

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA
LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS**

**ABEL FAUSTINO LARA LOPEZ
JULIO CESAR DOMINGUEZ PASTRANA**

**CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T y C.
1996**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA
LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS**

**ABEL FAUSTINO LARA LOPEZ
JULIO CESAR DOMINGUEZ PASTRANA**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de
INGENIERO MECANICO.**

**Director:
HELBERT CARRILLO C.
Ingeniero Mecánico**

**CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T y C.**

1996

e

Cartagena de Indias, Abril 8 de 1996

SEDORES
COMITE DE PROYECTO DE GRADO
Facultad de Ingeniería Mecánica
Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar
Ciudad

Estimados Señores:

*Por medio de ésta les estoy presentando el proyecto de grado que han realizado los estudiantes **ABEL LARA** y **JULIO C. DOMINGUEZ**, que lleva por título, "**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS**".*

Cordialmente,

Ing. HELBERT CARRILLO CAICEDO
Director del Proyecto

Cartagena de Indias, Abril 8 de 1996

SEDORES
COMITE DE PROYECTO DE GRADO
Facultad de Ingeniería Mecánica
Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar
Ciudad

Estimados Señores:

Atentamente nos permitimos presentar nuestro proyecto de grado titulado
"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA
LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS", *como requisito*
parcial para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

ABEL F. LARA

JULIO C. DOMINGUEZ

AGRADECIMIENTOS

En el transcurso de la elaboraci3/4n de este proyecto varias personas sacrificaron su tiempo y nos brindaron su valiosa colaboraci3/4n para que hoy d'Ya este proyecto sea una realidad.

*Debemos dar gracias a los se±ores **HELBERT CARRILLO y LINO RUIZ.** Por su gran apoyo y confianza que tuvieron en nosotros.*

GRACIAS!

Artículo 105. *La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados y no pueden ser explotados comercialmente sin autorización.*

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a mis padres, a mis hermanos y a mi novia Nora Martelo, quienes fueron las personas que me brindaron todo su apoyo, confianza y me dieron fuerzas para que hoy pueda obtener una de mis metas: Ser Ingeniero Mecánico.

ABEL LARA

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi madre y a mi hermano Pedro Emilio Dominguez P, quienes me proporcionaron en todo momento el apoyo y recursos necesarios para que felizmente alcanzara la meta que me habÍa trazado: Ser Ingeniero Mecβnico.

JULIO CESAR

TABLA DE CONTENIDO

Págs.

INTRODUCCION	
GENERALIDADES	
1.1 MAQUINA PARA FABRICACION DE HIELO EN CUBOS.....	2
1.1.1 Evaporador	2
1.1.2 Compresor.....	4
1.1.3 Condensador	5
1.1.4 Vlvula de Expansi3n	5
1.1.5 Elementos de Control y Protecci3n.....	5
1.1.6 Refrigerante R-12	5
1.2 CICLO DE REFRIGERACION	6
1.3 FABRICACION DE HIELO.....	7
1.3.1 Hielo en Bloques.....	8
1.3.2 Hielo en Placas	8
1.3.3 Hielo de Tamao pequeo o en forma de pequeos cristales	8
1.3.3.1 Mquina para Producci3n de hielo en tubos.....	9
1.3.4 Tipos de Hielo	11
1.3.4.1 Hielo Opaco	11
1.3.4.2 Hielo Transparente	11
1.3.4.3 Hielo Cristalino.....	11
1.3.5 Tiempo de Congelaci3n	12
DISEO DEL EVAPORADOR	
2.1 DETERMINACION DEL CALOR EXTRAIDO DEL AGUA PARA SU CONGELACION	14
2.2 CALCULO DEL CALOR TOTAL	17
2.2.1 Datos de Partida	17
2.3 EFECTO REFRIGERANTE	23
SELECCION DEL COMPRESOR	
3.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCION.....	24
3.2 DETERMINACION DEL EFECTO REFRIGERANTE	25
3.3 DETERMINACION DEL FLUJO MASICO DE REFRIGERANTE.....	26
3.4 DETERMINACION DEL DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO DEL COMPRESOR	27
3.5 DESPLAZAMIENTO REAL Y SELECCION DEL COMPRESOR.....	28
3.6 CALCULO PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR	33

3.6.1 Datos de partida.....	33
3.6.2 Cálculo del efecto refrigerante.....	33
3.6.3 Cálculo del flujo masico del refrigerante.....	34
3.6.4 Cálculo del desplazamiento volumétrico del compresor.....	34
3.6.5 Cálculo del desplazamiento real y selección de compresor.....	35
DISEÑO DEL EVAPORADOR	
4.1 CALCULOS DE DISEÑO.....	38
CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR	
5.1 SELECCIÓN DEL CONDENSADOR.....	44
5.2 CONSUMO DEL MEDIO ENFRIANTE (AIRE).....	44
 DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS DE LAS TUBERIAS QUE CONECTAN LOS DIFERENTES ELEMENTOS DEL CIRCUITO DE REFRIGERACION	
SELECCIÓN DE LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA	
7.1 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN.....	50
7.1.1 Determinación de la Caída de presión a través de la válvula.....	50
7.1.2 Determinación de la temperatura del líquido refrigerante a la entrada de la válvula.....	52
7.1.3 Selección de la válvula de acuerdo a la capacidad.....	52
7.1.4 Determine si un igualador externo es requerido.....	53
7.1.5 Selección del tipo de cuerpo.....	53
7.1.6 Selección de la válvula de expansión termostática.....	53
DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE	
8.1 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CORTE.....	57
8.1.1 Diseño del eje.....	59
8.1.2 Cálculo de F1 y F2.....	60
8.1.3 Selección del rodamiento del eje.....	70
SISTEMA ELECTRICO	
GUIA DE OPERACION Y MANTENIMIENTO	
CONCLUSION	
BIBLIOGRAFIA	
ANEXOS	

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: TABLAS PROPIEDADES DE AISLANTES TERMICOS

ANEXO B: TABLA DE PROPIEDADES DE REFRIGERANTES

ANEXO C: CICLO DE REFRIGERACION

ANEXO D: TABLA DE VALORES DE C_{pH_2O} Y C_{pHIELO}

ANEXO E: TABLA VALORES NORMALIZADOS TUBERIA DE COBRE

ANEXO F: TABLA VALORES DE SATURACION DEL R-12

ANEXO G: GRAFICAS CURVAS PRESION HENTALPIA R-12

ANEXO H: GRAFICA DE EFICIENCIA VOLUMETRICA PARA DIFERENTES TIPOS DE COMPRESORES

ANEXO I: CATALOGO SELECCION COMPRESOR

ANEXO J: ESQUEMA DEL EVAPORADOR

ANEXO K: DIAGRAMA PARA LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

ANEXO L: CATALOGO SELECCION CONDENSADOR
ANEXO M: CATALOGO MOTOR VENTILADOR
ANEXO N: VALORES DE VELOCIDAD REFRIGERANTE R-12
ANEXO Ñ: GRAFICA SELECCION DE TUBERIA
ANEXO O: CAPACIDAD DE LAS VALVULAS DE EXPANSION
TERMOSTATICAS
ANEXO P: FACTOR DE CORRECCION PARA R-12
ANEXO Q: TIPOS DE CUERPOS DE VALVULAS DE EXPANSION
TERMOSTATICAS
ANEXO R: VALORES DE LA CAIDA DE PRESION EN LA LINEA DE
LIQUIDO
ANEXO S: VALORES N_{SF} PARA CORREAS
ANEXO T: TIPO DE SECCION DE LA CORREA Y VALOR DE K_d
ANEXO V: VALORES DE K_a , K_c , K_d , K_e , Se'
ANEXO W: VALORES DE F_a/F_r , C/P , X_o y Y_o
ANEXO X: SELECCION DEL RODAMIENTO

INTRODUCCION

El presente proyecto tiene como fin suministrar al estudiante un alto grado de conocimiento en uno de los equipos más utilizados para la fabricación automática de hielo en cubos.

