

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAVA PARA LA FABRICACION  
RAPIDA DE HIELO, UTILIZANDO COMO MEDIO REFRIGERANTE  
LA SALMUERA Y LOGRANDO LA CONDENSACION POR AGUA, PARA  
PRUEBAS DE LABORATORIO DE AREAS TERMICAS**

**JHONNYS JULIO BERRIO  
LESSING CARDENAS**

**CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA D.T. Y C.  
1.99**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAVA PARA LA FABRICACION  
RAPIDA DE HIELO, UTILIZANDO COMO MEDIO REFRIGERANTE  
LA SALMUERA Y LOGRANDO LA CONDENSACION POR AGUA, PARA  
PRUEBAS DE LABORATORIO DE AREAS TERMICAS**

**JHONNYS JULIO BERRIO  
LESSING CARDENAS**

**Trabajo de grado presentado  
como requisito parcial para  
optar el titulo de Ingeniero  
Mecánico**

**Director:  
HELBERT ANTONIO CARRILLO  
Ing. Mecánico**

**CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA D.T. Y C.  
1.995**

La Corporación se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados y no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Cartagena, Mayo de 1995

Señores

**COMITE DE PROYECTO DE GRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR.**

Ciudad

Apreciados señores:

Como director de la tesis titulada: " **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAVA PARA LA FABRICACION RAPIDA DE HIELO, UTILIZANDO COMO MEDIO REFRIGERANTE LA SALMUERA Y LOGRANDO LA CONDENSACION POR AGUA, PARA PRUEBAS DE LABORATORIO DE AREAS TERMICAS** ", hago presentación formal de dicha tesis, la cual fue revisada en su totalidad, por lo tanto, espero sea de su completo agrado y de gran utilidad.

Cordialmente,

---

**HELBERT ANTONIO CARRILLO**  
Director del Trabajo de Grado  
Ing. MECANICO

Cartagena, Mayo de 1995

Señores

**COMITE DE PROYECTO DE GRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR.**

Ciudad

Apreciados señores:

Atentamente nos permitimos presentar nuestro proyecto de grado titulado " **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAVA PARA LA FABRICACION RAPIDA DE HIELO, UTILIZANDO COMO MEDIO REFRIGERANTE LA SALMUERA Y LOGRANDO LA CONDENSACION POR AGUA, PARA PRUEBAS DE LABORATORIO DE AREAS TERMICAS** ", Como requisito parcial para optar al titulo de ingeniero mecánico.

Cordialmente,

---

**JHONNYS JULIO BERRIO**

---

**LESSING CARDENAS**

**DEDICATORIA**

A Dios

A mi Padre Luis F.

A mi Madre Yolanda

A mi Esposa Miladys

A mi Hija Ladyanys

A mis Hermanos

Y a mi familia

Gracias por todo

**JHONNYS**

**DEDICATORIA**

A Dios

A mi Padre Arturo

A mi Madre Sonia

A mi Esposa Silvia

A mis Hermanos

Y a mi familia

Gracias por todo

**LESSING**

## AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

**DIOS.**

**LUIS MAJANA CONEO**, Ingeniero mecánico y decano de la facultad de Ingeniería mecánica de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar.

**HELBERT CARRILLO**, Ingeniero mecánico y director de la investigación.

**JORGE CHEJUAN**, Ingeniero Electricista.

**VICTOR PARDO**, Ingeniero Mecánico.

Y a todas aquellas personas y entidades que de una u otra forma brindaron su desinteresada colaboración para la culminación de este trabajo.

## CONTENIDO

Pág.

### INTRODUCCION

#### 1. GENERALIDADES

##### 1.1 MAQUINA PARA FABRICACION RAPIDA DE HIELO EN SALMUERA.

1.1.1 Evaporador.

1.1.2 Compresor.

1.1.3 Refrigerante.

1.1.4 Condensador.

1.1.5 Torre de enfriamiento.

1.1.6 Válvula de expansión.

1.1.7 Bomba de recirculación.

1.1.8 Panel de elementos de control y protección.

##### 1.2 PAPEL DE LA CONVECCION FORZADA

##### 1.3 CICLO DE REFRIGERACION

##### 1.4 FABRICACION DEL HIELO RAPIDO.

Pág.

**1.4.1 Congelación en baño de salmuera.**

**1.4.2 Tipos de hielo**

**1.4.3 Temperatura de la salmuera para la  
fabricación de los diferentes tipos de hielo.**

**1.4.4 Tiempo de congelación.**

**2. DISEÑO DE LA CAVA**

**2.1 PROCEDIMIENTO PARA EL CALCULO DE LA CAVA.**

**2.1.1 Determinación del calor rechazado por el agua  
para su congelación.**

**2.1.2 Flujo de calor**

**2.1.3 Determinación de la temperatura que debe  
tener la salmuera para extraer el calor  
total del agua.**

**2.1.4 Determinación del volumen de salmuera.**

**2.1.5 Determinación de las dimensiones de la cava.**

**2.1.6 Longitud de la tubería y número de  
circuitos de refrigeración del serpentín  
evaporador.**

## **2.2 CALCULO DE LA CAVA**

**2.2.1 Datos de partida.**

**2.2.2 Cantidad de calor transferido.**

**2.2.3 Temperatura que tiene que alcanzar la salmuera.**

Pág.

**2.2.4 Volumen de salmuera.**

**2.2.5 Dimensiones de la cava.**

**2.2.6 Longitud de la tubería y número de circuito.**

**2.2.7 Planos de la cava.**

## **3. SELECCION DEL COMPRESOR.**

**3.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR.**

**3.1.1 Determinación del efecto refrigerante (E.R.).**

**3.1.2 Determinación del flujo másico del refrigerante.**

**3.1.3 Determinación del desplazamiento volumétrico del compresor.**

**3.1.4 Desplazamiento real y selección del compresor.**

## **3.2 CALCULO PARA SELECCION DEL COMPRESOR**

**3.2.1 Datos de partida.**

**3.2.2 Calculo del efecto refrigerante.**

**3.2.3 Calculo del flujo masico de refrigerante.**

**3.2.4 Calculo del desplazamiento volumetrico del compresor.**

**3.2.5 Calculo del desplazamiento real y selección del compresor.**

## **4. DISEÑO DEL CONDENSADOR**

### **4.1 PROCEDIMIENTOS PARA EL CALCULO DEL CONDENSADOR**

Pág.

**4.1.2 Determinación del calor rechazado en el condensador.**

**4.1.3 Determinación del volumen de agua requerido en el condensador.**

**4.1.4 Determinación del diámetro de la tubería interna del condensador.**

4.1.5 Longitud de la tubería interna del condensador.

4.1.6 Determinación del diámetro de la tubería externa del condensador.

4.2 CALCULO DEL CONDENSADOR.

4.2.1 Datos de partida.

4.2.2 Cálculo del calor rechazado en el condensador.

4.2.3 Cálculo del volumen de agua requerido en el condensador.

4.2.4 Cálculo del diámetro de la tubería interna del condensador.

4.2.5 Cálculo de la longitud de la tubería interna del condensador.

4.2.6 Cálculo del diámetro de la tubería externa del condensador.

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

5.1 DETERMINACION DEL DIÁMETRO DE LA TUBERIA EN LA LINEA DE GAS CALIENTE.

Pág.

**5.2 DETERMINACION DE LA TUBERIA DE LA LINEA DE LIQUIDO**

**5.3 DETERMINACIÓN DE LA TUBERIA DE SUCCION.**

**6. CALCULO DE LOS DIAMETROS DE TUBERIAS QUE CONECTAN LOS DIFERENTES ELEMENTOS.**

**6.1 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE GAS CALIENTE.**

**6.2 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE LIQUIDO.**

**6.3 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE SUCCION.**

**7. DETERMINACION DE LA VALVULA DE EXPANSION.**

**7.1 DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION EN EL EVAPORADOR.**

**7.2 DETERMINACION DEL EQUILIBRADOR.**

**7.3 DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVEZ DE LA VALVULA.**

**8. CALCULO Y SELECCION DE LA VALVULA DE EXPANSION.**

**8.1 DATOS DE PARTIDA CONOCIDOS.**

**8.2 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL EVAPORADOR.**

**8.3 SELECCION DEL TIPO DE EQUILIBRADOR**

**8.4 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVEZ DE LA VALVULA DE EXPANSION.**

## 9. DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Pág.

9.1 DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE. []

9.2 CANTIDAD DE AGUA DE REPOSICION. P[Lb/Hr].

9.3 DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO <sub>¡Error</sub>

## 10. CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

10.1 CALCULO DEL AGUA POR LIBRA [lb/min] DE AIRE SECO

10.2 CALCULO DEL FLUJO DE AIRE EN CFM

10.3 CALCULO DEL AGUA DE REPOSICION P[lb/hr]

10.4 CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

11. DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL VENTILADOR

11.1 DETERMINACION DE LA CABEZA ESTATICA [Hs]

11.2 DETERMINACION DE LA CABEZA DE VELOCIDAD

**11.3 CABEZA TOTAL**

**11.4 DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR**

**12. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR**

**12.1 CALCULO DE LA CABEZA ESTATICA**

**12.2 CALCULO DE LA CABEZA DE VELOCIDAD**

Pág.

**12.3 CALCULO DE LA CABEZA TOTAL**

**12.4 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR**

**13. DETERMINACION DE LA CABEZA TOTAL DE LA BOMBA**

**13.1 DETERMINACION DE LA CABEZA ESTATICA DE LA BOMBA [Hs]**

**13.2 DETERMINACION DE LA CABEZA DINAMICA**

**13.3 DETERMINACION DE LA CABEZA TOTAL**

**14. CALCULO DE LA BOMBA**

**14.1 CABEZA ESTATICA**

**14.2 CABEZA DINAMICA [ $H_d$ ]**

**14.3 CALCULO DE LA CABEZA TOTAL  $H_T$**

**15. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACION**

**16. MANTENIMIENTO**

**CONCLUSIONES**

**RECOMENDACIONES**

**BIBLIOGRAFIA**

**ANEXOS**

**LISTA DE FIGURAS**

	Pág
FIGURA 1. Comportamiento de la temperatura en el evaporador	
FIGURA 2. Comportamiento de la temperatura en el condensador	
FIGURA 3. Plan de datos de partida de la torre de enfriamiento	
FIGURA 4. Plano serpentín condensador	
FIGURA 5. Plano general de la maquina	

## LISTA DE ANEXOS

- ANEXO A. Calor específico de solución de sal común.
- ANEXO B. Densidad relativa de la salmuera.
- ANEXO C. Coeficiente global de transferencia de calor.
- ANEXO D. Caída de presión en la línea de salida del evaporador.
- ANEXO E. Tamaño máximo recomendado en la línea de succión vertical para un adecuado retorno de aceite.
- ANEXO F. Dimensiones y propiedades del tubo de cobre basada en la norma ASTM B-88.
- ANEXO G. Diagrama Presión-Entalpía del refrigerante 134(a).
- ANEXO H. Curvas típicas de la eficiencia volumétrica del compresor.
- ANEXO I. Catalogo de compresores para aplicación en media y alta presión de evaporación.
- ANEXO J. Tamaño máximo recomendado para un adecuado retorno del aceite.
- ANEXO K. Tamaño máximo recomendado en la línea de succión horizontal para un adecuado retorno del aceite.
- ANEXO L. Caída de presión máxima en el evaporador.
- ANEXO M. Catalogo para válvula de expansión termostática.

ANEXO N. Carta humedad para bajas temperaturas.

ANEXO O. Propiedades del vapor saturado.

ANEXO P. Diámetro específico y eficiencia en función de la velocidad específica, para tipos de ventiladores de entrada sencilla.

ANEXO Q. Curva característica de la bomba.

ANEXO R. Especificaciones técnicas de la bomba.

## INTRODUCCION

El presente proyecto se refiere al diseño y construcción de una cava para la fabricación rápida de hielo utilizando como medio refrigerante la salmuera y logrando la condensación por agua, para pruebas de laboratorio de áreas térmicas, con el objeto de determinar experimentalmente en la curva de entalpía para diferentes condiciones de caudal, presión y temperatura, la transferencia de calor en el condensador para diferentes caudales y la transferencia de calor en la cava a las variaciones de caudal del refrigerante.

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 en el cual es de vital utilidad e importancia, ya que ayudará a fortalecer mediante la práctica el conocimiento teórico de las asignaturas térmicas, como transferencia de calor y refrigeración.

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 MAQUINA PARA FABRICACION RAPIDA DE HIELO EN SALMUERA.

El proceso de fábrica rápida de hielo en salmuera es realizado por una máquina que consta de los siguientes elementos:

**1.1.1 Evaporador.** (Cava) es el encargado de hacer transferencia de calor entre la salmuera y el refrigerante circulante a baja presión y temperatura, por dentro de la tubería la cual entra adherida por dentro de la cava.

En esta etapa del proceso el refrigerante absorbe gran cantidad de calor (calor latente de evaporización) en forma eficiente, de la salmuera, bajándole la temperatura hasta 20°F, de tal manera que permita la transferencia de calor entre la cubeta a congelar y ésta.

La cava se fabricará en aluminio laminado el cual es resistente al medio corrosivo (salmuera) aislada térmicamente y cubierta en lámina galvanizada.

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

Este debe manejar un flujo masico de refrigerante capaz de absorber el calor rechazado por el agua (cubeta).

Se utilizará un compresor hermético para refrigerante ecológico (134a) los cuales están a disposición en el mercado para bajas capacidades.

**1.1.3 Refrigerante.** El refrigerante que se va a utilizar en el diseño es el 134(a) debido a que por sus características físicas y químicas no destruyen la capa de ozono conservando el medio ambiente. Químicamente está definido como un compuesto de hidrofluorocarbono comercialmente disponible para los reacondicionamiento de temperaturas media (20°f y 34°f) en los equipos que actualmente funcionan con CFC12

(clorofluorcarbono) y como el reemplazo a largo plazo en los CFC12 en equipos nuevos.

Resulta importante tener en cuenta que el aceite lubricante del compresor sea miscible con el 134(a), y se recomienda lo siguiente: aceite sintético, polialquilenglicol (PAGs) y el poliolester (PO sintético).

**1.1.4 Condensador.** Es el encargado de hacer el intercambio de calor entre el agua procedente de la torre de enfriamiento y el refrigerante circulante de alta presión y temperatura procedente del compresor.

Para el diseño se utilizará un condensador del tipo tubo concéntrico que son los recomendados para flujos pequeños del medio enfriante y que la limitante de estos intercambiadores son las caídas de presión y se fabricará en tubería de cobre ya que este material presenta una buena propiedad para conducción de calor, y fácil manejo.

**1.1.5 Torre de enfriamiento.** Es el elemento encargado de enfriar el agua procedente del condensador a alta temperatura

haciendo que esta adquiriera nuevamente condiciones de funcionamiento para ser recirculada nuevamente por la bomba a través del condensador.

El calor ganado por el agua en el condensador es retirado en la torre por convección forzada a través de un ventilador el cual suministra una cantidad de CFM (pies cúbicos por minuto). Capases de absorber el calor del agua evaporada en la torre (calor latente de evaporización), incrementando su temperatura (calor sensible del aire) cumpliéndose a el balance térmico de energía.

