

**UNIVERSIDAD DE COSTA RICA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

***DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO  
DE EFECTO INDUCIDO POR ROCIADO***

***INFORME DEL TRABAJO  
para optar por el grado de Licenciatura en  
Ingeniería Mecánica***

***RAFAEL ALBERTO SANCHEZ QUESADA***

***Estudio realizado en conjunto con Gerardo Quirós Zamora,  
estudiante de Ingeniería Química***

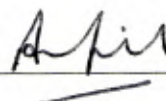
***1994***

TRIBUNAL EXAMINADO

Ing. Jorge La Fuente G.  
Director Escuela Ingeniería Mecánica  
Presidente del Tribunal



Ing. Mark Bloomfield F.  
Profesor Guía



Ing. Eduardo Longan S.  
Profesor Lector




Ing. Juan José Gutiérrez S.  
Profesor Lector



Ing. Hennia Cavallini S.  
Profesora Invitada



Ing. Jorge Jiménez U.  
Profesor Invitado



Fecha

15.2.95

## DEDICATORIA

A Dios, porque sin su voluntad, este trabajo no se habría podido concluir. También a mi Madre, a mi Esposa y mi pequeña hija por haber tenido la paciencia y la comprensión en mis años de estudio.

Rafael A. Sánchez Quesada

## AGRADECIMIENTO

A los Ingenieros Allan Mark Bloomfield y Jorge Jiménez Umaña, profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica e Ingeniería Química respectivamente, por su guía en el desarrollo de esta investigación.

También por su aporte importante al Ing. Eduardo Longan Santonastasio, profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, y a todos aquellas personas que de una u otra manera colaboraron con este trabajo.

## NOTA ACLARATORIA

Este trabajo se realizó en conjunto con Gerardo Quirós Zamora, estudiante de Ingeniería Química.

Por motivo de procedimientos diferentes en ambas Escuelas con respecto a la elaboración del documento escrito, se presentan informes por separado, pero con el mismo contenido.

El aporte del señor Quirós fue principalmente en el análisis por proceso de la torre de enfriamiento (transferencia de masa y calor).

La construcción de la torre de enfriamiento se desarrolló en conjunto.

# INDICE GENERAL

	Página
DEDICATORIA . . . . .	iii
AGRADECIMIENTO . . . . .	iv
NOTA ACLARATORIA . . . . .	v
RESUMEN . . . . .	xii

## CAPITULO 1

### 1. INTRODUCCION

1.1 Planteamiento del Problema . . . . .	2
1.2 Justificación del Proyecto . . . . .	3
1.3 Hipótesis . . . . .	5
1.4 Objetivos	
1.4.1 Objetivo General . . . . .	6
1.4.2 Objetivos Específicos . . . . .	6
1.5 Organización de los Capítulos . . . . .	7

## CAPITULO 2

### 2. INFORMACION GENERAL SOBRE TORRES DE ENFRIAMIENTO

2.1 Generalidades sobre Torres de Enfriamiento . . . . .	10
2.2 Tipos y Usos de Torres de Enfriamiento . . . . .	10
2.2.1 Torres de Contacto Directo . . . . .	12
2.2.1.1 Torres con Corriente de Aire no Mecánicas . . . . .	13
2.2.1.2 Torres con Corriente de Aire Mecánicas . . . . .	17
2.2.2 Torres de Contacto Indirecto . . . . .	19
2.3 Funcionalidad de una Torre de Enfriamiento . . . . .	20
2.4 Rango y Acercamiento	
2.4.1 Rango . . . . .	22

2.4.2 Acercamiento . . . . .	25
2.5 Capacidad de Enfriamiento . . . . .	26
2.6 Pérdidas en la Torre	
2.6.1 Vaporización . . . . .	30
2.6.2 Arrastre . . . . .	30
2.6.3 Sangrado . . . . .	31
2.7 Materiales . . . . .	31
2.8 Consideraciones en la Selección . . . . .	33
2.9 Localización . . . . .	34
2.10 Generalidades sobre condensadores de Agua . . . . .	34

### CAPITULO 3

#### 3. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR

3.1 Transferencia de Masa . . . . .	38
3.2 Equilibrio del Sistema Aire-Agua . . . . .	39
3.3 Ecuaciones Básicas para Equipo de Contacto Directo	
3.3.1 Proceso de Transferencia de Masa . . . . .	44
3.3.2 Transferencia de Calor en el Aire . . . . .	44
3.3.3 Transferencia Total de energía al Aire . . . . .	45
3.3.4 Balance de Energía . . . . .	46
3.3.5 Transferencia de Calor del Agua . . . . .	46

### CAPITULO 4

#### 4. DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA Y PARAMETROS DE DISEÑO DE LA TORRE

4.1 Metodología Utilizada para el Desarrollo de los Parámetros de Diseño . . . . .	52
4.1.1 Metodología de los Parámetros de Operación del Condensador	
4.1.1.1 Temperatura de Condensación . . . . .	53
4.1.1.2 Temperatura de Entrada del Agua . . . . .	54
4.1.1.3 Capacidad Experimental del Condensador . . . . .	54
4.1.1.4 Caudal de Agua . . . . .	55
4.1.1.5 Temperatura de Salida del Agua . . . . .	55
4.1.1.6 Capacidad del Condensador . . . . .	57

4.1.2 Metodología de los Parámetros de Operación de la Torre de Enfriamiento	
4.1.2.1 Temperatura de Bulbo Seco y Húmedo . . . . .	58
4.1.2.2 Temperatura de Salida del Agua . . . . .	60
4.1.2.3 Temperatura de Entrada del Agua . . . . .	60
4.1.2.4 Caudal de Agua . . . . .	60
4.1.2.5 Capacidad de Enfriamiento de la Torre	61
4.1.2.6 Area Transversal de la Torre . . . . .	62
4.1.2.7 Area Inductiva de la Torre . . . . .	62
4.1.2.8 Caudal del Aire a la Entrada . . . . .	63
4.1.2.9 Longitud Efectiva de la Torre . . . . .	63

**CAPITULO 5**

**5. DESARROLLO DEL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE INDUCCION NATURAL**

5.1 Componentes de la Torre y Parámetros del Diseño	66
5.2 Procedimiento de Diseño de los Componentes de la Torre . . . . .	67
5.2.1 Ubicación y Selección del Tipo de Torre . . . . .	69
5.2.2 Selección de las Boquillas Rociadoras . . . . .	72
5.2.3 Tanque Colector . . . . .	75
5.2.4 Marco Estructural . . . . .	78
5.2.5 Diseño de Persianas (Mamparas) . . . . .	81
5.2.6 Selección de Tubería y Válvulas . . . . .	82
5.2.7 Selección de la Bomba . . . . .	85
5.2.8 Selección de los Rodillos . . . . .	96
5.2.9 Instrumentación de la Torre de Enfriamiento	97

**CAPITULO 6**

**PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y RESULTADOS**

6.1 Descripción de Variables . . . . .	100
6.2 Procedimiento Experimental de la Prueba . . . . .	101
6.3 Datos de la Prueba . . . . .	105
6.4 Cálculos de los Datos Experimentales . . . . .	108

**CAPITULO 7**

**ANALISIS DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

7.1 Análisis de Resultados . . . . .	114
--------------------------------------	-----



7.2	Conclusiones . . . . .	120
7.3	Recomendaciones . . . . .	123

LISTA DE TABLAS

Tabla:

4-1.	Datos de Temperatura de Bulbo Húmedo, Bulbo Seco y de Humedad Relativa para San José . . . . .	59
5-1.	Cantidad de Boquillas Requeridas para la Capacidad de la Torre a Diferentes Presiones . . . . .	75
5-2.	Diámetro de la Tubería . . . . .	83
5-3.	Coeficientes de Resistencia para Diferentes Accesorios . . . . .	89
5-4.	Datos de la Curva del Sistema . . . . .	92
5-5.	Datos de la Curva de la Bomba Utilizada . . . . .	94
6-1.	Datos obtenidos de la Prueba #1 . . . . .	106
6-2.	Datos del Sistema de Aire Acondicionado . . . . .	106
6-3.	Datos obtenidos de la Prueba #2 . . . . .	107
6-4.	Datos del Sistema de Aire Acondicionado . . . . .	107
7-1.	Tabla Comparativa, Prueba #1 . . . . .	114
7-2.	Tabla Comparativa, Prueba #2 . . . . .	115
A-1.	Temperatura de Salida en el Condensador Vs. Diferencia de Temperatura Logarítmica . . . . .	135
A-2.	Caudal de Agua Vs. Temperatura de Salida del Condensador . . . . .	136
A-3.	Datos de la Velocidad del Aire . . . . .	141
A-4.	Datos de Entalpía a condiciones de Saturación . . . . .	148
A-5.	Obtención de Datos en la Resolución Gráfica de la Altura de la Torre . . . . .	151
A-6.	Datos para Determinar el Area bajo la Curva . . . . .	152
A-7.	Dimensiones de la Torre de Enfriamiento . . . . .	155

C-1. Costo de Fabricación de la Torre de Enfriamiento de Efecto Inducido por Rociado . . . . .	172
--	-----

LISTA DE FIGURAS

Figuras:

2-1. Esquema de una Torre de Enfriamiento acoplada al Condensador . . . . .	12
2-2. Torre de Enfriamiento de Tiro Vertical . . . . .	14
2-3. Torre de Enfriamiento de Tiro Horizontal . . . . .	16
2-4. Torres de Enfriamiento Forzadas . . . . .	18
2-5. Torre de Contacto Indirecto . . . . .	20
2-6. Esquema del Condensador de Agua . . . . .	22
2-7. Relación de Temperatura entre el Agua y el Aire en una Torre de Enfriamiento Mecánica . . . . .	24
2-8. Definición de Rango de Enfriamiento y Acercamiento . . . . .	25
2-9. Análisis Sicrométrico del Aire al pasar por la Torre de Enfriamiento . . . . .	27
3-1. Cámara de Rociado en Flujo Paralelo . . . . .	42
5-1. Esquema del Isométrico . . . . .	68
5-2. Ubicación de la Torre dentro del Laboratorio . . . . .	71
5-3. Diagrama Indicando la Carga Estática de la Bomba . . . . .	86
A-1. Datos de Velocidad del Aire . . . . .	144
B-1. Diagrama de Flujo . . . . .	165

LISTA DE GRAFICOS

Gráfico:

3-1. Método Gráfico . . . . .	48
3-2. Valores óptimos de la Relación L/G, en función de $T_1$ y $T_2$ . . . . .	50

5-1. Selección de la Bomba . . . . .	95
A-1. Temperatura de Salida del Agua en el Condensador a Diferentes Caudales . . . . .	137
A-2. Area Bajo la Curva de la Relación $1/(h_1-h)$ . . . . .	153
A-3. Gráfico Temperatura-Entalpía . . . . .	154
<b>NOMENCLATURA</b> . . . . .	126
<b>BIBLIOGRAFIA</b> . . . . .	129
<b>APENDICES</b>	
A. Memoria de Cálculo . . . . .	132
B. Manual de Operación y Mantenimiento . . . . .	156
C. Costo del Proyecto . . . . .	172
<b>ANEXOS</b> . . . . .	175
Anexo N°1: Diagrama del Equipo de Aire Acondicionado (PLINT)	
Anexo N°2: Información sobre la Selección de las Boquillas, Rodillos, Medidor de Flujo, Termómetro y Manómetro	
Anexo N°3: Información Técnica de la Bomba utilizada	
Anexo N°4: Información Adicional del Refrigerante R22, y algunas tablas para el diseño de la torre	
Anexo N°5: Norma Cooling Tower Institute (CTI)	
Anexo N°6: Fotografías de la Construcción	
Anexo N°7: Planos Constructivos de la Torre de Enfriamiento	

## RESUMEN

El objetivo general del presente trabajo consistió en realizar la ingeniería de detalle de una torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado, para el Sistema de Aire Acondicionado del Laboratorio de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con el propósito de construirla y someterla a pruebas de funcionamiento. Además establecer la metodología de diseño para este tipo de torre para quienes tengan interés.

