

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA  
DE UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES**

**VICTOR MANUEL PARDO PAJARO  
ANIBAL RICARDO PEREZ ARROYO**

**CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.  
1994**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA  
DE UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES**

**VICTOR MANUEL PARDO PAJARO  
ANIBAL RICARDO PEREZ ARROYO**

Trabajo de grado presentado como  
requisito para optar al título de  
ingeniero mecánico

**Director  
HELBERT CARRILLO  
Ingeniero Mecánico**

**CORPARACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.  
1994**

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, Octubre de 1994

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 UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA CON UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES**": Como requisito parcial para optar al título de ingeniero mecánico.

Cordialmente,

---

**VICTOR MANUEL PARDO PAJARO**

---

**ANIBAL RICARDO PEREZ ARROYO**

Cartagena, Octubre de 1994

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 UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA CON UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES".**, 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 CARRILLO**  
Ing. MECANICO

Cartagena, Octubre de 1994

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

Ciudad

Apreciados señores:

Como asesor de la tesis titulada: **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA CON UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES"**., 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,

---

**FEDERICO NUÑEZ**  
Ing. ELECTRICIST

Cartagena, Octubre de 1994

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

Ciudad

Apreciados señores:

Como asesor de la tesis titulada: **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA TRATADA CON UNA CAPACIDAD DE 50 GALONES"**., 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,

---

**LUIS GUZMAN**  
Ing. QUIMIC

## **DEDICATORIA**

A Dios

A mi Padre Nestor

A mi Madre Rosario

A mi novia Dailys

A mis Hermanos

Y a mi familia

Gracias por todo

**VICTOR MANUE**



## **DEDICATORIA**

A MI DIOS: Que con la fé puesta en él, obtuve este triunfo logrando una de las metas mas importante en mi vida.

A MIS PADRES: MARLENE ARROYO y DIONISIO PEREZ que con su sacrificio bondadoso y humilde me apoyaron en las buenas y en las malas para obtener este triunfo.

A MIS HERMANOS: Que con su espíritu juvenil supieron darme ánimo cuando mas lo necesitaba, principalmente a mi hermano WILLIAN PEREZ A, por estar a la expectativa a lo largo de la carrera.

A MI ESPOSA: SANDRA PATRICIA que con mucho amor y desinterés ha estado a mi lado para darme ánimo en la meta final de este triunfo.

A todos muchas gracias.

**ANIBAL RICARDO.**

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores expresan sus agradecimientos a :

**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.

**ARLINGTON ORTIZ**, Ingeniero electricista.

**VICTOR FORBES**, Ingeniero mecánico.

**JAVIER TORRES**, Ingeniero mecánico.

**EDGAR ESCOBAR**, Técnico 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.
<b>INTRODUCCION</b>	
<b>1. FUNDAMENTOS DE LA REFRIGERACION</b>	<b>5</b>
1.1 EL CICLO DE CARNOT	5
1.2 CICLO INVERTIDO DE CARNOT	11
1.3 EL CICLO DE REFRIGERACION	17
1.4 EL CICLO IDEAL O SATURADO SIMPLE DE REFRIGERACION	20
1.4.1 Proceso de compresión.	20
1.4.2 Proceso de condensación.	21
1.4.3 Proceso de expansión.	22
1.4.4 Proceso de evaporación.	22
1.5 EL CICLO REAL DE REFRIGERACION	23
<b>2. COMPONENTES BASICOS DEL SISTEMA</b>	<b>26</b>

	Pág.
2.1 COMPRESOR	26
2.2 EVAPORADOR	26

2.3	CONDENSADOR	27
2.4	REFRIGERANTE	28
2.5	TUBERIAS	30
2.6	ACCESORIOS	30
2.7	CONTROLES DE FLUJO	31
3.	CONDICIONES Y PAUTAS PRELIMINARES PARA EL DISEÑO	32
3.1	DISEÑO DEL TANQUE EVAPORADOR	34
3.2	CONDICIONES INTERIORES DEL DISEÑO	37
3.3	CONDICIONES EXTERIORES DEL DISEÑO	37
3.4	CONDICIONES DE MARCHA PARA EL DISEÑO	38
3.5	DISEÑO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO TERMICO	39
3.6	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR DEL TANQUE EVAPORADOR	41
3.7	CALCULO DE LA CARGA TERMICA POR TRANSMISION	42
3.8	CALCULO DE LA CARGA POR USO	47
3.9	CALCULO DE LA CARGA TERMICA POR PRODUCTO	48

	Pág.
<b>4. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION</b>	<b>51</b>
4.1 CONDICIONES PARA EL DISEÑO	51
4.2 DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA	51
4.3 EFECTO REFRIGERANTE	54
4.4 COMPOSICION DE LA MEZCLA	55
4.5 RATA MASICA DE REFRIGERACION	56
4.6 CAPACIDAD DEL COMPRESOR	56
4.7 CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR	58
4.8 CALCULO DEL AREA CONDENSADORA	59
4.9 DISEÑO DEL CONDENSADOR	66
4.10 CALCULO DEL AREA EVAPORATIVA	67
4.11 DISEÑO DEL EVAPORADOR	73
4.12 SISTEMA DE TUBERIA	75
4.13 ACCESORIOS	81
4.14 CONTROL DE FLUJO	85
4.15 SELECCION DEL TUBO CAPILAR	87
4.16 DISEÑO DEL RADIO CRITICO PARA EL AISLAMIENTO TERMICO EN LA TUBERIA	88
<b>5. SELECCION DE LA BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION</b>	<b>94</b>

	Pág.
<b>6. DISEÑO DE LA BASE ESTRUCTURAL</b>	104
<b>6.1 ANALISIS DE LA VIGA</b>	105
<b>6.2 ANALISIS DE LA COLUMNA</b>	109
<b>7. TRATAMIENTO DEL AGUA</b>	116
<b>7.1 DISEÑO DE LOS FILTROS DE ARENA</b>	119
<b>7.1.1 Dimensiones del filtro.</b>	120
<b>7.1.2 Características del filtro de arena.</b>	121
<b>7.2 DISEÑO DE LOS FILTROS DE CARBON ACTIVADO</b>	122
<b>7.2.1 Dimensiones del filtro.</b>	123
<b>7.2.2 Características del filtro de carbon.</b>	124
<b>7.3 SELECCION DE LA BOMBA DOSIFICADORA.</b>	124
<b>8. MANTENIMIENTO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DEL EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA POTABLE</b>	128
<b>8.1 TANQUE EVAPORADOR</b>	128
<b>8.1.1 Limpieza.</b>	128
<b>8.1.2 Aspecto técnico.</b>	128
<b>8.2 UNIDAD CONDENSADORA</b>	129
<b>8.3 COMPRESOR</b>	130
<b>8.4 FILTROS DE CARBON Y DE ARENA</b>	13

	Pág.	
<b>8.5</b>	<b>FILTRO SECADOR</b>	131
<b>8.6</b>	<b>BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION</b>	131
<b>8.7</b>	<b>TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACION</b>	131
<b>8.8</b>	<b>BOMBA DOSIFICADORA DE CLORO</b>	132
<b>CONCLUSIONES</b>		
<b>BIBLIOGRAFIA</b>		

## LISTAS DE FIGURAS

	Pág
FIGURA 1.Ciclo de carnot.	7
FIGURA 2.Ciclo de carnot.	7
FIGURA 3.Expansión adiabática.	10
FIGURA 4.Compresión adiabática.	10
FIGURA 5.Ciclo invertido de carnot.	13
FIGURA 6.Ciclo invertido de carnot.	13
FIGURA 7.Diagrama de flujo de energía para un proceso de refrigeración.	16
FIGURA 8.Ciclo normal de refrigeración.	19
FIGURA 9.Ciclo saturado simple.	19
FIGURA 10.Diagrama de presión entalpia.	25
FIGURA 11.Diagrama de presión entalpia.	52



	Pág
FIGURA 12. Coeficiente de transferencia de calor sensible entre el aire y la superficie externa del evaporador.	71
FIGURA 13. Acumulador de succión.	83
FIGURA 14. Diagrama universal de moody.	98
FIGURA 15. Coeficiente de pérdidas para los codos.	100
FIGURA 16. Coeficiente de pérdidas para válvulas completamente abiertas.	102
FIGURA 17. Diagrama de momento flector y fuerza cortante.	108
FIGURA 18. Diagrama de operación de bomba dosificadora.	126

## LISTA DE ANEXOS

- ANEXO A. Tabla de los fabricantes de compresores.
- ANEXO B. Propiedades termodinámicas del refrigerante 12.
- ANEXO C. Características físicas de la tubería de cobre.
- ANEXO D. Tabla de fabricantes de filtro secador.
- ANEXO E. Tabla para la selección del capilar.
- ANEXO F. Tabla de fabricantes de bombas.
- ANEXO G. Tabla para la selección de ángulo.
- ANEXO H. Tabla de conversiones.

## **LISTA DE PLANOS**

PLANO 1. Diagrama de operación 1 (Sistema de distribución del agua).

PLANO 2. Diagrama de operación 2 (Sistema de refrigeración)

## INTRODUCCION

En el campo de la refrigeración los equipos enfriadores de agua constituyen uno de los mejores medios para satisfacer una de las necesidades del ser humano como es el de saciar la sed. Estos equipos prestan un gran servicio en colegios, universidades y empresas industriales, para que las personas que se encuentren dentro de sus instalaciones se sientan cómodas disfrutando de dicho servicio.

Durante el desarrollo de ampliación de la sede externa de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar se han presentado oportunidades para los estudiantes en la realización de proyectos con temas como ampliación y sistematización de laboratorios tanto de eléctricas como de mecánicas, montajes de equipos industriales como compresores de aire, generación de energía eólica y equipos de refrigeración, etc. Que se ponen al servicio de la universidad para una mejor educación en el campo de la practica.

De aquí nace el proyecto del diseño y montaje de un equipo enfriador de agua tratada que cumpla con las condiciones mínimas necesarias exigidas por las autoridades sanitarias.

Este equipo que prestara el servicio ha estudiantes, profesores y personas visitantes, es importante por que además de ser un equipo diseñado para el consumo de agua prestara su servicio al laboratorio de refrigeración.

Este proyecto es importante en el perfil de nuestra carrera por ser la refrigeración una de las áreas mas importante en el campo de la Ingeniería Mecánica, convirtiéndose para nosotros como la gran prueba a la que se somete el estudiante para obtener el titulo de Ingeniero Mecánico.

Para la realización de este proyecto se consideran los principios de termodinámica en las cuales se basan los ciclos de refrigeración.

Se consideran los principios de Maquinas Hidráulicas, y de Mecánica de Fluidos para le diseño de conductos de agua a presión; así como los de resistencia de materiales para el diseño de la estructura donde se alojara el equipo.

Se desarrolla un tema importante en el campo de proceso como es el tratamiento del agua, para lograr una purificación que

esté en el rango de las condiciones exigidas por las autoridades sanitarias.

Para el diseño del equipo enfriador de agua se necesita tener muchos parámetros, que determinen el funcionamiento de dicho equipo, tales como condiciones climatológicas, temperaturas de salida el agua directamente para el consumo.

Durante el desarrollo del equipo se considera diseñar y seleccionar varios elementos del equipo como son el diseño del intercambiador de calor (evaporador), la selección del compresor, el capilar, la unidad condensadora, accesorios, sistemas de protección del equipo, selección de la bomba de agua de alimentación, diseño de la base estructural del equipo y el diseño del radio crítico de aislamiento de tubería.

Se debe resaltar que este proyecto es una de las alternativas de solución al problema de falta de agua potable.

## 1. FUNDAMENTOS DE LA REFRIGERACION

" El calor fluye espontáneamente de un cuerpo caliente a otro frío, pero es imposible transferir calor de un cuerpo frío a uno caliente sin que ocurran otros cambios en el sistema ".  
RUDOLPH CLAUSIUS.

El propósito de esta sección, es considerar en forma general, los principios termodinámicos en que se basan los ciclos de refrigeración.

### 1.1 EL CICLO DE CARNOT

Se llama ciclo, a una serie de procesos que regresan a un sistema a sus condiciones originales y si este ciclo contiene solo procesos reversibles, es un ciclo reversible.

Un ciclo reversible teóricamente importante es el ciclo de Carnot, introducido por SADI CARNOT en el año de 1824.

El sistema consiste en una sola sustancia que trabaja

homogeneamente, tal como un gas, y está compuesto de dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos reversibles.

El ciclo de Carnot se lleva a cabo en cuatro etapas y siguiendo el sentido de las manecillas del reloj (Figuras 1 y 2).

**-Primera Etapa (adición de calor):** El gas pasa de una condición  $A(P_1; V_1; T_1)$  hasta una condición  $B(P_2; V_2; T_1)$  dilatándose muy lentamente a lo largo de una curva isotérmica  $T_1$  en la cual el gas absorbe una cantidad de calor  $\Delta Q_1$ .

**-Segunda etapa (Expansión adiabática):** El gas pasa de la condición  $B(P_2; V_2; T_1)$  hasta la condición  $C(P_3; V_3; T_2)$  dilatándose adiabáticamente, ya que no puede entrar, ni salir calor del sistema.