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

Para este diseño se seleccionará una válvula de expansión termostática con resorte de calibración para sobrecalentamiento de refrigerante y equilibrador interno de presión para permitir un flujo de refrigerante de acuerdo a la carga exigida en el sistema y protección al compresor por

retorno de refrigerante líquido.

**1.1.7 Bomba de recirculación.** Es la encargada de suministrar el caudal de agua y cabeza de presión necesaria y suficiente para lograr una buena condensación del refrigerante.

**1.1.8 Panel de elementos de control y protección.** Son los encargados de dar inicio y final de la operación como también de regular el funcionamiento del equipo y protección del mismo en operación normal y anormal. También de indicar parámetros de funcionamiento y de operación.

## **1.2 PAPEL DE LA CONVECCION FORZADA**

La convección forzada es el proceso de alejar la energía térmica de una superficie sólida a un fluido adyacente en movimiento, en presencia de diferencias de temperaturas.

La convección forzada se presenta en el condensador cuando el gas circulante en la línea suministra calor al agua procedente de la torre de enfriamiento y en el evaporador el gas

circulante absorbe calor de la salmuera.

### **1.3 CICLO DE REFRIGERACION**

El compresor comprime el refrigerante hasta una presión  $P$  (línea de gas a alta presión), este refrigerante comprimido pasa por el condensador a temperatura constante (calor latente de condensación) transformándose en líquido, luego pasa a través de la válvula expansión disminuyendo la presión  $P$  (línea de gas a baja presión) y a la temperatura  $T$  de evaporación, dándose nuevamente el proceso de convección 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 cumpliéndose así el ciclo de refrigeración mecánica.

### **1.4 FABRICACION DEL HIELO RAPIDO.**

En el tiempo el hielo a jugado un papel importante en la conservación de alimentos por consiguiente el hombre desde la

revolución industrial a venido perfeccionando el ciclo de refrigeración mecánica con el fin de hacer más óptimo el proceso de fabricación del hielo. He aquí los diferentes procedimientos para obtención del hielo, entre ellos se tiene:

**1.4.1 Congelación en baño de salmuera.** El congelador por salmuera o generador de hielo tiene una forma prismática. Los serpentines evaporadores están situados bien sea lateralmente o en el fondo del recipiente para enfriar la salmuera. Dentro de la salmuera se colocan moldes de hielo los cuales están llenos de agua para congelar.

La salmuera utilizada normalmente es la de sal de cocina para bajos costos de producción ya que el uso de otras sales encarecerían los costos.

#### **1.4.2 Tipos de hielo**

-Hielo opaco: este es el resultado cuando se usa el agua sin ningún tratamiento especial.

-Hielo transparente: es el resultante cuando se usa agua sin tratamiento especial y se le aplica una desairación durante el proceso de congelación, y su núcleo es opaco y su grosor depende de los componentes del agua.

-Hielo cristalino: este se obtiene con aguas tratadas (destilado y desairado), es cristalino desde el núcleo hasta la superficie externa.

La dureza del hielo obtenido por los tres procesos es prácticamente la misma, también el tiempo de congelación es el mismo bajo idénticas condiciones. El hielo cristalino se derrite más rápidamente en un principio pero luego más lentamente que las otras dos clases de hielo.

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

#### **1.4.3 Temperatura de la salmuera para la fabricación de los diferentes tipos de hielo.**

Hasta  $-10^{\circ}\text{C}$  ( $14^{\circ}\text{F}$ )  $\longrightarrow$  Hielo opaco

- 5°C (23°F) Hasta -7°C (19,4°F) ———> Hielo transparente

- 4°C (24,8°F) Hasta -6°C (21,2°F) ———> Hielo cristalino

Cuanto más despacio se congele el bloque o sea cuanto más alta sea la temperatura de la solución, tanto más transparente será el hielo. Una temperatura de congelación demasiado bajo tiene como consecuencia un hielo quebradizo.

**1.4.4 Tiempo de congelación.** La duración de la congelación depende de la temperatura de la salmuera y la temperatura del agua a congelar y del espesor de los bloques.

## 2. DISEÑO DE LA CAVA

### 2.1 PROCEDIMIENTO PARA EL CALCULO DE LA CAVA.

Para el diseño y calculo de la cava se siguió la siguiente metodología.

- Se hizo una reseña de todas las fórmulas fundamentales para el cálculo y los términos empleados así como la curva de las propiedades del refrigerante a utilizar.
- Se mostrarán los datos numéricos de las operaciones realizadas en el diseño.

**2.1.1 Determinación del calor rechazado por el agua para su congelación.** 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 y viene dado por:

$$Q_T = Q_{S1} + Q_L + Q_{S2} \quad (1)$$

Donde:

$Q_T$  = Calor total rechazado por el agua (Btu)

$Q_{S1}$  = Calor sensible antes del punto de congelación (Btu)

$Q_{S2}$  = Calor sensible después del punto de congelación (Btu)

$Q_L$  = Calor latente de congelación (Btu)

Para determinar los calores sensibles  $Q_{S1}$  y  $Q_S$  y el calor latente se utilizan las siguientes expresiones:

$$Q_S = WC\Delta T \quad (2)$$

Donde:

$W$  = Peso del volumen del agua a congelar (lbs)

$C$  = Calor específico del agua y del hielo

$\Delta T$  =Diferencial entre temperatura ambiente del agua (78°F) y temperatura del punto de congelación (32°F).

La temperatura ambiente del agua se consiguió haciendo varios ensayos con un termómetro sumergiendo el bulbo en agua y promediando los valores leídos a diferentes horas del día. El otro diferencial es 32°F - 20°F (punto de congelación - temperatura final).

$$Q_L = 144 \cdot W \quad (3)$$

Donde:

W = Peso del volumen de agua a congelar a 0°C (lbs)

144 = Es el calor latente de fusión del agua a presión atmosférica que se realiza a una temperatura constante (Btu/lbs).

**2.1.2 Flujo de calor (Q)** Es la cantidad de calor rechazado en la unidad de tiempo y viene dado por la ecuación:

$$Q = \frac{Q_t}{t} \quad (4)$$

Donde:

(Q) = Es el flujo de calor [Btu/hr]

Q<sub>T</sub> = Es el calor total rechazado [Btu]

t = Es el tiempo de congelación [horas]

**2.1.3 Determinación de la temperatura que debe tener la salmuera para extraer el calor total del agua.** Mediante la expresión:

$$Q^{\circ} = U \cdot A \cdot \Delta T. \quad (5)$$

Donde:

U = Es el coeficiente total de transferencia de calor [Btu/pulg<sup>2</sup>·hr·°f]

A = Es el área de la superficie de transferencia entre la salmuera y el agua a congelar  
(cubeta) [ft<sup>2</sup>]

ΔT = La diferencia de temperatura entre el agua y la salmuera [°f]

El coeficiente total de transferencia U se determina mediante la expresión:

$$U = 1/R$$

Donde:

R es la resistencia a la conductividad del material (pulg<sup>2</sup>·hr·°f/Btu) el cual está dado por:

$$R = X/K \quad (6)$$

Donde:

X = Espesor de la lámina de la cubeta (pulg)

K = Coeficiente de conductividad del material de la cubeta (Btu/pies<sup>2</sup>·hr·°f por pulgada).

Se selecciono el aluminio para la fabricación de las cubetas por sus propiedades físicas y económicas como son; fácil de trabajar, buena conductividad térmica, resistente a los medios corrosivos y el más económico en la línea de los conductores térmicos.

Para la temperatura media de 18°f la conductividad del aluminio es 122 Btu/pies<sup>2</sup>·hr·°f por pulgada.

De la ecuación (5) se despeja el valor  $\Delta T$ :

$$\Delta T = \frac{X Q}{K A}$$

$$\Delta T = T_{\text{agua}} - T_{\text{sal}}.$$

Despejando  $T_{\text{sal}}$  y reemplazando  $\Delta T$  tenemos:

$$T_{sal} = T_{agua} - \frac{X \cdot Q}{K \cdot A} \quad (7)$$

El área de transferencia de las cubetas es determinado de acuerdo al área superficial de la cava el cual es de 24 pulg·16 pulg, datos que se obtuvieron según distribución de espacio de la máquina dentro del laboratorio.

Según esta área superficial y al volumen de agua a congelar 1 galón, se han determinado 4 cubetas cuyas dimensiones son: 14"x4 1/8"x1".

**2.1.4 Determinación del volumen de salmuera.** Conocido el calor rechazado por el agua a congelar que por continuidad es igual al calor ganado por la salmuera, entonces mediante la expresión:

$$Q = C_s W \Delta T$$

Donde:

Q = Es el calor total transferido [Btu]

$C_s$  = Coeficiente de calor sensible de la salmuera [Btu/lb·°f]

W = Peso mínimo de la salmuera para ganar el calor transferido [lbs]

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura de la salmuera al inicio y temperatura de la salmuera al

final [°f]

El calor sensible de la salmuera se determina de la tabla mostrada en el anexo A para un contenido de sal de 24% en 100 partes en peso de solución y a 18°f tenemos:

$$C_s = 0.787 \text{ Btu/lb}\cdot^\circ\text{f}$$

Despejando W de la expresión anterior:

$$w = \frac{Q}{C_s \cdot \Delta T} \quad (\text{a})$$

El volumen de la salmuera es:

$$V = \frac{W}{\rho} \quad (\text{b})$$

Donde:

V = Volumen de la salmuera [pies<sup>3</sup>]

$\rho$  =Densidad de la salmuera [lb/pies<sup>3</sup>]

Según la tabla mostrada en el anexo B se tiene que  $\rho = 1,193 \times 62,4$  [Lb/pies<sup>3</sup>] interpolando entre 14°f y 32°f se obtuvo para 18°f y 24 partes de sal para 100 partes de solución, reemplazando (a) en (b) se obtiene la ecuación:

$$V = \frac{Q}{C_s \cdot \Delta T \cdot \rho} \quad (8)$$

**2.1.5 Determinación de las dimensiones de la cava.** De acuerdo al espacio recomendado por la universidad, se conoce el largo y el ancho de la cava, luego la altura se determina de acuerdo al volumen de la salmuera más el volumen desalojado por las cubetas más un volumen adicional para mantener una inercia térmica que involucra el volumen desalojado por la tubería del evaporador.

Las dimensiones efectivas de la cava se obtiene sumándoles a las dimensiones determinadas el espesor del aislante que se determina mediante la expresión:

$$Q_r = \frac{K \cdot A \cdot \Delta T}{X}$$

Despejando X:

$$X = \frac{K \cdot A \cdot \Delta T}{Q_r} \quad (9)$$

Donde:

$Q_x$  =Calor mínimo a rechazar y se considera un porcentaje igual a 15% mínimo del calor total [Btu/hr]

K =Coeficiente de conductividad del aislante [Btu/pies<sup>2</sup>·hr·°f]·pulg

X =Es el espesor del aislante en pies

A =Es el área de transferencia en pies<sup>2</sup>

$\Delta T$  =Diferencial de temperatura entre la parte externa y la interna de la cava [°f] = 90 - 18  
= 72°f

$U = K/X$

Nota:

Se selecciona el poliuretano expandido como aislante térmico por sus propiedades físicas y económicas (resistencia a la conductividad y bajo costo). Presenta un  $K = 0.17$  [Btu/pies<sup>2</sup>·hr·°f]·pulg

**2.1.6 Longitud de la tubería y número de circuitos de refrigeración del serpentín evaporador.** Partiendo de la expresión:

$$(Q) \text{ } ^\circ = UA \text{ } \text{---} DT) \quad (10)$$

Donde:

$(Q) \text{ } ^\circ 14 =$  Es el flujo calor total [Btu/hr]

A =Es el área de transferencia entre el refrigerante y la salmuera [pies<sup>2</sup>]

MLDT:Diferencial media logarítmica de temperatura [°f]

U =Coeficiente global de transferencia de calor [Btu/pies<sup>2</sup>·hr·°f]

El coeficiente global de transferencia de calor es obtenido de la tabla mostrado en el anexo C para enfriadores de agua de expansión directa (Manual del Ingeniero mecánico MARKS Tomo III 19-19)

Considerando un promedio dentro el rango

$$U = 105 \text{ [Btu/pies}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°f]}$$

El MLDT se obtiene de la siguiente ecuación:

$$MLTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (11)$$

Donde:

$\Delta T_1$  = Temperatura inicial de la salmuera - Temperatura del refrigerante expendiéndose

$\Delta T_2$  = Temperatura final de la salmuera - Temperatura del refrigerante expendiéndose

De la ecuación (10) se despeja el área A.

$$A = \frac{Q}{U \Delta T} \quad (c)$$

Como la superficie de intercambio es la del tubo donde sucede la expansión del gas se tiene que :

$$A = \pi d L \quad (d)$$

Donde:

$d$  = Es el diámetro de la tubería [pies]

$L$  = Longitud de la tubería [pies]

Reemplazando (d) en (c) y despejando  $L$  se obtiene la longitud para el serpentín evaporador:

$$\pi \cdot d \cdot L = \frac{Q \cdot \rho}{u \cdot \Delta T}$$

$$L = \frac{Q \cdot \rho}{u \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot d} \quad (12)$$

El diámetro de la tubería se selecciona de acuerdo con recomendaciones de ASHRAE que cumpla con las condiciones de arrastre de aceite y caída presión del flujo, y con la norma ASTM para el tipo de tubería (pie).

Es de notar que la caída de presión va en contraposición con la velocidad de arrastre de aceite dentro de la tubería por lo tanto se tratan siempre de balancear.

Nota: Es importante aclarar que debido a que el refrigerante 134(a) ecológico es nuevo no se han tabulado en su totalidad todas sus características y compartimientos por lo tanto se recurre a las tabuladas para el R12 el cual da una buena aproximación a este.

En la gráfica mostrada en el anexo D para una carga térmica se baja una línea hasta que intercepte la línea de evaporación y con una horizontal se lleva a la línea de diámetro de tubo, que a la temperatura de condensación de diseño producirá un máximo de caída de presión de 1,5 psi.

Con este diámetro se ubica en la gráfica del anexo E y con la carga térmica y temperatura de evaporación de diseño se verifica que no sobrepase el diámetro máximo en línea de succión para un adecuado retorno de aceite con este diámetro seleccionado en la tabla del anexo F, donde se tiene las características según norma ASTM-B 88 para tubos de cobre.

Una vez obtenido el diámetro del tubo se reemplaza en la ecuación 12, y se obtiene la longitud de la tubería.

Para determinar el número de circuitos se utiliza la norma ASHRAE que indica que  $L/d \leq 2000$  para cada circuito.