Para la conceptualización del diseño se tomaron en cuenta los siguientes aspectos:

a. Parámetros de diseño de la torre

- Temperatura de entrada del agua a la torre 29°C
- Temperatura de salida del agua de la torre 25°C
- Temperatura de bulbo seco del aire 24°C
- Temperatura de bulbo húmedo 20°C
- Caudal de agua de circulación en la torre 12 l/min
- Caudal de agua en el condensador 5 l/min
- Caudal del aire a la entrada de la torre 0.308 m<sup>3</sup>/s
- Capacidad de enfriamiento de la torre 3.34 KW

b. Metodología de diseño

La temperatura de bulbo húmedo se obtuvo de información suministrada por parte del Instituto Meteorológico. El caudal del agua de la torre se determinó a partir de un equilibrio térmico entre el calor suministrado por el condensador del

sistema de aire acondicionado al agua y el enfriamiento producido del agua en la torre. Las temperaturas de entrada y salida del agua en la torre se determinaron a partir de valores recomendados de acercamiento (Diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo del aire y la temperatura de salida del agua en la torre) y rango (Diferencia entre las temperaturas de entrada y salida del agua en la torre). La velocidad de aire se obtuvo experimentalmente a partir de pruebas realizadas con las boquillas rociadoras.

Este tipo de torre tiene la característica de que el flujo de agua y el de aire se desplazan a través de ella en forma paralela. Para su dimensionamiento se utilizó un método gráfico.

Las dimensiones de la torre de enfriamiento son las siguientes:

- Altura 1.80 metros (de los cuales 1.35 metros son para la transferencia de calor y masa)
- Area transversal 0.250 m<sup>2</sup>

Los resultados de las pruebas fueron los siguientes:

- Temperatura de entrada del agua a la torre 28°C
- Temperatura de salida del agua de la torre 23.7°C
- Temperatura de bulbo seco del aire 22°C
- Temperatura de bulbo húmedo 21.5°C
- Caudal de agua de circulación en la torre 12 l/min
- Caudal del agua en el condensador 3.3 l/min

- Caudal del aire a la entrada de la torre  $0.281 \text{ m}^3/\text{s}$
- Capacidad de enfriamiento de la torre  $3.59 \text{ KW}$

Se observa que estos resultados no son iguales a las condiciones de diseño, sin embargo, las variaciones obtenidas en los datos de las pruebas experimentales, se encuentran dentro de las tolerancias permisibles, según las normas de torres de enfriamiento CTI-ATC 105 (Cooling Tower Institute) y cumple con los requerimientos del Sistema de Aire Acondicionado.

Para mejorar la eficiencia de la torre se recomienda la utilización de un extractor de aire que promueva una buena extracción del aire húmedo proveniente de la torre, para evitar su recirculación.

Como conclusión, este trabajo viene a establecer un procedimiento y una metodología del proceso de diseño y construcción de una torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado, y dejando disponible a la Escuela de Ingeniería Mecánica un equipo adicional para el Laboratorio de fluidos.

# CAPITULO 1

## INTRODUCCION

## 1.1 Planteamiento del Problema

El Laboratorio de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica posee, como parte de su equipo de pruebas, un sistema de aire acondicionado que se utiliza en prácticas de laboratorio. Este equipo utiliza un refrigerante que pasa por el condensador y es enfriado mediante agua, que proviene de un tanque de almacenamiento, el cual es abastecido por el agua potable del edificio. El agua se hace pasar a través del condensador del sistema de aire acondicionado y después se descarga al sistema de aguas pluviales.

Cabe destacar que el caudal de agua que pasa a través del sistema de aire acondicionado es de cinco litros por minuto (5 l/min).

En las prácticas de laboratorio se tarda aproximadamente una hora y treinta minutos para la realización de una prueba con dicho equipo; lo cual implica un gasto total de 450 litros<sup>(1)</sup>. Este equipo además es utilizado en otros cursos afines a la carrera, presentándose en realidad un mayor desperdicio de agua.

Actualmente no se dispone con un equipo que permita la reutilización del agua descargada por el condensador, desaprovechándose así un importante recurso.

Otro punto de consideración es la velocidad del flujo de agua. Si el tanque de almacenamiento tiene un nivel bajo, la

---

<sup>1</sup>(\*)Costo aproximado del agua ¢0.03/litro



velocidad de flujo disminuirá, provocando un estado inestable de las variables que se manejan en el equipo. Esta situación produce errores durante las pruebas experimentales.

La falta de agua que se produce en algunas ocasiones durante la época de verano también limita el uso de dicho equipo.

De lo anterior, el problema principal del equipo de aire acondicionado, es el no contar con un equipo que permita la recirculación del agua descargada por el condensador, el cual implica un desperdicio importante durante la realización de las pruebas de Laboratorio.

## 1.2 Justificación del Proyecto

Con el fin de dar una solución a los problemas señalados y utilizar de una manera más adecuada el sistema de aire acondicionado, se ha propuesto instalar una torre de enfriamiento acoplada a este sistema. El sistema de aire acondicionado requiere la utilización de este equipo como medio de enfriamiento del agua caliente proveniente del condensador, disminuyendo el desperdicio de agua durante las prácticas de los laboratorios, lo que representará una solución al consumo excesivo de agua y, además, garantizará un suministro de agua constante al condensador.

El acoplar una torre de enfriamiento del tipo no mecánico

(torre vertical de efecto inducido por rociado) al sistema de aire acondicionado podría traer consigo ciertos beneficios tales como:

- a- La no utilización de equipo mecánico para desplazar el aire disminuye los niveles inducidos de vibración y de ruido. Además, su fabricación e instalación son relativamente sencillas y de un costo de mantenimiento mecánico relativamente bajo.
- b- El equipo puede ser utilizado para estudio y uso didáctico de los estudiantes de la Facultad de Ingeniería.
- c- La torre de enfriamiento puede trabajar en forma aislada, sin necesidad de poner en funcionamiento el condensador del sistema de aire acondicionado, ya que dicho sistema tiene un calentador eléctrico que permite calentar el agua sin intercambiar calor con el refrigerante en el condensador.
- d- Este trabajo proporciona una guía técnica para el diseño y construcción de éste tipo de torre para la industria costarricense.

En Costa Rica existe la necesidad de mejorar el aprovechamiento de las torres de enfriamiento en algunas industrias, tales como: industrias químicas de plásticos, procesamiento de alimentos y plantas de refrigeración. De esta forma, la Facultad de Ingeniería, mediante las investigaciones dirigidas, se ha preocupado por desarrollar temas en diversas áreas de interés para la industria costarricense, con la

finalidad de hacer un uso racional de los recursos disponibles.

Es importante mencionar que dentro del Laboratorio de la Escuela de Ingeniería Química ya se tiene una torre de enfriamiento, pero del tipo de inducción forzada (Navarro Rossi, Tesis, 1974).

### 1.3 Hipótesis

Se puede desarrollar un procedimiento para el diseño y construcción de una torre de enfriamiento, apropiada para el requerimiento del condensador del sistema de aire acondicionado.

Con las pruebas experimentales se puede demostrar que el tipo de torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado cumple con su cometido satisfactoriamente, sin necesidad de tener un equipo mecánico para desplazar el aire.

Se puede demostrar que con la teoría existente sobre torres de enfriamiento no mecánicas, es posible fabricar una torre de este tipo.

### 1.4 Objetivos

Para el desarrollo del trabajo se plantearon los siguientes objetivos:

#### 1.4.1 Objetivo General:

Diseñar, construir y hacer pruebas de una torre de efecto inducido por rociado, para uso del sistema de aire acondicionado del Laboratorio de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

#### 1.4.2 Objetivos Específicos:

- 1- Revisar la bibliografía sobre los tipos de torres de enfriamiento.
- 2- Estudiar, para el caso de la torre de enfriamiento de efecto inducido, los fundamentos que rigen la transferencia de calor y masa para el sistema aire/agua en corriente paralela.
- 3- Estudiar los parámetros principales del sistema de aire acondicionado, para determinar la capacidad requerida por la torre de enfriamiento.
- 4- Determinar las condiciones críticas de los parámetros principales de diseño de la torre de enfriamiento, tales como la temperatura de bulbo húmedo del aire, el flujo de agua y la temperatura de entrada y salida del agua en la torre.
- 5- Seleccionar las boquillas de aspersion de la Torre de Enfriamiento y determinar experimentalmente la cantidad necesaria de éstas, para obtener la capacidad de flujo de líquido adecuada.

- 6- Determinar las dimensiones de la Torre de Enfriamiento con base en los parámetros aplicables a torres de enfriamiento de efecto inducido.
- 7- Seleccionar el tipo de torre de enfriamiento de efecto inducido.
- 8- Establecer la localización más óptima de la torre dentro del laboratorio de fluidos.
- 9- Realizar el diseño estructural de la Torre.
- 10- Construir la Torre de Enfriamiento previamente dimensionada.
- 11- Poner en operación y probar el equipo construido.
- 12- Establecer un manual de operación y mantenimiento para la torre de enfriamiento, para uso de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

## 1.5 Organización de los Capítulos

### Capítulo 2

#### Información General sobre Torres de Enfriamiento

En este capítulo se hace mención de la teoría existente y recomendaciones de diseño sobre los diferentes tipos de torres de enfriamiento.

### Capítulo 3

#### Fundamentos de Transferencia de Masa y Calor

Se describen las ecuaciones de balances de masa y energía

necesarios para el dimensionamiento de torres de enfriamiento; además, se describe el método para determinar la altura de la torre de enfriamiento de efecto inducido.

#### Capítulo 4

##### Desarrollo de la Metodología y Parámetros de Diseño de la Torre

Se explica el procedimiento y la metodología utilizada para obtener los parámetros principales de diseño de la torre.

#### Capítulo 5

##### Desarrollo del Diseño Mecánico y Construcción de la Torre de Enfriamiento de Efecto Inducido por Rociado

Se describe el procedimiento del diseño mecánico y la selección de los equipos auxiliares para la construcción de la torre de enfriamiento.

#### Capítulo 6

##### Procedimiento Experimental y Resultados

En este capítulo se describe las variables por medir en las pruebas experimentales, también se indica el procedimiento realizado para determinar estas variables y los datos obtenidos en las pruebas.

#### Capítulo 7

##### Análisis de Resultados, Conclusiones y Recomendaciones

En este capítulo se analizan los resultados obtenidos de las pruebas con la torre de enfriamiento en operación y se mencionan las conclusiones obtenidas en dichas pruebas, así también se dan algunas recomendaciones para mejorar y darle una mayor utilidad a la torre.

## CAPITULO 2

# INFORMACION GENERAL SOBRE TORRES DE ENFRIAMIENTO

## 2.1 Generalidades sobre Torres de Enfriamiento

[Una torre de enfriamiento es un equipo de enfriamiento dentro del cual se ponen en contacto una corriente de agua caliente y otra de aire, con el propósito de enfriar la corriente de agua. Cuanto más seco sea el aire, más efectivo será el proceso de enfriamiento,

Las torres de enfriamiento se construyen de circulación natural o de circulación mecánica del aire, dependiendo del modo como se haga fluir el aire a través de la torre; deben instalarse en sitios donde el aire puede circular libremente por éstas.

[En las de torres de enfriamiento el espacio vacío es muy grande, usualmente mayor del 90 por ciento, con la finalidad de aumentar el área de contacto entre el agua y el aire, minimizando en todo lo posible la caída de presión del aire.]

## 2.2 [Tipos y usos de Torres de Enfriamiento]

Existen medios diferentes para eliminar calor en un condensador u otra fuente de calor: utilizando agua o aire.

Cuando el enfriamiento en el condensador es con agua de pozo y si el agua se descarga nuevamente a la naciente, se provocan disturbios ecológicos debido al incremento de su temperatura.

La diferencia que existe entre sistemas de enfriamiento de



aire y agua, es que el enfriamiento con aire es económicamente aceptable cuando la temperatura ambiente de bulbo seco es aproximadamente  $11^{\circ}\text{C}$  ( $51.8^{\circ}\text{F}$ ) (ASHRAE, Systems and Equipment, 1992, p.37.1), pero debido a que estas temperaturas son altas, el enfriamiento con agua es más adecuado y más económico en la mayoría de los sistemas de enfriamiento (torres de enfriamiento) a nivel industrial.

[El enfriamiento en una torre se logra por la combinación de transferencia de calor y de masa entre el agua y el aire. El agua que viene a la torre es recirculada por medio de una bomba entre el tanque receptor en la parte inferior de la torre a la fuente de calor y después es distribuida en la torre por boquillas rociadoras o reja de rociado, con una exposición adecuada del área superficial del agua con el aire atmosférico] (Ver figura 2-1).

