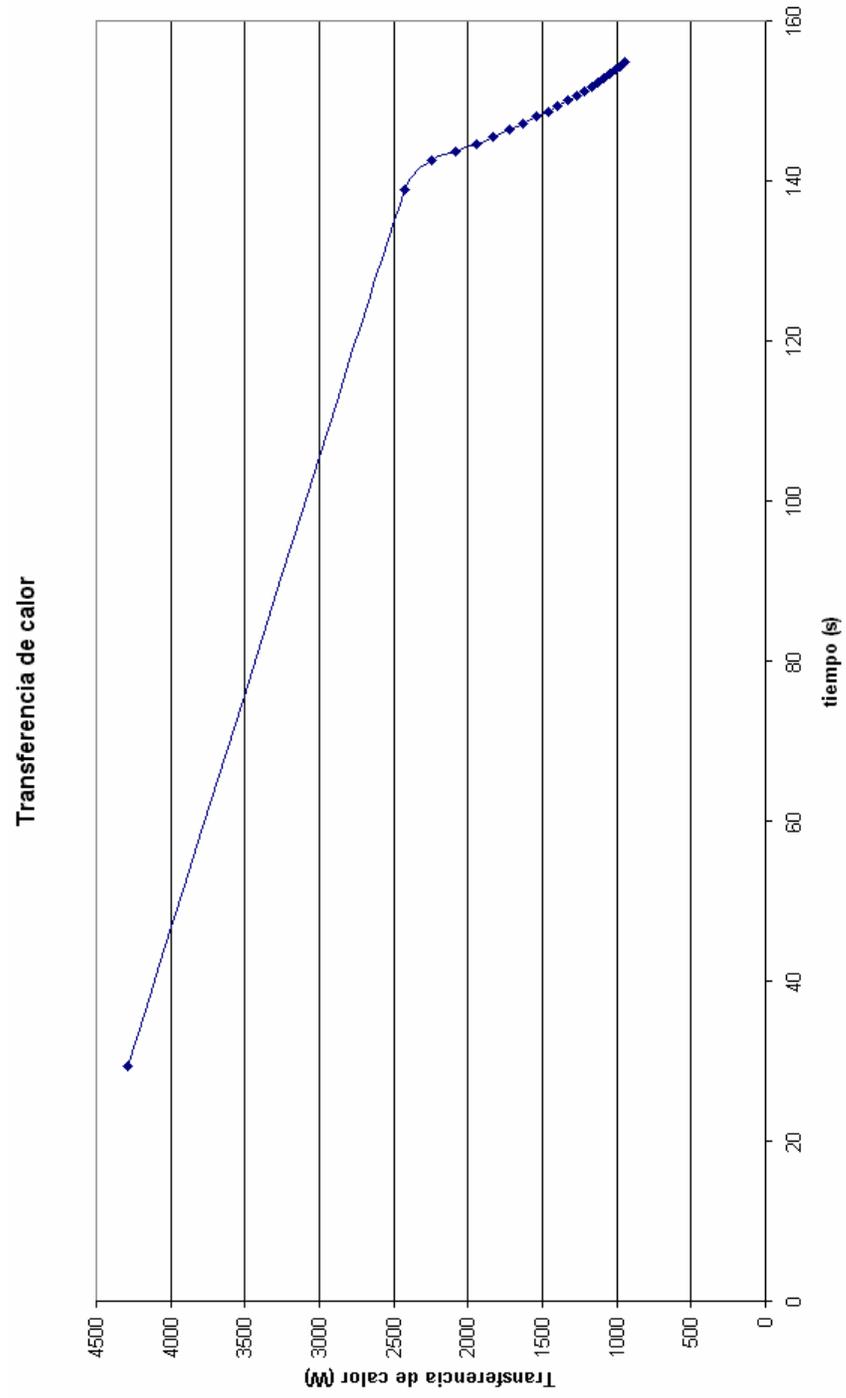


Resistencias en la transferencia de calor

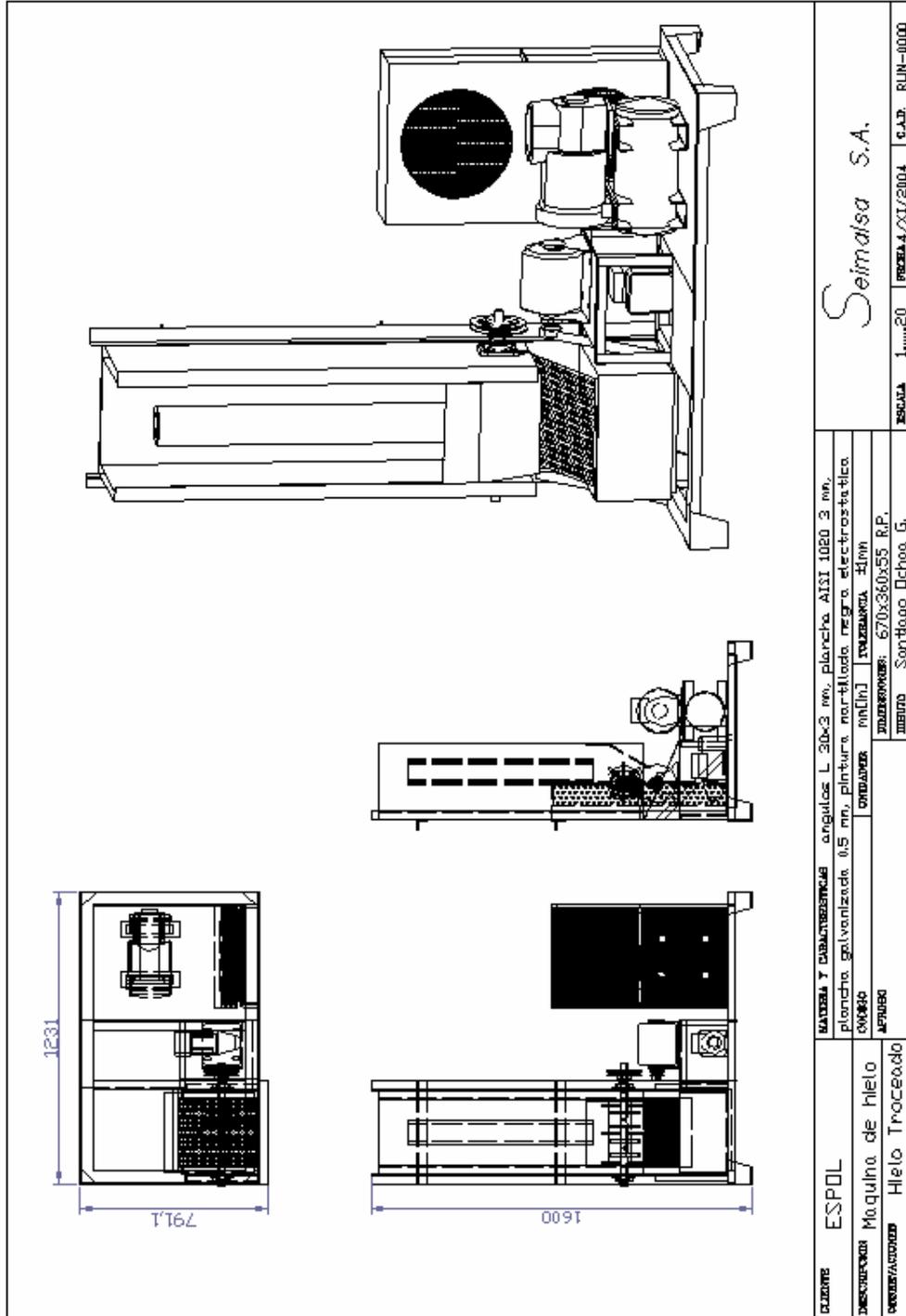




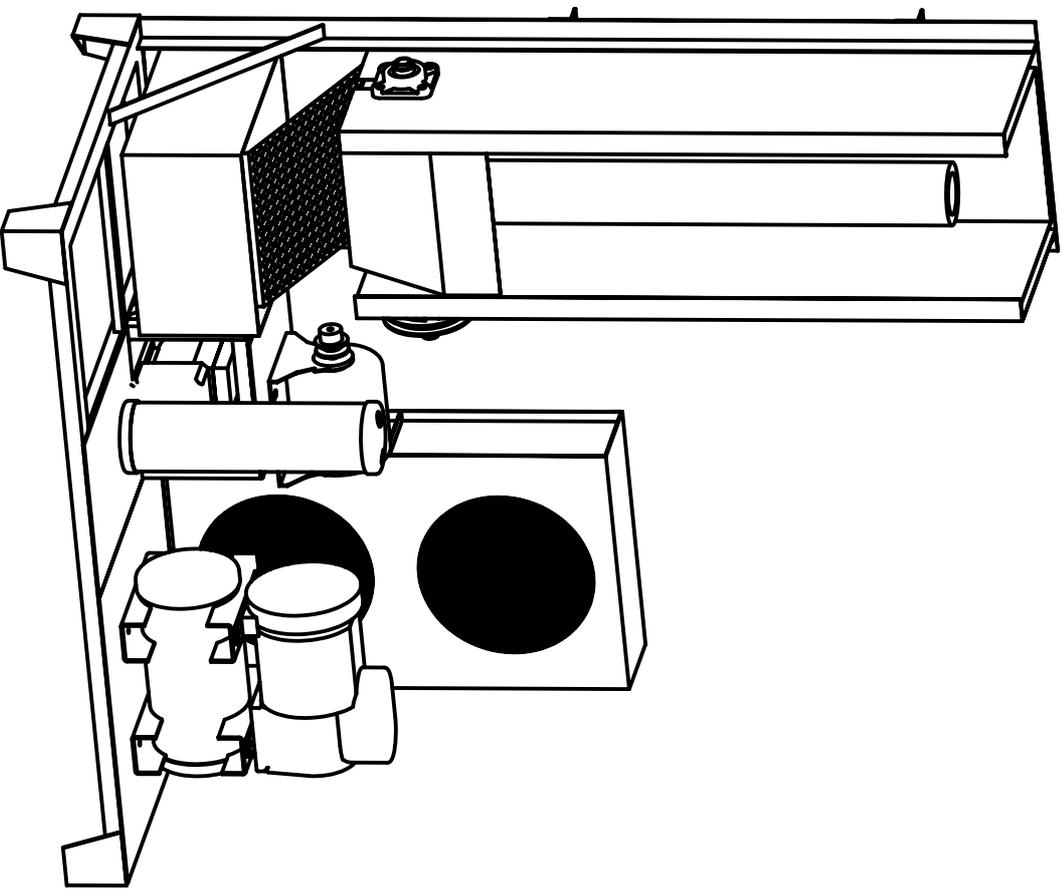
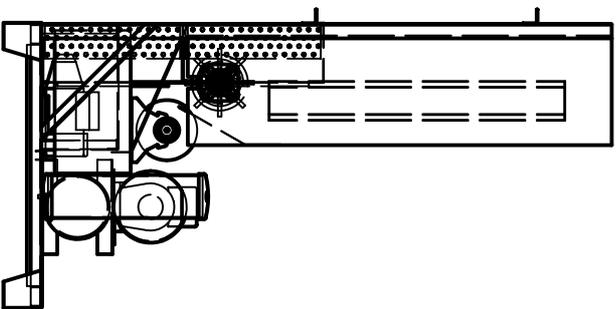
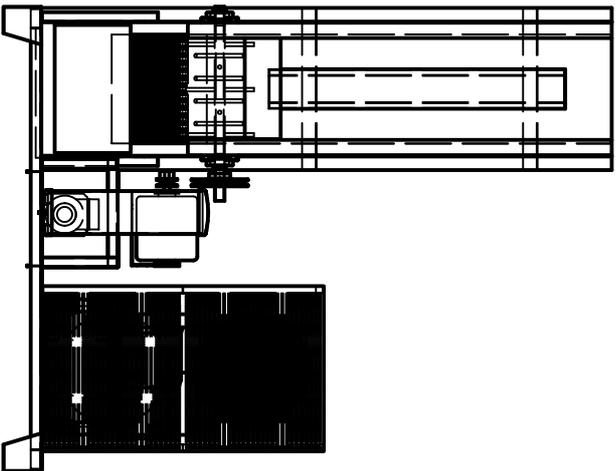
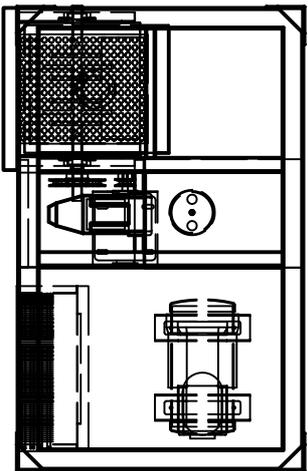
Anexo8



Anexo 9



Plano 1



CLIENTE

ESPOL

MATERIA Y CARACTERISTICAS angulos L 30x3 mm, plancha AISI 1020 3 mm,

plancha galvanizada 0.5 mm, pintura marfilada negra electrostática

DESCRIPCION

Maquina de hielo

CODIGO

APROBO

UNIDADES:

mm[ln]

TOLERANCIA

±1mm

DIMENSIONES:

670x360x55 R.P.

OBSERVACIONES

Hielo Troceado

DIBUJO

Santiago Dehna G.

ESCALA

1.....20

FECHA

4/XI/2004

C.A.D.

RUN-0000

Salmalusa S.A.

BIBLIOGRAFIA

1. ALTHOUSE Andrew, Modern Refrigeration and Air Conditioning, The Goodheart-Willcox Company Inc, Illinois, 1968
2. ASHRAE, Refrigeration – Sistemas y Aplicaciones, Edición Española, Roure 6, España, 1990
3. ALCO Controls, Thermo Expansion Valves, St Louis, 1993
4. Manual para el mejoramiento del manejo poscosecha de frutas y hortalizas, <http://www.fao.org/inpho/vlibrary/x0056s/X0056S04.htm>
5. PERRY, Chemical Engineers' Handbook, Fifth Edition, McGraw-Hill, Tokio, 1973

6. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Segunda Edición, Volumen III, Mc Graw Hill, México, 1984
7. OGATA Katsuhiko, Ingeniería de Control Moderna, Tercera Edición, Prentice-Hall, México, 1998
8. HICKS, Manual de Cálculos para las Ingenierías, Primera Edición en Español, México, 1998.
9. TECUMSEH, Service Handbook, Michigan, 2001
10. LEINHARD, A Heat Transfer Book, Third Edition, Phlogiston Press, Cambridge, 2002
11. GRAHAM, JOHNSTON, Hielo en la pesquería, Estación de Investigaciones Torry, Reino Unido, 1993