Donde:

L = Longitud del serpentín evaporador [ft]

d = Diámetro de la tubería de cobre [ft]

## 2.2 CALCULO DE LA CAVA

### 2.2.1 Datos de partida. Area superficial de la cava = 24x16 pulg<sup>2</sup>

Se va a congelar un galón de agua en un tiempo de 20 minutos. Se selecciono un hielo transparente que se produce a una temperatura de 20°f en una cubeta de espesor de 1/16 pul en aluminio. Se determinan los calores a rechazar por el agua mediante la ecuación:

$$Q_{s1} = W \cdot C_1 \cdot \Delta T$$

W = 8.338 lbs (peso de un galón de agua)

$$\Delta T = 78^\circ\text{f} - 32^\circ\text{f} = 46^\circ\text{f}$$

C<sub>1</sub> = 1 Btu/lb·°f (para el agua).

$$Q_{s1} = 8.338 \times 1.46 = 383.54 \text{ Btu}$$

$$Q_L = 144 \cdot W$$

$$Q_L = 144 \times 8.338 = 1200.67 \text{ Btu}$$

$$Q_{s2} = W \cdot C_2 \cdot W$$

$C_2 = 0.5 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{f})$  para el agua congelada

$$\Delta T = 32^\circ\text{f} - 20^\circ\text{f} = 12^\circ\text{f}$$

$$Q_{s2} = 8.338 \times 0.5 \times 12 = 50.028 \text{ Btu}$$

Reemplazando los calores en la ecuación 1 se obtiene el calor total a rechazar del agua:

$$Q = Q_{s1} + Q_L + Q_{s2}$$

$$Q = 383.54 + 1200.67 + 50.028$$

$$Q = 1634.2 \text{ Btu}$$

Este calor teóricamente es el calor rechazado por las 8.338 lbs de agua en el proceso de congelación pero en la practica hay que incrementar este valor en un rango de 0 a 47% (manual de técnicas frigoríficas) esto es debido a las perdidas inevitables según la capacidad de instalación y las condiciones climáticas por lo tanto se selecciona un incremento promedio del 20 %.

$$Q_{\text{real}} = 1,2 \cdot Q$$

$$Q_{\text{real}} = 1961,04 \text{ Btu}$$

**2.2.2 Cantidad de calor transferido.** De la ecuación 4 y para un tiempo de 20 minutos tenemos:

$$Q_{?^{\circ}} = \frac{Q_{Real}}{t}$$

$$(Q)_{?^{\circ}20} = 1961.04 / (1/3) = 5883.1 \text{ Btu/Hr}$$

**2.2.3 Temperatura que tiene que alcanzar la salmuera.** Aplicando la ecuación 7 y partiendo de que el agua se congelará hasta 20°F para la obtención del hielo transparente y se selecciono una lámina de aluminio de 1/16 pulg para la fabricación de la cubeta:

$$T_{sal} = T_{agua} - \frac{X \cdot Q_{?^{\circ}}}{K \cdot A}$$

Como se estimaron cuatro cubetas de 14"x4 1/8"x1" tenemos:

$$A = \frac{[(14 \times 2 + 4 \frac{1}{8} \times 2) + 14 \times 4 \frac{1}{8}] \times 4}{144}$$

$$A = 2.61 \text{ ft}^2$$

$$T_{sal} = 20 - \frac{\frac{1}{16} \times 5883.1}{122 \times 2.61}$$

$$T_{sal} = 18.85^\circ\text{f}$$

$T_{sal} \approx 18^\circ\text{f}$  (por seguridad la se aproxima al valor inferior)

**2.2.4 Volumen de salmuera.** Para el cálculo del volumen de la salmuera se aplica la ecuación 8:

$$V = \frac{Q}{C_s \cdot \Delta T \cdot \rho} = \frac{1961}{0.787 \times (78 - 20) \times 74.44}$$

$$V = 0.58 \text{ ft}^3 \approx 1000 \text{ pul}^3$$

**2.2.5 Dimensiones de la cava.** Sabiendo que el área superficial es  $24 \times 16 \text{ pul}^2$  y conociendo el volumen mínimo =  $1000 \text{ Pul}^3$  de salmuera, el volumen desalojado por las cubetas el cual es un galón =  $231 \text{ pul}^3$ , se determinara la altura de la cava.

$$V_T = V_{\text{salm}} + V_{\text{desalojado}} = A_{\text{sup}} \times \text{Altura}$$

$$\text{Altura} = (V_s + V_d)/A_{\text{sup}} = (1000 + 231)/384 = 3.2 \text{ pul}$$

Debido a que hay que sostener una inercia térmica y tener en cuenta el volumen desalojado por la tubería del evaporador se ha considerado una altura prudente de 10 pul para la cava.

Por lo tanto la cava tendrá las siguientes dimensiones internas:

Largo = 24 pul.

Ancho = 16 pul.

Alto = 10 pul.

A estas dimensiones se le adicionan el espesor del aislamiento térmico el cual se determina mediante la ecuación número (9):

$$Q_{\text{r}} = 5883 \times 0.15 = 88.25 \text{ Btu/Hr}^2$$

$$A = [(24" + 16") \times 2 \times 10" + 24" \times 16" \times 2] / 144 = 10.88 \text{ ft}^2$$

$$A \approx 11 \text{ ft}^2$$

Reemplazando en la ecuación (9) tenemos:

$$X = (0.17 \times 11 \times 72) / 88.25 = 1.52 \text{ pul.}$$

Para obtener una pérdida de calor menor se considera un espesor de 2 pul. de aislamiento térmico, entonces  $X = 2 \text{ pul.}$

Las dimensiones externas de la cava son:

$$\text{Largo} = 28 \text{ pul.}$$

$$\text{Ancho} = 20 \text{ pul.}$$

$$\text{Alto} = 14 \text{ pul.}$$

**2.2.6 Longitud de la tubería y número de circuito.** Para calcular la longitud de la tubería que debe tener el evaporador se aplica la ecuación 12, pero primero se calculará el MLDT mediante la ecuación 11 así:

$$L = Q \frac{\Delta T_{\text{MLDT}}}{u A \Delta T_{\text{LM}}}$$

Según la ecuación (11):

$$MLTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Ln} \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

El comportamiento de  $\Delta T_2$  y  $\Delta T_1$  se muestra en la figura 1, para el evaporador considerando un diferencial de temperatura dentro del rango recomendado por ASHRAE entre el refrigerante expandido y la salmuera de 5°f tenemos:

Temperatura de expansión del refrigerante = 18°f - 5°f = 13°f.

$$\Delta T_1 = 78^\circ\text{f} - 13^\circ\text{f} = 65^\circ\text{f}.$$

$$\Delta T_2 = 18^\circ\text{f} - 13^\circ\text{f} = 5^\circ\text{f}.$$

$$MLTD = \frac{5 - 65}{\text{Ln} \left( \frac{5}{65} \right)} = 23.4 \text{ } ^\circ\text{f}$$

Para seleccionar el diámetro se utiliza la gráfica del anexo D, con los siguientes datos:

$$(Q)_{29} = 5883 \text{ Btu/Hr.}$$

$$T_{\text{evaporador}} = 13^{\circ}\text{f.}$$

$$T_{\text{condensador}} = 100^{\circ}\text{f.}$$

Se Selecciona un diámetro de  $\frac{1}{2}$  pul tentativamente; se produce una caída de presión pequeña de 6 Psi por cada 100 pies.

Con este diámetro se busca en la gráfica mostrada en el anexo E y con la temperatura de evaporación y la carga térmica se obtiene que el diámetro recomendado máximo es de  $\frac{7}{8}$  pul para un buen arrastre de aceite por lo tanto el diámetro seleccionado está dentro del rango de lo recomendado.

En la tabla mostrada en el anexo F de la norma ASTM-B 88 se tienen todas las características para la tubería de  $\frac{1}{2}$  pul. tipo L que es la más recomendada en refrigeración por su economía y su resistencia.

$$D_{\text{ext}} = 0.5$$

$$D_{\text{int}} = 0.43$$

$$D_{\text{medio}} = (D_{\text{ext}} + D_{\text{int}})/2 = 0.465 \text{ pul.} = 0.03875 \text{ ft.}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (12) tenemos:

$$L = 19.7 \text{ ft}$$

Caída de presión  $\Delta P = 6 \text{ Psi}/100 \text{ ft}\cdot\text{L}$  [ft]

$\Delta P = 1.18 \text{ Psi}$  el cual esta por debajo de  $1.5 \text{ Psi}$  que es el limite recomendado de caída de presión cumpliendo así con los requerimientos de caída de presión de la norma.

**Número de circuito.** Teniendo la longitud y el diámetro de la tubería se aplica la relación  $L/d \leq 2000$  por cada circuito.

$$\frac{L}{d} = \frac{19.7}{\frac{1}{24}} = 473 < 2000$$

Por lo tanto se utilizara un solo circuito.

### 2.2.7 Planos de la cava.

### **3. SELECCION DEL COMPRESOR.**

#### **3.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCION DEL COMPRESOR.**

Para la selección del compresor se siguió la siguiente metodología.

- Se hizo una reseña de todas las formulas fundamentales para la selección de un compresor, curvas de comportamiento de compresores, refrigerante y catálogos de fabricantes de compresores.

- Luego se mostraron los datos numéricos de las operaciones realizadas para la selección del compresor.

**3.1.1 Determinación del efecto refrigerante (E.R.).** Para hallar el efecto refrigerante, se gráfica el ciclo de refrigeración mecánica de la curva presión-entalpía del refrigerante 134(a) con las condiciones de trabajo las cuales son:

Temperatura de evaporación = 13°f.

Temperatura de condensación = 100°f. Se encuentra en el rango recomendado para condensación por agua. Por criterio de diseño se considera un subenfriamiento de 10°f y un sobrecalentamiento de 15°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).

$$\text{E.R.} = h_2 - h_1 \quad (13)$$

Donde:

$\varepsilon \cdot R$  = Efecto refrigerante

$h_2$  = Es la entalpía a la entrada del compresor que según la gráfica mostrada en el anexo G,  $h_2 = h_b = 405 \times 0,43 \text{ Btu/Lb} = 174,15 \text{ Btu/Lb}$ .

$h_1$  = Es la entalpía a la salida del condensador y con un subenfriamiento de  $10^\circ\text{f}$ , y en la gráfica  $h_1 = h_d - 10 \times 0,43 \text{ Btu/Lb} = 107,5 \text{ Btu/Lb}$ .

**3.1.2 Determinación del flujo másico del 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 temperatura de evaporación y condensación el cual se logra con la siguiente expresión:

$$m = \frac{Q}{E.R.} \quad (14)$$

Donde:

$m$  = Flujo masico de refrigerante

E.R. = Es el efecto refrigerante [Btu/Lb]

**3.1.3 Determinación del desplazamiento volumétrico del compresor.** Es la cantidad de centímetros cúbicos que el compresor desplaza en cada revolución.

$$v^{?o} = \frac{m^{?o}}{\rho} \quad (15)$$

$\rho$  = Es la densidad del refrigerante a la entrada del compresor y se determina en la gráfica del anexo G, prolongando la línea de densidad constante desde el punto "b" y es igual  $\rho = 9 \times 0,0624 \text{ lb/ft}^3 = 0,5616 \text{ lb/ft}^3$

Para determinar el desplazamiento volumétrico se aplica la siguiente ecuación:

$$D_v = \frac{V^{?o}}{V_c} \quad (16)$$

$D_v$  = desplazamiento volumétrico por revolución [ $\text{pul}^3/\text{rev}$ ]

$V^{?o35}$  = Flujo volumétrico [ $\text{pul}^3/\text{min}$ ]

$V_c$  = Velocidad del compresor [rpm]

La cual  $V_c = 3600$  rpm que es la velocidad usual para compresores.

**3.1.4 Desplazamiento real y selección del compresor.** Debido a que el rendimiento de los compresores al igual que cualquier maquina no tienen un rendimiento del 100 %, sólo un porcentaje del volumen desplazado por el compresor es el volumen de gas refrigerante realmente bombeado y se conoce como eficiencia volumétrica, la eficiencia de un compresor puede variar en una gran escala, dependiendo del diseño y del índice de compresión (relación de compresión).

Los fabricantes de compresores tienen sus gráficas donde muestra la eficiencia volumétrica. El índice de compresión afecta la eficiencia volumétrica del compresor en dos factores fundamentales:

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

b. A mayor índice de compresión mayor será el calor que se produzca durante la compresión, efectuándose un aumento de temperatura en los cilindros y en la cabeza del compresor; de ahí que el gas proveniente del evaporador que entra a los cilindros en la carrera de succión, sea calentado por la paredes internas de dichos cilindros, provocando la expansión del gas y reduciéndose el volumen del gas de entrada a los cilindros del compresor.

Para determinar el desplazamiento real se debe hallar el índice de compresión mediante la ecuación.

$$I_c = \frac{P_{ca}}{P_{va}} \quad (17)$$

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 100°F y según la gráfica mostrada en el anexo G se encuentra el punto C' (punto de saturación a 100°F) el cual se prolonga paralelo a las líneas de presión constante y se obtiene de  $P_{ca} = 0,98 \times 145 \text{ lb/pul}^2 + 14,7 \text{ psia}$  por tanto  $P_{ca} = 156,8 \text{ psia}$  y la evaporación ocurre a 13°F, y en la gráfica mostrada en el anexo G 4 se encontró el punto b' (punto de saturación a la temperatura de 13°F) el cual se prolonga paralelo a las líneas de presión constante y se obtiene un valor de  $P_{va} = 0,19 \times 145 + 14,7 \text{ psia}$ , por tanto  $P_{va} = 42,25 \text{ psia}$ .

Con la ecuación 17, se determina el índice de compresión se va a la gráfica mostrada en el anexo H la cual muestra la eficiencia volumétrica para diferentes tipos de compresores.

De acuerdo a las condiciones de trabajo del circuito de refrigeración de la maquina: la temperatura de condensación y de evaporación, y el refrigerante a utilizar 134(a) sabiendo que las temperaturas de evaporación se encuentran en el rango de medias temperatura se selecciona un compresor de medias temperatura. Por definición se saca la ecuación siguiente.

$$E_v = \frac{D_v}{D_{vc}} \quad (18)$$

$E_v$  = Eficiencia volumétrica

$D_v$  = Desplazamiento volumétrico requerido del refrigerante

$D_{vc}$  = Desplazamiento volumétrico real del compresor

De la ecuación 18 se despeja  $D_{vc}$  así:

$$D_{vc} = \frac{D_v}{E_v} \quad (19)$$

Con el desplazamiento volumétrico real  $D_{vc}$  y el tipo compresor (media temperatura) se selecciona el compresor a utilizar (catalogo del fabricante) anexo A.

### **3.2 CALCULO PARA SELECCION DEL COMPRESOR**

**3.2.1 Datos de partida.** Se seleccionará un compresor hermético que es el utilizado para capacidades menores de una tonelada para temperatura media.

- Temperatura de evaporación = 13°F
- Temperatura de condensación = 100°F
- Velocidad del compresor  $V_c = 3600$  rpm

**3.2.2 Calculo del efecto refrigerante.** Aplicando la ecuación 13, se determina el efecto refrigerante así:  $E.R = h_2 - h_1 = 174,15 - 107,5 = 66,7$  Btu/lb.