**-Tercera etapa (Cesión de calor):** El gas pasa de la condición  $C(P_3; V_3; T_2)$  hasta la condición  $D(P_4; V_4; T_2)$  a lo largo de la curva isotérmica  $T_2$ ; en la cual el gas libera una cantidad de calor  $\Delta Q_2$ .

**-Cuarta etapa (Compresión adiabática):** El gas pasa de la



condición  $D(P_4; V_4; T_2)$  hasta la condición inicial  $A(P_1; V_1; T_1)$  comprimiéndose adiabáticamente y cerrando completamente el ciclo.

Durante la dilatación el gas efectúa un trabajo  $\Delta W_a$  (Figura 3) igual al área bajo la curva "a" entre las líneas VA y VB.

Luego el gas se comprime hasta la condición inicial PA; VA a lo largo de la trayectoria "b" efectuando un trabajo  $\Delta W_b$  (Figura 4) igual al área bajo la curva "b", entre las líneas VA y VB.

El trabajo neto efectuado será como se muestra en la ecuación 1.

$$-W = -W_a - -W_b \quad (1)$$

El calor absorbido será como se muestra en la ecuación 2:

$$Q_1 = T_1 \times ( S_b - S_a ) \quad (2)$$

El calor liberado será como se muestra en la ecuación 3:

$$Q_2 = T_2 \times ( S_d - S_c ) \quad (3)$$

La eficiencia del ciclo será el trabajo producido, dividido por el calor absorbido. Como se muestra en la ecuación 4.

$$E = \frac{\Delta W}{\Delta Q_1} \quad (4)$$

La conservación de la energía según la primera ley de la termodinámica será como se muestra en la ecuación 5.

$$_Q = _W + _U \quad (5)$$

Pero como el ciclo es completo, la energía interna no cambia, ya que el gas empieza en el estado A y vuelve al mismo estado A; como se muestra en la ecuación 6.

$$-Q = -W \quad \text{ó} \quad -Q_1 - -Q_2 = -W \quad (6)$$

Debido a lo anterior, se podrá escribir la eficiencia como se muestran en las ecuaciones 7 y 8.

$$E = \frac{\Delta Q_1 - \Delta Q_2}{\Delta Q_1} = 1 - \frac{\Delta Q_2}{\Delta Q_1} \quad (7)$$

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (8)$$

## 1.2 CICLO INVERTIDO DE CARNOT

Puesto que cada proceso del ciclo de Carnot es interna y externamente reversible, el ciclo mismo puede hacerse

trabajar en forma invertida, es decir, en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Los ciclos invertidos pueden emplearse para dos fines diferentes:

- Para proporcionar un efecto de enfriamiento.
- Para proporcionar un efecto de calentamiento.

En nuestro caso específico nos ocuparemos del ciclo invertido cuya finalidad sea la del enfriamiento (Figuras 5 y 6).

**Primera etapa (Compresión adiabática):** El gas se comprime adiabática e isentrópicamente desde la condición A hasta la condición B, haciéndose trabajo sobre el gas, por lo cual la temperatura aumenta desde una temperatura  $T_1$  hasta una temperatura  $T_2$ , mayor que la de un sumidero naturalmente disponible.

**Segunda etapa (Cesión de calor):** El gas cede calor  $\Delta Q_2$  desde

el punto B hasta el punto C, isotérmicamente.

**Tercera etapa (Expansión adiabática):** Desde la condición C hasta la condición D; el gas se expande adiabática e isentropicamente. El trabajo de expansión se hace a expensa de la energía interna y consecuentemente el gas se enfría desde una temperatura  $T_2$  hasta una temperatura  $T_1$ ; que es menor que la temperatura del espacio refrigerado o del cuerpo que se va a enfriar.

**Cuarta etapa (Adición de calor):** El gas absorbe calor  $\Delta Q_1$  del recipiente a enfriar, isotérmicamente desde la condición D hasta la condición A, punto en el cual se cierra completamente el ciclo.

A lo largo de las curvas isothermas, el trabajo mecánico es igual a la cantidad de calor absorbido o gastado, de acuerdo a la primera ley de la termodinámica.

Se tiene que  $\Delta Q_1$  y  $\Delta Q_2$  tienen la misma relación que las temperaturas absolutas de los recipientes, como se muestra en la ecuación 9.

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (9)$$

Es evidente que se entrega más calor al recipiente caliente que el extraído del recipiente frío. Para mantener este ciclo o sistema, sin embargo, se requiere de una fuente externa de energía mecánica. El trabajo suministrado al ciclo de operación desde el exterior, siendo  $\Delta U = 0$ ; es como se muestra en la ecuación 10.

$$-W = -Q_1 - -Q_2 \quad (10)$$

El calor entregado al recipiente caliente es igual a la suma del trabajo hecho sobre el ciclo y el calor absorbido por el ciclo. Ver figura 7.

A medida que  $T_2$  tiende a  $T_1$ , el trabajo requerido para un  $\Delta Q_1$ , será cada vez menor.

Como la función de este ciclo invertido reversible es la refrigeración, el trabajo útil es la extracción del calor  $\Delta Q_2$  del recipiente frío, luego su coeficiente de operación o eficiencia será como se muestra en la ecuación 11.

$$E = \frac{\Delta Q_2}{\Delta W} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (11)$$

Analizando la ecuación anterior se puede notar que el coeficiente de operación o eficiencia es cero cuando  $T_2 = 0$ , un ciclo de refrigeración puede enfriar un objeto hasta aproximarse al cero absoluto, pero nunca llegar exactamente a él.

### 1.3 EL CICLO DE REFRIGERACION

El ciclo de refrigeración puede ser efectuado por tres diferentes medios y que podrán ser usados de acuerdo con las necesidades existentes:

- Refrigeración por compresión de vapores

- Refrigeración al vacío
- Refrigeración por absorción

Se ha decidido implementar el equipo de refrigeración por compresión de vapores, debido a que sus componentes son de fácil consecución en el comercio. Los dispositivos necesarios para llevar a cabo el ciclo de refrigeración son. Ver figura 8:

- El evaporador;** que es el área de transferencia de calor en donde el ciclo absorbe el calor del lugar o producto deseado.
- El compresor;** que es el corazón del sistema, hará circular el gas refrigerante a través del sistema, e incrementará la presión y la temperatura del vapor refrigerante a través del proceso de compresión.
- El condensador;** que es otra área de transferencia de calor, en donde el ciclo de refrigeración disipa el calor absorbido en el evaporador más el calor añadido al vapor en la fase



de compresión.

-**El control de flujo;** cuya función será: permitir el flujo de refrigerante al evaporador a la tasa necesaria para remover el calor de la carga y mantener el diferencial de presión apropiado entre los lados de alta y baja del ciclo.

#### **1.4 EL CICLO IDEAL O SATURADO SIMPLE DE REFRIGERACION**

Es el ciclo en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante, y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control de flujo es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante. Ver figura 9.

**1.4.1 Proceso de compresión.** A través de este proceso adiabático y reversible se incrementará la presión y temperatura del vapor refrigerante. Durante el proceso se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementará la energía o entalpía del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre

el vapor. La energía, equivalente al trabajo efectuado durante este proceso es a menudo llamada calor de compresión y es igual a la diferencia de entalpía. Como se muestra en la ecuación 12.

$$Q_c = h_2 - h_1 \quad (12)$$

**1.4.2 Proceso de condensación.** Durante este proceso se cede todo el calor del ciclo a presión constante.

El calor total cedido por el refrigerante en el condensador es la diferencia de entalpía del vapor sobrecalentado y el líquido saturado. Como se muestra en la ecuación 13.

$$Q_c = h_2 - h_3 \quad (13)$$

**1.4.3 Proceso de expansión.** Durante este proceso el fluido es expandido a través del control de flujo desde la alta

presión de condensación hasta una baja presión de expansión. Este proceso ocurre sin ganancia ni pérdida de calor.

**1.4.4 Proceso de evaporación.** A través de este proceso el ciclo absorberá calor a una presión y temperatura constante.

La cantidad de calor absorbida por el refrigerante será la diferencia de entalpías. Como se muestra en la ecuación 14.

$$Q_e = h_1 - h_4 \quad (14)$$

A esta diferencia de entalpía se le llama también "EFECTO REFRIGERANTE", se le dá este nombre por que en este tramo del ciclo es donde ocurre el cambio de entalpía del medio refrigerante, que es el que absorbe el calor del ambiente.

## 1.5 EL CICLO REAL DE REFRIGERACION

Este ciclo diverge en algo del ciclo saturado simple o ideal.

Las diferencias esenciales entre ambos ciclos son:

- En el ciclo real hay una caída de presión en el proceso de condensación; en el ciclo ideal la presión es constante.
- En el ciclo real hay una caída de presión en el proceso de evaporación; en el ciclo ideal la presión es constante.
- En el ciclo real hay un subenfriamiento del líquido a la salida del condensador; en el ciclo ideal el refrigerante no presenta este subenfriamiento.
- En el ciclo real hay un recalentamiento del vapor a la salida del evaporador; en el ciclo ideal el refrigerante no presenta este recalentamiento

En la figura 10 se muestran ambos ciclos superpuestos en el diagrama presión-entalpía.

## **2. COMPONENTES BASICOS DEL SISTEMA**

## 2.1 COMPRESOR

Los compresores son utilizados en sistemas de simples etapas. Los compresores recíprocos son muy eficaces a presión de condensación muy elevados, a volumen de desplazamiento reducidos y a altas relaciones de compresiones.

En el sistema de refrigeración mecánico la capacidad del compresor debe ser tal que se tome vapor del evaporador con la misma rapidez con que se produce, por la acción de la ebullición del refrigerante líquido.

## 2.2 EVAPORADOR

Es un intercambiador de calor en el cual el calor pasa desde la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante en ebullición. Los tipos de evaporadores pueden ser de circulación forzada o de circulación natural.

El uso principal de los evaporadores de circulación natural es en las cámaras de almacenamiento en frío, que son largas

tuberías por lo general lisas que se disponen a lo largo de las paredes si es el caso.

Es difícil utilizar un diseño exclusivo ya que es más práctico seleccionarlo con base en los diseños estándares que ya poseen los fabricantes.

### **2.3 CONDENSADOR**

Es el lugar en donde se produce la eliminación del calor en un sistema de refrigeración.

Puesto que la capacidad de la unidad de condensación depende de la capacidad del compresor, los métodos de clasificación y selección de estas unidades son prácticamente las mismas que los empleados para la selección y clasificación de los compresores.

Las capacidades de los condensadores se basan en la temperatura de succión saturada, y temperatura del medio condensante.

## 2.4 REFRIGERANTE

En cualquier proceso de refrigeración el cuerpo que se emplea para absorber calor o agente enfriador se llama refrigerante.

La escogencia de un refrigerante para una aplicación en particular frecuentemente depende de propiedades relacionadas con su habilidad de remover calor.

En el comercio existen varios tipos de refrigerantes como son: R-22, R-502, R-12, etc

Se utilizará el R-12, porque es el adecuado en instalaciones pequeñas a diferencia de los otros que son utilizado para trabajo pesado (altas presiones).

El R-12 trabaja a presiones moderadas y bajo condiciones atmosféricas normales y el que tenga una temperatura de ebullición de  $-9,4$  °C a la presión atmosférica, lo hace un refrigerante adecuado para usarse en aplicaciones de temperatura bajas, medias y altas y con el tipo de compresor seleccionado. Este refrigerante es miscible en aceite bajo



todas las condiciones de operación, esto no solamente simplifica el problema de retorno de aceite sino que además, tiende a aumentar la eficiencia y capacidad del sistema, puesto que la acción solvente del refrigerante mantiene a los tubos del evaporador y condensador relativamente libres de películas de aceite, que de otra manera tienden a reducir la capacidad de transferencia de estas unidades.

El R-12 es seguro, no tóxico, no inflamable y no explosivo. Además es un compuesto altamente estable, difícil de disociar aun bajo condiciones de operación extrema.

## **2.5 TUBERIAS**

Se consideran generalmente como uno de los componentes principales del sistema de refrigeración, ya que por medio de estas se conduce el refrigerante hacia todos los componentes del sistema.

Esta tubería antes de ser instalada debe ser revisada, para verificar que no tenga ningún tipo de orificio en donde se pueda presentar escape del refrigerante.

## **2.6 ACCESORIOS**

Son dispositivos esenciales para el buen funcionamiento o para mejorar el rendimiento del sistema de refrigeración.

Los accesorios tales como filtros, indicadores de líquidos, secadores, válvulas, etc., son diseñados de acuerdo con ciertas consideraciones de un sistema de simple etapa.

## **2.7 CONTROLES DE FLUJO**

Se debe diseñar y seleccionar de acuerdo con la capacidad del sistema, como control de flujo se puede utilizar un tubo capilar o válvula termostática.

Para este caso en particular se usará el tubo capilar, el cual es más económico debido a su simplicidad.

### 3. CONDICIONES Y PAUTAS PRELIMINARES PARA EL DISEÑO

A través de este capítulo se establecerán las siguientes condiciones preliminares que se han dispuesto para el diseño.

La capacidad del tanque no fue necesaria ser calculada debido a que fue una condición dada por el Decano de la Facultad de Ingeniería Mecánica Ing. Luis Majana Coneo. Esta capacidad debe ser tres veces mayor que la del surtidor de agua que se encuentra actualmente a la entrada del Laboratorio de Maquinas Eléctricas.