El aire atmosférico puede ser circulado por:

- 1- Ventilador
- 2- Corriente Convectiva
- 3- Corriente de Viento Natural
- 4- Efecto inductivo por rociado

[Existen dos tipos básicos de torres de enfriamiento:

- 1- Contacto Directo
- 2- Contacto Indirecto]

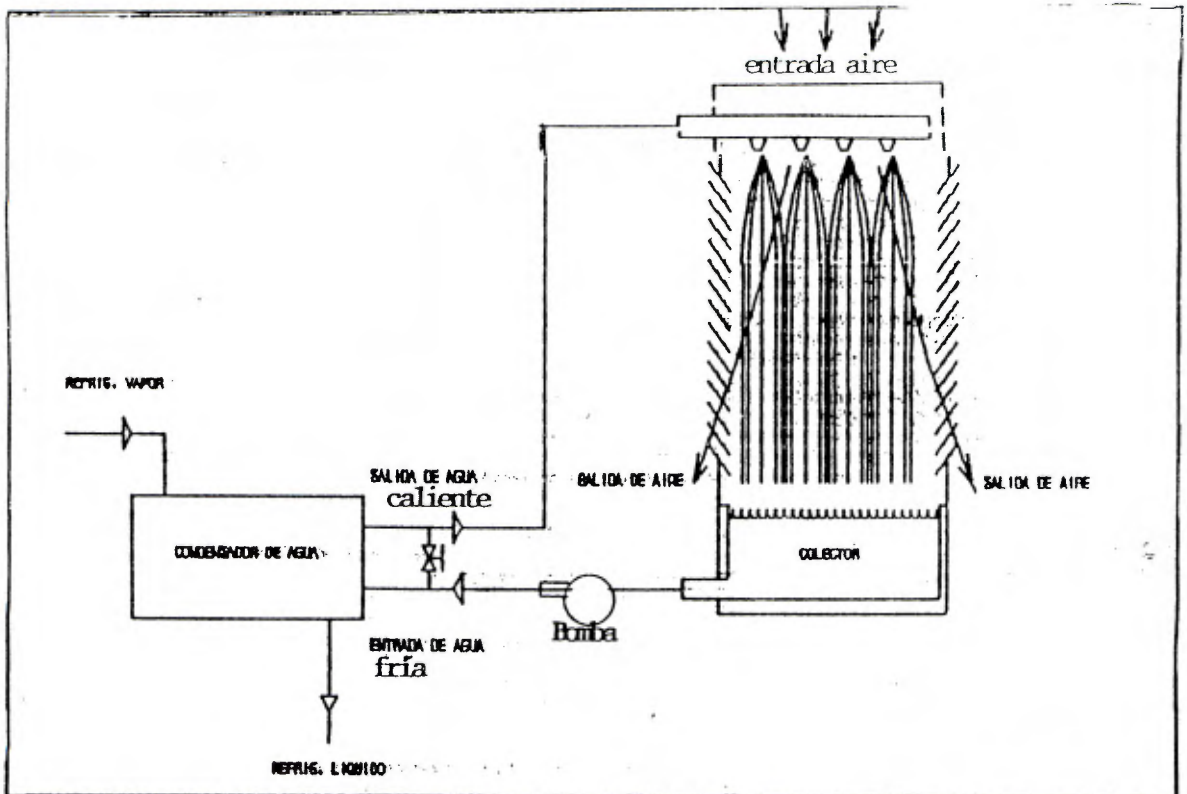


Figura 2-1. Esquema de una torre de enfriamiento acoplada al Condensador.

### 2.2.1 } Torres de contacto directo

En este tipo de torre existe un contacto directo entre el calor del agua que viene a la torre y el que entra aire. Este tipo expone al agua directamente a un enfriamiento por el aire en sus condiciones atmosféricas. Estas a su vez se clasifican en dos grupos:

- 1- Torre con corriente de aire no-mecánica
- 2- Torre con corriente de aire mecánica }

### 2.2.1.1 [ Torre con corriente de aire no mecánica

En este tipo, el agua es rociada por boquillas; las torres no contienen relleno (empaquetado) [y no se utilizan equipos mecánicos para el manejo de aire (ventiladores).]

[El efecto de la aspersion del rociado del agua puede ser vertical o horizontal,] como se muestra en las figuras 2-2 y 2-3.

*Espacio para grafica*

[El flujo de aire inducido a través de la torre es paralelo. Las velocidades del aire entrando y saliendo a través de la torre son relativamente bajas, y como tales son susceptibles a efectos adversos del viento.]

[La torre de inducción de tiro vertical, recibe el flujo de aire por un efecto inducido, provocado por la alta presión de rociado del agua. En este tipo de torre el aire fluye debido al vacío que provocan la aspersion de rociado de las boquillas, tal efecto conlleva a un arrastre del aire hacia la torre lográndose el enfriamiento del agua.]

Para conservar la velocidad del aire, y consecuentemente, la baja caída de presión, se necesitan secciones internas rectas en longitud.

[La mayor ventaja de este tipo de torre es que no necesita equipo mecánico para desplazar el aire. Para circular el agua a través de la torre se necesita una bomba, así que los niveles de vibraciones y ruido son mucho más pequeños que las torres de tipo mecánico.] Otras ventajas son la instalación sencilla y de un bajo costo de mantenimiento.

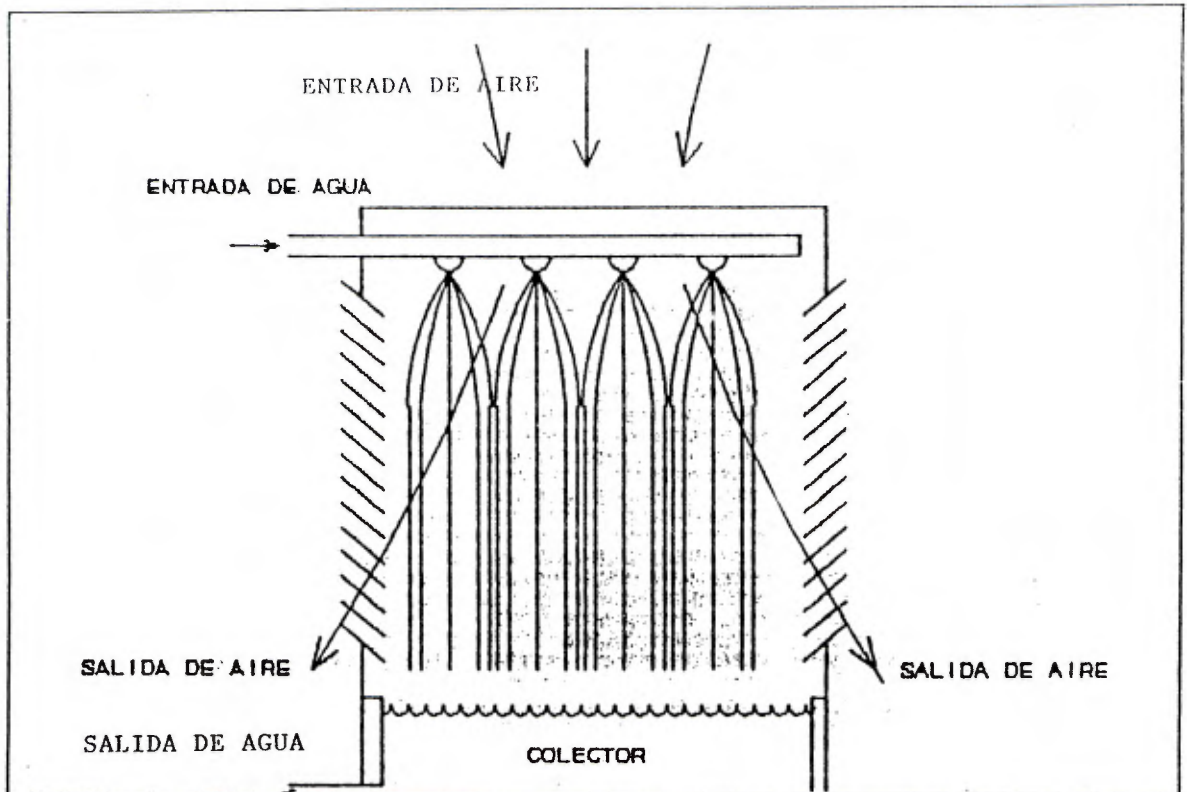


Figura 2-2. Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Vertical.

[ Estas torres de enfriamiento deben instalarse en sitios donde el viento pueda circular libremente a través de ellas.

El flujo de aire que se induce en la torre y la capacidad de enfriamiento esta en función del caudal de agua y la presión de rociado en las boquillas.]

[ La cantidad de superficie del agua expuesta al aire en la torre, depende de la efectividad de las boquillas y el tiempo de contacto depende de la elevación y presión de rociado del sistema de distribución del agua.]

Desde el punto de vista de costo, la bomba es el accesorio más importante dentro de este tipo de torre.

La bomba impulsa el agua enfriada a través del

condensador, como se muestra en la figura 2-1. El agua absorbe calor en el condensador y se pasa por tuberías hacia las boquillas que la rocían sobre la plataforma de distribución de la torre, con lo cual el circuito queda completo.

[Usualmente se instalan persianas a los lados de la torre para evitar que el viento arrastre afuera el rociado de humedad y también obstruya la inducción del aire.]

En general, las torres de efecto inducido podrían operar más eficientemente que una torre de tiro forzado a un Rango<sup>(2)</sup> de temperatura más corto. Para rangos mayores éstas son menos eficientes. (Baltimore Aircoil, 1974, pág.10)

[La torre de efecto inducido tipo horizontal requiere más presión de rociado para inducir una cantidad de aire suficiente, mejorando el contacto aire-agua y lograr el enfriamiento deseado. Por otro lado, la torre de tiro vertical el enfriamiento deseado no requiere tanta presión de rociado para lograr el mismo enfriamiento, debido a que el agua por sí sola sufre un enfriamiento durante su caída natural a través de la torre, mejorando el tiempo de contacto con el aire.] Esto hace que desde el punto de vista constructivo y de costo sea más factible la torre de tipo vertical. [La torre de tipo horizontal necesita más elementos mecánicos; por ejemplo, requiere de estabilizadores para evitar la turbulencia que se produce por la alta cantidad de aire que induce y también

---

<sup>2</sup>. Rango: Diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida del agua en la torre.

eliminadores para disminuir la cantidad de agua que se arrastra por la alta velocidad que se produce. Otra diferencia importante es la disponibilidad de espacio, la torre tipo horizontal requiere más área disponible para su instalación.

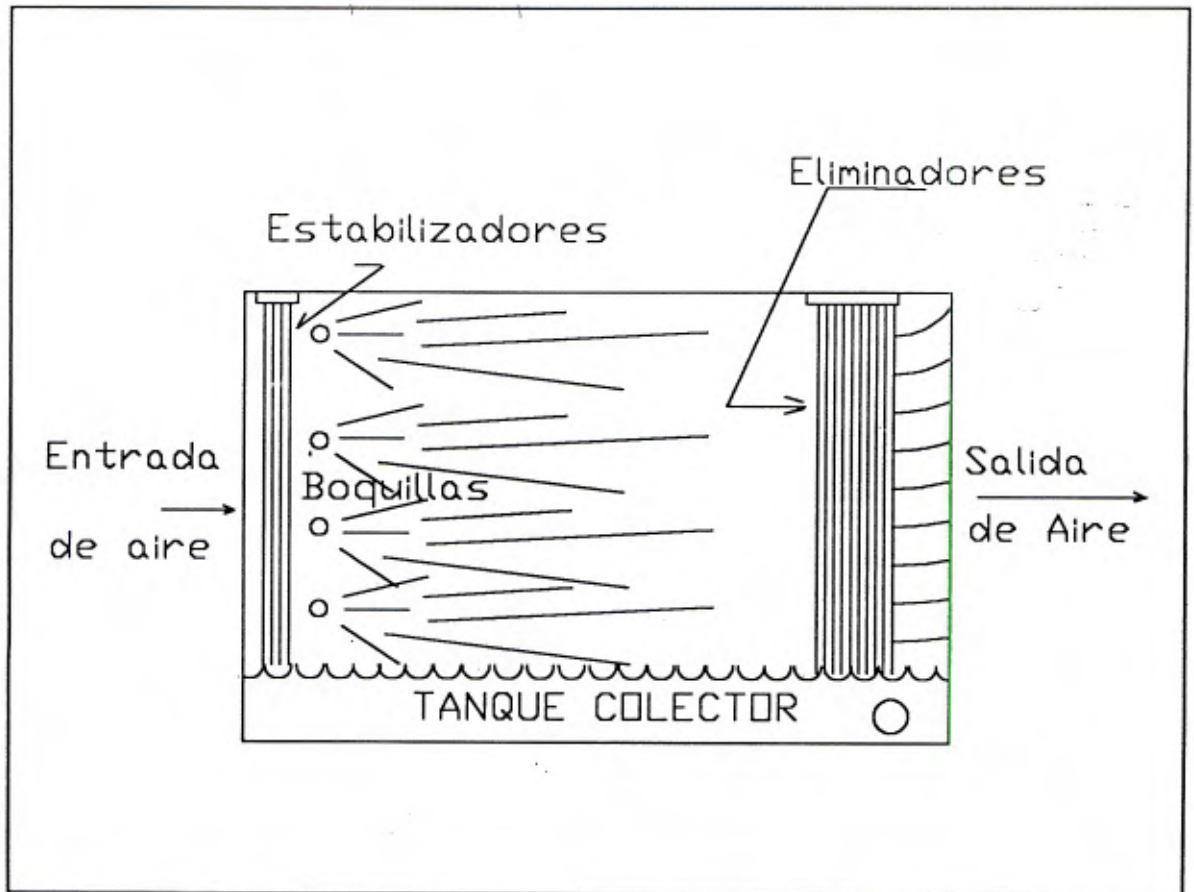


FIGURA 2-3. Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Horizontal

Por las razones anteriores se decidió construir una torre de enfriamiento vertical de efecto inducido por rociado. En el capítulo cinco (5) se da más detalle sobre las razones de su selección.