#### **3.2.3 Calculo del flujo masico de refrigerante.**

Aplicando la ecuación 14, se calcula el flujo masico de refrigerante.

$$m^{?^{\circ}} = \frac{Q^{?^{\circ}}}{E. R.} = \frac{5883 \frac{BTU}{Hr}}{66,7 \frac{BTU}{Lb}} = 88,2 \frac{Lb}{Hr}$$

**3.2.4 Calculo del desplazamiento volumétrico del compresor.** Para obtener el desplazamiento volumétrico del compresor a utilizar se aplica la ecuación 16, pero primero se calculará el flujo volumétrico aplicando la ecuación 15 así:

$$v^{?^{\circ}} = \frac{m^{?^{\circ}}}{\rho} = \frac{88,2 \frac{Lb}{Hr}}{0,5616 \frac{Lb}{Ft^3}} = 157,05 \frac{Ft^3}{Hr} \times \frac{1 Hr}{60 \text{ min}}$$

$$v^{?^{\circ}} = 2,62 \frac{Ft^3}{\text{min}} \times (12 \frac{pul}{Ft})^3 = 4527,36 \frac{pul^3}{\text{min}}$$

Según la ecuación 16 para el cálculo del desplazamiento volumétrico se tiene:

$$D_v = \frac{V^{?^{\circ}}}{V_c} = \frac{4527,36 \frac{pul^3}{\text{min}}}{3600 \text{ rpm}} = 1,2576 \frac{pul^3}{\text{rev}}$$

**3.2.5 Calculo del desplazamiento real y selección del compresor.** Aplicando la ecuación 17 para índice de compresión:

$$I_c = \frac{P_{ca}}{P_{va}} = \frac{156,8 \text{ Psia}}{42,25 \text{ Psia}} = 3,71$$

En la gráfica mostrada en el anexo H 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%.

Según la ecuación 19 para el desplazamiento volumétrico real:

$$D_{vc} = \frac{D_v}{E_v} = \frac{1,2576 \frac{\text{pu}^3}{\text{rev}}}{0,76} = 1,612 \frac{\text{pu}^3}{\text{rev}} = 26,38 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Con este valor de desplazamiento volumétrico real en el catalogo del fabricante para compresores de media temperatura (Anexo I). Se selecciona un compresor TECUMSEH con las siguientes características:

AKM26AS

Donde:

AK =Familia del compresor.

M =Media presión de evaporación (media temperatura de evaporación).

26 =Desplazamiento en cc.

A =Refrigerante R12 (equivalente al 134(a)).

S =Compresor que no ha sido sometido a prueba de laboratorio.

## 4. DISEÑO DEL CONDENSADOR

### 4.1 PROCEDIMIENTOS PARA EL CALCULO DEL CONDENSADOR

Para el diseño y calculo del condensador se siguió la siguiente metodología:

- Se hizo una reseña de todas las formulas fundamentales para el calculo y los términos empleados, así como las curvas de las propiedades del refrigerante a utilizar.
- Se mostraron los datos numéricos de las operaciones realizadas en el diseño y la variables utilizadas.

**4.1.2 Determinación del calor rechazado en el condensador.** Se determina mediante la ecuación:

$$Q_{RC} = Q_{EV} + Q_{Comp} \quad (20)$$

Donde:

$Q_{RC}^{?46}$  = Flujo de calor total rechazado en el condensador.

$Q_{EV}^{?47}$  = Flujo de calor de evaporación = 5883 Btu/Hr.

$Q_{Comp}^{?48}$  = Flujo de compresión, es el calor agregado por el compresor por el trabajo realizado sobre el refrigerante, y viene dado por la ecuación:

$$Q_{Comp}^{?o} = \Delta h \cdot m^{?o} \quad (21)$$

Donde:

$\Delta h$ : Es el incremento de entalpía del flujo de refrigerante entre la entrada y la salida del compresor y viene dado por:

$$\Delta h = h_c - h_b$$

En la gráfica del anexo G, tenemos:

$$h_c = 440 \times 0,43 \text{ Btu/Lb} = 189,2 \text{ Btu/Lb.}$$

$$h_b = 405 \times 0,43 \text{ Btu/Lb} = 174,15 \text{ Btu/Lb.}$$

$m^{?50}$  = Es el flujo masico de refrigerante = 88,2 Lb/Hr.

reemplazando la ecuación 21 en la ecuación 20 se obtiene:

$$Q_{RC} \text{?}^\circ = Q_{EV} \text{?}^\circ + m \text{?}^\circ \Delta h \quad (22)$$

**4.1.3 Determinación del volumen de agua requerido en el condensador.** Según ASHRAE el flujo de agua por tonelada de refrigeración viene dado por la ecuación:

$$V = \frac{H}{8,33 (T_2 - T_1)} \quad (23)$$

Donde:

V = Es el flujo de agua de condensación en [(gal/min)/ton].

H = Calor removido en el evaporador en [(Btu/min)/ton].

T<sub>1</sub> = Temperatura del agua en la entrada del condensador en [°F]

T<sub>2</sub> = Temperatura del agua a la salida del condensador en [°F]

8,33 = Peso de un galón de agua [Lb/gal de agua]

El valor de H se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$H = Q_{RC} \frac{Q_{EV}}{200} \quad (24)$$

Donde:

$Q_{RC} = 54$  = Flujo de calor total rechazado en el condensador en [Btu/min]

$Q_{EV} = 55$  = Flujo de calor rechazado en el evaporador en [Btu/min].

200 = Factor de conversión en [(Btu/min)·ton].

**Flujo real de agua [ $V_{real}$ ].**

Para absorber pérdidas en el sistema se incrementa el volumen del agua en un 10%.

$$V_{real} = 1,1 V \quad (25)$$

$$GPM_R = V_{real} \cdot Q_{EV} \quad (25a)$$

Donde:

$GPM_R$  = Galones por minutos requeridos.

$V_{real}$  = Volumen real de agua [(gal/min)·ton].

= Flujo de calor de evaporación [ton].

### ¡Error

#### 4.1.4 Determinación del diámetro de la tubería interna del condensador.

Según ARI las tuberías deben ser dimensionadas de tal modo que la velocidad del agua no exceda una velocidad de 5 ft/seg. Aplicando la siguiente ecuación

$$\text{Caudal} = GMP = V_L \cdot A \quad (26)$$

Donde:

$GMP$  = Caudal de agua circulante en el condensador [ $ft^3/min$ ].

$V_L$  = Velocidad limite = 5 ft/seg.

$A$  = Area de la tubería en  $ft^2 = \pi d_m^2/4$ .

$d_m$  = Diámetro mínimo de la tubería interna en ft.

Despejando el diámetro mínimo en la ecuación 26 tenemos:

$$d_m = (4 \cdot GPM) / (\pi \cdot V_L) \quad (27)$$

Una vez determinado este diámetro y mediante la tabla 4 se selecciona el diámetro de la tubería interna.

$$d \geq d_m \quad (28)$$

d = Diámetro a seleccionar que debe ser el más económico, y fácil manejo.

**4.1.5 Longitud de la tubería interna del condensador.** La mayor transferencia de calor sucede entre el agua circulante por el interior de la tubería interna y el refrigerante que se desplaza en contra corriente al flujo de agua.

Aplicando la ecuación:

$$Q_{RC} = u \dot{A} T \quad (29)$$

Donde:

= Es el flujo de calor a través del condensador en [Btu/Hr].

**U**

= Coeficiente global de transferencia de calor en [Btu/ft<sup>2</sup>·Hr·°F].

En los condensadores del ciclo mecánico de refrigeración la convección se presenta con cambio de fase en el flujo a condensar el cual es un fenómeno altamente complejo, además el flujo de refrigerante no es homogéneo ya que está mezclado con el aceite de lubricación es por este motivo que los fabricantes de condensadores han determinado estos valores mediante ensayos continuos con diferentes condiciones de operación obteniendo así un rango de valores para diferentes tipos de intercambiadores.

Para el tipo de tubo concéntrico en la tabla del anexo C (MARKS) se encuentra el rango U [150-250] BTU/ft<sup>2</sup>-hr-°F).

A = Es el área de transferencia entre el agua y el refrigerante [ft<sup>2</sup>].

MLTD = Media Logarítmica Diferencial de Temperatura en [°F] se determina mediante la siguiente ecuación:

$$MLTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (30)$$

Donde:

$\Delta T_1$  = Es la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua en la entrada del condensador =  $T_c - T_1$

$\Delta T_2$  = Es la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua en la salida del condensador =  $T_c - T_2$

En la figura 2 se muestra el comportamiento de las temperaturas a lo largo del condensador.

Despejando de la ecuación 29 el valor de A se obtiene:

$$A = \frac{Q_{RC}}{U \cdot MLTD}$$

Despejando L se obtiene:

$$L = Q_{RC} \frac{\Delta T_{LM}}{U \cdot A} \quad (31)$$

Donde:

=Es el calor rechazado en el condensador en [Btu/Hr].

### ¡Error

U = Coeficiente global de transferencia de calor en [Btu/ft<sup>2</sup> · Hr · °F].

MLTD = Media Logarítmica Diferencial de Temperatura en [°F]

d = Es el diámetro medio.

$$d = (d_{ext} + d_{int})/2 \quad (32)$$

**4.1.6 Determinación del diámetro de la tubería externa del condensador.** En el condensador se considera crítico para efecto del cálculo del diámetro las primeras hileras del serpentín debido a que el estado del refrigerante al inicio es sobrecalentado. Por consiguiente según norma ASHRAE recomienda velocidades mínimas para lograr un buen arrastre de aceite en tubería horizontal:

$$V_R = 750 \text{ ft/min}$$

$V_R$  = Velocidad del refrigerante.

Aplicando la ecuación:

$$v^{\circ} = \frac{m^{\circ}}{\rho} \quad (33)$$

Donde:

$v^{\circ}$  = En el flujo volumétrico de refrigerante en [ $\text{ft}^3/\text{min}$ ].

$m^{\circ}$  = Es el flujo de masico de refrigerante en [ $\text{Lb}/\text{min}$ ].

$\rho$  = Es la densidad del refrigerante a la entrada del condensador y se determina prolongando el punto c' paralelo a la línea de densidad constante de la gráfica mostrada en el anexo H.

$$\rho = 50 \times 0,0624 \text{ lb/ft}^3 = 3,12 \text{ lb/ft}^3$$

Si se aplica la ecuación de continuidad:

$$V^{\circ} = V\dot{A} \quad (34)$$

Donde:

$V^{\circ}$  = Flujo volumétrico en [ft<sup>3</sup>/min].

$V$  = Velocidad mínima para el arrastre de aceite.

$A$  = Area transversal de flujo en [ft<sup>2</sup>].

Despejando el valor de A:

$$A = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_{ext}^2)}{4} = V^{\circ} \frac{1}{V}$$

Donde:

$D_{int}$  = Diámetro interno máximo del tubo externo.

$D_{ext}$  = Diámetro externo del tubo interno.

De donde:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \nu^{?o}}{\Pi V} + D_{ext}^2} \quad (35)$$

En la tabla mostrada en el anexo F, con este diámetro máximo se estandariza un diámetro menor a este que cumpla con la norma de arrastre de aceite y caída de presión.

## 4.2 CALCULO DEL CONDENSADOR.

**4.2.1 Datos de partida.** Los datos fundamentales que se utilizan para los cálculos del condensador son:

- Calor de evaporación. = 5883 Btu/Hr.
- Temperatura de evaporación.  $T_v = 13^\circ\text{F}$ .

### ¡Error

- Temperatura de condensación.  $T_c = 100^\circ\text{F}$ .

- Flujo masico de refrigerante. = 88,2 Lb/Hr.

$m^{?o}$

- Temperatura de salida del agua del condensador.  $T_2 = 95^\circ\text{F}$  ya que

se considera un diferencial de 5°F por debajo de la temperatura de condensación, diferencial que se encuentra dentro del rango recomendado por ASHRAE (5 - 10°F).

- Temperatura de entrada del agua.  $T_1 = 87^\circ\text{F}$  temperatura cercana a la del punto de rocío según ARI es la mínima temperatura alcanzada en las torres de enfriamiento.

**4.4.2 Calculo del calor rechazado en el condensador..** Es el calor ganado por el agua a través del paso por el condensador.

$$Q_{RC} = Q_{EV} + Q_{Comp} \quad \text{¡Error}$$

Donde:

$$= 5883 \text{ Lb/Hr.}$$

**¡Error**

Aplicando la ecuación 21 se determina el flujo de calor de compresión.

$$Q_{Comp} = \Delta h \dot{M} \quad \text{¡Error}$$

Donde:

$$\Delta h = h_c - h_b = 189,2 \text{ Btu/Lb} - 174,15 \text{ Btu/Lb} = 15,05 \text{ Btu/Lb}$$

$$m^{\circ} = 88,2 \text{ Lb/Hr.}$$

Para determinar se aplicará la ecuación 22:

$$Q_{RC}^{\circ} = Q_{EV}^{\circ} + m^{\circ} \Delta h$$

**¡Error**

$$= 5883 + 88,2 \times 15,05$$

$$= 7210,4 \text{ Btu/Hr.}$$

**¡Error**

**¡Error** 4.2.3 **Calculo del volumen de agua requerido en el condensador.** Aplicando

la ecuación 23:

Donde:

$$H = \frac{Q_{RC}^{\circ}}{Q_{EV}^{\circ} \frac{\circ}{200}} = \frac{7210,4}{\frac{5883}{200}} = 245 \frac{\text{BTU}}{\text{min}} * \text{ton}$$

De los datos de partida se toman los siguientes:

$$T_1 = 87^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 95^\circ\text{F}$$

Reemplazando en la ecuación 23 se obtiene:

$$V = \frac{245}{8,33 (95 - 87)} = 3.67 \frac{\text{Gal}}{\text{min} \times \text{ton}}$$

Debido a que el calor rechazado en el evaporador es 5883 Btu/Hr  $\approx$  1/2 ton, el volumen real según la ecuación 25 sera:

$$V_{\text{real}} = 4,037 \text{ Gal/min} * \text{ton.}$$

El caudal de agua requerido en galones por minutos según ecuación 25a sera:

$$\text{GPM}_R = 4,03 \times 0,5$$

$$\text{GPM}_R = 2,018 \text{ Gal/min.}$$

**4.2.4 Calculo del diámetro de la tubería interna del condensador.** Para la determinación del diámetro se aplica la ecuación 27:

$$d_m = (4 \cdot \text{GPM}) / (\pi \cdot V_L)$$

Donde:

$$\text{GPM} = 2,018 \text{ Gal/min} = 7,77 \text{ pul}^3/\text{seg.}$$

$$V_L = 5 \text{ ft/seg} = 60 \text{ pul/seg.}$$

Reemplazando se tiene el diámetro mínimo:

$$d_m = (4 \times 7,77) / (\pi \times 60)$$

$$d_m = 0,17 \text{ pul} \approx 3/16 \text{ pul.}$$

En la tabla mostrada en el anexo F se selecciona un diámetro de 1/2 pul en tubería de cobre tipo L, cumpliendo con la relación de la ecuación 28, donde:

$$d \geq d_m$$

$$\frac{1}{2}'' \geq \frac{3}{16}''$$

**4.2.5 Cálculo de la longitud de la tubería interna del condensador.** Para la determinación de la longitud de la tubería interna se aplica la ecuación 31, donde:

$$L = \frac{Q_{RC}}{U \Delta T_{LM}} d$$

$$= 7210,4 \text{ Btu/Hr.}$$

**¡Error!**  $U$  = Coeficiente global de transferencia de calor es el rango superior seleccionado de la tabla 3 del diseño = 250 Btu/(ft<sup>2</sup>-hr-°F).