Capacidad del surtidor de agua = 16 galones

Capacidad del tanque =  $16 \times 3 = 48$  galones  $\approx 50$  G

El equipo enfriador de agua va a estar ubicado en la azotea del bloque AI, debido a que en la planta baja no hay sitio disponible para ubicar dicho equipo y la azotea es el único sitio disponible y si tenemos en cuenta que es un sistema cerrado, el cual va a ser más eficiente y económico por la comunicación de vasos comunicantes. Ver plano No 1.

Este bloque consta de cuatro (4) pisos y el agua se va a distribuir a los diferentes pisos por gravedad. En el primero y segundo piso se van a ubicar dos (2) grifos por piso con sus respectivos dispensadores y en el tercero y cuarto piso se ubicará un grifo por cada piso con su respectivo dispensador esto se hace teniendo en cuenta que el flujo de estudiantes es mayor en el primero y segundo piso.

**RANGO DE TEMPERATURA:** Según norma de fabricantes de enfriadores de agua, debe haber un rango de temperatura para el consumo humano, porque si es muy baja la temperatura puede acarrear problemas de salud, debido a que puede sufrir la persona quemaduras en la boca o en la parte interna del organismo: faringe, esófago, etc.

La temperatura que debe tener el agua para que su consumo sea agradable y no traiga problemas de salud, debe estar entre los 60 y 45°F.

### **3.1 DISEÑO DEL TANQUE EVAPORADOR**

a. Capacidad interior = 50 galones = 6,68 Ft<sup>3</sup>

$$= 11.550,8 \text{ pulg}^3$$

b. Altura del tanque (Ecuación 15).

$h$  = Altura del tanque.

$D$  = Diámetro del tanque = 20 pulg (supuesto)

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} D^2 h$$

$$\text{Despejando: } h = \frac{4 \times \text{Volumen}}{\pi D^2} \quad (15)$$

$$\frac{h}{\pi} = \frac{4 \times 11.550,8}{(20)^2} = 36,767 \text{ pul}$$

c. Para llevar a cabo la fabricación del tanque evaporador se tuvieron en cuenta la selección de materiales, el proceso de fabricación, la instalación de cualquier clase de accesorio y los costos de fabricación debido a las siguientes razones:

**-Higiene:** Se seleccionó el acero inoxidable SS-304 porque es un acero que va a trabajar a temperatura ambiente y tiene los requerimientos sanitarios para el almacenamiento de agua potable a temperaturas bajas, y además por economía con respecto a otros aceros inoxidables para la misma aplicación, ejemplo: SS-316, SS-302.

Ya que este no sufre deterioro alguno en ambientes húmedos ni alcalinos. Este material va a ser de fácil lavado y no forma vegetación, estas características mencionadas con anterioridad a este material con lleva a tener confiabilidad para almacenar volúmenes de agua potable, siendo dicha agua apta para el consumo humano, sin riesgo alguno.

**-Accesorios:** Las láminas de acero inoxidable se prestan para que se puedan instalar toda clase de accesorios standarizados, como niples roscados: válvulas, uniones, codos, etc.

**-Costos:** Respecto a la durabilidad con otros materiales, el acero inoxidable por su higiene y teniendo en cuenta la vida útil es la más aconsejable.

**-Facilidad de fabricación:** De acuerdo con la selección del material, por las razones antes expuestas también se agrega la facilidad de fabricación de este tanque. Ya que el acero inoxidable es un material que tiene buena soldabilidad y al cual se le puede aplicar limpieza química y/o mecánica, con el fin de obtener el grado sanitario que se requiera en este tanque.

Igualmente se seleccionó calibre 16, cuyo espesor es 1.5 mm porque para el procedimiento de soldadura a utilizar y la pieza que se va a fabricar ofrece buena resistencia a la deformación térmica en la soldadura, es decir se hubiese podido seleccionar un acero inoxidable de mayor espesor pero esto afectaría el coeficiente de transferencia de calor y aumentaría los costos sin obtener gran diferencia en la propiedad de no deformarse al soldarlo.

La conductividad térmica del acero inoxidable es 10 BTU/Hr-ft<sup>2</sup>-°F por pulgada de espesor.

### 3.2 CONDICIONES INTERIORES DEL DISEÑO

Temperatura = 50°F = 10°C

### 3.3 CONDICIONES EXTERIORES DEL DISEÑO

a. Temperatura: 92 °F = 32,22°C

b. Humedad relativa: 80 %

c. Temperatura del punto de rocío: 86 °F

Los datos anteriormente tabulados se obtuvieron mediante información suministrada por el HIMAT (Cartagena).

### 3.4 CONDICIONES DE MARCHA PARA EL DISEÑO

a. Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador = 20 °F.



b. Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador = 40 °F.

c. Temperatura del refrigerante a la salida del compresor = 160 °F.

d. Temperatura del refrigerante a la salida del condensador y entrada al control de flujo = 120 °F.

Estos datos fueron seleccionados mediante la información obtenida de la literatura de los diferentes libros consultados, teniendo como parámetro las características que presenta el refrigerante 12 en el ciclo real de refrigeración.

### **3.5 DISEÑO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO TERMICO**

Los aislantes térmicos son aquellos materiales que debido a que contienen pequeños bolsillos llenos de aire o espacios vacíos, tienen las siguientes propiedades: Reducen las ganancias de calor, facilitan el control de la temperatura, previenen la condensación del vapor de agua en la superficie externa y reducen la capacidad de refrigeración requerida.

La habilidad que tenga un aislante para tener mejores propiedades que otros, viene dado por la conductividad térmica o por su conductancia; mientras más bajo sea el valor de su conductividad térmica, mejores propiedades deberá tener.

a. En este caso se usará como aislante térmico: POLIURETANO EXPANDIDO ya que es de fácil consecución en el comercio y con él se logra mayor penetración debido a que se amolda a las diferentes irregularidades de la superficie que se va aislar. La conductividad térmica del poliuretano expandido es 0,17 BTU/Hr-Ft<sup>2</sup>-°F por pulgada de espesor.

b. Para el cálculo del espesor correspondiente, hacemos uso de la ecuación 16 (ASHRAE):

$$E = 0,15 K (T_2 - T_1) \quad (16)$$

Donde:

E: Espesor del aislamiento en pulgadas.

0,15: Constante empírica.

k: Conductividad térmica del aislante,  
en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>-°F por pulgada de espesor.

T<sub>2</sub>: Temperatura superior a 5°F a la temperatura de punto de rocío  
de las condiciones exteriores.

T<sub>1</sub>: Temperatura interna del tanque.

Luego:

**¡Error!**

c. La experiencia en la instalación en este tipo de aislamiento, ha demostrado su ineficiencia con respecto a los parámetros de su conductividad, por lo tanto el espesor calculado se aumenta en un 20%. Luego:

**¡Error!**

### 3.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR DEL TANQUE EVAPORADOR

Tomando como referencia el espesor de aislamiento a utilizar, se establecen las correspondientes dimensiones:

a. Cálculo del diámetro de la estructura exterior del tanque.

$D_1$  = Diámetro interior del tanque

$D_2$  = Diámetro exterior del tanque

E = Espesor del aislamiento en pulgadas, entonces:

**¡Error!**

*Altura:  $h = 36,767$  pulg.*

b. Fabricado en lámina de aluminio porque ofrece un buen aspecto, es bastante moldeable y resiste la corrosión en

este clima para el uso que se le va a dar, se selecciono una lámina de calibre 20, cuyo espesor es de 0.97 mm, aproximadamente 1 mm según la STANDARD GAUGE.

La conductividad térmica del aluminio es 124 BTU/Hr-ft<sup>2</sup>-°F por pulgada de espesor.

### **3.7 CALCULO DE LA CARGA TERMICA POR TRANSMISION**

La ganancia de carga por paredes, es una medición de calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia el interior. Como no se dispone de ningún aislamiento perfecto siempre tendrá una cierta cantidad de calor que estará pasando del exterior al interior debido a que la temperatura en el interior es menor que la temperatura en el exterior.

La cantidad de calor transmitida en la unidad de tiempo a través del espacio refrigerado, está dada en función de tres factores: A; U; y  $\Delta T$ ; que detallaremos a continuación:

a.A = Es el área total de las paredes internas del recinto a

enfriar.

**¡Error!**

b.U = Es el coeficiente de transmisión o medida de la rapidez a la cual fluye por conducción, a través de un área de superficie de pared de un pie cuadrado entre el aire de un lado y el aire del otro lado por cada 1°F de diferencia de temperatura a través de la pared.

El valor U depende de las condiciones internas y externas del aire, del espesor de la pared y de los tipos de materiales utilizados en la misma; su valor viene dado en unidades de  $\text{BTU}/(\text{Hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F})$ .

Para el cálculo del correspondiente factor de U, se hace uso de la ecuación 17 (ASHRAE):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_0}} \quad (17)$$

Donde:

$h_1$  y  $h_0$  =son los coeficientes de películas o de superficie de conductancias interna y externa.

Para superficies lisas,  $h = 1,6 + 0,3 V$  (Jennings y Lewis), siendo:

$V$  =Velocidad del viento en millas por hora. Para recipientes cerrados  $V = 0$ ; y para el exterior se considera un promedio de  $2,3 \text{ Mt/seg} = 5,145 \text{ millas/hora}$  el cual se midió con un anemómetro en la azotea del bloque AI de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, tomando alrededor de 60 datos.

Luego:

**¡Error!**

$X_1$  =Es el espesor de la lámina de acero inoxidable, usada para la construcción del tanque interno = 0,06299 pulg = 1,6 mm.

$X_2$  =Es el espesor del material aislante = 1,25 pulg.

$X_3$  =Es el espesor de la lámina de aluminio, usada para la construcción exterior del tanque = 0,01574 pulg = 0,4 mm.

$k_1$  y  $k_3$  =Son las conductividades térmicas de las láminas de acero inoxidable y aluminio respectivamente.

$k_2$  = es la conductividad térmica del aislante.

En base a todo lo anterior se tiene:



$$U = \frac{1}{\frac{1}{1,6} + \frac{0,06299}{10} + \frac{1,25}{0,17} + \frac{0,01574}{124} + \frac{1}{3,1435}}$$

$$U = 0,1205 \frac{BTU}{(Hr - Ft^2 - ^\circ F)}$$

c.  $\Delta T$  = Es el diferencial de temperatura a través del espesor total de la pared en  $^\circ F$ . Su calculo está dado por la diferencia entre la temperatura exterior de diseño  $T_2$ , y la temperatura interior de diseño  $T_1$ . Como se muestra en la ecuación 18.

$$\Delta T = T_2 - T_1 \quad (18)$$

$$\Delta T = 92 - 50 = 42 \text{ } ^\circ F$$

Habiendo definido los tres factores, de los cuales depende la carga térmica por transmisión, se procede a calcular su valor correspondiente mediante el uso de la ecuación 19 (ASHRAE).

**¡Error!**

### **3.8 CALCULO DE LA CARGA POR USO**

Como el sistema es de uso pesado se aumenta en un 25% del cálculo de la carga por transmisión. Según ASHRAE.

**¡Error!**

### **3.9 CALCULO DE LA CARGA TERMICA POR PRODUCTO**

La carga del producto la constituye el calor que debe ser

eliminado del producto refrigerado a fin de que la temperatura del mismo baje hasta el nivel deseado. El término "PRODUCTO" que aquí se usa, indica cualquier material cuya temperatura es disminuida por el equipo de refrigeración e incluye no solo a los artículos de consumo putrecibles, tales como los víveres comestibles, sino también algunos otros objetos tales como electrodos de soldadura, masas de concreto, metal, plástico, hule y toda clase de líquido.

En nuestro caso el producto a refrigerar es agua.

-Temperatura del agua a la entrada del evaporador =  $84,2^{\circ}\text{F}$

-Temperatura del agua a la salida del evaporador =  $50^{\circ}\text{F}$

- Pérdida de temperatura en el evaporador =  $9^{\circ}\text{F}$

- Calor específico del agua.  $C_p = 1 \text{ BTU/lb-}^{\circ}\text{F}$

Por economía y para un trabajo liviano del equipo se considera que es suficiente que el compresor en un día trabaje únicamente

seis (6) horas y las otras seis (6) horas son de descanso intermitente el cual va a depender del consumo que haya de agua.

Con todos los datos anteriormente descritos, procedemos a calcular el correspondiente valor de la carga térmica por producto, mediante el uso de la ecuación 20 (DOSSAT).

$$Carga = Caudal \times 500 \times \Delta T \quad (20)$$

Q = Caudal en galones por minuto

500 = Constante de conversión

$\Delta T$  = Rango de temperatura

El caudal se calcula según la ecuación 21.

$$Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} \quad (21)$$

$$Q = \frac{50 \text{ Gal}}{6 \text{ Hr}} \times \frac{1 \text{ Hr}}{60 \text{ Min}} \cong 0,1389 \text{ GPM}$$

Para calcular el rango de temperatura usamos la ecuación 22.

**¡Error!**

**¡Error!**

Luego:

La carga térmica por producto es igual a 3.000,24 BTU/Hr.