La realización de este proyecto representa la iniciativa de un grupo de estudiantes para brindar a la C.U.T.B. un equipo de laboratorio, el cual ayudará a los estudiantes a conocer y ampliar sus conceptos básicos sobre sistemas de refrigeración, lo cual dará un enfoque de avance tecnológico y pedagógico al laboratorio de la universidad.

GENERALIDADES

1.1 MAQUINA PARA FABRICACION DE HIELO EN CUBOS

El proceso para la fabricaci3/4n de hielo en cubos es realizado por una m3/4quina que consta de los siguientes elementos:

1.1.1 Evaporador. *Es el encargado en realizar la transferencia de calor entre el agua y el refrigerante circulante a baja presi3/4n y temperatura de acuerdo al dise±o establecido.*

En esta etapa del proceso, el refrigerante absorbe gran cantidad de calor (calor latente de evaporizaci3/4n) del agua, bajandole la temperatura a 13°F de tal manera que permita su congelaci3/4n.

Para el dise±o se utilizar3/4 un evaporador del tipo tubo conc3/4ntrico que son los recomendados para flujos peque±os del medio enfriante; se fabricar3/4 en tuberÝa de cobre ya que este material presenta buena propiedad para condicci3/4n de calor y de f3/4cil manejo.

Para disminuir sustancialmente la rata de transferencia de calor del medio mbiente hacia el interior del evaporador, este se aisla t3/4rmicamente utilizando uno de los m-Itiples elementos aislantes existentes en el mercado.

En las tablas 5 y 6 del anexo A podemos observar las propiedades de algunos materiales aislantes, presentando diferentes caracterÝsticas, valores de densidad y conductividad t3/4rmica.

Actualmente los materiales más usados y más comunes en el mercado son:
 La lana de fibra de vidrio, el poliestireno expandido (icopor) y el poliuretano expandido tanto flexible como rígido.

Del análisis de las diferentes propiedades, tales como facilidad para espumarse en un sitio, baja absorción de agua, alta resistencia mecánica, bajo factor K, larga vida expuesta a interiores y exteriores y costo relativamente bajo, se decidió escoger como aislante del evaporador, el poliuretano rígido espumado a una densidad de 32 Kg/m³.

1.1.2 Compresor. Es el encargado de hacer circular el refrigerante a través del circuito de refrigeración, manteniendo las diferentes presiones y temperaturas deseadas dentro del evaporador y el condensador para que se realice la transferencia de calor necesario en el proceso de fabricación del hielo.

Se utilizará un compresor hermético para refrigerante R-12, los cuales están en disposición en el mercado para bajas capacidades.

1.1.3 Condensador. Es el encargado de hacer el intercambio de calor entre el aire y el refrigerante circulante de alta presión y temperatura procedente del compresor.

1.1.4 Válvula de Expansión Es el elemento encargado de regular el flujo de refrigerante líquido, es de operación térmica o manual para mantener constante las presiones y las temperaturas requeridas de transferencia de calor en el evaporador y condensador.

1.1.5 Elementos de Control y Protección Son los encargados de dar inicio y final de la operación, también regulan el funcionamiento del equipo en condiciones normales o anormales.

1.1.6 Refrigerante R-12 Es uno de los compuestos de la familia de los generalmente llamados Freón más usados en refrigeración. Se compone de un átomo de carbono, dos de cloro y dos de fluor, para formar una molécula de dicloro difluoro metano.

Su fórmula química es CCl₂F₂ y el nombre usado actualmente es R-12. No

tiene olor no color.

En la tabla 3 del anexo B se muestran propiedades comparativas de algunos refrigerantes.

1.2 CICLO DE REFRIGERACION

El compresor comprime el refrigerante hasta una presión P (línea de alta presión), este refrigerante comprimido pasa por el condensador a una temperatura constante (calor latente de condensación) transformándose en líquido, luego pasa a través de la válvula de expansión disminuyendo la presión P (línea de baja presión) y a la temperatura T de evaporación, dándose nuevamente el proceso de condensación forzada cuando el refrigerante pasa por el evaporador, en el cual el gas sale sobrecalentado a una temperatura mayor que la de evaporación, nuevamente llega al compresor cumpliendo el ciclo de refrigeración mecánica. En el anexo C, la figura 1 nos muestra esquemáticamente el ciclo de refrigeración.

1.3 FABRICACION DE HIELO

En el tiempo el hielo ha jugado un papel importante en la conservación de alimentos, por consiguiente el hombre desde la revolución industrial ha venido perfeccionando el ciclo de refrigeración mecánica con el fin de hacer más óptimo el proceso de fabricación de hielo.

Existen diferentes procesos industriales para la fabricación de hielo entre ellos tenemos:

1.3.1 Hielo en Bloques. Es el proceso más extendido y desarrollado, consiste en helar el agua en moldes dentro de un baño de salmuera.

1.3.2 Hielo en Placas. Este se puede realizar ya sea por medio de salmuera o por evaporación directa.

1.3.3 Hielo de Tamaño pequeño o en forma de pequeños cristales. Los inconvenientes de la fabricación de hielo en bloques dentro de baños de salmuera y la tendencia a reemplazar este procedimiento por el de expansión directa conducen a generalizar este procedimiento.

Un gran paso para ello, ha sido realizado con las m♠quinas que producen hielo no en bloques sino en tama±o peque±o, ya que en general se utiliza el hielo en trozos peque±os.

Con estas m♠quinas se ha logrado producir hielo de una manera completamente autom♠tica en poco tiempo y poco espacio.

El hielo se empieza a producir poco despu♠s de la puesta en marcha de la m♠quina.

1.3.3.1 M♠quina para Producci3n de hielo en tubos. *En una caldera vertical en la cual se evapora el fluido refrigerante, se encuentran numerosos tubos cilindricos calibrados de di♠metro "d".*

El agua a congelar se desliza por las paredes interiores de los tubos hacia abajo; en los extremos de los tubos se consigue una pel♠cula de agua regular utilizando dispositivos para repartirla a tuber♠as. Mientras el agua no se congela va a parar de nuevo a un recipiente colector de donde es bombeado de nuevo atravezando un filtro y mezclandose con el agua fresca.

El hielo que se forma en los tubos se desprende al desmoldearlo una vez alcanzado el espesor deseado, inyectando gases calientes procedentes del lado de alta presi3n del compresor.

El proceso de desmoldeo se puede hacer autom♠ticamente seg♠n el espesor del hielo que se desee, por medio de un mecanismo de relojer♠a que act-a sobre una v♠lvula magn♠tica que gobierna el proceso.

En el extremo por donde salen los tubos se encuentra un mecanismo de corte para entallar y partir los tubos en peque±os piezas.

Debido al agua que va descendiendo directamente por la pared de los tubos, se barren las gotas y burbujas de aire de las paredes por lo que el hielo que se produce es perfectamente claro.

En este dise±o en lugar de utilizar la forma de caldera, se usaran tubos dobles en los cuales se evaporar♠ directamente el medio refrigerante en el espacio anular intermedio.

1.3.4 Tipos de Hielo

1.3.4.1 Hielo Opaco. *Este es el resultado cuando se usa el agua sin ning-n tratamiento especial.*

1.3.4.2 Hielo Transparente. *Es el resultante cuando se usa agua sin tratamiento especial y se le aplica una desairaci³n durante el proceso de congelaci³n y su n-cleo es opaco y su grosor depende de los componentes del agua.*

1.3.4.3 Hielo Cristalino. *Este se obtiene con agua tratada (destilada y desaireado), es cristalino desde su n-cleo hasta la superficie externa. La dureza del hielo obtenido por los tres procesos es pr³cticamente la misma, tambiÚn el tiempo de congelaci³n es el mismo bajo idÚnticas condiciones.*

El hielo cristalino se derrite m³s r³pidamente en un principio, pero luego m³s lentamente que las otras dos clases.

La exigencia frigorífica es por unidad de peso la misma para toda clase de hielo, y es igual a 144 BTU/Lb.