MLTD = Se obtiene aplicando la ecuación 30.

$$MLTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_2 = T_c - T_2 = (100 - 95)^\circ\text{F} = 5^\circ\text{F}.$$

$$\Delta T_1 = T_c - T_1 = (100 - 85)^\circ\text{F} = 15^\circ\text{F}.$$

Reemplazando,  $MLTD = 9,1^\circ\text{F}$ .

$d = (d_{\text{ext}} + d_{\text{int}})/2 = (0,5 + 0,43)/2 = 0,465$  pul, datos tomados de la tabla mostrada en el anexo F para el diámetro de 1/2 pul tipo L.

Reemplazando se tiene:

$$\frac{7210,4}{250 \times 9,1 \times \pi \times 0,465} = 26,4 \text{ Ft}$$

**4.2.6 Calculo del diámetro de la tubería externa del condensador.** Considerando la velocidad mínima recomendada ( $V_R = 750$  ft/min) del refrigerante a través de la tubería del condensador (según ARI).

Aplicando la ecuación 33.

$$V_{?}^{\circ} = \frac{m_{?}^{\circ}}{\rho}$$

Donde:

$$m_{?}^{\circ} = 88,2 \text{ Lb/min (flujo masico del refrigerante)}$$

$$\rho = \text{Densidad del refrigerante a la entrada del condensador} = 50 \times 0,0624 = 3,12 \text{ Lb/ft}^3.$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_{?}^{\circ} = \frac{88,2}{3,12} = 28,26 \frac{\text{Ft}^3}{\text{min}}$$

Aplicando la ecuación 34 de continuidad.

$$V_{?}^{\circ} = V_{RA}$$

Donde:

$$V_{?^{\circ}} = 28,26 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

$$V_R = 750 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

Sabiendo que  $A = \pi(D_{int}^2 - D_{ext}^2)/4$  y despejando el diámetro interno del tubo externo según la ecuación 35.

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 V_{?^{\circ}}}{\pi V} + D_{ext}^2}$$

Donde:

$D_{ext} = 1/2$  pul por tanto reemplazando resulta:

$D_{int} = 0,55$  pul el cual corresponde una tubería estandarizada de  $3/4$  pul de diámetro externo tipo L según tabla mostrada en el anexo F.

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

**5.1 DETERMINACION DEL DIÁMETRO DE LA TUBERIA EN LA LINEA DE  
GAS CALIENTE.**

El parámetro crítico para la determinación de esta tubería es la velocidad del refrigerante que debe ser incrementada (disminuyendo el diámetro), para obtener un adecuado arrastre de aceite y tener en cuenta en menor escala la caída de presión (sacrificando la caída de

presión).

Según regla general para caída de presión en la línea de descarga máximo  $\Delta P = 5$  Psi en donde no afecta el rendimiento del sistema.

En la gráfica mostrada en el anexo J, se obtiene el tamaño máximo recomendado en la línea de descarga teniendo en cuenta la capacidad del compresor  $Q = 6000$  Btu/Hr y la temperatura de evaporación  $T_{EV} = 13^{\circ}F$  se selecciona la tubería que esta por debajo de este punto.

## **5.2 DETERMINACION DE LA TUBERIA DE LA LINEA DE LIQUIDO**

Debido a que el refrigerante condensado viene mezclado completamente con el aceite la velocidad no es de gran importancia para la circulación del aceite, la principal preocupación es que en la línea de liquido halla refrigerante liquido hasta la entrada de la válvula de expansión ya que una caída de presión excesiva en la línea de liquido conlleva a una presión por debajo del punto de saturación evaporándose una parte de este refrigerante. El cual trae consecuencias nocivas para el funcionamiento del sistema en varios aspectos a saber:

- Aumenta la caída presión debido a la fricción.
- Reduce la capacidad de elementos de expansión.

- Puede desgastar la aguja y su asiento en la válvula de expansión.
- Puede producir ruidos excesivos y puede causar una alimentación errática de refrigerante líquido al evaporador.

Para un buen funcionamiento del sistema es recomendable que el refrigerante líquido llegue subenfriado a la válvula de expansión, la caída de presión aceptada es el número de grados subenfriados multiplicado por la variación de presión de saturación en 1°F.

En el anexo A se muestra de acuerdo a la carga manejada por el compresor, la caída de presión  $\Delta P$  por cada 100 ft de longitud para diferentes diámetros.

Considerando la longitud de la línea de líquido del diseño de acuerdo a la distribución de espacio de la máquina se selecciona el diámetro que debe cumplir con la condición de caída de presión permitida.

### **5.3 DETERMINACIÓN DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN.**

Este es el diseño más crítico para el sistema, cualquier caída de presión debido a la fricción del flujo provoca una disminución de presión en la válvula de succión del

compresor, con respecto a la presión a la salida del evaporador.

Para el diseño de las líneas de succión normalmente se acepta una caída de presión equivalente a un cambio en la presión de saturación de 2°F, además hay que mantener unas velocidades adecuada para el retorno de aceite al compresor, estas velocidades son 7 ft/min mínima para tuberías horizontales y 150 ft/min para tubería vertical.

Según ASHRAE estos diámetros se determinan de acuerdo a la temperatura de evaporación y la capacidad del compresor para tuberías horizontales. Ver gráfica en el anexo K.

## **6. CALCULO DE LOS DIAMETROS DE TUBERIAS QUE CONECTAN LOS DIFERENTES ELEMENTOS.**

### **6.1 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE GAS CALIENTE.**

Sabiendo que la línea de gas caliente en el diseño tiene una longitud equivalente de 10 ft debido a la distribución de partes de la maquina y con la carga de trabajo del compresor  $Q = 6000$  Btu/Hr en la gráfica del anexo E, se obtiene un diámetro de tubería máximo recomendado de 5/8 pul y teniendo en cuenta que los recorridos de la maquina son cortos y las perdidas por fricción son despreciables se selecciona un diámetro  $d = \frac{1}{2}$  pul.

Generando así una caída de presión  $\Delta P' = 1,4$  Psi/100 ft para un diámetro  $d = \frac{1}{2}$  pul (ver gráfica 1).

Donde:

$$\Delta P = \Delta P' \cdot L = 1,4/100 \times 10 = 0,14 \text{ Psi}$$

$$\Delta P < 5 \text{ Psi.}$$

### **6.2 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE LIQUIDO.**

Considerando según ASHRAE la variación de presión por cada 1°F de subenfriamiento

según diagrama Presión-entalpía (gráfica del anexo G), se tiene una caída de presión máxima de  $\Delta P = 1,75 \text{ Psi/}^\circ\text{F}$ , para  $10^\circ\text{F}$  de subenfriamiento se tiene:

$$\Delta P = 17,5 \text{ Psi.}$$

En la gráfica del anexo D se selecciona un diámetro mínimo  $d = 3/8 \text{ pul}$  y con la carga manejada por el compresor se determina una caída de presión por cada 100 ft de longitud  $\Delta P' = 0,058 \text{ Psi/100 ft}$  el cual para 10 ft de longitud equivalente se tiene:

$$\Delta P = \Delta P' \cdot 10 = 0,58 \text{ Psi}$$

Donde:

$0,58 \text{ Psi} < 17,5 \text{ Psi}$  por consiguiente este diámetro  $d = 3/8 \text{ pul}$  cumple con los requerimientos de caída de presión para la línea de líquido.

### **6.3 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE SUCCION.**

Según ASHRAE: La variación de presión permitida debe ser equivalente a un cambio en la presión de saturación de  $2^\circ\text{F}$ .

En la gráfica del anexo G, Presión-Entalpía es igual a 1,2 Psi/°F por 2°F, se tiene  $\Delta P = 2,45$  Psi.

En la gráfica del anexo K con la capacidad del compresor  $Q = 6000$  Btu/hr y temperatura de evaporación  $T_{ev} = 13^\circ$  F se obtiene un diámetro máximo  $d = 7/8$  pul por consiguiente se selecciona un diámetro para el diseño  $d = 5/8$  pul para una caída de presión  $\Delta P' = 2,4$  Psi/100 ft a la temperatura de condensación de  $100^\circ$ F en la gráfica del anexo D.

$$\Delta P = \Delta P' \cdot 10 = 0,4 \text{ Psi.}$$

Donde:

$0,4 \text{ Psi} < 2,45 \text{ Psi}$  por consiguiente el diámetro  $d = 5/8$  pul cumple con los requerimientos de caída de presión en la línea de succión.

## **7. DETERMINACION DE LA VALVULA DE EXPANSION.**

### **7.1 DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION EN EL EVAPORADOR.**

Para determinar esta caída de presión se utilizan los siguientes parámetros, longitud de la tubería y diámetro de la misma en la gráfica del anexo D, para una carga de trabajo del

compresor  $Q = 6000$  Btu/Hr, temperatura de evaporación  $T_{EV} = 13^{\circ}\text{F}$  y temperatura de condensación de  $100^{\circ}\text{F}$  se obtiene el valor de la caída de presión  $\Delta P' = 6$  Psi/100 ft.

Aplicando la ecuación:

$$\Delta P = \Delta P' \cdot L \quad (36)$$

Donde:

$\Delta P$  =Caída de presión a través del evaporador (Psi).

$\Delta P'$  =Es las caída de presión por cada 100 ft de longitud (Psi).

$L$  = Longitud de la tubería del evaporador [ft].

## **7.2 DETERMINACION DEL EQUILBRADOR.**

Una vez conocida la caída de presión en el evaporador, la temperatura de evaporación y el tipo de refrigerante, en la tabla del anexo L se obtiene una caída de presión máxima en el evaporador la cual permite determinar el uso del equilibrador interno ó externo en caso contrario.

$$\Delta P_{\text{eva}} < \Delta P_{\text{máx}}$$

### 7.3 DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA VALVULA.

Aplicando la ecuación siguiente:

$$\Delta P_{\text{val}} = P_{\text{cond}} - P_{\text{EV}} - \Delta P_{\text{liquido}} \quad (37)$$

Donde:

$\Delta P_{\text{val}}$  = Caída de presión a través de la válvula.

$P_{\text{cond}}$  = Presión de condensación.

$P_{\text{EV}}$  = Presión de evaporación.

$\Delta P_{\text{liquido}}$  = Caída de presión en la línea de liquido.

Una vez conocida la caída de presión a través de la válvula de expansión.

Con este valor, la temperatura de evaporación  $T_{\text{EV}} = 13^{\circ}\text{F}$ , y la carga de trabajo del

compresor  $Q = 6000$  Btu/Hr, se obtiene en la tabla del anexo M, el rendimiento de la válvula, luego se multiplica por un factor de corrección de temperatura de líquido que aparece en el mismo anexo.

## **8. CALCULO Y SELECCION DE LA VALVULA DE EXPANSION.**

### **8.1 DATOS DE PARTIDA CONOCIDOS.**

$Q =$  Carga de trabajo = 6000 Btu/Hr.

$T_L =$  Temperatura de líquido = 90°F.

$T_{\text{con}}$  = Temperatura de condensación = 100°F.

$T_{\text{EV}}$  = Temperatura de evaporación = 13°F.

## 8.2 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL EVAPORADOR.

Aplicando la ecuación 36:

$$\Delta P = \Delta P' \cdot L$$

Donde:

$$\Delta P' = 5,9 \text{ Psi/100 ft.}$$

$$L = 20 \text{ ft.}$$

$$\Delta P = 1,18 \text{ Psi.}$$

## 8.3 SELECCION DEL TIPO DE EQUILIBRADOR

Una vez conocida la caída de presión en el evaporador  $\Delta P = 1,18$  Psi, la temperatura de evaporación  $T_{\text{EV}} = 13^\circ\text{F}$  y el tipo de refrigerante 134(a) en la tabla del anexo L, se obtiene una presión máxima de 1,3 Psi debido a que  $1,18 < 1,3$  esto permite utilizar una válvula con equilibrador interno.

#### 8.4 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LA VALVULA DE EXPANSION.

Según la ecuación 37 se determina este parámetro así:

$$\Delta P_{\text{val}} = P_{\text{cond}} - P_{\text{EV}} - \Delta P_{\text{liquido}}$$

Donde:

$P_{\text{cond}} = 142,1$  Psi (gráfica del anexo G).

$P_{\text{EV}} = 27,55$  Psi (anexo G)).

$\Delta P_{\text{liquido}} = 0,58$  Psi.

Reemplazando estos valores en la ecuación:

$$\Delta P_{\text{val}} = 142,1 - 27,55 - 0,58 = 113,87 \text{ Psi.}$$

Con el valor de  $\Delta P_{\text{val}}$ ,  $T_{\text{EV}} = 13^{\circ}\text{F}$  y  $Q = 6000$  Btu/Hr en la tabla del anexo M se obtiene el rendimiento de la válvula, realizando una interpolación entre los valores se tiene:

Rendimiento =  $0,55 \cdot f_L$ .

$f_L$  = Factor de corrección líquido = 1,06 (90°F).

Rendimiento = 0,58 toneladas.

Estas válvulas son regulables en un 20% por encima y por debajo de su valor por consiguiente esta en el rango de trabajo del diseño el cual es  $\frac{1}{2}$  ton.

La válvula que cumple con los requerimientos de expansión del refrigerante en el diseño es:

FF -  $\frac{1}{2}$  - C (anexo M)

Donde:

F = Tipo de cuerpo de la válvula.

F = Tipo de refrigerante a utilizar R12 (equivalente al 134(a)).

$\frac{1}{2}$  = Capacidad nominal en toneladas.

C = Carga termostática entre (+50 y -10)°F.

## **9. DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

### **9.1 DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE. []**

Se comienza aplicando un balance de energía teniendo en cuenta que la energía que entra es igual a la energía que sale considerando que es transferido al aire y que la pérdida de calor hacia la parte externa es cero. **¡Error!** cuenta que la energía todo el calor del agua parte externa es cero.

De acuerdo a la figura 3 se tiene:

A = Entrada del agua.

B = Salida del agua.

1 = Entrada del aire.

2 = Salida del aire.

$$W_{a1} h_{a1} + W_{v1} h_{v1} + W_{wA} h_{fA} = \quad (38)$$

$$W_{a2} h_{a2} + W_{v2} h_{v2} + W_{wB} h_{fB}$$

W = Peso del flujo en [Lb].

h = Entalpía en [Btu/Lb].

a = Aire.

v = Vapor.

w = Agua.

$f$  = Agua saturada (tabla de vapor).