#### 4. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

##### 4.1 CONDICIONES PARA EL DISEÑO

- a. Tipo de refrigerante : 12
- b. Temperatura de evaporación : 20°F
- c. Presión de evaporación : 35,736 PSIA
- d. Temperatura de condensación : 120°F
- e. Presión de condensación : 172,35 PSIA
- f. Carga térmica total : carga por transmisión +  
carga por uso + carga  
por producto.

$$\begin{aligned} &= 81,18 + 101,47 + 3.000,24 \\ &= 3.182,89 \approx 3,200 \text{ BTU/Hr} \end{aligned}$$

#### 4.2 DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA

La figura 11, presenta las condiciones necesarias para el diseño, en el correspondiente diagrama presión-entalpía del refrigerante 12. La representación gráfica del ciclo de refrigeración, permitirá observar simultáneamente todas las consideraciones deseadas en los diferentes cambios, que ocurren en la condición del refrigerante durante el ciclo y el efecto que estos cambios produzcan en él.

Donde los valores de las entalpías halladas son:

$$h_a = h_b = 36,013 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_e = 88,61 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_c = 79,385 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_{c'} = 82,85 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_{d'} = 96,5 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_x = 12,863 \text{ BTU/Lb}$$

**¡Error!**

### **4.3 EFECTO REFRIGERANTE**

Para que se realice un trabajo eficiente en el sistema o ciclo de refrigeración, cada libra de refrigerante en circulación en el sistema, deberá absorber una cantidad de calor en el evaporador y disiparlo más tarde al medio ambiente por medio del condensador.

Esta cantidad de calor absorbida del medio enfriante por cada libra de refrigerante, que circula por el evaporador, es lo que se denomina "EFECTO DE REFRIGERANTE" del sistema.

Su valor vendrá dado por la diferencia de entalpía, entre la entrada del refrigerante líquido al control de flujo y la salida del refrigerante en forma de vapor del evaporador.



Para nuestro caso tenemos (Ecuación 23)

**¡Error!**

#### 4.4 COMPOSICION DE LA MEZCLA

Para el cálculo del porcentaje del gas en la mezcla se utilizó la ecuación 24. Utilizando la regla de la palanca en el diagrama presión-entalpía.

**¡Error!**

Para el cálculo del porcentaje de líquido en la mezcla se utilizó la ecuación 25. Utilizando la regla de la palanca en el diagrama presión-entalpía.

¡Error!

#### 4.5 RATA MASICA DE REFRIGERACION

La rata másica será la cantidad de refrigerante necesaria, que deberá circular en la unidad de tiempo a través del sistema, debido a la carga térmica disponible, como se muestra en la ecuación 26. (ASHRAE).

$$W = \frac{CARGA\ TOTAL}{EFECTO\ REFRIGERANTE} \quad (26)$$

$$W = \frac{3.200 \frac{BTU}{Hr}}{46,837 \frac{BTU}{Lb}} = 68,32 \frac{Lb}{Hr}$$

#### 4.6 CAPACIDAD DEL COMPRESOR

El compresor tiene dos funciones en el ciclo de refrigeración, que son:

- a. Succionar el vapor refrigerante y reducir la presión en el evaporador a un punto en el que pueda ser mantenida la temperatura de evaporación necesaria.
- b. Elevar la presión del vapor refrigerante a un nivel lo suficientemente alta, de modo que la temperatura de saturación sea superior a la temperatura del medio enfriante disponible para la condensación del vapor refrigerante.

La capacidad del compresor debe ser tal que el vapor producido en el evaporador sea sacado a la misma velocidad que el mismo generado por la acción de ebullición del líquido refrigerado.

Con base en la carga térmica total de enfriamiento en el Anexo A de los fabricantes de compresores, seleccionamos el siguiente :

Marca : Tecumseh  
Modelo : AE-4440A  
Capacidad : 4.100 BTU/Hr  
Referencia : 1/3 HP  
Voltaje : 110 volt/60 Hz  
Desplazamiento : 0,735 pulg<sup>3</sup>/rev  
  
Peso : 24 lb

#### 4.7 CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR

Para tener un efecto refrigerante continuo, el vapor de refrigerante debe ser condensado en el condensador a la misma velocidad que el líquido es vaporizado en el evaporador. Esto quiere decir que debe eliminarse calor del sistema a través del condensador en la misma proporción que el sistema toma calor en el evaporador y en el compresor como resultado del trabajo de compresión.

El vapor de este calor estará dado por la ecuación 27 (ASHRAE):

$$Q_c = W (h_d' - h_a') \quad (27)$$

Donde:

$W$  =Rata másica de refrigerante = 68,32 lb/Hr

$h_d'$  =Entalpía del vapor refrigerante a la salida del compresor  
= 96,5 BTU/lb

$h_a'$  =Entalpía del liquido refrigerante a la entrada  
del control de flujo = 32,548 BTU/lb

$Q_c$  =68,32 lb/Hr \* (96,5 - 32,548) BTU/lb

$Q_c$  =4.369,2 BTU/Hr

#### 4.8 CALCULO DEL AREA CONDENSADORA

Básicamente, el condensador es una unidad de intercambio de calor en el cual se disipará todo el calor absorbido por el sistema. El calor del vapor refrigerante pasa a través de las paredes del condensador para su condensación, y como resultado de su perdidas de calor hacia el medio condensante, el vapor refrigerante es primero enfriado hasta su saturación y después

condensado hasta su fase de estado líquido.

Los condensadores podrán ser enfriados por tres métodos diferentes, que son:

- a. Por aire (tiro forzado o tiro natural).
- b. Por agua.
- c. Por evaporación.

El área condensadora requerida para este sistema, será calculada teniendo como medio enfriante aire de tiro forzado. A continuación se detallan los pasos requeridos para dichos cálculos:

- a. Temperatura de condensación = 120 °F
- b. Temperatura de entrada del aire = 95 °F
- c. Temperatura de salida del aire =  $(120+95) / 2 = 107,5$  °F
- d. MLDT = diferencia media logarítmica de temperatura

¡Error!

e. El flujo de aire necesario, vendrá dado por la ecuación 28.

$$W_a = \frac{Q * V_e}{C_e * MLDT} \quad (28)$$

Donde:

$W_a$  = Flujo de aire necesario.

$Q$  = Calor total a disipar = 4.369,2 BTU/Hr

$V_e$  = Volumen específico del aire a 95 °F = 14,8 ft<sup>3</sup>/lb

$C_e$  = Calor específico del aire a 95 °F

$C_e$  = 0,24 BTU/lb-°F

Luego:

¡Error!

f. Suponiendo que el área de la parte que está al frente del condensador es de  $1 \text{ ft}^2$ , la cual podrá recomprobarse cuando se construya; podemos calcular la velocidad del aire como se muestra en la ecuación 29 :

$$V = \frac{W_a}{A} = \frac{14.968,55 \frac{\text{Ft}^3}{\text{Hr}}}{1 \text{ Ft}^2} \quad (29)$$

$$14.968,55 \frac{\text{Ft}}{\text{Hr}} * \frac{1 \text{ Hr}}{60 \text{ Min}} = 249,47 \frac{\text{Ft}}{\text{Min}}$$

g. El coeficiente de transferencia de calor "U", se calcula por la ecuación 30 (ASHRAE):



$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (30)$$

Donde:

$h_1$  =Es el coeficiente de película de transferencia de calor entre la superficie interna del tubo condensador y el fluido refrigerante, para su cálculo se hace uso de la ecuación 31 (ASHRAE):

$$h_1 = 1,05 * F * \left(\frac{D}{W}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

En la cual "F" es un coeficiente de condensación, y podrá calcularse por la ecuación 32:

$$F = \frac{(K^3 \cdot P^2 \cdot G)^{1/3}}{\mu^{1/3}} \quad (32)$$

Donde:

$k$  :Es la conductividad del liquido refrigerante a  $120^{\circ}\text{F} = 0,035$   
 $\text{BTU}/(\text{Hr}-\text{ft}^2-^{\circ}\text{F})$ .

$\rho$  :Es la densidad del liquido refrigerante a  $120^{\circ}\text{F} = 75,906$   
 $\text{lb}/\text{ft}^3$

$g$  :Es la aceleración gravitacional  $= 4,17 \times 10^8 \text{ ft}/\text{Hr}^2$

$\mu$  :Es la viscosidad del liquido refrigerante a  $120^{\circ}\text{F} = 0,436$   
 $\text{lb}/\text{ft}-\text{Hr}$

Como se muestra en el Anexo B luego:

$$F = \frac{(0,035^3 \times 75,906^2 \times 4,17 \times 10^8)^{1/3}}{(0,436)^{1/3}}$$

$$F = 618,2$$

$D$  =Es el diámetro interno del tubo condensador en pies.  
 Usaremos un tubo con 3/8 pulg O.D. - 0,026 ft I.D.,  
 como se muestra en el Anexo C, que es el comúnmente

utilizado por los fabricantes.

$W =$  Es la rata másica = 68,32 lb/Hr

Con base en todo lo anterior tenemos que:

**¡Error!**

$h_o$  =Es el coeficiente de película de transferencia entre el aire y la superficie externa del área condensadora; para su respectivo cálculo hacemos uso de la siguiente ecuación (ASHRAE):

$$h_o = 1,22 * V$$

En la cual:

$V =$  Es la velocidad del aire = 249,47 ft/min

$h_o = 1,22 \times 249,47 = 304,35$  ft/min

Aplicando la ecuación 30 para "U", se tiene:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{47,04}\right) + \left(\frac{1}{304,35}\right)} = 40,74 \frac{BTU}{(Hr \cdot Ft^2 \cdot ^\circ F)}$$

h. Con base en los factores anteriormente definido, se procede al cálculo respectivo del área condensadora mediante la ecuación 33.

$$A = \frac{Q_c}{U * ML} = \frac{4.369,2}{40,74 * 18} = 5,95 \text{ Ft}^2 \quad (33)$$

#### 4.9 DISEÑO DEL CONDENSADOR

A pesar de haber calculado el área condensadora requerida para el diseño del respectivo condensador del sistema, se procedió no a construirlo, sino a seleccionarlo de acuerdo a las recomendaciones hechas por los fabricantes para cada tipo de compresor en particular.

Las razones que llevaron a tomar esta determinación son:

- a. La fabricación de estos condensadores se realizan con base en tubos aleteados, y no se disponen de los medios necesarios para ello.
- b. Se ha llegado a demostrar que los condensadores diseñado con base en cálculos tradicionales de transferencia de calor, no son eficientes debido a que la evaluación del coeficiente de transferencia de calor "U" no es del todo real.

ARI; ROY J. DOSSAT Y ASHRAE, recomiendan usar los condensadores que han sido estipulados por los fabricantes para cada compresor, debido a que estos han sido diseñados con coeficiente "U" obtenidos por pruebas experimentales realizados por ellos mismos y que solamente ellos conocen. Este conjunto de compresor y condensador montados en un chasis, es lo que se conoce como unidad condensadora.

#### **4.10 CALCULO DEL AREA EVAPORATIVA**

El cálculo de esta área involucra tres factores: Q, U y  $\Delta T$ ; que se detallan a continuación.

a. Q es la carga térmica total o calor total que deberá ser absorbida del recinto enfriante = 3.200 BTU/Hr.

b. U es el coeficiente de transferencia de calor sensible, y su valor viene dado en BTU por (Hr)(ft<sup>2</sup> de superficie externa)(°F). Para su cálculo se hace uso de la ecuación 34 (ASHRAE):

$$U = \frac{1}{\left(\frac{R}{h_1}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (34)$$

Donde:

$h_1$  = Es el coeficiente de película de transferencia de calor entre la superficie interna de los tubos

evaporativos y el flujo refrigerante que circula por dentro de los tubos; su valor viene dado en BTU por (Hr)(ft<sup>2</sup> de superficie interna)(°F).

Para su cálculo respectivo se hace uso de la ecuación 35 (ASHRAE):

$$h_1 = c \left( \frac{K}{D} \right) \left[ \left( \frac{G * D}{\mu} \right)^2 \left( \frac{J * X * h_{fg}}{L} \right) \right]^n \quad (35)$$

En la cual:

k :Es la conductividad térmica del líquido refrigerante a 20°F = 0,0467 BTU/(Hr)(ft<sup>2</sup>)(°F) por pulgada de espesor.

D :Diámetro interno del tubo evaporativo en pies, como dato tentativo utilizaremos un tubo de 3/8 pulg. O.D. cuyo diámetro interno es de 0,026 ft, este será más tarde recomprobado (ver Anexo C).

A<sub>int</sub> :Area interna del tubo = (3,14)·(D<sup>2</sup>)/(4) = (3,14)·(0,026<sup>2</sup>)/4 = 5,3x10<sup>-4</sup> Ft<sup>2</sup>.

G :Flujo de la rata másica por área interna del tubo = (68,32

$$1\text{b/Hr})/(5,3 \times 10^{-4} \text{ ft}^2) = 128.905,66 \text{ lb por (Hr)(ft}^2\text{)}.$$

$\mu$  :Viscosidad del liquido refrigerante a 20°F= 0,679 lb/ft-Hr

$j$  :Equivalente mecánico del calor = 778 lb/ft-BTU

$\Delta x$  :Calidad del vapor (diferencial) =  $\Delta x = x_2 - x_1 = 1 - 0,2959 = 0,7041$

$h_{fg}$  :Calor latente de vaporización =  $h_c - h_x = 79,385 - 12,863 = 66,522 \text{ BTU/lb}$

$L$  :Longitud de la tubería. Este dato se toma también tentativo para recomprobarlo posteriormente = 160 ft

$c$  :Constante = 0,0082 para un supercalentamiento por encima de 11 °F.