1.3.5 Tiempo de Congelaci³n. *La duraci³n de la congelaci³n depende de la temperatura del agua a congelar y el espesor de los tubos.*

DISEÑO DEL EVAPORADOR

Para el dise±o y c³lculo del evaporador se sigui³ la siguiente metodologÍa:

- *Se hizo una rese±a de todas las f³rmulas fundamentales para los*

calculos y los términos empleados, así como la curva de las propiedades del refrigerante a utilizar.

- Se mostraron datos numéricos de las operaciones realizadas en el diseño.

2.1 DETERMINACION DEL CALOR EXTRAIDO DEL AGUA PARA SU CONGELACION

La expresión utilizada para la determinación del calor total está dada por la sumatoria de los calores sensibles antes y después del punto de congelación y por el calor latente de congelación más el calor perdido en la transferencia de calor y viene dado por:

$$Q_T = Q_{s1} + Q_{s2} + Q_l + Q_p \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

$Q_T =$ Calor total rechazado por el agua (BTU/hr)

$Q_{s1} =$ Calor sensible antes del punto de congelación (BTU/hr)

$Q_{s2} =$ Calor sensible después del punto de congelación (BTU/hr)

$Q_l =$ Calor latente de congelación (BTU/hr)

$Q_p =$ Calor por pérdidas en el proceso de transferencia (BTU/hr).

Para determinar los calores sensibles Q_{s1} y Q_{s2} y el calor latente Q_l se utilizan la siguiente expresión:

$$Q_s = M C_p \Delta T \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

$M =$ es el flujo másico del agua a congelar (lbs/hr)

$C_p =$ Calor específico del agua y del hielo

$\Delta T =$ Diferencial entre temperatura ambiente del agua (95°F) y la temperatura del punto de congelación (32°F).

El otro diferencial es (32°F - 23°F) (punto de congelación menos temperatura final).

$$Ql = 144 M \dots\dots\dots (3)$$

Donde:

144 = Es el calor latente de fusión del agua a congelar a presión atmosférica que se realiza a temperatura constante (RTU/Lbs).

Para determinar el calor perdido en la transferencia se utiliza las siguientes fórmulas:

$$Qp = \Delta T/R \dots\dots\dots (4)$$

$$R_{\text{convectivo}} = \frac{1}{h2\pi r_2 L}$$

$R = R_{\text{convectivo}} + R_{\text{conductor}}$

$$R_{\text{conductor}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL}$$

$$R_{\text{critico}} = K/h \dots\dots\dots (7)$$

Donde:

R = Resistencia térmica (hr - pie² - °F/BTU)

r_2 = R crítico (pul)

r_1 = radio interior del tubo exterior (pul)

K = Conductividad térmica (BTU/hr - pie - °F)

L = longitud axial (pies)

h = coeficiente convectivo de transferencia (BTU/hr-pie²-°F).

2.2 CALCULO DEL CALOR TOTAL

2.2.1 Datos de Partida

$T_{\text{evaporación}} = 14^\circ\text{F}$

$T_{\text{ambiente}} = 95^\circ\text{F}$

$T_{\text{final de congelación}} = 23^\circ\text{F}$

$T_{\text{entrada del agua}} = 90^\circ\text{F}$

Se van a producir 125 Lbs/día de hielo; suponemos que la máquina trabajar 10 horas al día;

entonces $m = 12,5 \text{ Lbs/hr}$

Se selecciona un hielo transparente que se produce a una temperatura de 23°F dentro de los tubos de cobre.

En la tabla 1 del anexo D tenemos los valores de C_p para el agua y para el hielo.

$$C_{p\text{H}_2\text{O}} = 1 \text{ (BTU/Lb}^\circ\text{F)}$$

$$C_{p\text{Hielo}} = 0,5 \text{ (BTU/Lb}^\circ\text{F)}$$

$$\Delta T_1 = (90 - 32)^\circ\text{F} \Rightarrow \Delta T_1 = 58^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = (32 - 23)^\circ\text{F} \Rightarrow \Delta T_2 = 9^\circ\text{F}$$

Calores sensibles ecuación 2.

$$Q_{s1} = 12.5 \text{ Lbs/hr} * 1 \text{ BTU/Lbs}^\circ\text{F} * (58^\circ\text{F})$$

$$Q_{s1} = 725 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{s2} = 12.5 \text{ Lbs/hr} * 0,5 \text{ BTU/Lbs}^\circ\text{F} * (9^\circ\text{F})$$

$$Q_{s2} = 56,25 \text{ BTU/hr}$$

Calores latentes ecuación 3

$$Q_L = 144 \text{ BTU/Lbs} * 12.5^\circ\text{Lbs/hr}$$

$$Q_L = 1800 \text{ BTU/hr}$$

El calor pÚrdido se halla con la ecuaci3/4n 4

$$Q_p = \Delta T/R$$

Donde:

$$\Delta T = (95 - 14)^\circ\text{F} \Rightarrow \Delta T = 81^\circ\text{F}$$

De la ecuaci3/4n 5 hallamos el R convectivo:

$$R \text{ convectivo} = 1/h \cdot 2\pi r_2 L = 1/hA$$

En el libro de refrigeraci3/4n JENNINGS Y LEWIS encontramos la expresi3/4n que nos relaciona el coeficiente de pÚlcula externa h .

Dicha expresión está dada por:

$$h = 1.6 + 0.3 V$$

Donde V es la velocidad del flujo exterior y está dada en millas/horas. Para recintos cerrados $V = 0$

$$\text{Entonces } h = 1.6 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El factor K del aislamiento térmico de la tabla 5 y 6 del anexo A es:

$$K_a = 0,17 \text{ BTU/hr} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ\text{F}$$

De la ecuación 7 hallamos $r_2 = R$ crítico

$$r_2 = 0,17 \frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \cdot \frac{1,6 \text{ hr pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$r_2 = K/h$$

$$r_2 = 0,1 \text{ pies}; \text{ entonces } r_2 = 1,2 \text{ pul.}$$

Para la selección de tubos concéntricos del evaporador, seleccionamos un diámetro para el tubo exterior de:

$$D_1 = 1 \frac{3}{8} \text{ pul} \Rightarrow r_1 = 0,6325 \text{ pul.}$$

Valores normalizados tabla 1 - anexo E.

Además se selecciona una longitud de tubería de : $L = 9$ pies divididos en 6 tramos de $L = 1,5$ pies.

Teniendo en cuenta estos valores calcularemos los valores de R convectivo

¡Error!

y R conductivo de las ecuaciones 5 y 6.

¡Error!

$$R_{\text{convectivo}} = 0,110 \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$R_{\text{conductor}} = 0,067 \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$R_{\text{convectivo}} + R_{\text{conductor}} = (0,110 + 0,067) \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$Q_p = \frac{\dot{U}T}{R} = \frac{81^\circ\text{F}}{0,177 \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}}$$

$$R = 0,177 \text{ hr} \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$Q_p = 457,62 \text{ BTU/hr}$$

De la ecuación (1) tenemos el calor T_3T_4

$$Q_r = Q_{s1} + Q_{s2} + Q_1 + Q_p$$

$$Q_t = (725 + 56,25 Z + 1800 + 457,62) \text{ BTU/hr}$$

$$Q_t = 3038,9 \text{ BTU/hr}$$

Este calor teóricamente es el rechazado por las 12.5 Lb/h de agua a congelar, pero en la práctica hay que incrementar este valor en un rango de 0 a 47% (Manual de Técnicas Frigoríficas) esto es debido a las pérdidas inevitables según la capacidad de instalación y las condiciones climáticas, por tanto se selecciona un incremento promedio del 20%.

$$Q_{\text{real}} = 1,2 \cdot Q_{\text{total}} \Rightarrow Q_{\text{real}} = 3646,68 \text{ BTU/hr}$$

2.3 EFECTO REFRIGERANTE

$$ER = h_2 - h_1 \dots\dots\dots (8)$$

Donde

$h_2 - h_1$: Es la diferencia de entalpías

En la tabla 1 del anexo F se muestra las propiedades de saturación del refrigerante

CONDICIONES EN EL EVAPORADOR

$$T_{\text{SAT}} = 14^\circ\text{F}$$

$$P_{\text{SAT}} = 31,8 \text{ Psi}$$

CONDICIONES EN EL CONDENSADOR

$$T_{\text{Ambiente}} = 95^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{Condensaci3n}} = 105^{\circ}\text{F}$$

$$P = 139 \text{ Psi}$$

SELECCION DEL COMPRESOR

3.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCION

Para la selecci3n del compresor se seguir3 la siguiente metodolog3a:

- *Se hizo una reseña de todas las fórmulas fundamentales para la selecci3n de un compresor, curvas de comportamientos de compresores, refrigerante y cat3logos de lubricantes de compresores.*
- *Luego se demostraron los datos num3ricos de las operaciones realizadas para la selecci3n del compresor.*

3.2 DETERMINACION DEL EFECTO REFRIGERANTE

Para hallar el efecto refrigerante, se gr3fica el ciclo de refrigeraci3n mec3nica de la curva presi3n-entalpía del refrigerante R-12 mostrada en el anexo G, fig 1, con las condiciones de trabajo las cuales son:

$$\text{Temperatura de evaporaci3n} = 14^{\circ}\text{F}$$

Temperatura de condensaci3n = 105°F. Se encuentra en el rango recomendado para condensaci3n de aire.