### 2.2.1.2 Torre con corriente de aire mecánica

Estas torres se conocen también como torres de enfriamiento de tiro forzado, son de mayor costo de operación que las torres de enfriamiento de tiro inducido, debido al costo requerido para el movimiento del aire a través de los mismos.

El mayor costo de operación se compensa con las siguientes ventajas:

- a) Mayor flexibilidad de instalación debido a que la velocidad del viento no afecta en gran parte la capacidad de la torre.
- b) Menos área requerida para una torre de cierta capacidad.
- c) Posibilidad de enfriar el agua a una temperatura ligeramente menor que en el caso de la torre de efecto inducido.
- d) Son más apropiadas para mayor capacidad de operación.

En las torres de inducción forzada, debido a que manejan mayores cantidades de aire a velocidades altas, la capacidad de carga por unidad de tamaño físico es considerablemente mayor que para las de efecto inducido. Casi todas estas torres de tiro mecánico, tienen un empaque de reglas de madera tratada o plástico, con el objeto de aumentar el tiempo de contacto entre el agua y el aire para mejorar la transferencia de calor. Estas torres usan uno o varios ventiladores, a la vez que provocan el flujo de aire a través de la torre.

[La presencia de un ventilador también permite una regulación del flujo de aire, compensando los cambios atmosféricos y las cargas térmicas.]

[Los ventiladores en estas torres convencionales pueden ubicarse a un lado de la entrada del aire (corriente de aire forzado) o en la parte superior con la salida del aire (corriente de aire inducido),] esta última se muestra en la figura 2-4. [El ventilador puede ser centrífugo o de hélice, dependiendo de la necesidad de presión externa y los requerimientos de energía.]

[El flujo de agua normalmente es de arriba hacia abajo y el flujo de aire puede ser vertical desde abajo hacia arriba (transferencia de calor en contra flujo) o de forma horizontal (transferencia de calor de flujo cruzado).]

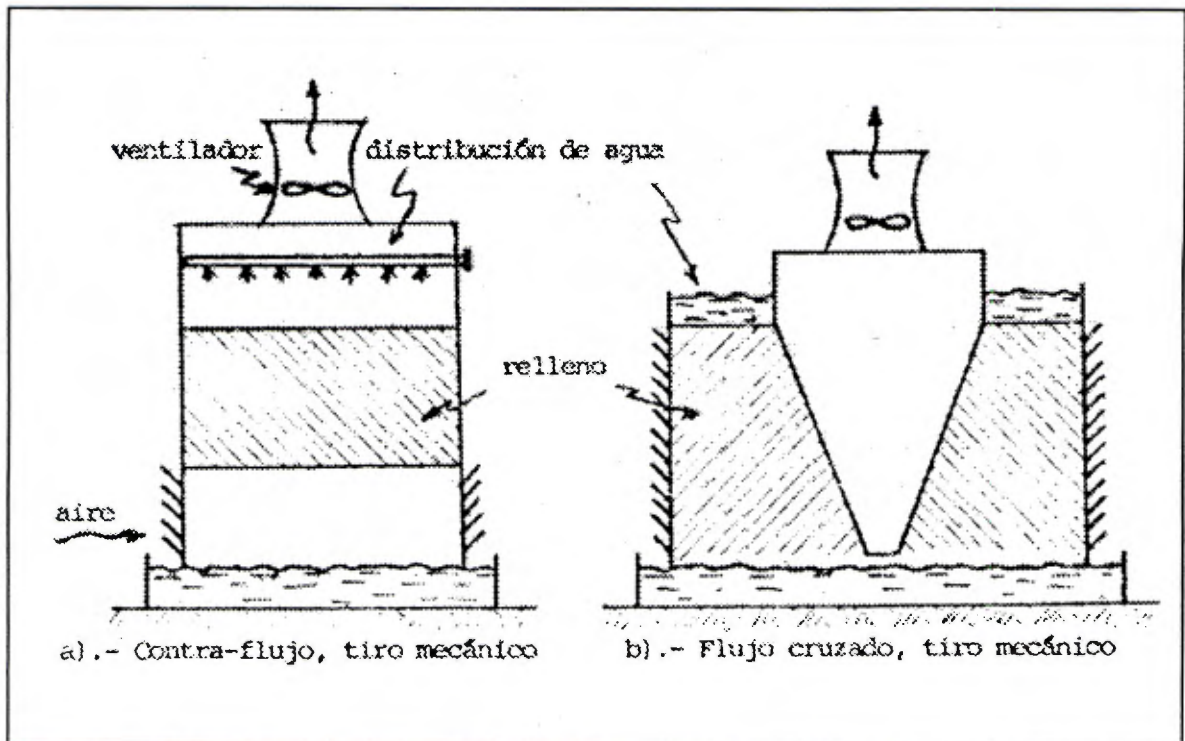


Figura 2-4. Torre de enfriamiento forzada con corriente de aire inducido.



#### A. Torre mecánica con corriente de aire forzado

Esta torre es caracterizada por una alta velocidad de entrada de aire y baja velocidad de salida con el objetivo de producir menos arrastre de agua; también es extremadamente susceptible a la recirculación de aire.]

#### B. Torre mecánica con corriente de aire inducido

Tiende a descargar el aire a una velocidad desde 3 a 4 veces mayor que a la velocidad del aire entrando] (Cooling Tower, Fundamentals, 1985, pág.9); con una velocidad de entrada del aire aproximadamente de 2.2 m/s (5 mph).

#### 2.2.2 Torre de Contacto Indirecto

Esta torre involucra un contacto indirecto entre el fluido y las corrientes de aire atmosférico] (Ver figura 2.5). [Este contacto indirecto es conocido como el "enfriamiento de fluido en circuito cerrado", contiene dos separadores del circuito:]

- 1- Un circuito externo en donde el agua es expuesta a la atmósfera en cascadas sobre los tubos para enfriar el serpentín del agua.
- 2- Un circuito interno en donde el agua va a ser internamente circulado a través de tubos para enfriar el serpentín del condensador.

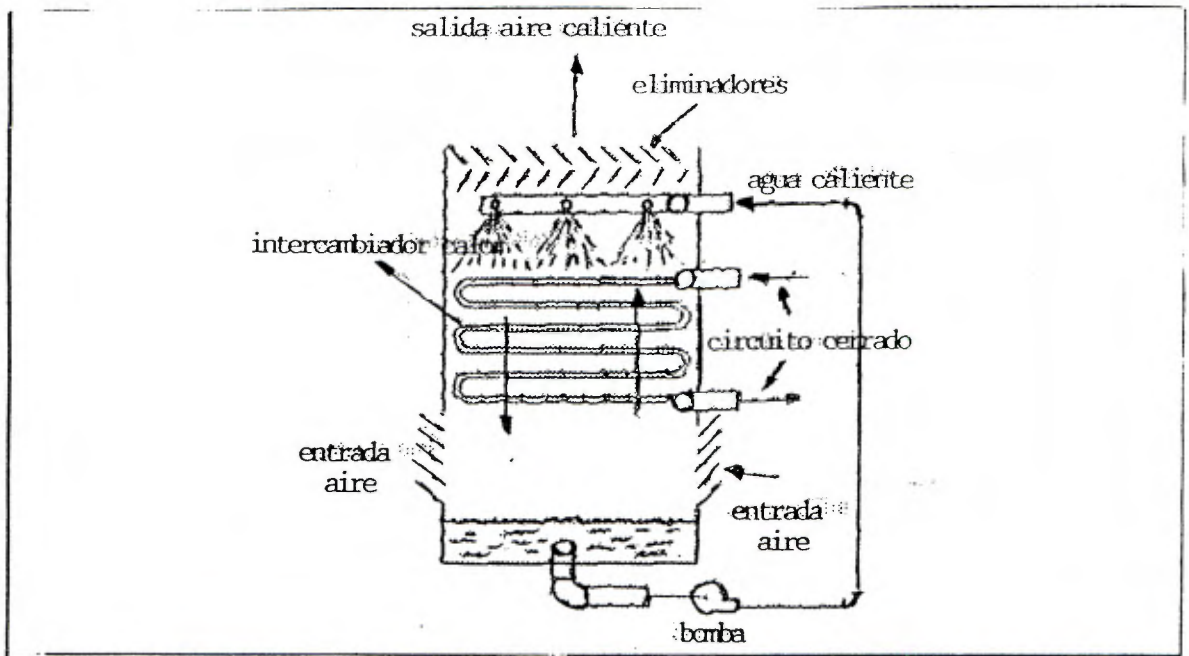


Figura 2-5. Torre de contacto indirecto

### 2.3 Funcionalidad de una Torre de Enfriamiento

La efectividad de la torre de enfriamiento depende en gran parte de la temperatura del bulbo húmedo del aire que llega a la torre. Cuanto menor sea la temperatura del bulbo húmedo del aire que llega a la torre, más efectiva será la torre de enfriamiento.

Teóricamente, la temperatura más baja en la cual el agua puede ser enfriada en una torre de enfriamiento, es la temperatura del bulbo húmedo del aire que llega a la torre, en cuyo caso quedaría saturado el vapor de agua del aire a la

salida sin permitir más enfriamiento del agua.}

Como regla general se espera que la temperatura del agua que sale de la torre esté entre  $4^{\circ}\text{C}$  a  $6^{\circ}\text{C}$  arriba de la temperatura del bulbo húmedo del aire que llega a la torre (Dossat, 1992, pág. 333). Además, en la práctica el aire que sale de la torre siempre estará más bajo que las condiciones de saturación.

También, a un mayor flujo de agua circulada sobre la torre, se aproximará más la temperatura de salida del agua a la temperatura del bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre.

En aquellos lugares donde la temperatura del bulbo húmedo tiene un alto grado, por lo general, es deseable circular una mayor cantidad de agua en la torre que la que pueda económicamente hacerse circular a través del condensador, lográndose así una mayor transferencia de calor y masa entre el agua y el aire. En estos casos se procede instalando un tubo desviador (by-pass), antes de la llegada al condensador con el objetivo de mantener el flujo requerido de entrada al condensador y aumentar el flujo a la torre.

Mediante el uso de este tubo desviador antes de la llegada al condensador, una determinada parte del agua que circula por la torre se desvía, reduciéndose de esta forma la carga de bombeo.

La ventaja de tener el tubo de desvío antes del condensador, es que se logra mantener la temperatura de condensación adecuada. La cantidad de agua desviada es

regulada mediante una válvula de regulación manual colocada en la tubería de desviación.

En la Figura 2-6 se muestra un esquema del condensador del sistema de aire acondicionado con sus respectivas entradas y salidas, así como el arreglo del by-pass con su respectiva válvula reguladora de flujo.

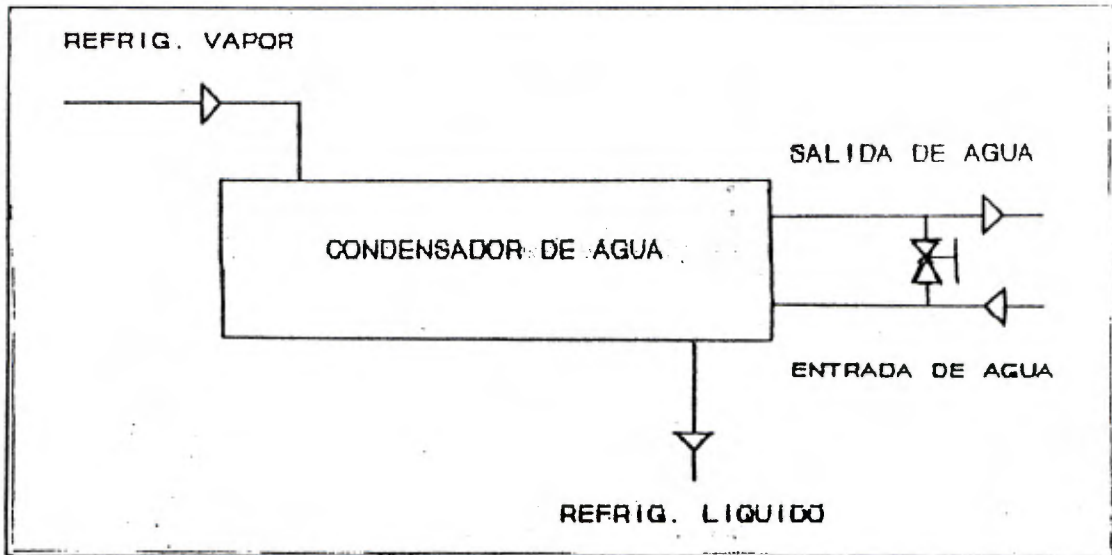


Figura 2-6. Esquema del condensador de agua.