1, A, 2, B: Son puntos de entradas y salidas del aire y el agua en la torre respectivamente y según la ecuación de continuidad de masa, donde la cantidad de masa de agua que entra es igual a la cantidad de masa que sale así:

$$W_{wb} = W_{wa} - (W_{v2} - W_{v1}) \quad (39)$$

Reemplazando la ecuación 39 en la ecuación 38 y despejando  $W_{wa}$  se tiene:

$$W_{wA}(h_{fA} - h_{fB}) = (W_{a2} h_{a2} + W_{v2} h_{v2}) - (W_{a1} h_{a1} + W_{v1} h_{v1}) - (W_{v2} - W_{v1})h_{fB} \quad (40)$$

Como:

$$h_{fA} = C_{pw}(T_{wA} - 32^\circ\text{F}) \quad (a)$$

$$h_{fB} = C_{pw}(T_{wB} - 32^\circ\text{F}) \quad (b)$$

Haciendo (a) - (b) y  $C_{pw} = 1 \text{ Btu/Lb } ^\circ\text{F}$

Resulta:

$$h_{fA} - h_{fB} = (T_{wA} - T_{wB}) \quad (41)$$

Reemplazando la ecuación 41 en la ecuación 40 se obtiene:

$$W_{wA}(T_{wA} - T_{wB}) = Q_{a2} - Q_{a1} - (W_{v2} - W_{v1})h_{fB} \quad (42)$$

Donde:

$Q_{a2}$ : Calor del aire en el punto 2.

$$\begin{aligned} Q_{a2} &= W_{a2} h_{a2} + W_{v2} h_{v2} \\ Q_{a2} &= W_{a2} C_{pa}(T_{a2} - 0) + W_{v2} h_{g2} \end{aligned} \quad (43)$$

$Q_{a1}$  = Calor del aire en el punto 1.

$$\begin{aligned} Q_{a1} &= W_{a1} h_{a1} + W_{v1} h_{v1} \\ Q_{a1} &= W_{a1} C_{pa}(T_{a1} - 0) + W_{v1} h_{g1} \end{aligned} \quad (44)$$

Donde:

$C_{pa}$  = Calor específico del aire = 0,24 [Btu/Lb °F]

$h_{g1-2}$  = Es la entalpía del vapor saturado a la temperatura del punto 1 y 2 respectivamente.

Reemplazando en la ecuación 42 los valores de partida, los obtenidos en la gráfica del anexo N y los obtenidos en la tabla del anexo O (MARKS manual del ingeniero mecánico), se obtiene para una libra de aire seco el peso de agua necesario.

$$W_{wA} \text{ en (Lb}_w\text{/Lb}_a \text{ seco)}$$

Para determinar el flujo de aire en lb/min se divide el flujo de agua circulante a través del condensador entre el peso de agua obtenido en la ecuación 42. Así:

$$w_a^{?o} = W^{?o} \frac{1}{W_{wA}} \quad (45)$$

Donde:

= Flujo de aire en [Lb/min].

= Flujo de agua en [Lb/min].

$w_a^{?o}$   $W_{wA}$  = Peso del agua por libra de aire seco en [Lb<sub>w</sub>/Lb<sub>a</sub>].

**¡Error**

Para obtener el flujo del aire en CFM se multiplica el flujo de aire en [Lb/min]

por el volumen específico en [ft<sup>3</sup>/Lb] obtenido en la gráfica del anexo N, Así:

$$CFM = w_a \cdot V_s \quad (46)$$

Donde:

$V_s$  = Es el volumen específico del aire.

## 9.2 CANTIDAD DE AGUA DE REPOSICION. P[Lb/Hr].

Para obtener la cantidad de agua de reposición aplicando la ecuación de continuidad.

$$P = (W_{V2} - W_{V1}) \cdot W_a \quad (47)$$

P = Agua de reposición

$W_{V2}$  = Peso del vapor en la salida [lbw/lba]

$W_{V1}$  = Peso del vapor en la entrada [lbw/lba]

$W_a \cdot 100$  = Flujo de aire [lb/wiw]

## 9.3 DETERMINACION DE LAS DIMENCIONES DE LA TORRE DE

## ENFRIAMIENTO

Considerando que en la torre se presenta transferencia de calor por convección forzada y transferencia de masa (calor latente).

Si se toma un diferencial de volumen de la torre y se aplica un balance térmico se obtiene:

$$dQ_C = \overline{h_{CA}} \cdot (T_w - T_a) \cdot dV \quad (48)$$

$$dQ_L = q \cdot \overline{A} \cdot h \quad (48)$$

Donde:

$dQ_C$  = Diferencia de calor por convección [Btu/Hr]

$dQ_L$  = Diferencia de calor latente [Btu/Hr]

$\overline{h_c}$  = Coeficiente de convección promedio entre el agua y el aire.

$a$  = Area de superficie por unidad de volumen [ $\text{ft}^2/\text{ft}^3$ ]

$T_w$  y  $T_a$  = Temperatura del agua y el aire respectivamente en [ $^{\circ}\text{f}$ ]

$q$  = Calor de vaporización del agua [Btu/hr]

$K$  = Calor de vaporización de masa en:

**¡Error!**

$W_S$  = Humedad a la temperatura instantánea de saturación.

$W_H$  = Humedad instantánea

Sumando los calores obtenidos en la ecuación (48) y (49) se obtiene el calor total rechazado por el agua:

$$dq = dQ_C + dQ_L = dt_{wA} \text{---rom?}^\circ \quad (50)$$

Al coeficiente  $K$  por experiencia de la fabrica de torres de enfriamiento es igual a:

$$K = \frac{\bar{h}}{\text{calor agregado a aire}} \quad (51)$$

Despejando  $\bar{h}$  107 de la ecuación 51 y reemplazando en la ecuación 50, tenemos:

$$dT_{WA} \text{ rom?}^\circ = [CFM \dot{A} w) - (CFM(T_a) + q \dot{A} - q \dot{A})] \cdot K \dot{A} \text{ } \quad (52)$$

Donde:

$$(cfm \cdot T_w + q \cdot W_s) = h_s \quad (53)$$

$$(cfm \cdot T_a + q \cdot W_H) = h_a \quad (54)$$

Donde:

$h_s$  = Es la entalpía a la temperatura de saturación instantánea.

$h_a$  = Entalpía del aire instantánea.

Reemplazando la ecuación (53) y (54) en la ecuación (52) se tiene:

$$dT_{WA} \text{ rom?}^\circ = K \dot{A} (S - h_a) \cdot dV$$

Separando variables tenemos:

$$\frac{dT_w}{h_s - h_a} = K \dot{A} \overline{W}^{\circ} dV$$

Integrando

$$\int_{T_{WA}} \frac{dT_w}{h_s - h_a} = K \dot{A} \overline{W}^{\circ} V \quad (55)$$

El valor  $K \cdot a$  es obtenido por experiencia según fabricantes de torres de enfriamiento, y su valor está entre el rango de 200 hasta 600.

Resolviendo la integral de la de la ecuación (55) numéricamente tomando diferenciales de temperatura de un grado desde A hasta B. Se obtiene para cada temperatura la entalpía en el punto de saturación  $h_w$ , y la entalpía del aire instantánea.

$h_w$  = Se obtiene en la gráfica del anexo N llevando la temperatura dada al punto de saturación y proyectando paralela a las línea de entalpía.

$h_a$  = Se obtiene una aproximación mediante la ecuación siguiente:

$$h_a = h_1 + W \frac{W_a}{W_a} (T_2 - T_1) \quad (56)$$

$h_1$  = Es la entalpía conocida a la temperatura  $T_1$

$T_2$  = Es la temperatura a la cual se va a conseguir la entalpía  $h_a$ .

y despejando el valor  $V$  de la ecuación (54) y de acuerdo al área disponible para la maquina se determina la altura real  $H$ .

## 10. CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

### 10.1 CALCULO DEL AGUA POR LIBRA [lb/min] DE AIRE SECO

Se empieza aplicando la ecuación resultante del balance de energía ecuación (44).

$$W_{WA} \cdot (T_{WA} - T_{WB}) = Q_{a2} - Q_{a1} - (W_{V2} - W_{V1}) \cdot h_{fB}$$

$$T_{WA} = 95^{\circ}\text{f (Figura 3)}$$

$$T_{wb} = 87^{\circ}\text{f (Figura 3)}$$

$$Q_{a2} = W_{a2} \cdot C_{p_a}(T_{a2}) + W_{V2} h_{g2} \quad (43)$$

$W_{a2} = 1$  lb de aire

$C_{p_a} = 0,24$  Btu/lb $^{\circ}$ f

$T_{a2} = 92$   $^{\circ}$ f (Figura 3)

$W_{v2}$  =en la gráfica del anexo N, para  $T = 92$   $^{\circ}$ f y humedad relativa del 100 % ..  $W_{v2} = 0,0334$  Lbw/(Lba seco)

$h_{g2}$  =En la tabla del anexo O para una  $T = 92$   $^{\circ}$ f .. $h_{g2} = 1101,6$  Btu/(lb seco)

$W_{v1}$  =En la gráfica del anexo N, para  $T = 90$   $^{\circ}$ f y  $T_h = 85$   $^{\circ}$ f ..  $W_{v1} = 0,0251$  lbw/(lba seco).

$h_{fB}$  =En la tabla del anexo O para una  $T = 92$   $^{\circ}$ f ..  $h_{fB} = 55$  Btu/lb.

Reemplazando en la Ecuación 45 se tiene:

$$Q_{a2} = 1 \times 0,24 \times (92 - 0) + 0,0334 \times 1101,6$$

$Q_{a2} = 58,9$  Btu/lb

$$Q_{a1} = W_{a1} \cdot C_{pa} \cdot (t_{a1} - 0) + W_{V1} \cdot h_{g1} \quad (44)$$

$$W_{a1} = 1 \text{ lb}$$

$$T_{a1} = 90 \text{ }^\circ\text{f (Figura 3)}$$

$$h_{g1} = \text{En la tabla del anexo O para } 90^\circ \text{ f .. } h_{g1} = 1100,7 \text{ Btu/lb}$$

Reemplazando en la ecuación 44 se tiene.

$$Q_{a1} = 1 \times 0,24 \times (90 - 0) + 0,025 \times 1100,7$$

$$Q_{a1} = 49,2 \text{ Btu/lb}$$

Reemplazando en la ecuación 42 los datos obtenidos se tiene:

$$W_{WA}(95 - 87) = 58,9 - 49,2 - (0,0334 - 0,0251) \times 525$$

despejando tenemos

$$W_{WA} = 1,155 \text{ lb}_W / (\text{lb}_a \text{ seco})$$

## 10.2 CALCULO DEL FLUJO DE AIRE EN CFM

De la ecuación 45

$$W_a^{?^\circ} = W^{?^\circ} \frac{W_{WA}^\circ}{W_{WA}} \quad \text{en } [lb_a/\text{min}]$$

**¡Error!**

(Cantidad de agua circulación por el condensador)

$$W_{WA} = 1,155 \text{ lbw}/(\text{lba seco})$$

Reemplazando tenemos:

$$W^{?^\circ} = \text{flujo de aire por minuto} \quad [lb_a/\text{min}]$$

$$W^{\circ} = \frac{16,72}{1,155} = 14,5 \text{ } lb_a/\text{min}$$

Para obtener los CFM se multiplica las  $lb_a/\text{min}$  por el volumen específico del aire. aplicando la ecuación 46.

$$CFM = W^{\circ} \cdot V_s = 14,5 \frac{lb_a}{\text{min}}$$

$$V_s = 14,6 \text{ } ft^3/lb_a.$$

En la gráfica del anexo N para temperatura promedio entre 90 °f y 95°f.

Reemplazando en la ecuación 46 se tiene:

$$CFM = 14,5 \times 14,6$$

$$CFM = 211,7 \text{ } ft^3/\text{min}$$

### 10.3 CALCULO DEL AGUA DE REPOSICION P[lb/hr]

Para calcular éste parámetro se aplica la ecuación 47

$$P = (W_{V2} - W_{V1}) \cdot W_a \text{ ?}^\circ$$

$$P = (0,0334 - 0,0253) \times 14,5 \times 60$$

$$P = 7,22 \text{ lb/hr}$$

#### 10.4 CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Según la ecuación 55

$$\int_{T_{WA}}^{T_{WB}} \frac{dT_W}{h_S - h_a} = Ka \dot{A} \text{ ?}^\circ$$

Resolviendo la integral numéricamente para un rango de temperatura (87 - 95)°f con diferencial de un grado y aplicando la ecuación 56, para obtener  $h_a$  para cada punto. Y en la gráfica del anexo N, para cada punto se obtiene la siguiente tabla.

$^{\circ}\text{f}$	$h_W$	$h_a$	$h_W - h_A$	$\frac{h_W - h_a)_{T-T'}}$	$\frac{dT_W}{(h_S - h_a)}$
95	64,2	55,1	9,1		
94	61,0	53,9	7,1	8,1	0,1235
93	59,5	52,8	6,7	6,9	0,1449
92	58,6	51,6	7,0	6,9	0,1449
91	57,2	50,5	6,7	6,9	0,1449
90	56,7	49,3	7,4	7,1	0,1408

89	54,4	48,15	6,25	6,8	0,14
88	53,1	47,00	6,1	6,2	0,1613
87	51,7	45,85	5,9	6,0	0,1667

---

$$\sum \frac{dT_w}{h_s - h_a} = 1,17 \frac{f}{Btu/lb}$$

Despejando el volumen V de la 55:

$$V = \frac{\sum \frac{dT_w}{h_s - h_a}}{KaA} \text{---?}^\circ$$

Ka =200 del rango obtenido por fabricantes de torres de enfriamiento.

$$W?^\circ = 16,7 \times 60 = 1002 \text{ lb/hr } \textit{flujo de agua}$$

$$V = 5,8617 \text{ ft}^3$$

Considerando un área disponible en la maquina de:  $20" \times 16" = 1,66 \times 1,33 = 2,22 \text{ ft}^2$

$$V = \text{Area} \cdot \text{Altura}$$

Despejando la altura se tiene:

$$\text{Altura} = \frac{\text{Volumen}}{\text{Area}} = \frac{5,8617}{2,22}$$

$$\text{Altura} = 2,6 \text{ ft}$$

## 11. DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL VENTILADOR

Aplicando la ecuación de continuidad:

$$CFM = V \cdot A$$

Donde:

CFM = Es el flujo de aire en ft<sup>3</sup>/min

V = Es la velocidad del aire en ft/min

A = Area transversal de flujo (área de la torre) en ft<sup>2</sup> (se va a considerar la mitad del área transversal como área crítica)

Despejando la velocidad del aire V tenemos:

$$V = \frac{CFM}{A} \quad (56)$$

### 11.1 DETERMINACION DE LA CABEZA ESTATICA [Hs]

Aplicando la ecuación

$$V_{esp} = \frac{RPM \dot{A}^{1/2}}{H_S^{3/4}}$$

Y despejando  $H_S$  tenemos:

$$H_S = \left[ \frac{RPM \dot{A}^{1/2}}{V_{esp}} \right]^{4/3} \quad (57)$$

$H_S$  = Presión estático en [pul de H<sub>2</sub>O]

donde:

CFM = Flujo de aire [ft<sup>3</sup>/min]

RPM = Es la velocidad del ventilador que nominalmente es de 1050 RPM (estandarizado)

$V_{esp}$  = Velocidad específica (experimentalmente) ver gráfica del anexo P, para máximo rendimiento.