Por criterio de diseño se considera un subenfriamiento de 10°F y un

sobrecalentamiento de 10°F para lograr un buen efecto refrigerante y una buena eficiencia volumétrica, además para evitar retorno de refrigerante líquido hacia el compresor, el cual puede ocasionar daños mecánicos (según ASHRAE).

$$ER = h_2 - h_1$$

Donde:

ER = Efecto refrigerante

h_2 = Entalpia en la entrada del compresor que según la gráfica 1 del anexo G

$$h_2 = 83 \text{ BTU/Lb}$$

h_1 = Entalpia a la salida del condensador con un subenfriamiento de 10°F que según la gráfica 1 del anexo G

$$h_1 = 28 \text{ BTU/Lb}$$

3.3 DETERMINACION DEL FLUJO MASICO DE REFRIGERANTE

El compresor a seleccionar debe hacer circular una cantidad de flujo suficiente para ganar el calor rechazado por el agua a congelar a las temperaturas de evaporación y condensación, el cual se logra con la siguiente expresión:

$$M_{R-12} = Q_T/ER \dots\dots\dots (9)$$

Donde:

M = Flujo masico de refrigerante R-12

ER = Efecto refrigerante en BTU/Lb

3.4 DETERMINACION DEL DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO DEL COMPRESOR

El desplazamiento volumétrico es la cantidad de centímetros cúbicos que el compresor desplaza en cada revolución

$$V = M/\rho \dots\dots\dots (10)$$

Donde:

V = Flujo volumétrico en Pu^3

M = Flujo masico del refrigerante R-12 en Lbs

ρ = Densidad del refrigerante a la entrada del compresor y se determina en la gráfica del anexo H prolongado la línea de densidad constante desde el punto "B" y es igual a:

$$\rho = 0,76 \text{ Lbs/pe}^3$$

Para determinar el desplazamiento volumétrico se aplica:

$$Dv = V/Vc \dots\dots\dots (11)$$

Donde:

Dv = Desplazamiento volumétrico por revolución en Pu^3/rev

V = Flujo volumétrico en Pu^3/min

Vc = Velocidad del compresor en RPM

$Vc = 3600 \text{ RPM}$ que es la velocidad usual para compresores

3.5 DESPLAZAMIENTO REAL Y SELECCION DEL COMPRESOR

Debido a que el rendimiento de los compresores al igual que cualquier máquina, no tienen un rendimiento del 100%; sólo un porcentaje del volumen del gas refrigerante realmente bombeado y se conoce como eficiencia volumétrica. La eficiencia de un compresor varía en gran escala dependiendo del diseño y del índice de compresión.

Los fabricantes de compresores tienen sus gráficos donde muestran las eficiencias volumétricas.

El índice de compresión afecta la eficiencia volumétrica en dos aspectos fundamentales:

- Debido a que existe en la parte superior del cilindro un espacio de tolerancia en el cual es gas, que durante la compresión ahí se alojan, no es bombeado; por lo que entre mayor sea el índice de

compresión, más denso se hará el gas que ahí se aloja y ocupará mayor volumen en el cilindro durante la carrera de descarga del pistón, evitando así la succión total del gas que el cilindro puede aceptar.

- A mayor Índice de compresión mayor será el calor que se produzca mediante la compresión, efectuando el aumento de temperatura en los cilindros y en la cabeza del compresor; de ahí que el gas proveniente del evaporador que entra al cilindro en la carrera de succión, sea calentado por las paredes internas de dicho cilindro, provocando la expansión del gas y reduciéndose el volumen del gas de entrada a los cilindros del compresor.

Para hallar el desplazamiento real se debe hallar el Índice de compresión mediante la ecuación:

$$I_c = P_{ca}/P_{va} \dots \dots \dots (12)$$

Donde:

- I_c = Índice de compresión (adimensional)
- P_{ca} = Presión de condensación absoluta (Psia)
- P_{va} = Presión de evaporación absoluta (Psia)

Debido a que la condensación ocurre a los 105°F y según la gráfica mostrada en el anexo H, se encuentra el punto C' (punto de saturación en 105°F) el cual se prolonga paralelo a las líneas de presión constante y se obtiene:

$$P_{ca} = 139 \text{ Psi} + 14,7 \text{ Psi}$$

$$P_{ca} = 153,7 \text{ Psia}$$

Y la evaporación ocurre a 19°F.

En la gráfica del anexo H se encuentra el punto b' (punto de saturación para la temperatura de 19°F) el cual se prolonga paralelo a las líneas de presión constante y se obtiene:

$$P_{va} = 31,8 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}$$

$$P_{va} = 46,5 \text{ psia}$$

Con la ecuación (12) se determina el Índice de compresión, se va a la gráfica mostrada en el anexo I, la cual muestra la eficiencia volumétrica para

diferentes tipos de compresores.

De acuerdo a las condiciones de trabajo del circuito de refrigeración de la máquina: La temperatura de condensación y de evaporación y el refrigerante a utilizar (R-12), sabiendo que las temperaturas de evaporación se encuentran en el rango de medias temperaturas, se selecciona un compresor de media temperatura.

Por definición se saca la ecuación siguiente:

$$Ev = Dv/Dvc \dots\dots\dots (13)$$

Donde:

- Ev = Eficiencia volumétrica
 Dv = Desplazamiento volumétrico requerido del refrigerante
 Dvc = Desplazamiento volumétrico real del compresor

De la ecuación anterior se despeja Dvc así:

$$Dvc = Dv/Ev \dots\dots\dots (14)$$

Con el desplazamiento volumétrico real Dvc y el tipo de compresor (media temperatura) se selecciona el compresor a utilizar en el catálogo el fabricante mostrado en el anexo I.