## 2.4 Rango y Acercamiento

### 2.4.1 Rango

Al cambio de temperatura que experimenta el agua a través de la torre, (diferencia de temperatura entre el agua a la entrada y a la salida ) se le llama Rango<sup>(3)</sup> de la torre.

En el diseño de una torre de enfriamiento la selección del

---

(2)Rango: Definición utilizada en los libros sobre Torres de Enfriamiento.

rango de enfriamiento depende de las características de proceso y los requerimientos. En general, los rangos de enfriamiento se dividen en tres categorías:

Rango Largo: (14 - 36 °C)

Rango Mediano : (6 - 14 °C)

Rango Corto: (3 - 6 °C) (M. Aguilar, 1981, pág.123)

Los rangos largos son a menudo usados en refinerías de petróleo o aplicaciones de plantas de generación, rangos medios son aplicables en plantas de energía y los rangos cortos son usados para refrigeración y aire acondicionado.

Para lograr un equilibrio teórico entre el sistema de agua del condensador y el de la torre, cuando no existe tubo desviador, el rango de la torre deberá ser siempre igual al aumento de la temperatura del agua en el condensador.

$$(\text{RANGO})_{\text{torre}} = (\text{RANGO})_{\text{cond.}}$$

La carga de una torre de enfriamiento se expresa por la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{torre}} = \dot{m}_L \times C_p \times \Delta T \quad (2-1)$$

donde:

$Q_{\text{torre}}$ : Carga de enfriamiento, en KW.

$\dot{m}_L$ : flujo de masa del agua, en Kg/s.

$c_p$ : calor específico del agua, en Kj/kg-°K.

$\Delta T$ : rango de temperatura de la torre, en °K.

En la figura 2-7 se indica la caída de temperatura del agua de circulación (Punto A a Punto B) y la elevación de la temperatura de bulbo húmedo del aire, (Punto C a Punto D) en sus respectivos períodos a través de la torre.

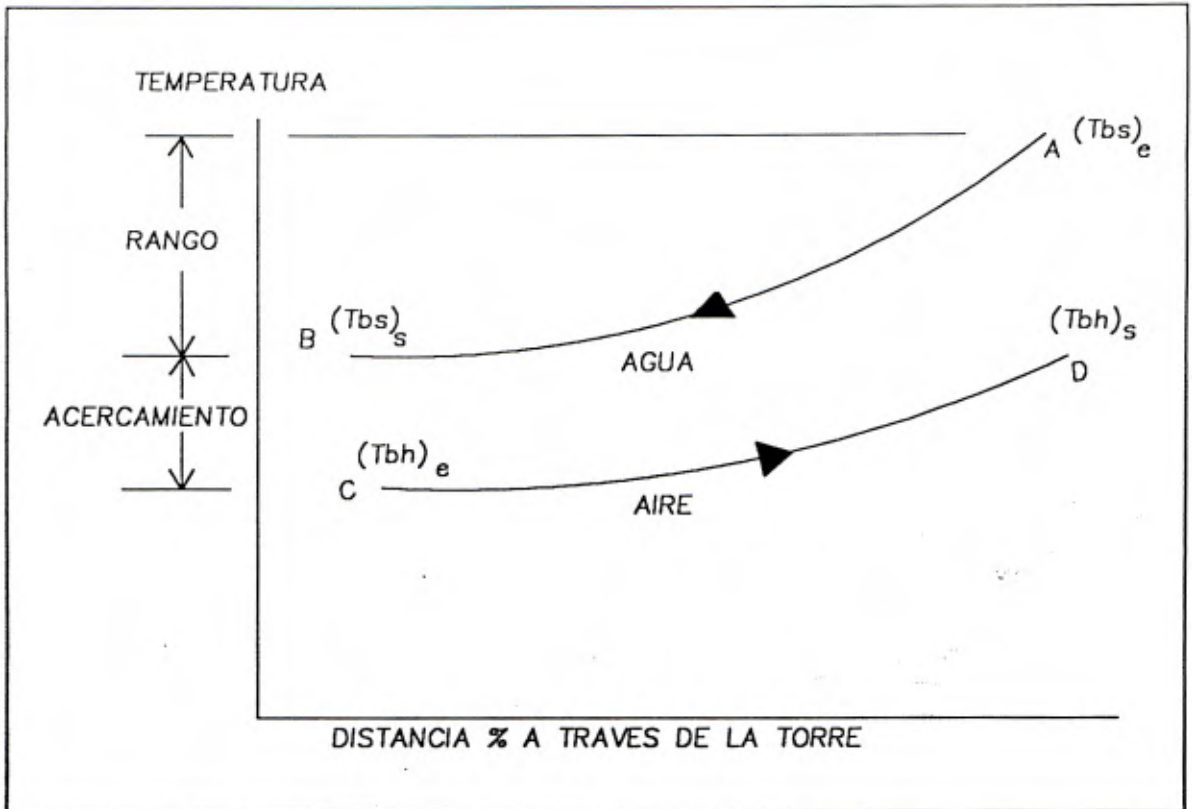


FIGURA 2-7. Relación de Temperatura entre el Agua y el Aire en una Torre de Enfriamiento Mecánica

El rango está dado en función de la carga de enfriamiento y por la razón de flujo del agua. De la figura 2-7, rango se determina por la siguiente ecuación:

$$T_{\text{rango}} = TempA - TempB \quad (2-2)$$

Actualmente, las torres de enfriamiento pueden enfriar agua entre 3°C a 6°C, para una temperatura del ambiente del bulbo húmedo cerca de 19°C. (ASHRAE HANDBOOK EQUIPMENT, 1992, pág. 37.1).

### 2.4.2 Acercamiento

El acercamiento se define como la diferencia de temperatura del agua que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire entrando a la torre.

De acuerdo con la figura 2-7, el acercamiento se determina por la siguiente ecuación:

$$T_{\text{acercamiento}} = \text{Temp}B - \text{Temp}C \quad (2-3)$$

El acercamiento es función del largo de la torre, carga de enfriamiento, razón de flujo del agua y la temperatura de entrada de bulbo húmedo del aire.

En la figura 2-8, se muestra gráficamente la relación entre rango y acercamiento.

Normalmente los fabricantes de torres de enfriamiento no garantizan un acercamiento menor de 3°C. (Boletín Evapco Inc, 1988).

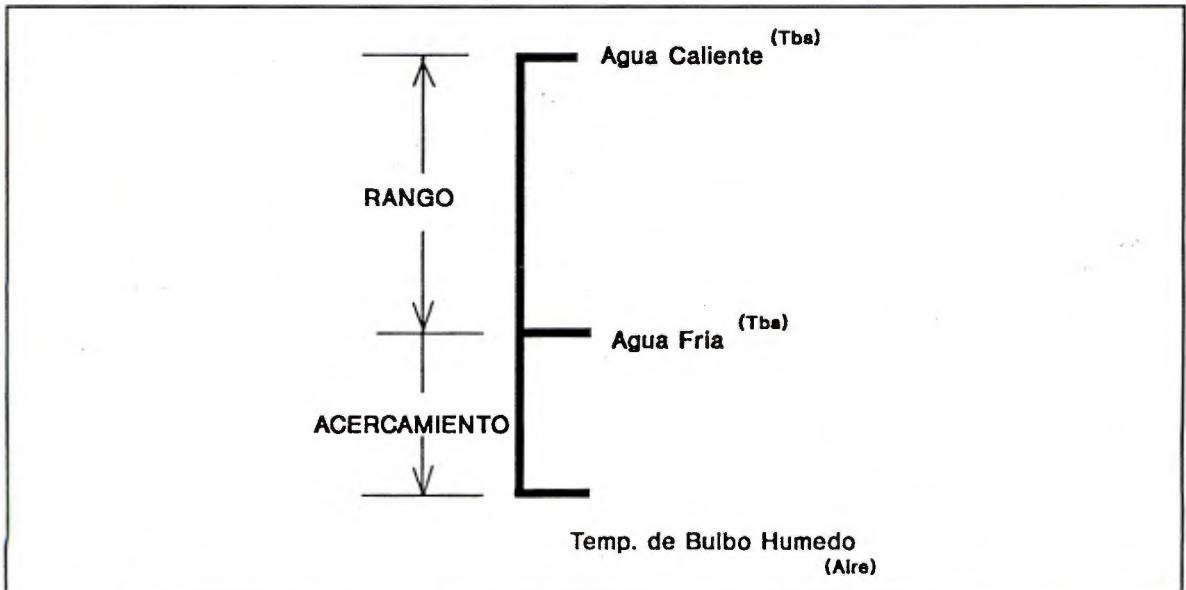


Figura 2-8. Diagrama de definición de rango y acercamiento

## 2.5 Capacidad de Enfriamiento

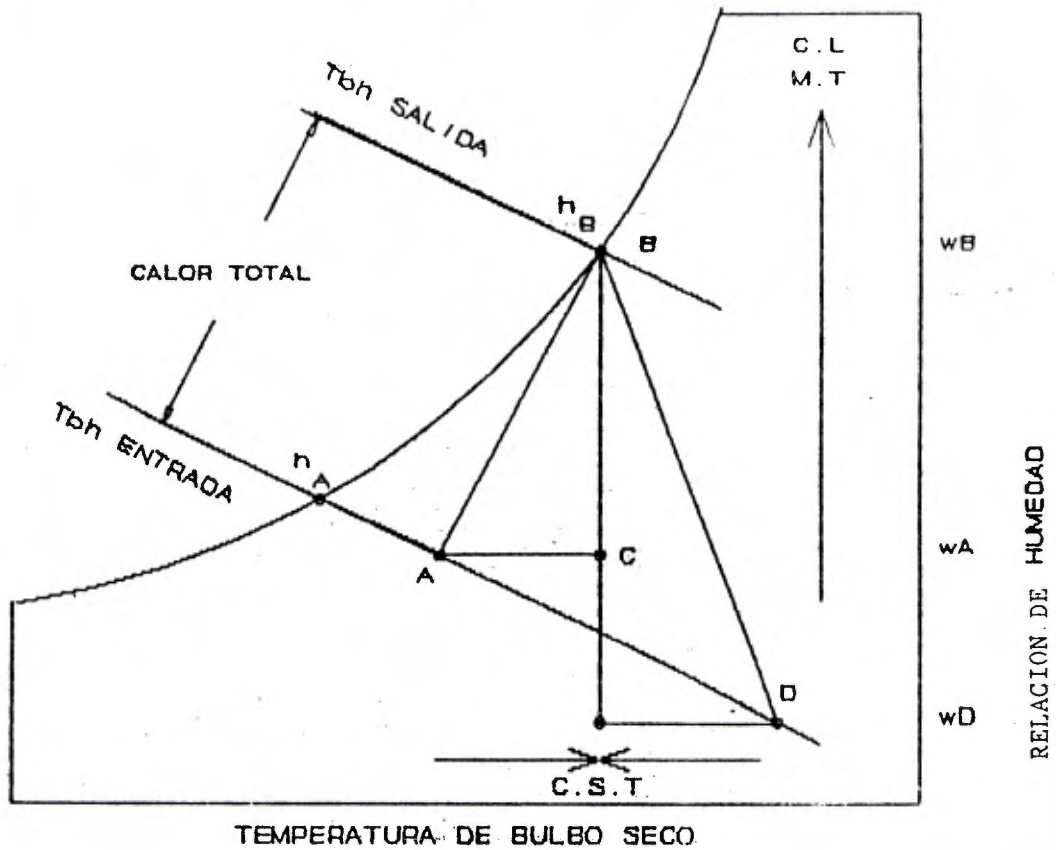
La suma de calor transferido a la atmósfera por la torre de enfriamiento es siempre igual a la carga de calor impuesto a la torre.