## 11.2 DETERMINACION DE LA CABEZA DE VELOCIDAD

Por ensayos se ha obtenido que:

$$H_V = \left[ \frac{V}{4005} \right]^2 \quad (58)$$

$H_V$  = Cabeza de velocidad [pul de H<sub>2</sub>O]

$V$  = Velocidad del aire en [ft/min]

4005 = Constante experimental

## 11.3 CABEZA TOTAL

La cabeza total está dada por la suma de la cabeza de presión estática más la cabeza de presión de velocidad así:

$$H_T = H_S + H_V \quad (59)$$

## 11.4 DETERMINACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Experimentalmente se obtiene:

$$H_p = 0,000157 \cdot CFM \cdot H_T \quad (60)$$

Donde:

0,000157 = Coeficiente de compresibilidad determinado según Marks a partir de mediciones de pruebas.

CFM = Flujo de aire [ $\text{ft}^3/\text{min}$ ]

$H_T$  = Cabeza total de presión [pul de  $\text{H}_2\text{O}$ ]

## 12. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para calcular la potencia es necesario calcular la cabeza total

### 12.1 CALCULO DE LA CABEZA ESTATICA

Aplicando la ecuación 57

$$H_S = \left[ \frac{RPM^2}{V_{esp}} \right]^{4/3}$$

CFM = 211,7 ft<sup>3</sup>/min

RPM = 1005 RPM

V<sub>esp</sub> = 7750 RPM. Ver anexo P

Reemplazando se tiene:

$$H_s = \left[ \frac{1050 \times 211,7^{1/2}}{7750} \right]^{4/3} = 2,47 \quad \text{pul de } H_2O$$

## 12.2 CALCULO DE LA CABEZA DE VELOCIDAD

Para el cálculo de la cabeza de velocidad se cálculo primero la velocidad del aire según la ecuación 56, la reemplazando este valor en la ecuación 58 se obtiene que:

$$H_v = \left[ \frac{CFM \cdot Area}{4005} \right]^2$$

$$CFM = 211,7 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$Area = 2,22 \text{ ft}^2/2 = 1,11 \text{ ft}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$H_V = \frac{(211,7)/(1,11)}{4005} \quad ]$$

$$H_V = 0,00226 \text{ pul de H}_2\text{O}$$

### 12.3 CALCULO DE LA CABEZA TOTAL

$$H_T = H_S - H_V$$

Reemplazando los valores obtenidos de  $H_S$  y  $H_V$  tenemos:

$$H_T = 2,47 + 0,00226$$

de donde

$$H_T = 2,47226 \text{ pul de H}_2\text{O}$$

### 12.4 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Según la ecuación 60 se determina la potencia así:

$$H_p = 0,000157 \cdot \text{CFM} \cdot H_T$$

Reemplazando el valor obtenido de  $H_T$  y CFM tenemos:

$$H_p = 0,000157 \times 211,7 \times 2,47226$$

$$H_p = 0,0821 \approx 1/12 \text{ HP}$$

El motor debe ser mayor de 1/12 HP

### **13. DETERMINACION DE LA CABEZA TOTAL DE LA BOMBA**

Habiendo determinado el diámetro de la tubería y el caudal de la bomba en el diseño del condensador se procede a seleccionar la bomba requerida para circulación del agua, se aplicar la ecuación:

$$H_T = H_D + H_S \quad (61)$$

$H_T$  = Cabeza total de la bomba [ft de H<sub>2</sub>O]

$H_D$  = Cabeza dinámica [ft de H<sub>2</sub>O]

$H_S$  = Cabeza estática [ft de H<sub>2</sub>O]

### **13.1 DETERMINACION DE LA CABEZA ESTATICA DE LA BOMBA [H<sub>s</sub>]**

Viene dada por la columna de agua que debe elevar la bomba mostrado en la figura 5 (plano general de la máquina)

### **13.2 DETERMINACION DE LA CABEZA DINAMICA**

Viene dada por la caída de presión a través de la tubería del condensador y PVC del circuito.

### **13.3 DETERMINACION DE LA CABEZA TOTAL**

La cabeza total se obtiene sumando  $H_s + H_D$  así:

$$N_T = H_S + H_D$$

#### **14. CALCULO DE LA BOMBA**

#### 14.1 CABEZA ESTÁTICA

Según el plano general de la maquina la altura estática es de 3,6 ft. Ver figura 5.

#### 14.2 CABEZA DINAMICA [ $H_D$ ]

Para hallar las perdidas en tuberías de cobre y PVC las cuales son aproximadamente iguales, esto se apoya en la gráfica del anexo Q. Para un caudal de 2 Gal/min y un diámetro de  $\frac{1}{2}$  pul (3/8 pul diámetro interno) se tiene unas perdidas de 40ft/100ft; multiplicada por 32 pies que es la longitud del condensador, se obtiene la caída de presión  $\Delta P_1$  por tramo recto en el condensador.

$$\Delta P_1 = 32 \times 40 / 100 \text{ pies de longitud}$$

de donde:

$$\Delta P_1 = 13,12 \text{ pies}$$

La caída de presión debido a los codos de 90° multiplicando el número de codos por longitud equivalente por codo según la tabla del anexo R es igual 2,7 ft

Tenemos:  $L_{eq} = 12 \times 2,27 = 32,4 \text{ ft}$

$$\Delta P_2 = 32,4 \times 40 / 100$$

$$\Delta P_2 = 12,96 \text{ ft}$$

$\Delta P_{total}$  = en el condensador está dada por:

$$\Delta P_{TC} = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 26,08 \text{ ft}$$

Caída de presión  $\Delta P$  en la tubería PVC según la gráfica del anexo Q, la caída de presión en tramo recto para un caudal de 2 Gal/min y un diámetro de  $\frac{1}{2}$  pul está dado por:

$$\Delta P = 16 \text{ ft} / 100 \text{ ft de longitud}$$

Según la figura 4 la longitud de tubería PVC es 11,13 ft (tramo recto) y 6 codos con una longitud equivalente  $L_{eq} = 6 \times 2,7$  y una tec con longitud equivalente = 2,7 y una válvula de globo con diámetro de  $\frac{1}{2}$  pul ( $L_{eq} = 18 \text{ ft}$ ) según la tabla del anexo S.

Para una longitud equivalente  $L_{eq}$  total de:

$$L_{eq} \text{ total} = 6 \times 2,7 + 2,7 + 18 + 11$$

$$L_{eq} \text{ total} = 47,9 \text{ ft}$$

$\Delta P$  en la tubería PVC está dado por:

$$\Delta P_3 = 47 \times 16 / 100$$

$$\Delta P_3 = 7,66 \text{ ft}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{TC}} + \Delta P_3 = 26,08 + 7,66$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 33,744 \text{ ft (dinámico)}$$

### 14.3 CALCULO DE LA CABEZA TOTAL $H_T$

$$H_T = H_S + H_D$$

$$H_T = 3,6 + 33,744$$

$$H_T = 37,344 \text{ ft}$$

Con el valor de  $H_T = 37,34 \text{ ft}$  y el caudal  $Q = 2 \text{ Gal/min}$ ; se selecciona una bomba serie

C203 para presión normal con impulsor cerrado 1/3 HP, monofásico y 1 ¼ diámetro de descarga. Ver anexo T y W.

## **15. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y OPERACION**

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

- Breaker de alimentación general.
- Pulsador de arranque (color negro).
- Pulsador de parada (color rojo).
- Luz indicadora de energización (color rojo).
- Regulador de temperatura.
- Voltímetro.
- Amperímetro.
- Manómetro en la descarga del compresor.
- Manómetro en la succión del compresor.

- Manómetro en la línea de líquido.
  
- Manómetro en la línea de expansión.
  
- Manómetro en la línea de descarga de la bomba.
  
- Termómetro de sobrecalentamiento del refrigerante.
  
- Termómetro indicador de temperatura de la salmuera.
  
- Termómetro indicador de temperatura del agua en la entrada del condensador.
  
- Termómetro indicador de temperatura del agua en la salida del condensador.

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

- Llenar la cava hasta su nivel con solución de salmuera (26% solución por cada 100 partes de agua en peso).

- Verificar el nivel del agua en la torre de enfriamiento.
  
- Verificar que la válvula reguladora de caudal de agua este totalmente abierta.
  
- Alimentar el equipo a la fuente de 220 Voltios con punto neutro.
  
- Energizar el equipo a través del breaker y verificar que el voltaje sea el adecuado en el voltímetro (208 - 220) voltios.
  
- Verificar que el regulador de temperatura este en la línea de cero (desenergizado el compresor).
  
- Presionar el pulsador de arranque (color negro) y verificar el encendido de la maquina a través de la luz indicadora.
  
- Cronometrar el tiempo de 30 segundos para colocar el regulador de temperatura en el punto de trabajo.
  
- Calibrar la válvula reguladora de caudal de agua para obtener la temperatura de condensación de diseño.

- La cava debe permanecer cerrada hasta que alcance la temperatura de 19°F mostrada en el termómetro del tablero.
  
- Colocar los moldes de agua a congelar dentro de la cava y cerrar hasta que realice el proceso de congelación.
  
- Realizar ensayos.
  
- Una vez realizado el ensayo presionar el pulsador de parada (pulsador rojo), retornar el regulador de temperatura hasta la línea cero y desenergizar el breaker.

## **16. MANTENIMIENTO**

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

- Superficie externa de la cava debe permanecer limpia ya que la salmuera es altamente corrosiva.
  
- Revisión periódica a los contactos de mandos.
  
- Calibrar los manómetros periódicamente entre si, los cuales deben marcar la misma presión después de un período de 24 horas de estar parado el sistema.
  
- Calibrar el presostato de baja para que habrá el circuito de control a la presión limite inferior de funcionamiento.
  
- Revisar periódicamente, que la corriente aplicada al compresor, a la bomba y al motor del ventilador sea igual o inferior a la corriente nominal que aparece en la placa.
  
- Revisar el juego radial y axial en caso que los rodamientos presenten ruidos (motobomba y ventilador).

- Drenar periódicamente el agua de la torre de enfriamiento para eliminar sedimentos.
- Revisar periódicamente la calibración del termostato para que habrá el circuito a la temperatura deseada.

## **CONCLUSIONES**

- Este proyecto es de gran importancia ya que mediante éste los estudiantes pueden visualizar físicamente el proceso de refrigeración mecánica y desarrollar y entender mejor el comportamiento de parámetros usados en los cálculos matemáticos cuando ocurre una variación de presión y temperatura en el circuito de refrigeración.
- Además los estudiantes podrán observar físicamente como se disminuye la eficiencia volumétrica de un compresor cuando se aumenta el volumen específico del refrigerante.

## **RECOMENDACIONES**

- Este proyecto puede ser usado para otros laboratorios en la asignatura de transferencia de calor.
- Teniendo en cuenta el medio enfriante (salmuera), también se pueden usar para enfriar ó congelar rápidamente otros productos.
- Este proyecto puede tecnificarse altamente con el uso de los controles lógicos programables (PLC).

## **BIBLIOGRAFIA**

AIR-CONDITIONNING AND REFRIGERATION INSTITUTE, Refrigeración y Aire Acondicionado, Bogotá, Prentice Hall International, 1981. 873 p.B.U.

COPELAN, Manual de Refrigeración. Bogotá, 1994. 800 p.

CRANE, flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México, Mc Graw-Hill. 1989.

DOSSAT. ROY J. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION, Mexico 1980. Pags 21-35, 109-273, 401-434.

HUTTE. Manual del Ingeniero, Barcelona, Gustavo Gill, S.A. 1.932 1445 p tomo I.

DUBBEL, H. Manual del Constructor de Maquinas, Barcelona, Labor S.A. 1.977 tomo I 1132 p.

KARLEKAR, R.M. DESMOND, Transferencia de calor. México, Mc Graaw-Hill, 1.985 795 p.

MANUAL TECNICO. Sistema de tuberías y accesorios presión " PAVCO " 1975. Pags. 40-60, 110-130.

REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO ( ARI ). Prentice/ Hall Internacional, 1979. Pags. 57-76, 78-86, 214-233.

TIMOSHENKO. STEPHEN P. - JAMES M. GERE. MECANICA DE MATERIALES. Grupo Editorial Iberoamérica, México 1974. Pags. 45-78, 90-150

## **RESUMEN**

El presente proyecto se refiere al diseño y construcción de una cava para la fabricación rápida de hielo utilizando como medio refrigerante la salmuera y logrando la condensación por agua, para pruebas de laboratorio de áreas térmicas, con el objeto de determinar experimentalmente en la curva de entalpía para diferentes condiciones de caudal, presión y temperatura, la transferencia de calor en el condensador para diferentes caudales y la transferencia de calor en la cava a las variaciones de caudal del refrigerante.

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 en el cual es de vital utilidad e importancia, ya que ayudará a fortalecer mediante la práctica el conocimiento teórico de las asignaturas térmicas, como transferencia de calor y refrigeración.

## **1. OBJETIVOS**

## **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una cava para la fabricación rápida de hielo utilizando como medio de enfriamiento la salmuera, y como principio activo la condensación por agua, para pruebas de laboratorio de áreas térmicas tal que permita visualizar físicamente el proceso de refrigeración mecánica en salmuera y la obtención de parámetros para el análisis gráfico del proceso.

## **1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Diseñar y construir la estructura de la maquina.
  
- Seleccionar el compresor capaz de realizar el trabajo del equipo.
  
- Diseñar y construir el condensador que realice la transferencia de calor necesaria para licuar el refrigerante.
  
- Diseñar y construir la torre de enfriamiento para enfriar el agua que pasa a través del condensador.
  
- Seleccionar la bomba para recircular el agua de enfriamiento.

- Seleccionar la válvula de expansión (sistema de control de flujo de refrigerante).
  
- Diseñar y construir el serpentín de enfriamiento de la cava, capaz de bajar la temperatura rápidamente en la salmuera.
  
- Determinar las dimensiones de la lamina y tipo de material de la cava.
  
- Seleccionar las dimensiones de los cubos a congelar.
  
- Seleccionar el refrigerante.
  
- Seleccionar los manómetros y termómetros a colocar en la entrada y salida del :evaporador, condensador, compresor y válvula de expansión.
  
- Seleccionar el sistema de medición de voltaje y corriente en el compresor.
  
- Diseñar y construir el tablero de control.
  
- Diseñar y construir los planos que requiera la maquina.

-Desarrollar un manual instructivo para mantenimiento de la maquina.

-Diseñar y suministrar un manual de laboratorio para los diferentes ensayos.

## **2. DESCRIPCION DEL PROBLEMA**

Como habíamos anotado anteriormente, la C.U.T.B. necesita brindar a sus estudiantes un complemento practico de sus asignaturas teóricas, de las áreas térmicas y en especial Refrigeración, y transferencia de calor para tal motivo es necesario complementar sus laboratorios con ensayos que permitan visualizar físicamente el ciclo de refrigeración mecánica y determinar los valores que permitan construir la curva de Entalpía Vs Presión para un rango de valores a obtener, debido a los diferentes variaciones del flujos y hacer comparaciones de rendimientos mecánicos y eléctricos.