3.6 CALCULO PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR

3.6.1 Datos de partida Se seleccionará un compresor hermético que es utilizado para capacidades menores de una tonelada para temperatura media

- Temperatura de evaporación = 14°F
 Temperatura de condensación = 105°F
 Velocidad del compresor = 3600 RPM

3.6.2 Cálculo del efecto refrigerante Aplicando la ecuación (8) se determina el efecto refrigerante así:

- ER = h2 - h1
 ER = 83 BTU/Lb - 28 BTU/Lb
 ER = 55 BTU/Lb

3.6.3 Cálculo del flujo masico del refrigerante Mediante la ecuación (9) se calcula el flujo masico de refrigerante así:

- $M_{R-12} = Q_T/ER$
 $M_{R-12} = (BTU/hr)/(55 BTU/Lb)$
 $M_{R-12} = 66,3 Lb/hr$

3.6.4 Cálculo del desplazamiento volumétrico del compresor Para obtener el desplazamiento volumétrico del compresor a utilizar, se aplica la ecuación (11)

$$D_v = V/V_c$$

Peso $V = M/\rho$ de la ecuación (10)

$$V = 66,3 \text{ Lb/hr} / 0,76 \text{ Lb/pie}^3$$

$$V = 87,23 \text{ pie}^3/\text{hr} * 1 \text{ hr}/60 \text{ min} * (12 \text{ pul})^3/1 \text{ pie}^3$$

$$V = 25212,42 \text{ pul}^3/\text{min}$$

$$D_v = (25212,42 \text{ pul}^3/\text{min})/(3600 \text{ RPM})$$

$$D_v = 0,6978 \text{ pul}^3/\text{rev}$$

3.6.5 Cálculo del desplazamiento real y selección de compresor

Para calcular el Índice de compresión aplicamos la ecuación (12)

$$I_c = P_{ca}/P_{va}$$

$$I_c = 153,7 \text{ Psia}/46,5 \text{ Psia}$$

$$I_c = 3,30$$

En la gráfica mostrada en el anexo I se encuentra que para un Índice de compresión de 3 y para un tipo de compresor de media temperatura (uso múltiple) se determina una eficiencia volumétrica de 76%, $E_v = 0,76$

Para determinar el desplazamiento volumétrico usamos la ecuación (14)

$$D_{vc} = D_v/E_v$$

$$D_{vc} = 0,6978/0,76 \text{ pul}^3/\text{rev}$$

$$D_{vc} = 115 \text{ cms}^3/\text{rev}$$

Con este valor del desplazamiento volumétrico real en el catálogo del fabricante para compresores de media temperatura anexo I. Se selecciona el compresor referencia AJ7441AC.

DISEÑO DEL EVAPORADOR

- Para el diseño se utilizará un evaporador del tipo tubo concéntrico, que son los recomendados para flujos pequeños del medio eficiente.
- Se seleccionará un diámetro para la tubería exterior del evaporador (tipo tubos concéntricos) cuyo diámetro nominal es de 1 3/8 pul. En la gráfica 1 del anexo E se muestran valores normalizados de tubería de cobre.
- El evaporador estará formado por 6 líneas de tubos concéntricos verticales, conectados entre sí por las líneas de refrigeración y agua respectivamente.

4.1 CALCULOS DE DISEÑO

Para calcular el diámetro de la tubería por donde circula el agua (diámetro del tubo interior del evaporador); se hace el siguiente cálculo:

El flujo volumétrico del refrigerante es:

$$V = 2512,42 \text{ pul}^3/\text{min}$$

Además, $V = C * A$ (15)

Entonces de la ecuación (15)

$$A = V/V$$

La velocidad V recomendada en el evaporador debe ser aproximadamente de:

$$V = 1500 \text{ pies}/\text{min}$$

$$A = (2512,42 \text{ pul}^3/\text{min}) / (1500 \text{ pies}/\text{min} * 12 \text{ pul}/1\text{pie})$$

$$A = 0,1395 \text{ pul}^2$$

Donde

$A =$ Area de la sección circular por donde pasa el refrigerante

$$A = \pi/4 (D_o^2 - D_i^2) \dots\dots\dots (16)$$

$$d = D - 4A$$

Donde:

d = Diámetro interior del tubo interior por donde circula el agua en el evaporador

D = Diámetro interior del tubo exterior por donde circula el refrigerante R-12

$D = 1 \frac{3}{8}$ pul exterior

$D = 1,265$ pul interior

Ver tabla 1, anexo E

Entonces

$$d = (1,265 \text{ pul}) - (4 (0,1395 \text{ pul}))$$

$$d = 1,2 \text{ pul}$$

Este valor nos da un diámetro nominal exterior del tubo interior de:

$$d = 1 \frac{1}{8} \text{ pul}$$

Entonces el evaporador estará formado con las dimensiones de tubería calculadas, cuyos valores son:

$$D = 1 \frac{3}{8} \text{ pul}$$

$$d = 1 \frac{1}{8} \text{ pul}$$

Se contarán 6 líneas de tubo con 1,5 pies de longitud por líneas.

En la figura A del anexo J se muestra un esquema del evaporador.

El espaciamiento entre líneas de tubo en el evaporador está limitado por el radio crítico de aislamiento.

CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

Generalmente la capacidad del condensador es mayor que la capacidad frigorífica, por el equivalente del trabajo adiabático del compresor.

La capacidad del condensador se calcula con la siguiente expresión

$$Q = Q_0 Y \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

Q = Capacidad del condensador

Q₀ = Capacidad frigorífica en BTU/hr o Kcal/h

Y = Factor del diagrama mostrado en el anexo K que depende de la temperatura de evaporación y de condensación en °F, Q, °C

$$T_{\text{evaporación}} = 14^\circ\text{F} = -10^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{condensación}} = 105^\circ\text{F} = 40,5^\circ\text{C}$$

El factor "Y" fue calculado para el refrigerante R-12 con las suposiciones siguientes:

- Subenfriamiento del líquido 10°F (-12,22°C) sobre la temperatura de condensación
- Subcalentamiento del vapor de succión en el evaporador 10°F (-12,22°C) sobre la temperatura de evaporación.

Entonces en el diagrama hallamos el valor de "Y"

$$Y = 1,31$$

La capacidad del condensador la hallamos con la ecuación (17)

$$Q = 3646,68 \text{ BTU/hr} * (1,31)$$

$$Q = 4777,15 \text{ BTU/hr}$$

$$Q = 1203,84 \text{ Kcal/hr}$$

Con esta capacidad vamos al catálogo del fabricante y escogemos el condensador adecuado, anexo L.

5.1 SELECCION DEL CONDENSADOR

Teniendo en cuenta la capacidad del condensador el cual nos dio un valor

de:

$$Q = 1203,84 \text{ Kcal/h}$$

En el catálogo del fabricante mostrado en el anexo L escogemos el tipo de condensador apropiado.

Modelo: 10.2.380

Area: 3,48 Mtrs²

Capacidad: 1230 Kcal/hr

5.2 CONSUMO DEL MEDIO ENFRIANTE (AIRE)

CORRIENTE DE MASA (Kg/h):

$$m = Q / (T_2 - T_1) * C$$

Donde:

$m =$ Masa en Kg/h

$T_1 =$ Temperatura de entrada del medio enfriante (°C)

$T_2 =$ Temperatura de salida del medio enfriante (°C)

$C =$ Calor específico del aire (Kcal/Kg°C)

CORRIENTE DE VOLUMEN (m³/h):

$$V = m / H = Q / [(T_2 - T_1) * C * H]$$

Donde:

$V =$ Volumen de aire en m³/h

$H =$ Peso específico del medio enfriante Kg/m³

CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE

$$Q = 1203,84 \text{ Kcal/h}$$

$$T_1 = 35^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 45^\circ\text{C}$$

$$C = 0,24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$H = 1,08 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = 1203,84 / [(45-35) * 0,24 * 1,08] = 465 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para este volumen de aire se sugiere un ventilador cuyo diámetro sea entre 200 mm y 250 mm

El motor para este ventilador lo escogemos teniendo en cuenta estos parámetros en el anexo M:

Tipo de motor: ac - 13

Potencia: 5 watts

Voltaje: 110-115

H2 = 60

Amperaje: 0,40

**DETERMINACION DE LOS DIAMETROS DE LAS TUBERIAS QUE
CONECTAN LOS DIFERENTES ELEMENTOS DEL CIRCUITO DE
REFRIGERACION**

Las líneas de líquido, succión, descarga y gas caliente en máquinas de refrigeración, debe tener el tamaño suficiente para manejar la cantidad de líquido o vapor requerido.

Para calcular las capacidades de estas líneas, primero se determina la velocidad permitida en la línea, en la tabla 1 del anexo N se encuentran los valores recomendados de velocidades del refrigerante en cada línea.

Luego conociendo la capacidad en toneladas o en BTU/hr, la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, seleccionamos el tamaño adecuado de los diámetros de estas líneas utilizando la gráfica 1 del anexo D.

Capacidad: 3646,68 BTU/hr

Temperatura de evaporación: 14  F

Temperatura de condensación: 105  F

Tuber a de succión: $\phi = 1/2$ pul

Tuber a de líquido: $\phi = 1/4$ pul

SELECCION DE LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

Las válvulas de expansión termostáticas controlan el flujo del líquido refrigerante a expandirse a la entrada del evaporador, manteniendo un supercalentamiento constante del vapor refrigerante a la salida del evaporador.