El comportamiento térmico de una torre de enfriamiento depende principalmente de la temperatura de entrada de bulbo húmedo del aire. La temperatura de bulbo seco del aire entrando y la humedad relativa tienen un efecto insignificante en el funcionamiento térmico de la torre, pero tiene un efecto sobre la cantidad de agua evaporizada dentro de la torre de enfriamiento.

Un análisis teórico psicrométrico del aire al pasar por la torre de enfriamiento se indica en la figura 2-9. Si el aire se encuentra a ciertas condiciones iniciales ambientales (punto A), absorbe calor y masa del agua llegando a las condiciones de saturación (punto B); la suma del calor transferido por el agua al aire es igual a la diferencia de entalpía del aire entre las condiciones de salida y entrada ( $h_B - h_A$ ). El cambio de entalpía del aire puede ser determinado solamente por el cambio de temperatura de bulbo húmedo del aire, es decir el calor total transferido del agua al aire, tal como se indica en la figura 2-9.

El segmento AB representa el enfriamiento sensible del agua por vaporización y calentamiento sensible ( $h_C - h_A$ ) y latente del aire ( $h_B - h_C$ ).





C.S.T.: CALOR SENSIBLE TRANSFERIDO  
 C.L.: CALOR LATENTE  
 M.T.: MASA TRANSFERIDA

Figura 2-9. Análisis psicrométrico del aire al pasar por la Torre de Enfriamiento.

La razón de calor latente y sensible es importante en el análisis de agua usada en torres de enfriamiento. La transferencia de masa, (vaporización) ocurre solo en la porción latente del proceso de transferencia de calor y es proporcional al cambio de la relación de humedad.

Para otra condición del aire (punto D), el calor transferido se mantiene igual, donde el segmento de línea BD también representa el enfriamiento sensible del agua por vaporización, pero con el enfriamiento sensible y calentamiento latente del aire.

La temperatura de bulbo seco del aire a la entrada y la relación de humedad, afectan la transferencia de calor latente y sensible debido a la vaporización.

La razón de vaporización, de acuerdo con la figura 2-9, es  $(w_B - w_A)$  o  $(w_B - w_D)$ .

Como conclusión, el enfriamiento sensible del agua y el enfriamiento o calentamiento sensible y el calentamiento latente del aire depende solo del cambio de temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada y salida de la torre de enfriamiento.

Para aplicaciones específicas, la capacidad de enfriamiento está en términos de razón de flujo a condiciones de operación específica (temperatura de entrada y salida del agua y temperatura de entrada del aire de bulbo húmedo).

Lo anterior viene a determinar el tamaño y costo de la torre de enfriamiento que es proporcional a la capacidad de

enfriamiento.

En condiciones de equilibrio térmico entre la torre de enfriamiento y el condensador, la capacidad de la torre de enfriamiento debe necesariamente ser igual a la capacidad del condensador a las condiciones del diseño, donde se deduce lo siguiente:

$$Q_{torre} = Q_{condensador} \quad (2-4)$$

Usando la ecuación 2-1 y sustituyendo en la ecuación 2-4 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{torre} * \Delta T_{torre} = \dot{m}_{cond} * \Delta T_{cond} \quad (2-5)$$

donde:

- $\dot{m}_{torre}$ : flujo del agua a través de la torre, en Kg/s.
- $\Delta T_{torre}$ : cambio de temperatura del agua en la torre, en °C.
- $\dot{m}_{cond}$ : flujo de agua a través del condensador, en Kg/s.
- $\Delta T_{cond}$ : cambio de temperatura del agua en el condensador, en °C.

## 2.6 Pérdidas en la Torre

Las pérdidas que se dan en la torre son pérdidas por evaporación, arrastre y sangrado del agua.

El agua de restitución se introduce al tanque colector de la torre a través de una válvula de flotador que tiende a mantener constante el nivel del agua del tanque.

La razón de gasto del agua, es en general, aproximadamente el 5% del agua de todo el sistema. (Marsh y Olivo, Principios de Refrigeración, 1976, pág. 35).

### 2.6.1 Evaporación

La razón de evaporación para condiciones típicas o normales es aproximadamente 1% del flujo de agua por cada 7°C de cambio de temperatura del agua (rango) en la torre. (ASHRAE Systems and Equipment, 1992, pág. 37.11)

La evaporación en una torre de enfriamiento causa una concentración de sólidos disueltos en el agua circulada, lo cual provoca incrustaciones en la tubería, especialmente en la del condensador.

### 2.6.2 Arrastre

La pérdida de agua llega a ser arrastrada por la corriente de aire a través del paso en la torre.

Generalmente, un buen diseño de los eliminadores (Ver Figura 2-3), mejora la eficiencia reduciendo el arrastre (pérdida), en un rango de 0.002% a 0.2% de la razón de agua circulada. (ASHRAE Systems and Equipment, 1992, pág. 37.9)

El agua en las torres de enfriamiento generalmente es tratada químicamente para evitar incrustaciones, corrosión y la formación de lodos, lo cual hace que la torre disminuya su eficiencia (Ver apéndice C, para más referencia sobre los problemas que ocasiona el agua en una torre de enfriamiento).

Parte del agua arrastrada contiene minerales debido al tratamiento que recibe químicamente, por esta razón se recomienda que las torres no pueden ser colocadas cerca de

zonas de parqueo, en áreas con grandes ventanas o superficies arquitectónicas sensitivas a mancharse.

### 2.6.3 Sangrado

El sangrado o purga es un tiradero continuo de un cierto porcentaje del agua que circula, a fin de evitar mayores concentraciones de sólidos minerales disueltos y otras impurezas en el agua. Sin el sangrado, la concentración de sólidos minerales disueltos en el condensador aumentaría muy rápidamente como resultado de la evaporación que se tiene en la torre de enfriamiento, provocando que su tubería se incruste, variando las condiciones de flujo y velocidad del agua a través del sistema.

## 2.7 Materiales

Los materiales de construcción tienen que ser usualmente seleccionados por resistencia a la corrosión por el agua y las condiciones atmosféricas a las que estarán sujetos.

En muchos fabricantes de torres, el metal de construcción es usualmente acero galvanizado. Otras construcciones incluyen acero inoxidable, madera tratada, componentes de plásticos, concreto, albañilería y teja.

Metales: El acero al carbón con baño de zinc es usado mucho en instalaciones de tamaño medianas y pequeñas. La inmersión en galvanizado caliente, después de la fabricación, es usada para tamaños grandes. Los latones y bronces son seleccionados por un tratamiento especial para los accesorios y material de tubería. Los aceros inoxidable (principalmente AISI 302, 304 y 316) son a menudo usados para hojas metálicas, y como tratamiento especial contra la corrosión atmosférica. El hierro fundido es comúnmente usado en la base del ventilador y motor y en algunos componentes de tubería-válvula.

Plásticos: Fibra de vidrio reforzado con materiales poliestileno, es usado para componentes como tubería, ventiladores cilíndricos, cubierta, persianas y conexión de los componentes estructurales. El PVC es usado para relleno, eliminadores y materiales de persiana.

Madera: La madera se utiliza para todos los componentes estáticos, principalmente de relleno, para aumentar el tiempo de contacto entre el agua y el aire. La madera roja y pino predominan y usualmente con un tratamiento de presión de conservación por químicos flotantes, típicamente cromados, cobre-arsénico (CCA) o ácido-cobre-cromado (ACC). Esos microbióxidos químicos prevén el ataque de organismos destructivos a la madera, tales como termitas y hongos principalmente.

Concreto, Albañilería y Teja: Típicamente, el concreto es especificado de acuerdo con el enfriamiento del agua, por el grado de erosión de la torre de enfriamiento y es usado como tubería, cubierta y sistemas estructural de las torres grandes, principalmente en los procesos industriales. La albañilería y la teja son usados especialmente cuando la consideración estética es importante.

## 2.8 Consideraciones en la Selección

Los aspectos que se toman en cuenta en la selección del tipo de torre de enfriamiento son los siguientes:

- Aplicación de Enfriamiento
- Aspecto Económico
- Servicio Requerido
- Condiciones Ambientales

Existe una gran cantidad de torres de enfriamiento, los diferentes tipos pueden diferir en el tamaño, altura, longitud, peso, área, volumen del flujo de aire, energía consumida en la bomba, el ventilador (si es de inducción forzada), materiales de construcción, calidad del agua y disponibilidad del equipo.

## 2.9 Localización

La localización de la torre es una consideración importante para decidir cuál tipo de torre se va a construir.

Cuando una torre de enfriamiento puede ser localizada en un espacio abierto con libre movimiento de aire se va a tener una satisfactoria instalación.

La localización de la torre de enfriamiento depende de los siguientes aspectos:

- Requerimientos de soportería estructural
- Limitaciones de espacio
- Condiciones locales
- Compatibilidad arquitectónica

En una torre de enfriamiento se debe tener presente lo siguiente:

- Espacio para la tubería
- Acceso para de mantenimiento
- Consideraciones en la soportería estructural
- Apariencia y ruido

## 2.10 Generalidades sobre condensadores de agua

Los condensadores enfriados con agua son más económicos cuando existe un suministro adecuado de agua limpia por el mínimo grado de corrosividad que presenta. Para enfriamiento



con agua no se recomiendan temperaturas altas de condensación, porque producen separación de minerales del agua, el cuál inducen incrustaciones a la tubería del condensador. Para los condensadores con agua se encuentran curvas donde se dan valores de temperaturas de condensación en un ámbito de 30°C a 50°C. (Dossat, 1992, pág. 579)

Los diversos tipos de condensadores enfriados con agua que normalmente se utilizan son los siguientes:

- Carcaza y serpentín
- Tubo en tubo
- Carcaza y tubo

Las ventajas de estos condensadores comparados con los condensadores de aire son las siguientes:

- 1- El aire es más corrosivo que el agua.
- 2- Los condensadores de aire ocupan mayor campo.
- 3- El condensador de agua normalmente tienen temperatura y presión de condensación más baja que el aire.
- 4- Disminuyen la potencia del compresor del sistema.

La experiencia ha demostrado que en general una razón de flujo de agua de 0.55 a 0.66 lt/s por Kilowatts proporciona el balance más económico entre la potencia requerida del compresor y la requerida por la bomba.

La transferencia de calor es función del tiempo. Cuando se requieren cantidades pequeñas de agua se tendrá un gran

aumento de temperatura en el condensador, obligando al agua a permanecer mayor tiempo en contacto con el refrigerante.

Cuando la cantidad de agua es alta, el aumento de temperatura es pequeño.

Una velocidad excesiva causaría erosión en los tubos de agua, sobre todo en los puntos donde se tiene cambio de dirección del agua. Por esta razón, las velocidades deben estar dentro de 1.5 m/s y 3.7 m/s. (ASHRAE, Systems Handbook, 1984, pág.17.11).

## CAPITULO 3

# FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR

En este capítulo se describen los balances de masa y energía necesarios para el dimensionamiento de torres de enfriamiento, además, se describe el método para determinar el área y la altura de la torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado.

### 3.1 Transferencia de Masa-Difusión

Si una operación conlleva cambios en la concentración de una o varias fases, se dice que es de transferencia de masa. Las operaciones de humidificación pertenecen a esta categoría; la fase que cambia de concentración es la formada por el gas y el líquido que éste en forma de vapor.

La razón que conduce a ésta transferencia de masa es la diferencia en el contenido de agua que existe entre la fase líquida y la gaseosa. El proceso mediante el cual se produce esta transferencia de masa se conoce como difusión.

Difusión es el movimiento bajo la influencia de un estímulo físico de un componente individual a través de una mezcla. La causa más común de difusión es un gradiente de concentración del componente que se difunde.

En toda operación de transferencia de masa se pone en contacto dos o más fases, estableciéndose un gradiente de concentración. Bajo la acción de esta fuerza ocurre la difusión del componente que es afectado por ella (en el sistema aire-agua, este componente es el agua mientras el aire no esté saturado), dando por resultado la transferencia de masa.

Con la transferencia de masa se produce a la vez una transferencia de calor, proporcionada por la energía que es transferida con la masa desplazada. Esto provoca que el aire absorba el calor latente que suministra el agua al estar evaporizándose, lo mismo sucede con el calor sensible obtenido por el cambio de temperatura del aire.

### 3.2 Equilibrio del sistema aire-agua

Las operaciones de humidificación pertenecen a un grupo de operaciones en que, por la naturaleza física del proceso, la transferencia de calor es importante y a tal grado que limita en forma significativa la proporcionalidad a la cual puede transferirse la masa.

Considerando como sistema una porción del aire, la expresión de partida para el análisis de transferencia de calor más general puede plantearse como:

$$h_{mezcla} = h_{aire} + h_{vapor\ de\ agua\ del\ aire} \quad (3-1)$$

Si la mezcla no está saturada, el vapor está en un estado de sobrecalentamiento y se puede calcular la entalpía con respecto a los estados de referencia, aire y agua saturado a una temperatura de referencia  $T_0$ .