$n$  :Constante = 0,4 para un supercalentamiento por encima de 11 °F.

Aplicando la ecuación 35 tenemos que:



**¡Error!**

El diámetro de tubería anteriormente supuesto, podrá comprobarse más tarde con base en las velocidades permitidas para el refrigerante.

La longitud, también supuesta podrá comprobarse por el método de prueba y error con base en la longitud real calculada con posterioridad.

$h_0$  = Coeficiente de película de transferencia de calor sensible entre el aire y la superficie externa de los tubos evaporativos; su valor depende del diferencial de temperatura entre el aire y la superficie externa del tubo, que en nuestro caso es de 10 °F. Sus unidades son: BTU por (Hr)(ft<sup>2</sup> de superficie externa) (°F).

Para su cálculo se hace uso de la figura 12:

$$h_0 = 2,3 \text{ BTU por (Hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

R = Es la relación entre la superficie externa e interna del tubo utilizado; en nuestro caso será:

$$R = \frac{\left(\frac{3}{8}\right)}{\left(\frac{5}{16}\right)} = 1,2$$

Con base en todo lo anterior aplicamos la ecuación 34:

$$U = \frac{1}{\frac{1,2}{116,37} + \frac{1}{2,3}} = 2,2467$$

$$\frac{BTU}{(Hr) - (Ft^2 \text{ de superficie externa}) - (^\circ F)}$$

c.  $\Delta T$  = Es el diferencial de temperatura del aire y la temperatura evaporativa; para nuestro caso el diferencial se obtiene de la siguiente manera:

$$LMTD = \frac{(84,2 - 20) - (50 - 20)}{\ln \frac{(84,2 - 20)}{(50 - 20)}} = 44,95 \text{ } ^\circ F$$

Una vez definidos los factores: Q, U,  $\Delta T$ ; se puede calcular el área evaporativa por medio de la ecuación 36 (Ashrae):

**¡Error!**

#### 4.11 DISEÑO DEL EVAPORADOR

Debido a las muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se podrán fabricar de acuerdo al método de circulación del aire, el método de

alimentación del líquido refrigerante, al tipo de construcción y por sus aplicaciones, el evaporador a diseñar, tendrá las siguientes características:

- a. **CONVECCION NATURAL;** debido a que el sistema no requiere altas velocidades de aire.
- b. **EXPANSION SECA;** por la simplicidad de su diseño, porque requiere mucho menos carga de refrigerante y por presentar menos problema en lo que respecta al regreso del aceite.
- c. **SUPERFICIE DE PLACA;** aprovechando las paredes interiores del tanque evaporador, fijaremos o ceñiremos el serpentín evaporativo de tubo desnudo a ella, de modo que puedan trabajar como superficies extendientes del serpentín evaporativo.

Con base en el área evaporativa calculada anteriormente y al área de las paredes interiores del tanque, se podrá calcular la longitud requerida del serpentín de tubo desnudo.

Area neta del serpentín = Área evaporativa - Área de las paredes

internas del tanque.

$$A_n = 31,69 \text{ ft}^2 - 16,04 \text{ ft}^2$$

$$A_n = 15,65 \text{ ft}^2$$

Luego:

$$L = \frac{A_N}{\pi \cdot D \cdot 0,03125} = 159,4 \text{ Ft}$$

Se puede observar que la longitud calculada tiene una variación menor del 5% con respecto a la longitud supuesta anteriormente, por lo tanto no hay necesidad de recalcularla.

#### 4.12 SISTEMA DE TUBERIA

Las tuberías que conectan los diferentes componentes del sistema tendrán como funciones principales:

- a. Asegurar un suministro adecuado de refrigerante a través del sistema.

b. Asegurar un regreso positivo y continuo de aceite al compresor.

c. Evitar pérdidas excesivas de presión de refrigerante los cuales reducen innecesariamente la capacidad y la eficiencia del sistema.

d. Evitar la entrada de líquido refrigerante al compresor durante su operación o cuando arranque.

A continuación detallaremos los correspondientes tramos de tubería que componen el sistema:

**a. LINEA DE GAS CALIENTE:** La función básica de esta línea, es la de conducir el gas comprimido proveniente del compresor hasta el condensador y arrastrar el aceite al compresor, sin crear excesiva caída de presión.

Debido a que se está utilizando en este sistema una unidad condensadora, esta tubería ya viene determinada en el montaje por el fabricante.

**b. LINEA DE LIQUIDO:** Su función es conducir el líquido refrigerante proveniente del condensador hasta el control de flujo.

La caída de presión en la tubería y la velocidad del líquido no tienen mucha importancia, cualquiera sea su magnitud. Debido a que de todos modos, el control de flujo reducirá la presión y aumentará la velocidad.

El diámetro de esta tubería se calcula hallando inicialmente el área transversal de ésta por medio de la ecuación 37. (CARRIER)

$$\text{AREA} = \text{VOLUMEN EN PULGADA}^3 / \text{VELOCIDAD EN PULGADA POR MINUTO.} \\ (37)$$

Según recomendaciones sugeridas por ASHRAE el volumen de líquido mínimo para un flujo másico de 6,8 Lb debe ser de 150 in<sup>3</sup>, luego para un flujo másico de 68,32 Lb/Hr = 1,14 Lb/Min se tiene que el volumen de líquido es de 25 in<sup>3</sup> en un minuto.

La velocidad según recomendación sugerida por ASHRAE es 90 Ft/min, luego reemplazando en la ecuación 37 tenemos:

$$AREA = \frac{\frac{25 \text{ pulg}^3}{\text{min}}}{\frac{90 \text{ ft} \cdot 12 \text{ pulg}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{1 \text{ ft}}}$$

$$AREA = 2,315 * 10^{-2} \text{ pulg}^2$$

Una vez hallada el área transversal, se procede a calcular el diámetro mediante la ecuación 38.

**¡Error!**

Seleccionando para la línea de líquido una tubería de un 1/4 de pulgada de diámetro externo.



**c. LINEA DE SUCCION:** Esta línea lleva el vapor refrigerante frío y el aceite proveniente del evaporador hasta el compresor.

Las condiciones que se deben tener en cuenta para su diseño según ASHRAE, son: la velocidad del refrigerante, que debe estar entre 1.200-4.000 ft/min y una caída de presión límite de 1 psig.

La velocidad del gas refrigerante vendrá dada por la relación entre el volumen de vapor generado y el área transversal de la tubería.

El volumen del vapor generado esta dado por la relación entre la rata másica y el volumen específico del vapor a la temperatura de vaporización.

Para este caso se utilizara la ecuación 39 (ASHRAE):

$$V = (W) \times (V_e) \quad (39)$$

Donde:

$W$  = La rata másica = 68,32 lb/Hr

$V_e$  =El volumen específico del vapor refrigerante a la temperatura de 20 °F = 1,0988 ft<sup>3</sup>/lb

Luego reemplazando en la ecuación 39 :

**¡Error!**

El cálculo de la velocidad será:

Tubería utilizada : 3/8 pulg O.D. - 0,026 ft I.D.

$$AREA\ INTERNA = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (0,026)^2}{4}$$

$$AREA\ INTERNA = 5,309 * 10^{-4} Ft^2$$

Luego:

**¡Error!**

debido a que la longitud de esta línea es menor de 10 ft, no se consideran las pérdidas por caída de presión.

Todos estos tramos de tubería, anteriormente detallados se harán en tubería de cobre diseñado bajo la norma ASTM-B-280.

#### **4.13 ACCESORIOS**

Ciertos números de elementos accesorios se utilizan en los circuitos de refrigeración para fines específicos y su empleo en un sistema concreto depende de la aplicación.

**a. ACUMULADOR DE SUCCION;** si se permite que el refrigerante líquido inunde el sistema y que vuelva al compresor antes

de ser evaporado, puede causar deterioro en el compresor debido al golpeo de los pistones al tratar de comprimir el refrigerante líquido. Esta es una situación típica que puede ocurrir en el sistema de refrigeración que usen como control de flujo el tubo capilar, debido a que no están diseñadas para cerrarse bajo cargas ligeras.

La función del acumulador de succión consiste en interceptar el refrigerante líquido antes de que pueda alcanzar el compresor. Este debe colocarse en la tubería de succión entre el evaporador y el compresor.

Su capacidad debe ser lo suficientemente grande para poder alojar la máxima cantidad de líquido que pudiera producir la inundación.

El acumulador que se muestra en la figura 13; con una capacidad de 8 pulg<sup>3</sup>. cúbicas es el que se usara en este sistema de refrigeración, según recomendación hecha por H. P. MANLY, para sistemas inferiores a media tonelada de refrigeración.

**b. SECADOR O DESHIDRATADOR;** la humedad es uno de los enemigos

básicos de un sistema de refrigeración y el nivel debe ser mantenido al mínimo con el fin de evitar alteraciones en el funcionamiento del sistema tales como la obstrucción del sistema o deterioro del compresor.

Los secadores están constituidos por un agente o sustancia deshidratadora y una malla filtradora en cada extremo, su localización más común estará en la línea de líquido entre el condensador y el control de flujo, de forma, que todo el refrigerante en circulación pase a través de él, cada vez que circule por el sistema.

En nuestro caso se selecciono un secador de las siguientes características:

REFERENCIA=145

TIPO DE SECANTE =SILICA-GEL

CANTIDAD DE SECANTE=90 GRAMOS

DIAMETRO=1/4"

Como se muestra en el Anexo D.

#### 4.14 CONTROL DE FLUJO

Un componente indispensable y fundamental de cualquier sistema de refrigeración es el control de flujo, o aparato de medición. Sus principales propósitos son:

- a. Permitir el flujo de refrigerante al evaporador a la rata necesaria para remover el calor de la carga.
- b. Mantener el diferencial de presión apropiado entre los lados de alta y baja en el sistema de refrigeración.

El aparato de medición es uno de los puntos divisores en el sistema.

Los cinco tipos principales de aparato de medición, usados ahora en varias fases de la refrigeración son:

- a. Válvula de expansión automática.
- b. Válvula de expansión termostática.
- c. Tubo capilar.

d. Flotador en el lado de baja.

e. Flotador en el lado de alta.

Uno de los controles de flujo más simple es el tubo capilar, consistente en una tubería de longitud fija, de diámetro pequeño e instalado entre el evaporador y el condensador.

Debido a la gran resistencia por fricción que resulta de su longitud y diámetro pequeño y por el efecto del estrangulamiento resultante de la formación gradual del gas en el tubo a medida que la presión del líquido se reduce hasta un valor menor que la presión de saturación, el tubo actúa para restringir o medir el flujo del líquido del condensador al evaporador y también para mantener la diferencia de presión entre ellos.

Debido a que el tubo capilar y el compresor están conectados en serie, es evidente que la capacidad de flujo del capilar debe ser necesariamente igual a la capacidad de bombeo del compresor.

Una de las grandes ventajas del tubo capilar, consiste en el

hecho de que el refrigerante continúa fluyendo al evaporador después de detenerse el compresor, igualando las presiones de alta y baja en el sistema lo que permite el empleo de compresores de bajo par de arranque.

#### **4.15 SELECCION DEL TUBO CAPILAR**

Tomando como base la capacidad teórica del compresor de 4.100 BTU/Hr, vamos al Anexo E donde se obtiene la siguiente información:

Diámetro interno	largo
0,055 pulg	124 pulg
1,4 mm	3.150 mm

#### **4.16 DISEÑO DEL RADIO CRITICO PARA EL AISLAMIENTO TERMICO EN LA TUBERIA**

Cuando se aísla una tubería se hace con el fin de reducir las



ganancias de calor, facilitar el control de la temperatura y prevenir la condensación del vapor de agua en la superficie externa como ya se dijo anteriormente.

Para nuestro caso se aísla el tramo de tubería que va desde al tanque evaporador ubicado en la azotea de el bloque AI de el campus de ternera hasta las válvulas solenoides ubicadas en cada piso de dicho bloque, con poliuretano expandido de una conductividad térmica de 0,17 BTU/(Hr-ft<sup>2</sup>-°F) por pulgada de espesor.

Los mecanismos que están presente cuando se transfiere calor son: Conducción, Radiación y Convección. Los cálculos de diseño de radio critico se hacen con base en la transferencia de calor por convección natural o libre, empleando la ecuación 40.

$$r_{cr} = \frac{K}{h_{prom}} \quad (40)$$

que nos va a indicar que el flujo de calor es máximo y el valor para  $r_{cr}$  es cualitativo.