El supercalentamiento es la diferencia entre el medio refrigerante, temperatura de vapor y su temperatura de saturación.

La medida del supercalentamiento de los controles de las válvulas de expansión termostáticas es la diferencia entre la actual temperatura que sensa el bulbo y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de succión censada por el bulbo en ese punto.

Para controlar el supercalentamiento, estas válvulas mantienen por completo en un tiempo la fase activa a la entrada del evaporador; esto hace que las válvulas de expansión termostáticas sean el dispositivo ideal para mejorar las aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración.

7.1 PROCEDIMIENTO DE SELECCION

El siguiente procedimiento puede ser usado para seleccionar la válvula de expansión termostática.

7.1.1 Determinación de la Caída de presión a través de la válvula. *Se resta la presión de evaporación de la presión de condensación. La presión de condensación usada en este cálculo puede ser la misma presión de condensación del sistema.*

De este valor, restamos todas las otras presiones por pérdidas para obtener la caída de presión neta a través de la válvula. Es posible considerar todas las siguientes fuentes de caída de presión:

- *Presión por fricción a través de las líneas de refrigeración incluyendo el evaporador y el condensador.*
- *Caída de presión a través de los accesorios de la línea de líquidos como la válvula selenoide y el filtro secador.*

- *Pérdida o ganancia de presión estática en las líneas de subida vertical y de la línea de líquido.*
- *Caída de presión a través del distribuidor y refrigerante si es usado.*

7.1.2 Determinación de la temperatura del líquido refrigerante a la entrada de la válvula.

Las capacidades de las válvulas de expansión termostáticas se encuentran en las tablas 5 a 11 del anexo O, basados en temperaturas de líquido de 100°F para R-12. Para otras temperaturas de líquido, se aplica un factor de corrección dado en la tabla 1 del anexo P del refrigerante 12.

7.1.3 Selección de la válvula de acuerdo a la capacidad. Para seleccionar la válvula nos basamos en la temperatura de evaporación y evaluamos la caída de presión a través de la válvula. Es posible usar un factor de corrección apropiado para la temperatura del líquido en las tablas.

Una vez designada la capacidad de la válvula determine su capacidad nominal en la segunda columna de la tabla 1 del anexo O.

7.1.4 Determine si un igualador externo es requerido. La caída de presión requerida entre la salida de la válvula y la localización del bulbo determinar si un igualador externo es requerido.

7.1.5 Selección del tipo de cuerpo. La selección del tipo de cuerpo va de acuerdo al estilo de conexiones asignadas. Ver anexo Q tipo de cuerpo.

7.1.6 Selección de la válvula de expansión termostática.

Refrigerante : R-12

Aplicación: Refrigeración

Temperatura de evaporación 14°F

Temperatura de condensación 105°F

Temperatura del refrigerante líquido 90°F

Capacidad del sistema 1/3 Ton

Caídas de presión a través de la válvula

Presión de condensación..... 139 psi

Presión de evaporación 31,8 psi

107,2 psi

Pérdidas en la línea de líquido

Longitud : 3 FT

En el anexo R encontramos una tabla de valores que nos muestran la caída de presión en la línea de líquido por unidad de longitud.

Caída a presión = $(0,120/FT)(3FT) = 0,36 \text{ psi}$

Caída de presión en líneas verticales

Caída de presión = $(0,56/FT)(1FT) = 0,56 \text{ psi}$

Pérdidas por los tubos del distribuidor de refrigerante

Pérdidas en el distribuidor = 6 psi

107,2 psi

- 0,36 psi

- 0,56 psi

- 6,00 psi

100,28 psi

Factor de corrección del refrigerante líquido 1,06 ver anexo P.

La capacidad de la válvula de expansión es: $1/3 \text{ Ton} * 1,06 = 0,35 \text{ Ton}$ a 14°F en temperatura de evaporación y 105°F en temperatura de condensación, 100 psi en pérdidas de presión y 90°F en temperatura de líquido.

Selección: SF 1/3 FC 1/2" * 5/8 * ADF, 1/4 *6

Ver anexo O.

DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

Este sistema se utilizará para cortar los tubos de hielo una vez completado el ciclo de congelamiento y caída del hielo desde el serpentín evaporador hasta un depósito de almacenamiento.

El descongelamiento se hará con gas caliente descargado por el compresor para deshielar el evaporador.

El sistema constará de un cortador de hielo en forma de disco hecho de acero inoxidable, el cual girará en un eje por medio de un sistema de transmisión de potencia de polea y correa, accionado por un motor eléctrico.

Para fines de estos cálculos se hicieron pruebas en el laboratorio de física de la universidad sobre unas probetas de hielo para determinar la fuerza necesaria para cortar el hielo; ya que estos valores no se encuentran tabulados en libros.

Después de varios ensayos deducimos que la fuerza necesaria para el corte es de 12 Kgf. Con base a este valor hicimos los cálculos que siguen a continuación.

8.1 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CORTE

TE = Tensión efectiva

N_{motor} = 1600 rpm = N_{entrada reductor}

N_{salida reductor} = N₁ = 40 RPM

D₁ = 3 pul

D₂ = 6 pul N₁/N₂ = D₂/D₁ = 2

*N₂ = N₁ * D₁/D₂ = 40 * 3/6 = 20*

N₂ = 20 RPM

R = 40 : 1

$$T = F \cdot r$$

$$T = 26,4 \text{ lbf} \cdot 3 \text{ pul} \cdot 1 \text{ pie}/12 \text{ pul}$$

$$T = 6,6 \text{ lbf} \cdot \text{pie}$$

$$\text{Potencia} = T \cdot N/33000$$

$$H_p = 6,6 \text{ lbf} \cdot \text{pie} \cdot 20 \text{ RPM}/33000 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ Hp} \Rightarrow 0,004 \text{ Hp.}$$

Eficiencia del reductor 80%

Eficiencia de la transmisión 80%

$$\text{Pot del motor} = 0,004 \text{ Hp}/0,8 \cdot 0,8 = 0,00625 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot motor} = 0,00625 \text{ Hp}$$

8.1.1 Diseño del eje.

Polea 1 = polea del reductor (Salida)

$$D_1 = 3 \text{ pul}$$

$$N_1 = 40 \text{ RPM}$$

$$\text{Pot del reductor} = 0,00625 \text{ Hp}$$

Polea 2 = Polea del eje 1 que recibe la potencia del reductor

$$D_2 = 6 \text{ pul}$$

$$N_2 = 20 \text{ RPM}$$

F1 = Lado tirante

F2 = lado flojo

8.1.2 Cálculo de F1 y F2

$$\text{Pot transmitida} = T_1 N_2/63000 \text{ Hp}$$

Donde:

T1= Par motor de la polea 2 (eje 1) producido por la fuerza de tracción, ramal conductor (F1) y tracción ramal conducida (F2).

$$F_1 > F_2$$

$$N_2 = 20 \text{ RPM}$$

$$\text{Pot} = 0,00625 \text{ Hp}$$

$$0,00625 = T_1 \cdot 20/63000 \Rightarrow T_1 = 0,00625 \cdot 63000/20$$

$$T_1 = 19,7 \text{ Lb-pul}$$

$$\text{Ecuación } F_1 - F_2 = T_1/r_2 \Rightarrow F_1 - F_2 = 19,7/3$$

$$F_1 - F_2 = 6,57 \text{ Lb}$$

(1)

$$F_1 - K/F_2 - K = e^f$$

$$\text{Donde } K = 12 \text{ pbt } V_1^3/g_0$$

Donde:

K = Fuerza centrífuga que actúa en la correa

f = Coeficiente de fricción

V_1 = Velocidad de la correa en FT/min

ρ = Densidad de la correa (0,045 Lb/pul³) para correas de caucho.

g_0 = Aceleración de la gravedad

θ = Angulo de contacto

b y t = Dimensiones de la sección transversal de la correa.