La entalpía del aire se determina por la siguiente ecuación:

$$h_{aire} = C_{pa} * \Delta T_{aire} \quad (3-2)$$

donde:

$C_{pa}$ : Calor específico del aire a  $T_o$ , en kJ/kg $^{\circ}$ K.  
 $DT$ : Cambio de temperatura, en  $^{\circ}$ K.

Por otra parte si,  $T_{pr}$ , es la temperatura del punto de rocío del aire a cierta presión considerada y  $L_{pr}$  es el calor latente del vapor de agua a esa temperatura, se tiene:

$$h_{vapor} = C_{pw} \times (T_G - T_{pr}) + L_{pr} + C_p \times (T_e - T_{pr}) \quad (3-3)$$

donde:

$h_{vapor}$ : Entalpía por masa unitaria de vapor, en kJ/Kg $_{vapor}$   
 $C_{pw}$ : Calor específico del vapor de agua, en kJ/kg $^{\circ}$ K  
 $L_{pr}$ : Calor latente del vapor de agua en el punto de rocío del aire, en kJ/kg  
 $T_e$ : Temperatura de equilibrio, en  $^{\circ}$ K.  
 $C_p$ : Calor específico del agua, en kJ/kg $^{\circ}$ K  
 $T_G$ : Temperatura del aire, en  $^{\circ}$ K

Si se combinan las ecuaciones 3.2 y 3.3 obtenidas anteriormente, se define la entalpía total para la mezcla.

$$h_{mezcla} = C_{pa} \times \Delta T_{aire} + W \times [C_{pw}(T_G - T_{pr}) + L_{pr} + C_{pw}(T_e - T_{pr})] \quad (3-4)$$

donde:

$W$ : relación de humedad, Kg vapor agua / Kg aire seco

Al multiplicar el valor de entalpía del vapor por la relación de humedad del aire se obtiene la entalpía del aire seco.

Para las bajas presiones en que se encuentra el aire al trabajar con equipos de humidificación, se puede considerar que la presión corresponde a la presión parcial del vapor en la

mezcla; y para fines prácticos se puede considerar que corresponde a la presión de saturación del vapor a la temperatura de referencia. Con base en tal consideración, la entalpía del vapor puede calcularse como:

$$h_{vapor} = C_{pw} \times (T_G - T_o) + L_o \quad (3-5)$$

donde:

$L_o$ : Calor latente de evaporación, en kJ/Kg.

$T_o$ : Temperatura de referencia, en °K.

$C_{pw}$ : Calor específico del vapor de agua, en kJ/Kg°K.

Por lo que la entalpía de la mezcla será:

$$h_{mezcla} = C_{pa} \times \Delta T_{aire} + W \times [C_{pw} (T_G - T_o) + L_o] \quad (3-6)$$

Esta ecuación describe el contenido energético al que puede llegar el aire una vez que recibe el agua que se evapora.

### 3.3 Ecuaciones básicas para equipo de contacto directo

La torre de enfriamiento es un ejemplo de un equipo de enfriamiento, en donde el fluido de enfriamiento y el fluido caliente se ponen en contacto, ya sea en forma directa o indirecta.

En una cámara de rociado como la que se muestra en la figura 3.1, de sección transversal ( $A_o$ ), y longitud (L); la razón de flujo de aire por unidad de área es:

$$G_A = \frac{m_A}{A_o} \quad (3-7)$$

Y el flujo del agua fluyendo de manera paralela al flujo de aire por unidad de área es:

$$G_L = \frac{m_L}{A_o} \quad (3-8)$$

donde:

$m_A$ : flujo másico de aire, en kg/s.

$m_L$ : flujo másico de agua, en kg/s.

$G_A$ : flujo másico del aire por unidad de área, en  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

$G_L$ : flujo másico del agua por unidad de área, en  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

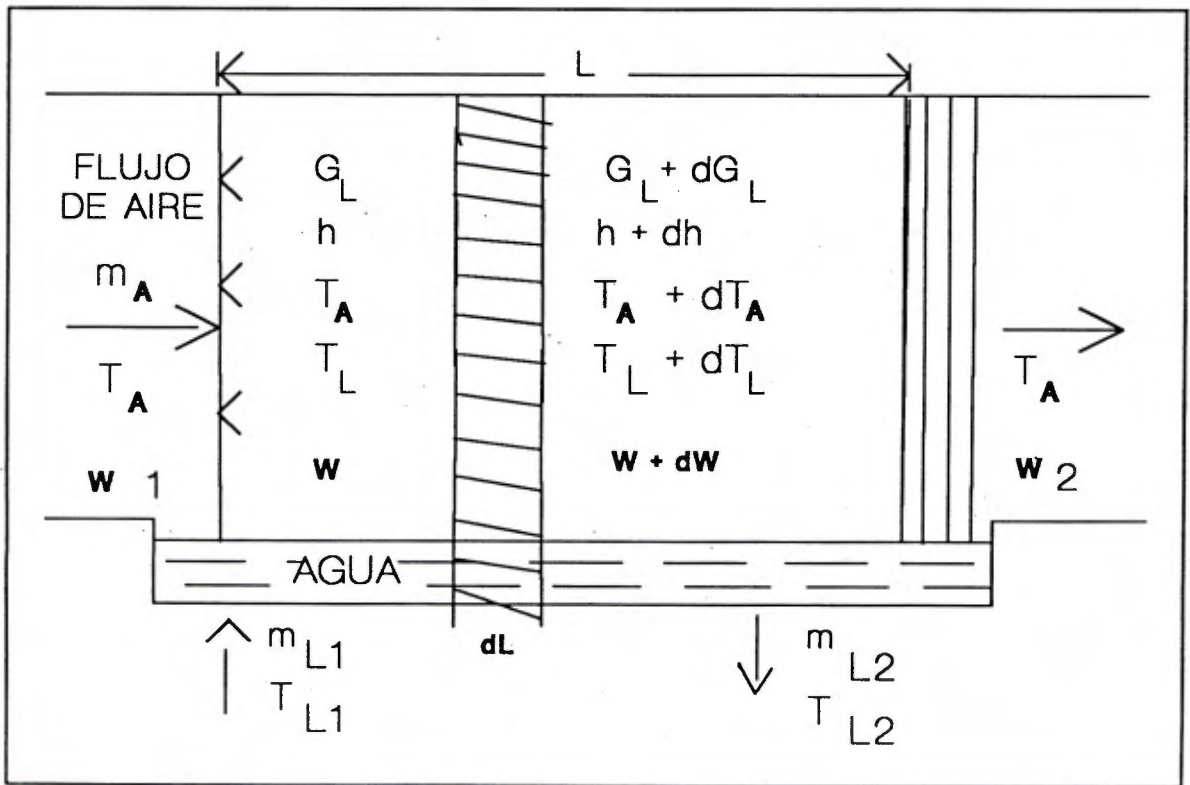


Figura 3-1. Cámara de Rociado en Flujo Paralelo



La figura 3-1, se representa un esquema de una torre de enfriamiento de efecto inducido de tiro horizontal. En el esquema se muestran las variables que intervienen en la transferencia de masa y calor entre el agua y el aire.

El agua se evapora a lo largo de la torre de enfriamiento, ocurriendo cambios en el flujo másico ( $dM_L$ ), en la longitud diferencial ( $dL$ ), de la torre. De igual manera se producen cambios en la temperatura ( $dT$ ), relación de humedad ( $dW$ ), la entalpía ( $dh$ ), y otras propiedades del aire.

La evaluación de la superficie verdadera de contacto entre las dos fases en un equipo de enfriamiento es difícil, por lo que es común trabajar sobre una unidad de volumen. Si  $a_H$  y  $a_M$  son el área superficial por unidad de volumen de transferencia de calor y de transferencia de masa respectivamente, las áreas superficiales totales para la transferencia de masa ( $A_M$ ), y la transferencia de calor ( $A_H$ ) son:

(ASHRAE, Fundamentals, 1989, pág.5-11)

$$A_M = a_M \times A_o \times L_e \quad (3-9)$$

donde:

- $A_M$ : área superficial de transferencia de masa, en  $m^2$
- $a_M$ : área superficial por unidad de volumen, en  $m^2/m^3$
- $A_o$ : área transversal de la torre, en  $m^2$
- $L_e$ : altura efectiva de la torre, en m

$$A_H = a_H \times A_o \times L_e \quad (3-10)$$

donde:

- $A_H$ : área superficial de transferencia de calor, en  $m^2$
- $a_H$ : área superficial por unidad de volumen, en  $m^2/m^3$

Hasta aquí se han definido las variables que intervienen en los procesos ocurridos en el diferencial de longitud ( $dL$ ), de la cámara de rociado, los cuales pueden describirse de la siguiente manera:

### 3.3.1 Proceso de transferencia de masa

Durante el paso del agua a través de la torre parte de ésta se evapora y forma parte del aire como humedad, lo cual se representa como:

$$d_{m_L} = m_A * dW \quad (3-11)$$

Expresando esta ecuación analíticamente en función del coeficiente de transferencia de masa ( $K_M$ ), el área de transferencia ( $a_M$ ), y la fuerza motriz (en este caso la diferencia de relación de humedad entre el aire seco y en la interfase<sup>(4)</sup>), se obtiene:

$$m_A * dW = K_M * a_M (W_i - W) * dL \quad (3-12)$$

donde:

$K_M$ : Coeficiente de transferencia de masa, en  $\text{mol}/\text{m}^2\text{s}$

$W_i$ : Relación de humedad en la interfase,  $\text{kg}_{\text{vapor agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$

### 3.3.2 Transferencia de calor en el aire

En la ecuación 3.2 se definió la transferencia de calor al aire en el sistema. Analíticamente, utilizando el coeficiente

---

<sup>4</sup>. Interfase (i): Punto de contacto entre el aire y el agua.

de transferencia de calor, el área de transferencia y la fuerza motriz  $(T_i - T_a)$ , se llega a la siguiente ecuación:

$$m_A \times C_{pa} \times dT_a = K_a \times a_H (T_i - T_a) dL \quad (3-13)$$

donde:

- $K_a$ : Coeficiente de transferencia de calor, en  $\text{kJ/m}^2\text{s}^\circ\text{K}$
- $C_{pa}$ : Calor específico del aire, en  $\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$
- $T_i$ : Temperatura de interfase de aire-agua, en  $^\circ\text{K}$
- $T_a$ : Temperatura del aire seco, en  $^\circ\text{K}$

### 3.3.3 Transferencia total de energía al aire

La energía total transferida se obtiene al sumar las ecuaciones 3.12 y 3.13. De lo cual se obtiene la siguiente ecuación:

$$m_A (h_{fg} dW + C_{pa} dT_a) = [K_a a_H (T_i - T_a) + K_M a_M (W_i - W) h_{fg}] dL \quad (3-14)$$

donde:

$h_{fg}$ : entalpía de vaporización, en  $\text{kJ/kg}$

Si se asume que  $a_H$  es igual a  $a_M$ , esto debido a la ausencia de empaque y a la relación de Lewis, que se define por la siguiente relación:

$$\text{Relación Lewis} = \frac{K_a}{K_M C_s} \quad (3-15)$$

Donde  $C_s$  es el calor húmedo o calor específico de una mezcla ( $\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$ ). Para un sistema aire-vapor de agua  $C_s$  es aproximadamente igual a  $K_a/K_M$ , esto hace que la relación de Lewis sea igual a 1. (Treybal, 1991, pág. 269)

Debido a que será utilizada en el sistema aire-agua, se

tendrá que no es necesario considerar los pequeños cambios en el calor latente. Estas consideraciones producen que la ecuación 3.14 sea reducida a la siguiente ecuación:

$$m_A \times dh = K_M \times a_M \times (h_i - h) dL \quad (3-16)$$

### 3.3.4 Balance de energía

El balance global de energía se describe como:

$$m_A \times dh = \pm m_L \times c_p \times dT_L \quad (3-17)$$

donde el signo menos se refiere al flujo en paralelo de aire y agua, y el signo positivo se utiliza para el sistema en contraflujo.

La razón de flujo de agua entre la entrada y la salida cambia como efecto de la transferencia de masa. Para un balance de energía exacto, el término  $(c_p \times T_L \times dm_L)$ , debería agregarse a la derecha de la ecuación 3-17. Pero como el porcentaje de cambio en el valor de  $m_L$ , es relativamente pequeño, puede ser ignorado en la mayoría de las ocasiones.