Donde:

$r_{cr}$  =radio critico de aislamiento

K=conductividad térmica del aislamiento

$K=0,17 \text{ BTU}/(\text{Hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F})$

$h_{prom}$  =coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio del aire se halla mediante la ecuación 41.

$$h_{prom} = \frac{(N u_{prom}) \times (K_1)}{L} \quad (41)$$

En la cual :

El numero de Nusselt promedio se define como el gradiente de temperatura promedio adimensional para el fluido que en este caso es el aire el cual se halla mediante la ecuación 42.

$$(N u_{prom})_1 = 0,59 (R_{a \gamma})^{\frac{1}{4}} \quad (42) \quad \text{cuando}$$

$R_{a \gamma}$  es mayor que  $10^4$  y menor que  $10^9$

$$(N u_{prom})_2 = 0,1 (R_{a \gamma})^{\frac{1}{3}} \quad \text{cuando}$$

$R_{a \gamma}$  es mayor que  $10^9$  y menor que  $10^{12}$

$R_{a \gamma}$  es el número de Rayleigh es la razón de las fuerzas debido a la flotación e inercia con la viscosidad y difusión térmica se halla mediante la ecuación 43.

$$R_{a \gamma} = (Gr) \times (Pr) \quad (43)$$

$Gr$  es el número de Grashof es la razón de las fuerzas de rotación e inercia con las fuerzas viscosas al cuadrado como se ilustra en la ecuación 44.

$$Gr = \frac{(g) \times (\beta) \times (L^3) \times (\rho)}{\nu^2} \quad (44)$$

Donde:

$g$ =aceleración gravitacional = 32,2 ft/seg<sup>2</sup>

$$\beta = \text{coeficiente de expansión térmica} = \frac{1}{T_{\infty}}$$

$T_{\infty}$  = temperatura del aire absoluta = 90°F = 550 R

$$\beta = \frac{1}{550 \text{ } ^{\circ}R} = \frac{1,818 \times 10^{-3}}{^{\circ}R}$$

$L$ =longitud de la tubería, en pies = 1 ft

**¡Error!**

Luego reemplazando en la ecuación 44 tenemos:

$$Gr = \frac{32,2 \times 1,818 \times 10^{-3} \times 1^3 \times 40}{(16,04 \times 10^{-5})^2}$$

$$Gr = 89,89 \times 10^6$$

Pr=el numero de Prandt es la razón de la difusividad de momento con la difusividad térmica = 0,7095 ( ver Anexo F ).

Entonces reemplazando en la ecuación 43 :

**¡Error!**

Por lo tanto reemplazando en la ecuación 42 tenemos :

**¡Error!**

$K_1$  = conductividad térmica del aire a  $T_f = 70^\circ\text{F}$  es = 0,0149

Luego reemplazando en la ecuación 41 tenemos :

$$h_{prom} = \frac{52,73 \times 0,0149}{1} = 0,7857 \frac{BTU}{Hr - Ft - ^\circ F}$$

Entonces reemplazamos en la ecuación 40 :

$$r_{cr} = \frac{0,17}{0,7857} = 0,21 \text{ Ft} = 2,52 \text{ pulg.}$$

El espesor crítico de aislamiento es igual al radio crítico menos el radio exterior de la tubería :

$$e = r_{cr} - r_{ext} = 2,52 - 0,525 = 1,995 \approx 2 \text{ pulg.}$$

## 5. SELECCION DE LA BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION

A continuación se hace el análisis del sistema de conductos a presión que van desde el tanque de almacenamiento del agua ubicado en la primera planta del bloque AI hasta la azotea en donde se encuentra instalado el tanque evaporador, dicho análisis se realizara utilizando la ecuación 45 de continuidad y de energía (Sotelo):

$$H_n = H_o + \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} + K_c \times \frac{V^2}{2g} + K_v \times \frac{V^2}{2g} \quad (45)$$

Donde:

$H_n$  = cabeza dinámica de la bomba

$H_o$  = altura de cabeza = 17 mts = 55,77 ft

**¡Error!**

Para su cálculo se utiliza la ecuación 46 :



$$V = \frac{Q}{A} \quad (46)$$

En la cual:

Q =Caudal tomado experimentalmente para una tubería de 3/4 pulg de diámetro nominal = 7 Gal/min = 0,01561 ft<sup>3</sup>/seg.

A = Area transversal de la tubería.

$$A = \frac{\pi \times (D_{\text{interno}})^2}{4}$$

D<sub>interno</sub> = diámetro interno de la tubería = 0,0775 ft

$$A = \frac{\pi \times (0,0775)^2}{4} = 4,71 \times 10^{-3} \text{ Ft}^2$$

Luego reemplazando en la ecuación 46 :

$$V = \frac{0,01561}{4,71 \times 10^{-3}} = 3,3 \frac{Ft}{seg}$$

$g$  = aceleración de la gravedad = 32,2 ft/seg<sup>2</sup>

Entonces:

$$\frac{V^2}{2 g \bar{z}} = \frac{(3,3)^2}{2 \times 32,2} = 0,17 \text{ Ft}$$

$f$  = coeficiente de fricción, para su cálculo nos valemos del diagrama universal de Moody, hallando la rugosidad relativa ( $\varepsilon/D$ ) y el número de Reynolds ( $R$ ).

**¡Error!**

Luego entonces:

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{interno}}} = \frac{4,92 \times 10^{-6} Ft}{0,0775 Ft} = 0,0000634$$

Este coeficiente de rugosidad y rugosidad relativa la hallamos mediante la figura 14.

Utilizando la ecuación 47 que aparece en la figura 14 hallamos el número de reynolds.

**¡Error!**

Entonces reemplazando en la ecuación 47:

$$Re = \frac{3,3 \frac{Ft}{seg} \times 0,0775 Ft}{0,958 \times 10^{-5} \frac{Ft^2}{seg}} = 2,67 \times 10^4$$

Una vez hallada la rugosidad relativa ( $\varepsilon/D$ ) y el número de Reynolds se halla el coeficiente de fricción ( $f$ ) mediante el diagrama de Moody en la figura 14.

Por lo tanto:

$$f=0,046$$

$L$ =Longitud de la tubería = 82 Ft

$K_c$ =Coeficiente de pérdida total para los codos

=Número de codos \*  $C_c$

Donde:

$C_c$ =Coeficiente de pérdida para los codos

=0,9 Para los codos de radio grande roscado, este dato se obtiene en la figura 15.

Luego:

$$K_c = 5 \times 0,9 = 4,5.$$

$K_v$  = Coeficiente de pérdida total para las válvulas

= Número de válvulas por  $C_v$

= Número de válvulas de compuerta por  $C_{vc}$  + número de válvulas de retención por  $C_{vr}$

Donde:

$C_{vc}$  = Coeficiente de pérdida para las válvulas de compuerta.

$$C_{vc} = 0,27$$

$C_{vr}$  = Coeficiente de pérdida para las válvulas de retención.

$$C_{vr} = 3,5$$

Estos coeficientes fueron seleccionados mediante la figura 16.

Luego:

$$K_v = 5 \times C_{vc} + 1 \times C_{vr}$$

$$K_v = 5 \times 0,27 + 1 \times 3,5$$

$$K_v = 4,85$$

Por lo tanto reemplazando en la ecuación 45:

**¡Error!**

Entonces con la cabeza dinámica de la bomba y el caudal, seleccionamos la siguiente bomba centrífuga (ver el Anexo F):

Marca: Barnes

Modelo: C-205

Referencia: ½ H.P.

Fases: 1

Diámetro succión: 1 pulg.

Diámetro descarga: ¼ pulg.

## 6. DISEÑO DE LA BASE ESTRUCTURAL

Una importante consideración en el diseño de ingeniería es la capacidad del objeto que se diseña para resistir o transmitir cargas. Entre los objetos que deben soportar cargas se incluyen estructuras de edificios, maquinarias, aeronaves, vehículos, embarcaciones y una lista al parecer interminables de otras cosas hechas por el hombre. Por sencillez nos referimos a tales objetos como estructuras; por tanto, una estructura es cualquier objeto que debe resistir o transmitir cargas.

Las estructuras y maquinarias pueden fallar en una gran variedad de formas dependiendo de los materiales, tipos de carga y condiciones de apoyo. Por ejemplo, los miembros dúctiles pueden estirarse o flexionarse excesivamente cuando son sobrecargados ocasionando que la estructura se deforme o se colapse. las fracturas ocurren debido a ciclos repetidos de carga (falla por fatiga) o por la sobrecarga de miembros frágiles.

Si se desea evitar la falla de una estructura, las cargas que la misma pueden realmente soportar deben ser mayores que las cargas que requerirá sostener cuando este en servicio.

El estudio que se le hace a las estructura, se basa en el análisis de miembros sometidos a cargas que actúan transversalmente al eje longitudinal (viga) y axialmente en compresión (columna) respectivamente. La estructura va a estar soportada en cuatro puntos con el fin de darle más estabilidad al equipo.

## **6.1 ANALISIS DE LA VIGA**



Para el análisis de la viga se halla el módulo de sección del área transversal mediante la ecuación 48.

$$S = \frac{M_{flector\ max}}{\sigma_{adm}} \quad (48)$$

Donde:

$S$  = Módulo de sección del área transversal.

$M_{flector\ max}$  = Momento flector máximo.

Para hallar este momento flector máximo, se necesita el peso del tanque evaporador que se obtiene mediante la ecuación 49.

**¡Error!**

Lo cual significa que 188,89 Kg es una masa que pesa 416,5 Lb

en condiciones de gravedad normal ( $g = 9,80665 \text{ m/seg}^2$ ).

Para efectos de cálculo este peso se incrementa en un 10%, por consiguiente el peso del tanque evaporador es  $416,5 \times 1,1 = 458,15 \text{ Lb}$  que es aproximadamente igual a  $460 \text{ Lb}$ , el cual va a estar distribuido en cada viga (ver plano No 2). El peso o carga de trabajo que va a soportar la viga se encuentra localizada en el punto medio de está y su valor se halla de la siguiente manera  $P = 460/4 = 115 \text{ lb}$ .

Ahora procederemos a calcular las reacciones mediante un análisis estático de la viga la cual se muestra en la figura 17.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 115 \text{ Lb} \quad (1)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$12'' \times 115 \text{ Lb} - 24'' \times R_B = 0$$

$$R_B = \frac{1380 \text{ Lb} - Pu \uparrow g}{24 \text{ Pu} \uparrow g} = 57,5 \text{ Lb}$$

Reemplazando  $R_B$  En (1) tenemos:

$$R_A = 57,5 \text{ lb}$$

$M_{\text{flector}} = \text{Area bajo la curva}$

$$= 57,5 \text{ Lb} \times 12 \text{ pulg}$$

$$= 690 \text{ lb-pulg}$$

$\sigma_{\text{adm}} = \text{Esfuerzo admisible} = 0,6 \sigma_y$

$\sigma_y = \text{Esfuerzo de fluencia del acero} = 36.000 \text{ PSI}$

Luego reemplazando en la ecuación 48:

$$S = \frac{690 \text{ Lb} - \text{Pulg}}{0,6 \times 36.000 \frac{\text{Lb}}{\text{Pulg}^2}} = 0,0319 \text{ Pulg}^3$$

Luego de haber obtenido el modulo de la sección, nos remitimos al Anexo G de ángulos iguales y se selecciona el ángulo L 1x1x1/4 cuyo modulo de sección es 0,056 pulg<sup>3</sup> garantizando de esta manera que no va a fallar el material.

## 6.2 ANALISIS DE LA COLUMNA

Un procedimiento común para el diseño de columnas es emplear formulas de diseño empírico que se ajusten a los datos de pruebas del comportamiento de columnas en el margen inelástico (bajo valores de la relación de esbeltez) y usar la formula de Euler para la carga crítica en el margen elástico (altos valores de la relación de esbeltez). El uso de formula de diseño empírico es completamente satisfactorio dentro de límites para los cuales han sido establecidos a partir de datos experimentales. Luego, deben observarse las siguientes restricciones cuando se usa una formula para el diseño de columnas:

1. La formula solo es valida para un material determinado.
2. La formula solo es valida para un margen especificado de relación de esbeltez.
3. La formula puede especificar el esfuerzo permisible o puede especificar el esfuerzo máximo, en este ultimo caso, debe

aplicarse un factor de seguridad para obtener el esfuerzo permisible.

Para el diseño de columnas de acero estructural cargada centralmente, el Structural Stability Research Council (S.S.R.C) propuso formulas de diseño que actualmente son de uso común. Las formulas S.S.R.C. proporcionan el esfuerzo máximo o el esfuerzo critico en la columna (esto es, el esfuerzo obtenido dividiendo la carga máxima supuesta que puede soportar la columna entre el área de la sección transversal).

El diseño de columnas mediante estas formulas implica cálculos de prueba y error, comparándose la relación de esbeltez critica  $(K \cdot L/r)_c = (2 \pi^2 \cdot E/\sigma_y)^{1/2}$  con la relación de esbeltez efectiva o real  $(K \cdot L/r)$ .

Donde:

K =Factor de longitud efectiva, en nuestro caso la columna es empotrada en su base y articulada en la cima = 0,7

E =Modulo de elasticidad del acero estructural =  $30 \cdot 10^6$  PSI.

L =Longitud de la columna = 30 pulg.

$\sigma_y$  =Esfuerzo de fluencia =  $36 \times 10^3$  PSI

r =Radio de giro de la sección

Luego:

$$\left(\frac{K L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times 30 \times 10^6}{36 \times 10^3}} = 128,25$$

Para hallar la relación de esbeltez efectiva o real  $(K \cdot L/r)$  seleccionaremos un ángulo L 1x1x1/8 (ver Anexo H) del AISC, cuyo radio de giro  $r = 0,304$  pulg.