Potencia a Transmitir

Pot proyecto = Nsf * Pot transmitida

Nsf = Factor de servicio

El tipo de servicio intermitente (ver anexo S)

Nsf = 1,2

Cuando el servicio es intermitente se le resta 0,12 al factor de servicio.

$$Pot_{nom} = \left[a \left(\frac{10^3}{V_m} \right)^{0,09} \frac{C}{K D_1} - e V_m \right] \frac{ER 10^6}{10^3} \frac{V_m}{10^3}$$

Nsf = 1

Como la potencia necesaria para la transmisión es pequeña; escogemos un tipo de correa "A" para hallar la potencia nominal necesaria.

En el anexo T se encuentran las constantes para la potencia nominal:

$a = 2,684$

$e = 0,0136$

$$V_1 = \pi N_1 D_1 = \pi (40 \text{ rev/min}) (3 \text{ pul}) \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pul}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right)$$

$c = 5,326$

$V_1 = 0,5235 \text{ pie/s}$

$V_1 = 31,4 \text{ pie/min}$

$D_2/D_1 = 6/3 = 2$ Con este valor en el anexo T

¡Error!

$$K_d = 1,13$$

Pot nominal = 0,066 Hp

Con esta potencia nominal y los RPM de la polea 1 se verifica en el anexo T el tipo de sección de la correa.

Tipo de sección "A"

$$D_{min} = 3 \text{ pul}$$

$$b = 1/2 \text{ pul}$$

$$t = 5/16 \text{ pul}$$

La distancia entre centros de las poleas $C = 15 \text{ pul}$. La longitud de la correa

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / 4C$$

$$L = 44,28 \text{ pul}$$

En el anexo T se selecciona una correa tipo A46.

$$\theta = + D_2 - D_1 / C \text{ radianes}$$

Para la polea menor

$$\theta = - (6 - 3) \text{ pul} / 15 \text{ pul} = \theta = 2,94 \text{ rad}$$

Para el cálculo del coeficiente de fricción se asume un deslizamiento del 2% para correas de caucho sobre poleas de acero.

$$f = 0,3$$

$$K = \frac{12 \text{ ebTV}_1}{g_0} = \frac{12 (0,045)(0,5)(0,3125)(0,5235)}{32,2} = 7,18 \times 10^{-4} \text{ Lb}$$

$$F_1 - K / F_2 - K = e^f = F_1 - 7,18 * 10^{-4} / F_2 - 7,18 * 10^{-4} = e^{(0,3)(2,94)}$$

$$F_1 - 7,18 \times 10^{-4} / F_2 - 7,18 * 10^{-4} = 2,41 \Rightarrow F_1 - 7,18 \times 10^{-4} = 2,41 F_2 - 1,73 * 10^{-3}$$

$$F_1 - 2,41 F_2 = -1,01 \times 10^{-3}$$

Resolviendo ecuación 1 y 2 hallamos F_1 y F_2

$$F_1 = 11,23 \text{ Lbs}$$

$$F_2 = 4,66 \text{ Lbs}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO Z - Y

$$M = F \cdot r = 26,4 \text{ Lbs} \cdot 3 = 79,2 \text{ Lbs-pul}$$

CALCULO DE LAS REACCIONES EN EL EJE

$$F_Z = 0$$

$$F + R_{AZ} + R_{BZ} + F_1 + F_2 = 0$$

$$26,4 + R_{AZ} + R_{BZ} + 15,9 = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = -42,3$$

$$M_Z = 0$$

$$-F(1/4") + R_{BZ}(16") + 15,9(24") - M = 0$$

$$-26,4(1/4") + R_{BZ}(16") + 15,9(24") - 79,2 = 0$$

$$R_{BZ} = -18,48 \text{ Lbf}$$

$$R_{AZ} = -42,3 - R_{BZ}$$

$$R_{AZ} = -42,3 - (-18,48)$$

$$R_{AZ} = -23,81 \text{ Lbf}$$

DIAGRAMAS DE FUERZAS, CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO Y - Z

Por singularidad:

$$M = 79,2 + F(y) - R_{AZ}(Y - \frac{1}{2}) - R_{BZ}(Y - 16,25) - 15,9(Y - 24,25)$$

$$(Y=0) \rightarrow M = 79,22 + 5,95 + 300 + 385,57$$

$$M = 770,72 \text{ Lbf-pul}$$

$$(Y = \frac{1}{2}) \rightarrow M = 79,2 + 26,4(\frac{1}{2}) - 18,48(\frac{1}{2} - 16,25) - 15,9(\frac{1}{2} - 24,25)$$

$$M = 763,08 \text{ Lbf-pul}$$

$$(Y = 16,25) \rightarrow M = 79,2 + 26,4(16,25) - 23,81(16,25 - \frac{1}{2}) - 15,9(16,25 - 24,25)$$

$$M = 254,44 \text{ Lbf-pul}$$

$$(Y = 24,25) \rightarrow M = 79,2 + 26,4(24,25) - 23,81(24,25 - \frac{1}{2}) - 18,48(24,25 - 16,25)$$

$$M = 0$$

DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO X – Y

$$R_{Ay} + R_{By} = W$$

Para este caso se asume que todo el peso es soportado por una sola reacción $\Rightarrow R_{Ay} = 0$

$$F_y = 0$$

$$R_{By} = W_T$$

$$W_T = \text{Peso total}$$

$$W_T = W_{\text{polea}} + W_{\text{eje}} + W_{\text{cuchilla}}$$

$$W_{\text{polea}} = 3 \text{ Lb}$$

$$W_{\text{eje}} = 4 \text{ Lb}$$

$$W_{\text{cuchilla}} = 1 \text{ Lb}$$

$$W_T = 3\text{Lb} + 4\text{Lb} + 1\text{Lb} = 8 \text{ Lbs}$$

$$M_A = \sqrt{M_{AZy}^2 + M_{AXy}^2} = 763,08 \text{ Lb-pul}$$

$$R_{By} = 8 \text{ Lbf}$$

$$M_B = \sqrt{M_{BZ}^2 + M_{BX}^2} = 254,44 \text{ Lb-pul}$$

Para el diseño del eje se toma el momento mayor y el torque a que esta sometido el eje debido a la transmisión de potencia.

Acero seleccionado: AISI 1045

Procedimiento C.D: (estirado en frio)

S_u : Resistencia mínima a la tensión

S_y : Resistencia a la fluencia

S_e : Límite de fatiga

K_a : Factor de superficie

K_b : Factor de tamaño

K_c : Factor de confiabilidad

K_d : Factor de temperatura

K_e : Factor de concentraci3n de esfuerzos

$F.S$: Factor de seguridad

$S'e$: $K_a K_b K_c K_d K_e S'e$

$S'e$: 0,504 $S_u T$

$S_u T$: 91 Kpsi

S_y : 77 Kpsi

$S'e$: 0,504 * 91 = 45,664 Kpsi

K_a : 0,6 , K_b = 1 , K_c = 1, K_d =1 , K_e =1

(Ver anexo V)

$S_u = 0,6 * 45,664 \text{ Kpsi} \Rightarrow S_u = 27,6 \text{ Kpsi}$

$$d = \left[48 \frac{F.S}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right] \right]^{1/3}$$

Aplicando Soderberg

$$d = \left(\frac{48 * 2,19,7}{\pi 77 * 10^3} \right)^2 + \left(\frac{763,08}{27,6 * 10^3} \right)^2 \right]^{1/3}$$

$F.S = 2$

$d = 0,94 \text{ pul} \quad 1 \text{ pul}$

8.1.3 Selecci3n del rodamiento del eje

Cargas del rodamiento en el punto A y B.