### **3. FORMULACION DEL PROBLEMA**

¿Cuál es el diseño y construcción de una cava para la fabricación rápida de hielo en salmuera, utilizando la condensación por agua para pruebas de laboratorio de áreas térmicas que permita mejorar los conocimientos de una manera práctica de los estudiantes de la C.U.T.B. ?

#### **4. JUSTIFICACION**

La C.U.T.B., necesita brindar a sus estudiantes una buena formación académica teórica-práctica, la cual permita que estos se enfrenten en una forma segura a las soluciones de problemas que presenten las industrias. Esto es posible lograrlo con el incremento de los laboratorios de asignaturas importantes, como es el área de las térmicas, por consiguiente resulta importante el diseño y construcción de una cava para la fabricación rápida de hielo en salmuera utilizando un condensador enfriado por agua, que muestre físicamente el proceso y permita tabular determinados parámetros, los cuales

sirvan para reafirmar mediante análisis los conceptos teóricos dados por los profesores.

## 5. DESARROLLO

Para la realización del equipo se tuvo en cuenta los fenómenos de transferencia de calor y los principios termodinámico de los ciclos de refrigeración.

Para la fabricación rápida de hielo, usando como medio refrigerante la salmuera, y logrando la condensación por agua. Por consiguiente el circuito de refrigeración para esta proyecto está constituido por siguientes elementos:

- Evaporador (cava)
- Compresor
- Refrigerante

- Condensador
- Agua
- Torre de enfriamiento
- Válvula de expansión
- Bomba de recirculación
- Panel de elementos de control y protección

Con estos dispositivos en funcionamiento se dan una serie de procesos tales como:

Compresión, condensación, expansión, evaporación y control. Las cuales permiten que se de el proceso de fabricación rápida de hielo en baño de salmuera.

El procedimiento para el cálculo de la cava, se tuvo en cuenta las expresiones y parámetros fundamentales para su realización, determinando el calor total rechazado por el agua, la temperatura que debe tener la salmuera, el volumen de salmuera, dimensiones de la cava, la longitud de la tubería y el número de circuitos de refrigeración del evaporador.

Luego se seleccionó el seleccionó el compresor, determinando y calculando posteriormente los siguientes parámetros:

- Efecto refrigerante
- Flujo masico de refrigerante
- Desplazamiento volumétrico del compresor
- Desplazamiento volumétrico real del compresor

Después de haber seleccionado el compresor, se procedió a calcular el condensador teniendo en cuenta los siguientes parámetros.

- Calor rechazado en el condensador
- Volumen requerido en el condensador
- Diámetro de la tubería interna del condensador
- Longitud de la tubería interna del condensador
- Diámetro la tubería externa del condensador

La válvula de expansión se seleccionó a través de los siguientes parámetros:

- Caída de presión en el evaporador
- Equilibrador (externo o interno)
- Caída de presión a través de la válvula

Debido a que el condensador es enfriado por agua es necesario diseñar la torre de enfriamiento para que cumpla esta función, determinando el flujo de aire necesario para absorber el calor del agua, cantidad de agua de reposición, dimensiones de la torre de enfriamiento y la potencia del motor del ventilador.

La potencia del motor del ventilador, se calculó según la cantidad de aire necesario para lograr la convección en la torre de enfriamiento, para el cual se determinará la cabeza estática y dinámica para luego obtener la cabeza total.

De igual forma se determinó la cabeza total de la bomba, aplicando el concepto: Cabeza total es igual a la sumatoria de la cabeza estática más la cabeza dinámica.

## 6. CONCLUSIONES

- Este proyecto es de gran importancia ya que mediante éste los estudiantes pueden visualizar físicamente el proceso de refrigeración mecánica y desarrollar y entender mejor el comportamiento de parámetros usados en los cálculos matemáticos cuando ocurre una variación de presión y temperatura en el circuito de refrigeración.
- Además los estudiantes podrán observar físicamente como se disminuye la eficiencia volumétrica de un compresor cuando se aumenta el volumen específico del refrigerante.

## INTRODUCCION

El presente proyecto se refiere al diseño y construcción de una cava para la fabricación rápida de hielo utilizando como medio refrigerante la salmuera y logrando la condensación por agua, para pruebas de laboratorio de áreas térmicas, con el objeto de determinar experimentalmente en la curva de entalpía para diferentes condiciones de caudal, presión y temperatura, la transferencia de calor en el condensador para diferentes caudales y la transferencia de calor en la cava a las variaciones de caudal del refrigerante.

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 en el cual es de vital utilidad e importancia, ya que ayudará a fortalecer mediante la práctica el conocimiento teórico de las asignaturas térmicas, como transferencia de calor y refrigeración.

## **LABORATORIO 1**

### **Eficiencia volumétrica y rendimiento térmico de los compresores**

Objetivo general.

-Observar y analizar el comportamiento de la eficiencia volumétrica de los compresores con la variación de la presión de evaporación cuando disminuye la temperatura de la salmuera.

Objetivos específicos.

- Determinar prácticamente los parámetros para la obtención del efecto refrigerante.
- Calcular el calor rechazado por la salmuera.
- Determinar el flujo masico de refrigerante requerido.
- Determinar el desplazamiento volumétrico en los compresores.

### 1. RESUMEN TEORICO

Sabiendo que el calor  $Q$  rechazado por la salmuera es igual al calor ganado por el refrigerante, se determina mediante la ecuación:

$$Q = C_p w (\Delta T)$$

Donde:

$C_p$ : Es el calor específico de la salmuera

w: Es el peso del volumen de salmuera

$\Delta T$ : Es la variación de la temperatura de la salmuera

Para obtener el flujo de calor Q se divide Q entre el tiempo de 15 minutos (en hora). Además se debe determinar el efecto refrigerante mediante la siguiente expresión:

$$E_R = h_2 - h_1$$

Donde:

$h_2$ : Es la entalpía a la entrada del compresor

$h_1$ : Es la entalpía a la salida del condensador

Datos obtenidos en la curva de entalpía-presión del refrigerante 134a (del anexo)

Conocido los dos parámetros anteriores se procede a calcular el flujo másico de refrigerante mediante la ecuación:

$$m = \frac{Q}{E.R.}$$

Posteriormente el desplazamiento volumétrico mediante la ecuación:

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Sabiendo que:

$\rho$ : Es la densidad del refrigerante a la entrada del compresor

Luego se determina el flujo volumétrico que al dividirlo por la velocidad del compresor (3600 RPM) se obtiene el desplazamiento volumétrico del compresor.

## 2. ELEMENTOS A UTILIZAR

-Cronómetro

-Manómetros y termómetros ubicados en el tablero

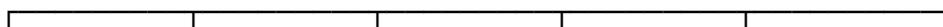
### 3. PROCEDIMIENTO

Anotar los parámetros mostrados en el tablero:

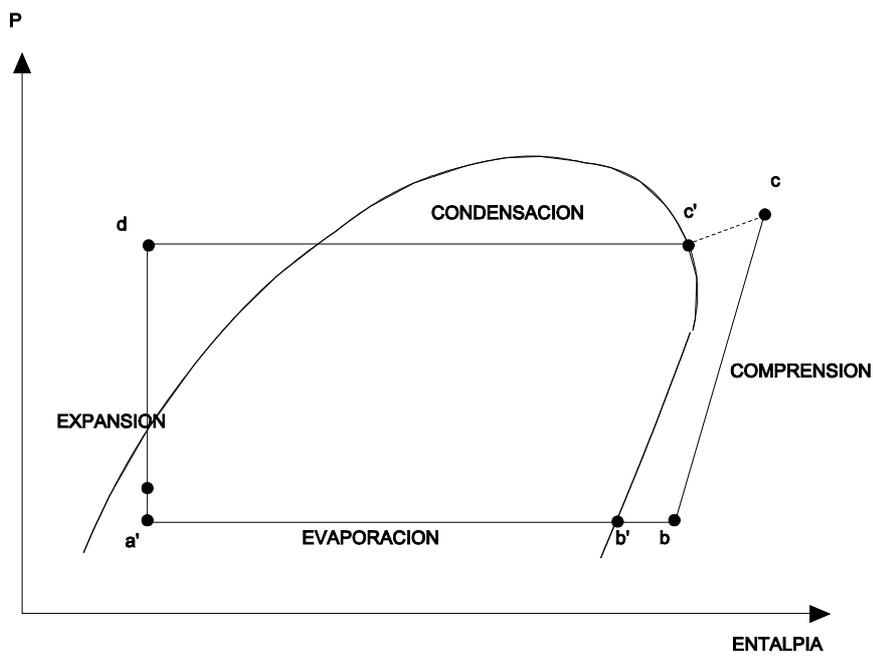
- Presiones y temperaturas a la entrada y salida de cada elemento
- Temperatura de la salmuera
- Temperatura del agua a la entrada y a la salida de la torre de enfriamiento

Luego se grafica cada uno de estos parámetros en el diagrama entalpía-presión; teniendo en cuenta que las presiones leídas en el tablero son manométricas y las del diagrama entalpía-presión son absolutas.

Para 4 lecturas con un tiempo de 15 minuto de diferencia así: (15-30-45-60), se realizan los cálculos necesarios de las entalpías en BTU/Lb para cada punto respectivamente.



$a_1$ $(P_1, T_1)$	$b_1$ $(P_1, T_1)$	$c_1$ $(P_1, T_1)$	$d_1$ $(P_1, T_1)$	T SALMUERA
$a_2$ $(P_2, T_2)$	$b_2$ $(P_2, T_2)$	$c_2$ $(P_2, T_2)$	$d_2$ $(P_2, T_2)$	SALMUERA
$a_3$ $(P_3, T_3)$	$b_3$ $(P_3, T_3)$	$c_3$ $(P_3, T_3)$	$d_3$ $(P_3, T_3)$	SALMUERA
$a_4$ $(P_4, T_4)$	$b_4$ $(P_4, T_4)$	$c_4$ $(P_4, T_4)$	$d_4$ $(P_4, T_4)$	SALMUERA



La  $P_1$  y  $T_1$  para cada punto respectivamente en la gráfica.

#### 4. PREGUNTAS

1. Como varia el efecto refrigerante con la variación de la presión de evaporación
2. Como se comporta la eficiencia volumétrica del compresor cuando disminuye la temperatura de la salmuera
3. Graficar el ciclo mecánico de refrigeración en las diferentes lecturas de tiempo
4. Realizar una gráfica de  $Q$  Vs tiempo y analizar su comportamiento
5. Conclusiones



## LABORATORIO 2

**Coeficiente global de transferencia de calor en los intercambiadores (condensadores) del tipo tubo concéntrico**

Objetivo general.

-Determinar experimentalmente el rango del coeficiente global de transferencia de calor variando el caudal de agua

Objetivos específicos.

-Determinar experimentalmente el calor rechazado en el condensador

-Determinar cada uno de los parámetros a la entrada y salida de cada uno de los elementos del ciclo de refrigeración

mecánica

-Determinar la media logarítmica diferencial de temperatura

-Determinar el flujo masico de refrigerante

### **1. RESUMEN TEÓRICO**

Los coeficientes globales de transferencia de calor son obtenidas experimentalmente por cada fabricante ya que su calculo matemático resulta muy complejo debido a que en estos se presenta la convección forzada con cambios de fase en el flujo a condensar, el cual es un fenómeno altamente complejo ya que el flujo de refrigerante no es homogéneo ya que viene mezclado con el aceite de lubricación.

En la practica se determina aplicando la siguiente ecuación:

$$U = \frac{Q_{RC}}{A \times MLTD}$$

Donde:

$Q_{RC}$ : Es el calor rechazado en el condensador que se calcula así

$$Q_{RC} = Q_{comp} + Q_{evap}$$

A: Es una constante.  $A = \pi L(D - d)$

Siendo:

L: La longitud de la tubería

D: El diámetro del tubo externo

d: El diámetro del tubo interno

$Q_{comp}$ : Calor de compresión

$Q_{evap}$ : Calor de evaporación

MLTD: Media logarítmica de temperatura, obteniéndose con las temperaturas de entrada y salida del refrigerante y del agua respectivamente así:

$$MLTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Donde:

$\Delta T_1$ : Es la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua en la entrada del condensador ( $T_{\text{gas}} - T_1$ )

$\Delta T_2$ : Es la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua en la salida del condensador ( $T_{\text{gas}} - T_2$ )

El calor de evaporación se determina mediante la ecuación:

$$Q = C_p w \Delta T$$

El cual es el calor ganado por el refrigerante de la salmuera y el calor de compresión mediante la ecuación:

$$Q_{\text{comp}} = m \Delta h$$

Donde:

$C_p$ : Es el calor específico de la salmuera en BTU/Lb-°f

$m$ : Es el flujo masico de refrigerante el cual es aproximadamente 88,2 Lb/Hr

$\Delta h$ : Es el incremento de entalpía entre la entrada y la salida del compresor obtenido con los parámetros presión y temperatura de la gráfica anexa (entalpía-presión)

## 2. ELEMENTOS A UTILIZAR

-Cronómetro

-Flexómetro

-Calibrador

## 3. PROCEDIMIENTO

Anotar los parámetros mostrados en el tablero de presiones y temperaturas a la entrada y salida de cada elemento, y de la torre de enfriamiento.

-Calcular el calor de evaporación y compresión.

-Graficar, analizar y comparar resultados

Tome la primera lectura con la válvula de control totalmente abierta y un tiempo de 15 minutos, mida el flujo de agua (aforando un volumen en un tiempo  $t$ ) inmediatamente transcurrido este tiempo cierre la válvula una vuelta y después de 15 minutos y anote nuevamente las lecturas del tablero y temperaturas a la entrada y salida de la torre de enfriamiento y afora nuevamente el caudal de agua este procedimiento debe realizarse para cuatro caudales de agua diferente y cuatro tiempos respectivamente.

Mida la longitud de la tubería y los diámetros de la misma.

¿Grafique los puntos en la curva presión- entalpía y analice el comportamiento ?

$P_1, T_1$	E	$P_1, T_1$
	V	
$P_2, T_2$	A	$P_2, T_2$
	P	
$P_3, T_3$	O	$P_3, T_3$
	R	
$P_4, T_4$	.	$P_4, T_4$
VAL. EX		COMP.
$P_1, T_1$	C	$P_1, T_1$
	O	
$P_2, T_2$	N	$P_2, T_2$
	D	
$P_3, T_3$	E	$P_3, T_3$
	N	
$P_4, T_4$	.	$P_4, T_4$

#### 4. PREGUNTAS

- 1) ¿Cuál es el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor  $U$  con la variación del caudal de agua. Además grafique  $U$  Vs  $Q$  [GPM]. ?
- 2) ¿Cuál es el comportamiento del MLDT debido a la variación del caudal de agua. Además analice la gráfica MLDT Vs  $Q$  [GPM]. ?

3) Analice el comportamiento del flujo de refrigerante con la variación del flujo de agua.

4) Realice una gráfica del comportamiento de las temperaturas del refrigerante y del agua a la entrada y salida del condensador.

5) Conclusiones