Entonces tenemos:

$$\left(\frac{K \times L}{r}\right) = \frac{0,7 \times 30 \text{ Pulg}}{0,304 \text{ Pulg}} = 69,08$$

Cuando  $(K \cdot L/r) \leq (K \cdot L/r)_c$ ; utilizamos la ecuación 50 de la región de pandeo inelástico:

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_y} = 1 - \frac{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^2}{2 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)_c^2} \quad (50)$$

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_y} = 1 - \frac{(69,08)^2}{2 \times (128,25)^2} = 0,855$$

$$\sigma_x = 0,855 \times 36 \times 10^3 = 30.780 \text{ P S I}$$

El American Institute Of Steel Construcción (AISC) especifica que para determinar el esfuerzo permisible se divide el esfuerzo máximo entre el factor de seguridad que se muestra en la ecuación 51 cuando  $(K \cdot L/r) \leq (K \cdot L/r)_c$ .

$$n = \frac{5}{3} + \frac{3 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)}{8 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)_c} - \frac{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^3}{8 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)_c^3} \quad (51)$$

$$n = \frac{5}{3} + \frac{3 \times (69,08)}{8 \times (128,25)} - \frac{(69,08)^3}{8 \times (128,25)^3}$$

$$= 1,85$$

Luego entonces:

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{max}}{n} = \frac{30.780 \text{ P S I}}{1,85}$$

$$\sigma_{perm} = 16.637,84 \text{ P S I}$$

Este esfuerzo permisible debe ser mayor que el esfuerzo que va a actuar en la columna realmente para que no falle dicha columna.

Luego la ecuación 52:



$$\sigma_{carga} = \frac{P_t}{A} \quad (52)$$

Donde:

$\sigma_{carga}$  = Esfuerzo real

$P_t$  = Carga total que va a soportar la columna = 125 Lb.

A = Area transversal del perfil 1\*1\*1/8 = 0.234 pulg<sup>2</sup>.

Reemplazando en la ecuación 52 tenemos:

$$\sigma_{carga} = \frac{125 \text{ Lb}}{0,234 \text{ Pulg}^2} = 534,18 \text{ P S I}$$

Garantizando de esta manera que el ángulo seleccionado (L 1.1.1/8) es el ideal para el diseño de nuestra columna, debido a que el esfuerzo permisible es mayor que el esfuerzo al que va a estar sometido la columna realmente.

## **7. TRATAMIENTO DEL AGUA**

El agua se ha tratado durante miles de años por muy variados procesos, aunque los procedimientos para producir agua

potable segura no se desarrollaron hasta el siglo XIX. Esto fue el resultado de una serie de epidemias debidas a enfermedades relacionadas con agua contaminada por aguas negras. Se descubrió que el cloro era efectivo como desinfectante al destruir los organismos patógenos (causantes de enfermedades). Manteniendo residuos de cloro en el sistema de distribución se producía una agua segura y se protegía contra la contaminación dañina.

En cierto sentido, los problemas del agua que se encuentran en los edificios y en las instituciones son semejantes a los hallados en las plantas industriales. Las consecuencias de un tratamiento inadecuado del agua pueden ser aun más crítica para un hospital o para las instituciones que para una planta industrial grande, puesto que la salud humana y el bienestar pueden estar en juego.

El agua para uso doméstico por lo general es agua municipal pero puede provenir de pozos privados.

En los sistemas de agua potable dentro de edificios la practica aceptada consiste en usar solo aquellos productos químicos aprobados para usarse en abastecimientos de agua

municipal.

Dentro de los usos residenciales tenemos el agua para beber, suministrada por el acueducto municipal con una potabilización que reúne los requisitos físicos, químicos y bacteriológicos, en las condiciones señaladas por las autoridades sanitarias para ser consumida por la población humana y que no produzca efectos adversos a su salud.

Esta potabilización se realiza por una serie de procesos para hacer el agua apta para consumo humano y comprende:

- Aireación
- Coagulación
- Ablandamiento
- Eliminación de hierro y manganeso
- Eliminación de olor y color
- Sedimentación
- Filtración
- Control de corrosión
- Evaporación

- Desinfección

Para nuestro caso se selecciono una muestra de agua, en las instalaciones de la universidad, dichas muestras fueron tomadas por la doctora MARIA DEL ROSARIO OSORIO FORTICH , la cual es la persona encargada del tratamiento del agua en la PERFUMERIA LEMAITRE presentando dicha agua las siguientes características:

	Promedio 6 meses	decreto 2105/83
PH	7,038	6,5 - 9,0
Cloro libre	0,2817	0,1 - 1 ppm
Cloro total	0,4017	
Color Pt/Co	14,16	5 - 15 mg
Alcalinidad	1,2667	
Dureza	75,333	30 - 150 ppm

Dicha muestra de agua esta de acuerdo con las exigencias mínimas hechas por las autoridades sanitarias. Para mantener dentro del sistema las características anteriores se van a instalar una serie de filtros y tentativamente una bomba dosificadora de hipoclorito de calcio o de sodio; con el fin de mantener al agua libre de bacterias y totalmente desinfectada.

### **7.1 DISEÑO DE LOS FILTROS DE ARENA**

El filtro de arena consiste en una capa de arena, u otro medio granular que esta soportada sobre un sistema de desagüe inferior. El filtro se limpia por retrolavado, es decir, se hace pasar por un flujo en contracorriente, con un caudal tal que se consiga expandir el medio y arrastrar la suciedad acumulada hacia el canal de recogida del agua de lavado.

El sistema de desagüe inferior soporta la arena, recoge el agua filtrada y distribuye el agua de lavado. La mayor parte de filtros utilizan desagües inferiores con aberturas superiores a los del medio, por lo tanto se utiliza una capa de grava tamizada con el fin de conseguir una mejor distribución del agua de lavado y evitar la perdida del medio filtrante al

sistema de desagüe inferior

**7.1.1 Dimensiones del filtro.** Numero total de estudiantes y trabajadores = 1.260

Base tomada para el cálculo del agua consumida por persona = 1,5 Lt/día

Consumo de agua por jornada de 12 horas =  $1.260 \times 1,5$   
= 1.890 Lt/día

Consumo por hora =  $1.890 / 12 = 157,5 \text{ Lt/Hr} = 0,1575 \text{ Mt}^3/\text{Hr}$

Tomando como base la norma para el diseño de filtros de Arena =  $4,9 \text{ Mt}^3/\text{Mt}^2\text{-Hr}$  (Tecniaguas) hallamos el área del filtro mediante la ecuación 53.

Base = 1 Hr

¡Error!

### 7.1.2 Características del filtro de arena.

Material P.V.C.

Dos capas

Primera capa de 2 pulgada de grava de  $\frac{1}{4}$  pulg.

Segunda capa de 5 pulgada de arena standard.

Esté filtro se puede apreciar en el plano 1.



## 7.2 DISEÑO DE LOS FILTROS DE CARBÓN ACTIVADO

El carbón activado es seleccionado uniformemente y finalmente activado, para que ejerza una acción magnética, conocida como ADSORCIÓN.

La adsorción es una acción física basada en la formación de un campo magnético que permite atraer las moléculas que componen los elementos orgánicos y otros. Cuando los desperdicios orgánicos y otros elementos disueltos en el agua se aproximan a los poros energizados del carbón activado, son atraídos y consecuentemente atrapados en estos. A medida que la adsorción continúa, los poros del carbón activado se saturan y congestionan, disminuyendo por consiguiente la capacidad de atracción molecular; lo anterior se resuelve simplemente, mediante la acción del retro-lavado.

El carbón activado extrae del agua por adsorción cloro, insecticidas, herbicidas, fungicidas, yodo, productos químicos, materia orgánica, plomo, mercurio, asbesto, cadmio, cabello, etc. en general, extrae del agua todos los elementos que puedan causar olor, color y sabor al agua.

**7.2.1 Dimensiones del filtro.** Consumo por hora = 0,1575 Mt<sup>3</sup>/Hr.

Tomando como base la norma para el diseño de filtro por carbón activado = 9,6 Mt<sup>3</sup>/mt<sup>2</sup>-Hr (tecnaguas). Ecuación 54.

Base = 1 hr

**¡Error!**

**¡Error!**

### **7.2.2 Características del filtro de carbon.**

- Material : P.V.C.
- Dos capas
- Primera capa de 3 pulg. de grava de  $\frac{1}{4}$  pulg.
- Segunda capa de 5 pulg de carbón activado.

Se van a ubicar 2 filtros de arena y 2 filtros de carbón activado como se muestra en el plano 1.

### **7.3 SELECCION DE LA BOMBA DOSIFICADORA.**

Definición: Son dispositivos de medición o dosificación que se pueden utilizar como elementos de control final en los procesos de flujo continuo. Se usan con frecuencia en donde se deben proporcionar dos o más liquido o donde se deben contralar las relaciones de la mezcla. Estos efectos se logran mediante el cambio en el desplazamiento por carrera o mediante el cambio en la velocidad de la carrera.

Estas son adaptaciones especiales de las bombas reciprocantes convencionales que se diseñan básicamente para la transferencia de líquido.

La bomba seleccionada para nuestro caso es de " Diafragma accionado mecánicamente " , que se usa comúnmente para servicio de baja presión en donde es importante la eliminación de fugas. Esta bomba utiliza un diafragma sin apoyo que se mueve en la dirección de la descarga mediante una leva, y se regresa por medio de un resorte. Como se muestra en la figura 18.

NOTA:Con respecto a la bomba dosificadora de cloro se debe resaltar que su instalación es tentativa, ya que está depende de los resultados de las pruebas que se le hagan al agua, durante la puesta en marcha del equipo. Porque el agua que llega a la sede externa de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar es tratada en las instalaciones de " Perfumeria Lemaitre ".

**8. MANTENIMIENTO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DEL EQUIPO**

## ENFRIADOR DE AGUA POTABLE

### 8.1 TANQUE EVAPORADOR

Recomendaciones ha tener en cuenta en el mantenimiento del tanque evaporador:

**8.1.1 Limpieza.** El tanque debe lavarse aproximadamente cada 15 días con detergente y agua, teniendo especialmente cuidado de enjuagar el recipiente para evitar cualquier residuo de detergente.

**8.1.2 Aspecto técnico.** El tanque debe revisarse en los puntos de uniones soldadas incluyendo la salida y entrada del agua y las conexiones para el termostato, termopozo, drenaje, observando que no existan grietas, poros o fugas que puedan dañar el aislante y contaminar el agua; esta revisión debe hacerse siempre que se lave el tanque.

En el exterior del tanque debe revisarse el aislamiento, observando que no presente deterioro y que no se vayan a presentar pérdidas por disminución del espesor de pared del

aislante, esto se puede evitar si se mantiene el aislante cubierto con su lamina en buen estado sin perforaciones, abierta o desprendida en alguna parte.

## **8.2 UNIDAD CONDENSADORA**

Para el buen funcionamiento de la unidad condensadora lo principal es mantener el serpentín condensador libre de polvo, sucio, grasa, aceite, por que estos elementos sobre la superficie de transferencia de calor disminuyen la eficiencia de dicha unidad condensadora.

La limpieza en el serpentín condensador debe hacerse cuando se le haga limpieza al tanque evaporador, la cual debe efectuarse con una brocha desprendiendo todo el polvo que se acumula en la superficie de los tubos y las aletas, cuando existan suciedades que no se remuevan por este método se puede lavar el serpentín condensador con una solución jabonosa y teniendo cuidado de enjuagar bien para que no queden residuos de jabón, ya que estos residuos acelerarían la corrosión; teniendo mucho cuidado igualmente que no le caiga agua en el motor del serpentín condensador.

### **8.3 COMPRESOR**

Al instalarlo debe llenarse con la cantidad indicada de lubricante y aceite, después de verificar lo anterior esta unidad por ser de tipo cerrada esta exenta de mantenimiento.

### **8.4 FILTROS DE CARBON Y DE ARENA**

Se deben realizar periódicamente (un día de por medio), por un proceso de retrolavado que consiste en poner a circular el flujo de agua en contracorriente.

### **8.5 FILTRO SECADOR**

Este equipo no se debe desacoplar del sistema sino solamente para cambiarlo. El está libre de mantenimiento.

### **8.6 BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION**



Parte Electrica: Verificar que el voltaje y el amperaje de placa coincida con el real.

Parte Mecanica: Verificar que los impulsores esten en buen estado, la grasa de los rodamientos, el estado de los sellos del eje cada 6 meses. Desmontaje y verificación de eje, alineamiento, etc, cada año.

#### **8.7 TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACION**

El tanque de suministro se debe lavar cada 15 dias con detergente y agua limpia cuidando especialmente de enjuagar bien el recipiente para evitar cualquier residuo de detergente.

#### **8.8 BOMBA DOSIFICADORA DE CLORO**

Las bombas dosificadoras de cloro de diafragma normalmente requieren la sustitución del diafragma como parte del servicio de rutina a intervalos de seis meses.

**CONCLUSIONES**

- Para la selección de la capacidad del tanque evaporador se tuvo en cuenta la necesidad de la universidad de manejar un volumen de agua de 50 galones, debido a que la población estudiantil crece cada día más y no se tenga en un futuro problemas por la capacidad del enfriador.
- Para el aislamiento termico se selecciono el poliuretano expandido porque ofrece mejor eficiencia en el trabajo que los otros aislantes.
- Los filtros de arena y carbón, se fabricaron en tubo PVC por ser este material de mejor consecución y más economico.
- Las reseñas bibliográficas consultadas fueron las más importantes ayudas para obtener los resultados tan eficientes que se lograron.