$R_{Bz} = 18,48 \text{ Lbf}$

$R_{By} = 8 \text{ Lbf}$

$R_{Bx} = 0$

$$R_B = \sqrt{(R_{BZ})^2 + (R_{SUBBX})^2} = 18,48 \text{ Lbf}$$

Cálculo de la carga dinámica equivalente P.

$$P = XFr + yFa$$

x, y = Factor de carga

Fr = Fuerza radial resultante que soporta el cojinete

Fa = Fuerza axial resultante que soporta el cojinete

$$Fa = R_{By} = 8 \text{ Lbf}$$

$$Fr = 18,48 \text{ Lbf}$$

$$Fa/Fr = 0,43 \rightarrow Fa/Fr > e \text{ ver anexo 26}$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,2$$

$$P = (0,56)(18,48) + (1,2)(8)$$

$$= 20 \text{ Lbf}$$

Con las RPM del eje y la duración nominal en horas de servicio del rodamiento L10h = 8000, se obtiene la capacidad de carga dinámica C.

En el anexo W $C/P = 2,29$

$$C = P * 2.29 \Rightarrow C = 20 \text{ Lbf} * 2,29 \quad C = 45,8 \text{ Lbf}$$

Cálculo de la carga estática equivalente Po.

$$Po = Xo Fr + Yo Fa$$

Xo = 0,6 ; Yo = 0,5 Anexo W

$$Po = (0,6)(18,48) + (0,5)(8)$$

$$Po = 15 \text{ Lbf}$$

Cálculo de la capacidad de carga estática Co.

$$C_p = F_s \cdot P_o$$

F_s = Factor de esfuerzos estáticos

$$F_s = 1,8$$

$$C_o = (1,8)(15 \text{ Lbf}) \Rightarrow C_o = 27 \text{ Lbf}$$

Con estos datos de capacidad de carga dinámica C , la capacidad de carga estática C_o y el diámetro del eje en pul, se selecciona el rodamiento RLS 8 - 2Z (Ver anexo X).

SISTEMA ELECTRICO

GUIA DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

El tablero de control consta de los siguientes elementos de mandos y operación:

- Breaker de alimentación general
- Pulsador de arranque
- Pulsador de parada
- Luz indicadora de energización
- Regulador de temperatura
- Voltmetro
- Amperímetro

Los pasos a seguir para poner en marcha el equipo son los siguientes:

- Verificar que la válvula reguladora del caudal de agua este abierta.
- Alimentar el equipo a la fuente de 110 voltios
- Energizar el equipo a través del breaker y verificar que el voltaje sea

adecuado en el voltímetro.

- *Presionar el pulsador de arranque y verificar el encendido de la máquina a través de la luz indicadora.*

MANTENIMIENTO

Realizar un mantenimiento preventivo a los elementos que a continuación se mencionan con el fin de evitar errores en su funcionamiento:

- *Revisión periódica de los contactos de mando.*
- *Revisar periódicamente la corriente aplicada al compresor y a los motores sea igual o inferior a la corriente nominal que aparece en la placa.*
- *Lavar el serpentín condensador para una mejor transferencia de calor.*
- *Lubricar los elementos mecánicos de los motores.*
- *Llevar un registro de mantenimiento de cada elemento para poder detectar posibles fallas.*
- *Limpiar la tubería del evaporador.*

CONCLUSION

*Después de la realización del proyecto de grado titulado **"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS"** se sacaron las siguientes conclusiones:*

- *Se diseñó y construyó un equipo para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado con el fin de complementar la preparación de los futuros profesionales que trabajaran en el área de refrigeración.*
- *Se diseñó un intercambiador de calor (evaporador) adecuado, de acuerdo a las condiciones de congelación del agua para que cumpliera con los parámetros de diseño.*
- *Se seleccionó un compresor para la capacidad frigorífica requerida.*

- Se determinó el tipo de condensador, teniendo en cuenta la transferencia de calor al medio ambiente.
- Se seleccionó la válvula de expansión termostática de acuerdo a la capacidad y las condiciones de funcionamiento.
- Se elaboró una guía de operación y mantenimiento del equipo, ya que es importante que los estudiantes conozcan el funcionamiento, para lograr una vida útil prolongada y libre de problemas por manipulación inadecuada.

RESUMEN

El presente proyecto titulado **"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA LA FABRICACION AUTOMATICA DE HIELO EN CUBOS"** se basa fundamentalmente en la transferencia de calor entre el refrigerante utilizado y el agua a congelar, teniendo en cuenta cada uno de los elementos constitutivos de el ciclo de refrigeración.

Los cálculos hechos se basaron en la capacidad de producción de hielo requerida en determinado tiempo, con esto se obtuvo el calor total necesario para la transferencia de calor que cumple con las condiciones de diseño estipuladas. Se seleccionó y diseñó los elementos constitutivos del sistema.

El hielo se produce en el evaporador en forma de barras de dimensiones estipuladas en el diseño, y su descongelamiento para su barrido desde el evaporador hasta un depósito se hace por medio de gas caliente inyectado desde uno de los elementos del sistema.

Estas barras son cortadas por un sistema de corte conformado por una cuchilla que gira en torno al eje accionado por un motor eléctrico por medio de un sistema de poleas y correas. Se diseñó y construyó la estructura de la máquina con lámina galvanizada, se le dio un acabado con pintura base poliuretano.

Finalmente la máquina se ubicó en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la universidad, con el fin de que los estudiantes complementen sus conocimientos acerca de este tema.

CT: CONTROL DE TEMPERATURA

MT: MOTOR TEMPORIZADOR

MC: MOTOR CONDENSADOR

B : BOMBA

T : TEMPORIZADOR

U : COMPRESOR

MCH: MOTOR SISTEMA CORTE

S : VALVULA SELENOIDE

ANEXO A
TABLAS PROPIEDADES DE AISLANTES TERMICOS

ANEXO B
TABLA DE PROPIEDADES DE REFRIGERANTES

ANEXO C
CICLO DE REFRIGERACION

ANEXO D
TABLA DE VALORES DE C_{pH_2O} Y C_{pHIELO}

ANEXO E
TABLA VALORES NORMALIZADOS TUBERIA DE COBRE

ANEXO F
TABLA VALORES DE SATURACION DEL R-12

ANEXO G
GRAFICAS CURVAS PRESION HENTALPIA R-12

ANEXO H
GRAFICA DE EFICIENCIA VOLUMETRICA PARA DIFERENTES TIPOS DE
COMPRESORES

ANEXO I
CATALOGO SELECCION COMPRESOR

ANEXO J
ESQUEMA DEL EVAPORADOR

ANEXO K
DIAGRAMA PARA LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

ANEXO L
CATALOGO SELECCION CONDENSADOR

ANEXO M
CATALOGO MOTOR VENTILADOR

ANEXO N
VALORES DE VELOCIDAD REFRIGERANTE R-12

ANEXO D
GRAFICA SELECCION DE TUBERIA

ANEXO O
CAPACIDAD DE LAS VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICAS

ANEXO P
FACTOR DE CORRECCION PARA R-12

ANEXO Q
TIPOS DE CUERPOS DE VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICAS

ANEXO R
VALORES DE LA CAIDA DE PRESION EN LA LINEA DE LIQUIDO

ANEXO S
VALORES N_{SF} PARA CORREAS

ANEXO T
TIPO DE SECCION DE LA CORREA Y VALOR DE K_d

ANEXO V
VALORES DE K_a , K_c , K_d , K_e , Se'

ANEXO W
VALORES DE F_a/F_r , C/P , X_o y Y_o

ANEXO X
SELECCION DEL RODAMIENTO

BIBLIOGRAFIA

*POHLMANN, Walter. Manual de Técnica Frigorífica.
Ediciones Omega S.A. Barcelona.*

*CATALOGO 10-10. Thermostatic Expansion Valves
Sporlan.*

*JENNINGS, Burgess H.; LEWIS, Samuel R. Aire
Acondicionado y Refrigeración. Cia Editorial Continental S.A. de C.V.
MÚxico.*

*DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración. Cia
Editorial Continental S.A. de C.V. MÚxico.*

COPELAND. Manual de Refrigeración. Parte 1, 2, 3.

*ALTHOUSE, Andrew D.; TURNQUIST, Carl H.; BRACCIANO,
Alfred F. Modern Refrigeration And Air Conditioning.*

The Good Heart - Willcox Company, Inc. Publishers.

FAIRES. Diseño de Máquinas