Este proyecto se constituye en uno de los más importantes para la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar ya que pone al servicio un "Equipo enfriador de agua potable" para que el estudiante, deportista y visitante puedan saciar su

sed, consumiendo agua tratada sin ninguna restricción, además de su utilización para el laboratorio de refrigeración convirtiéndose así en uno de los pioneros para las diferentes prácticas de laboratorio en este campo.

## **BIBLIOGRAFIA**

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR -  
CONDITIONING ENGINEERS. ( ASHRAE ). Applications - Ed.  
George Banta Co. Inc., Wisconsin, 1967.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR -  
CONDITIONING ENGINEERS. ( ASHRAE ). fundamentals and  
Equipment - Ed. George Banta Co. Inc., Wisconsin, 1967.

ROY J. DOSSAT. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION, Cia Editorial  
Continental, S.A. de C.V., Mexico.

BURGUEH - JENNINGS & LEWIS, SAMUEL R. AIRE ACONDICIONADOY  
REFRIGERACION - Ed. Compañía Editorial Continental, México,  
1978.

MANLY , H.P. REFRIGERACION PRACTICA. Ed. José Montesco,  
Barcelona, 1974.

REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO ( ARI ). Ed. Prentice/ Hall  
Internacional.

B. V. KARLEKAR - R. M. DESMOND. TRANSFERENCIA DE CALOR. Nueva  
editorial interamericana, S.A. de c.v., México.

STEPHEN P. TIMOSHENKO - JAMES M. GERE. MECANICA DE MATERIALES.  
Grupo Editorial Iberoamérica, S.A. de c.v., México.

MANUAL TECNICO. Sistema de tuberias y accesorios presión "  
PAVCO "

ING. RAFAEL PEREZ CARMONA. EL ARTE DE CONSTRUIR "EL AGUA". Ed.  
Escala limitada.

WALTER J. WEBER, J.R. CONTROL DE LA CALIDAD DEL AGUA. Procesos Físicos Químicos. Ed. Reverte, S.A.

MANUAL DEL AGUA. Su naturaleza, Tratamiento y Aplicaciones. NALCO Tomo III, Ed. Mc Graw - Hill.

GILBERTO SOTELO AVILA. HIDRAULICA GENERAL VOL I. Fundamentos. Ed. Limusa.

CARRIER AIR CONDITIONS. Company System Desing Manual novena Ed. Nueva york 1992.

IGOR J. KARASSIK - WILLIAN C. KRUTZSCH. MANUAL DE BOMBAS. Ed. Mcgraw - hill.

## INTRODUCCION

En el siguiente texto se visualizan, análisis importantes del diseño del equipo enfriador de agua.

Teniendo en cuenta la importancia que aporta este proyecto en el diseño del sistema de refrigeración, calculo de aislamiento, selección de la bomba, el tratamiento que se le hace al agua, que sera de gran ayuda para los estudiantes en el enriquecimiento de sus conocimientos, hacia la practica.

## **2. RESUMEN**

A continuación se presenta una breve reseña de los procedimientos de cálculo del proyecto "EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA POTABLE"

### **CAPITULO 1.**

Este capítulo trata sobre el fundamento de la refrigeración, basándose en los fenómenos de transferencia de calor y los principios termodinámicos de los ciclos de refrigeración.

El ciclo de refrigeración se da por una serie de procesos que son:



- Adición de calor ( Primera Etapa ).
- Expansión Adiabática (Segunda Etapa).
- Cesión de calor (Tercera Etapa).
- Compresión Adiabática (Cuarta Etapa).

Este capítulo también trata sobre los ciclos que contienen procesos reversibles como es el ciclo de Carnot, el cual experimenta los anteriores procesos en el sentido de las manecillas del reloj.

También se habla del ciclo de Carnot invertido este se da en sentido contrario al de las manecillas del reloj, empleándose como calentador y como enfriador.

El ciclo de refrigeración se efectúa por tres factores que son: Refrigeración al vacío, por Adsorción y por compresión de vapores.

El ciclo de refrigeración se encuentra constituido por cuatro dispositivos como son: Evaporador, Compresor, Condensador y Control de flujo. En estos dispositivos su funcionamiento se da mediante una serie de procesos como son: Compresión,

condensación, expansión y evaporación.

## **CAPITULO 2.**

En este capítulo trata de los diferentes componentes básicos del sistema y describen las características y el trabajo realizado por estos, durante el funcionamiento del sistema.

## **CAPITULO 3.**

A través de este capítulo se establecen las condiciones preliminares del diseño del equipo seleccionando cada uno de los factores que intervienen en él, como son:

- Capacidad del tanque.
- Rango de temperatura.
- Diseño del tanque evaporador.
- Condiciones interiores y exteriores del diseño.
- Condiciones de marcha para el diseño.
- Diseño del espesor de aislamiento térmico para el tanque evaporador.

- Diseño de la estructura del tanque.

#### **CAPITULO 4**

Hace referencia al diseño del sistema de refrigeración teniendo en cuenta las condiciones para este, como:

- El tipo de refrigerante.
- Temperatura de evaporación.
- Temperatura de condensación.
- Presión de evaporación
- Presión de condensación.
- Carga térmica total y
- Eficiencia del sistema.

También hace referencia al diagrama Presión - Entalpía del refrigerante 12 el cual permite observar todas las condiciones deseadas en los diferentes cambios que ocurren en la condición del refrigerante durante el ciclo y el efecto que estos cambios producen en él.

Además en este capítulo se hacen los cálculos matemáticos para la selección de los componentes principales del sistema.

#### **CAPITULO 5.**

En este capítulo se hace el análisis del sistema de conductos a presión del agua desarrollándose cálculos para seleccionar la bomba que suministra el agua al tanque evaporador.

#### **CAPITULO 6.**

En este capítulo se pone en consideración el estudio que se hace a las estructuras basándose en el análisis de miembros sometidos a cargas que actúan transversalmente al eje longitudinal ( viga ) y axialmente en compresión (columna).

#### **CAPITULO 7.**

En este capítulo hace referencia al diseño del sistema de filtración del agua definiendo cada una de las características para cada uno de ellos, este sistema se encuentra constituido por los siguientes elementos:

- Filtro de arena.
- Filtro de carbón y
- Bomba dosificadora de cloro ( Tentativa ).

## **CAPITULO 8.**

Conclusión.

### 3. METODOLOGIA

En el diseño y selección de los elementos que constituyen el " EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA POTABLE " se procedió de la siguiente manera:

En primer lugar se hizo una recopilación de toda la información referente al tema en cuestión.

Luego se procedió a diseñar los elementos del equipo basándose para esto en los estudios de transferencia de calor, resistencia de materiales, mecánica de fluidos, maquinas hidráulicas, ingeniería de procesos, refrigeración y principios de termodinámicas, desarrollandose como sigue:

-Diseño del tanque evaporador, para esto se tuvo en cuenta la selección de materiales, proceso de fabricación, la instalación de accesorios, costos de fabricación, y condiciones de temperatura en el interior y exterior del tanque.

- Selección de los diferentes parámetros para las condiciones de marcha en el diseño como la temperatura del refrigerante, dada en cada uno de los dispositivos que componen el sistema de refrigeración, estas temperaturas se obtienen de la literatura de los libros el cual presentan las características del refrigerante 12 en el ciclo real de refrigeración.
  
- Diseño del espesor de aislamiento térmico del tanque, para el diseño se selecciono el aislamiento poliuretano expandido por tener mejores propiedades que otros aislamientos, produciendo una eficiencia para conservar el agua refrigerada.
  
- Diseño de la estructura interior del tanque evaporador, tomando como referencia el espesor de aislamiento a utilizar, la fabricación se hizo en lámina de aluminio por ofrecer un buen aspecto y por ser bastante maleable y resistente a la corrosión.
  
- Cálculo de la carga térmica por transmisión, se da por la medición de calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia el

interior, debido a que la temperatura en el interior es menor que la temperatura en el exterior.

- Cálculo de la carga por uso, su determinación se hizo teniendo en cuenta que es catalogada como uso pesado, aumentándose en un 25 % del cálculo de la carga por transmisión.
- Cálculo de la carga térmica por producto, esta carga se constituye por el calor que se elimina del producto refrigerado ( agua ), a fin de que la temperatura del mismo baje hasta el nivel deseado.
- Diseño del sistema de refrigeración, para este se tuvo en cuenta las condiciones para el diseño, diagrama de Presión - Entalpía, efecto del refrigerante, composición de la mezcla, rata másica de refrigeración, cálculo de la capacidad del compresor, cálculo del área evaporativa, diseño del evaporador, selección de tuberías, instalación de accesorios y selección del control de flujo.
- Diseño del radio crítico de aislamiento térmico en la tubería, para este diseño se seleccionó el aislamiento poliuretano por las características dadas con anterioridad,



estos cálculos se hicieron con base en la transferencia de calor por convección natural o libre.

- Selección de la bomba de agua de alimentación, este cálculo se realizó utilizando la ecuación de la continuidad y de energía definiendo cada de los elementos que la componen, para luego seleccionar la bomba mediante el caudal y la cabeza dinámica.
- Diseño de la base estructural, se hizo el análisis con base en miembros sometidos a cargas que actúan transversalmente al eje longitudinal ( viga ) y axialmente en compresión ( columna ) respectivamente.
- Análisis del agua, este análisis se hizo a través de muestras tomadas al agua a utilizar, presentando un buen aspecto de potabilidad la cual se encuentra dentro de las características exigidas por las autoridades sanitarias.
- Fabricación e instalación de filtros de arena y de carbón activado, con el fin de mantener el agua libre de bacterias y totalmente desinfectada.

-Además de lo anterior se instala tentativamente una bomba dosificadora de solución de cloro, su selección depende del flujo de agua que entra al tanque de suministro y la cantidad de solución que se necesite de acuerdo a la impureza del agua.

### **CONCLUSIONES**

-Para la selección de la capacidad del tanque evaporador se tuvo en cuenta la necesidad de la universidad de manejar un volumen de agua de 50 galones, debido a que la población estudiantil crece cada día más y no se tenga en un futuro

problemas por la capacidad del enfriador.

-Para el aislamiento termico se selecciono el poliuretano expandido porque ofrece mejor eficiencia en el trabajo que los otros aislantes.

-Los filtros de arena y carbón, se fabricaron en tubo PVC por ser este material de mejor consecución y más economico.

-Las reseñas bibliográficas consultadas fueron las más importantes ayudas para obtener los resultados tan eficientes que se lograron.

Este proyecto se constituye en uno de los más importantes para la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar ya que pone al servicio un "Equipo enfriador de agua potable" para que el estudiante, deportista y visitante puedan saciar su sed, consumiendo agua tratada sin ninguna restricción, además de su utilización para el laboratorio de refrigeración convirtiéndose así en uno de los pioneros para las diferentes practicas de laboratorio en este campo.

**BIBLIOGRAFIA**

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR -  
CONDITIONING ENGINEERS. ( ASHRAE ). Applications - George  
Banta Co. Inc., Wisconsin, 1967. Pags 56-66, 359-380,  
829-844.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR -  
CONDITIONING ENGINEERS. ( ASHRAE ). fundamentals and  
Equipment - George Banta Co. Inc., Wisconsin, 1967. Pags  
847-858.

BURGUEH - JENNINGS & LEWIS, SAMUEL R. AIRE ACONDICIONADOY  
REFRIGERACION - Continental, México, 1978. Pags 567-618.

CARRIER AIR CONDITIONS. Company Sistem Desing Manual 9 ed,  
Nueva york 1992. Pags. 25-45, 150-190.

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

KARASSIK IGOR J. - KRUTZSCH. WILLIAN C. . MANUAL DE BOMBAS.  
Mcgraw - hill, Mexico 1975. Pags 145-165

KARLEKAR. B. V. - DESMOND. R. M. . TRANSFERENCIA DE CALOR.  
Interamericana, México 1978. Pags. 25-35, 90-98, 160-180.

MANLY , H.P. REFRIGERACION PRACTICA. José Montesco,  
Barcelona, 1974. Pags 51-53.

MANUAL DEL AGUA. Su naturaleza, Tratamiento y Aplicaciones.  
NALCO Tomo III. Mc Graw - Hill, Mexico

MANUAL TECNICO. Sistema de tuberias 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

SOTELO AVILA. GILBERTO. HIDRAULICA GENERAL VOL I. Fundamentos. Limusa, Barcelona 1975. Pags. 46-78, 100-150

WEBER. WALTER J, J.R. CONTROL DE LA CALIDAD DEL AGUA. Procesos Físicos Químicos. Reverte, S.A. Mexico, 1979. Pags. 54-78, 80-90, 150-180.

**A N E X O A. Tabla de los fabricantes de los compresores**

**A N E X O B. Propiedades termodinámicas del refrigerante 12**



**A N E X O C.Characterísticas físicas de la tubería de cobre**



**A N E X O D. Tabla de fabricantes de filtro secador**

**A N E X O E. Tabla para la selección del capilar**

**A N E X O F. Tabla de fabricantes de bombas**

**A N E X O G. Tabla para la selección de ángulo**

**A N E X O H. Tabla de conversiones**