### 3.3.5 Transferencia de calor del agua

La ecuación que describe el valor de la transferencia de calor del agua en términos del coeficiente de transferencia de calor  $(K_L)$ , el área de transferencia  $(a_H)$ , y la fuerza motriz a lo largo de la cámara de rociado  $(T_L - T_i)$ , puede describirse con

la siguiente ecuación:

$$m_L * c_p * dT_L = K_L * a_H (T_L - T_i) * dL \quad (3-18)$$

donde:

$T_L$ : Temperatura del agua, en °K

Las ecuaciones 3.12 a 3.18, son utilizadas para la solución de procesos de transferencia de masa y calor simultáneamente en torres de enfriamiento.

Para facilitar el uso de estas ecuaciones en el diseño o en la ejecución del equipo se pueden extraer tres ecuaciones del grupo anterior. Con la combinación de las ecuaciones 3.16, 3.17 y 3.18 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{h - h_i}{T_L - T_i} = - \frac{K_L a_H}{K_M a_M} = - \frac{K_L}{K_M} \quad (3-19)$$

La ecuación 3.19 relaciona la fuerza motriz de entalpía para la transferencia de calor total a través de la película de aire, y la fuerza motriz de temperatura para esta misma transferencia a través de la película del agua. El razonamiento físico lleva a la conclusión de que esta relación es proporcional a la relación de la resistencia de la película de aire ( $1/K_M$ ) y la resistencia de la película de agua ( $1/K_L$ ). Combinando las ecuaciones 3.13 y 3.16, y la relación de Lewis igual a uno (1) resulta:

$$\frac{dh}{dT_a} = \frac{h - h_i}{T_a - T_i} \quad (3-20)$$

Similarmente, combinando las ecuaciones 3.12 y 3.13, y la relación de Lewis resulta:

$$\frac{dW}{dT_a} = \frac{W - W_i}{T_a - T_i} \quad (3-21)$$

La ecuación 3.21 indica que en cualquier sección de corte en la torre de enfriamiento la pendiente instantánea del paso del aire,  $dW/dT_a$ , en una carta sicrométrica está determinada por una línea recta conectando el estado de aire con el estado de saturación interfase en esa sección de corte. En el gráfico 3.1, el estado 1 representa el estado del aire que entra en flujo paralelo a la cámara en la figura 3.1. El enfriador está operando como un aparato calentador y humidificante, de manera que el estado de saturación de interfase del agua en la entrada de aire es el estado designado  $1_i$ .

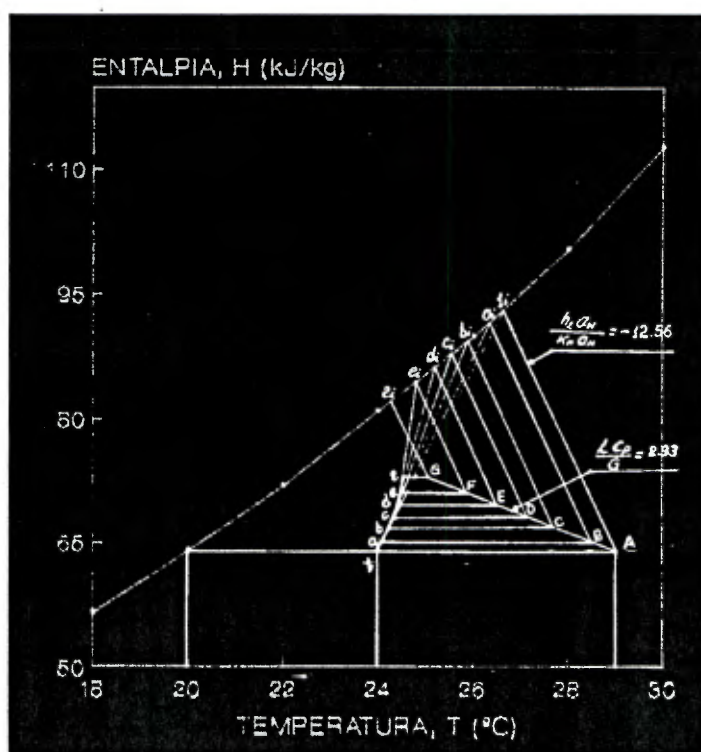


Gráfico 3-1. Método gráfico

Sin embargo, la pendiente inicial del paso del aire está a lo largo de una línea directa del estado 1, al estado 1<sub>i</sub>. Conforme el aire se calienta, el agua se enfría y la temperatura de interfase cae. Los estados de aire y los estados de saturación de interfase, correspondientes, están indicados por las letras a, b, c y d, en el gráfico 3-1.

En cada punto el paso del aire es dirigido hacia el estado interfase asociado. Los estados de interfase se derivan de las ecuaciones 3-17 y 3-19. La ecuación 3-17 describe cómo la entalpía del aire cambia con la temperatura del agua; la ecuación 3-19 describe cómo el estado de saturación interfase cambia para acomodar esta modificación en las condiciones del aire y del agua. La solución para el estado interfase puede ser determinada por prueba y error en una carta sicrométrica y con las ecuaciones 3-17 y 3-19 o por un procedimiento gráfico complejo.

Utilizando la ecuación 3-17, se puede llegar a una relación importante. Para el caso de flujo paralelo, la ecuación 3.17 se puede ordenar como:

$$\frac{dh}{dT} = -\left(\frac{G_L}{G_A}\right) \times c_p \quad (3-22)$$

La parte derecha de la ecuación 3.22, representa la pendiente de la línea de operación en el gráfico entalpía-temperatura, es decir, el balance de energía a lo largo de la torre de enfriamiento. El signo menos de la ecuación se debe a que el flujo de aire se desplaza en forma paralela al flujo

de agua.

La bibliografía recomienda una razón óptima entre el flujo de agua y aire de 1.1 como máximo, según se muestra en el gráfico N°3-2.

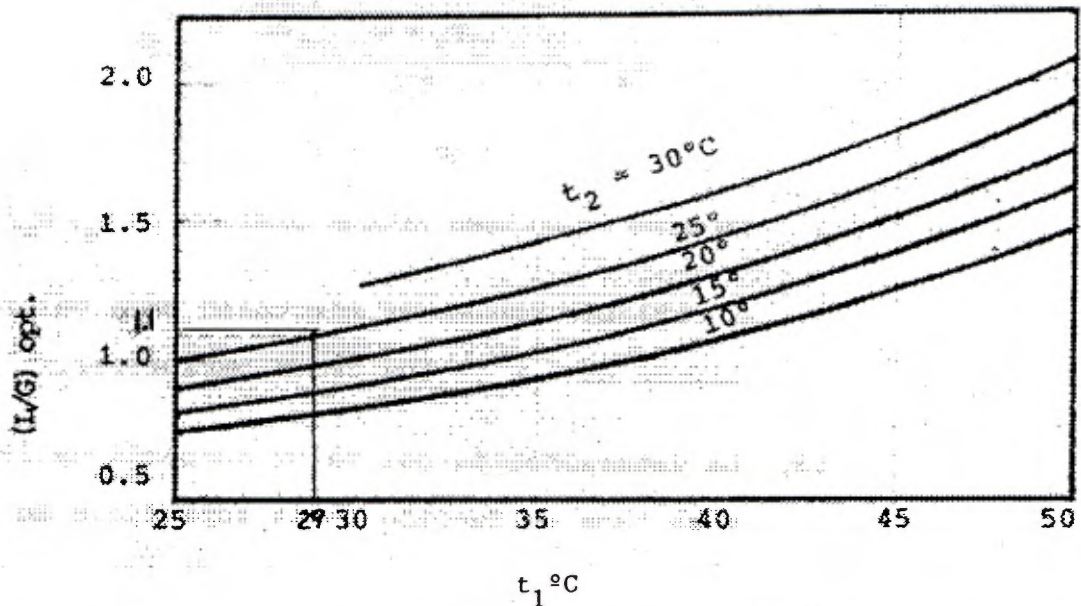


Gráfico 3-2. Valores óptimos de la relación L/G, en función de  $t_1$  y  $t_2$ .

donde:

- $t_1$ : temperatura de salida del agua de la torre, en °C
- $t_2$ : temperatura de entrada del agua a la torre, en °C
- L/G: flujo líquido entre flujo de aire



## CAPITULO 4

# DESARROLLO DE LA METODOLOGIA Y PARAMETROS PARA EL DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

#### 4.1 Metodología utilizada para el desarrollo de los parámetros de diseño

Para determinar estos parámetros, primero fue necesario determinar las condiciones de operación del condensador y en base de estos datos determinar los parámetros de diseño de la torre.

##### 4.1.1 Determinación de las condiciones de operación del condensador

A continuación se enumeran los parámetros a determinar:

- a. Temperatura de condensación del refrigerante
- b. Temperatura de entrada del agua al condensador
- c. Capacidad experimental del condensador
- d. Caudal de agua requerido en el condensador
- e. Temperatura de salida del agua del condensador
- f. Capacidad del condensador a las condiciones de operación

Antes de explicar la metodología que se utilizó para determinar estos parámetros es importante recalcar la información técnica del condensador suministrado por el fabricante del sistema de aire acondicionado.

Este sistema de aire acondicionado es de Marca PLINT, se divide en dos partes: la unidad de aire acondicionado y la unidad de control.

Por su parte, el condensador es del tipo coaxial, que

tiene también un calentador eléctrico que permite calentar el agua sin intercambiar calor con el refrigerante. En el anexo N°1 se muestra un diagrama de flujo del sistema de aire acondicionado.

Dentro los datos técnicos del condensador del sistema de aire acondicionado se mencionan los siguientes:

Tipo: Versatemp High Level Air Conditioner, Modelo VH250

Caudal de agua: 2 a 5 l/min (<sup>5</sup>)

Capacidad de enfriamiento: 1.8 a 3.5 kW

Capacidad de la Resistencia Eléctrica: 2.5 kW.

Estos datos fueron suministrados por el fabricante del sistema de aire acondicionado en su manual # TE 94/A.

El condensador del sistema de aire acondicionado consiste de un ensamble de dos tubos, uno dentro del otro, en el cual el vapor del refrigerante es condensado en el tubo interno por el agua que circula en el tubo externo. El refrigerante utilizado es el halocarbono R22 (CHCLF<sub>2</sub>).

A continuación se describe la metodología y los valores de los parámetros de operación del condensador:

#### 4.1.1.1 Temperatura de condensación del refrigerante

Para los condensadores de agua no se recomiendan temperaturas de condensación altas, debido a que las altas temperaturas producen separación de minerales del agua e

---

<sup>5</sup>. En el manual del fabricante se establece este ámbito de caudal y en una carta del 14 de mayo de 1992, se indica que el valor de 5 l/min se puede ampliar.

incrustaciones en la tubería del condensador.

Para el refrigerante R22, la temperatura de condensación debe estar entre 30 y 50°C (Dossat,1992,pág.333). Entonces para el diseño se seleccionó una temperatura de condensación de 45°C similar a la temperatura de condensación de 44°C, obtenida por el fabricante durante sus pruebas al equipo (Ver diagrama P-h en el anexo N°5).

#### 4.1.1.2 Temperatura de entrada del agua al condensador

Para determinar esta temperatura se asumió que la temperatura de salida del agua en la torre es igual a la temperatura de entrada al condensador, su valor es de 25°C (77°F). Este valor se tomó a partir del dato de temperatura de bulbo húmedo del aire (20°C) y un acercamiento de 5°C (Ver más detalle en sección 4.1.2).

#### 4.1.1.3 Capacidad experimental del condensador

Para determinar la temperatura de salida del agua en el condensador fue necesario determinar su capacidad; como datos preliminares se tomó los datos de la prueba experimental realizada por el fabricante, con el cual se asegura que son datos confiables porque fueron tomados en condiciones controladas y calibradas.

Esta capacidad se determinó utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{cond} = \dot{m}_L * C_p * \Delta T \quad (4-1)$$

donde:

$Q_{cond}$ : capacidad del condensador, en kW.  
 $m$ : flujo del agua, en kg/s.  
 $C_p$ : calor específico del agua, en kJ/kg-°C.  
 $DT$ : cambio de temperatura del agua, en °C.

Sustituyendo los datos en la ecuación se obtiene el siguiente resultado:

$$Q_{cond} = 3.25 \text{ kW}$$

El desarrollo matemático del cálculo de la capacidad experimental se muestra en el apéndice A.1.

#### 4.1.1.4 Caudal de agua requerido en el condensador

De acuerdo con el fabricante del sistema de aire acondicionado (PLINT) el flujo máximo de operación requerido en el condensador es de 5 l/min (1.3 Gal/min). Este valor se consideró constante para el diseño de la torre.

#### 4.1.1.5 Temperatura de salida del agua

Para determinar ésta temperatura fue necesario contruir la gráfica A-1 (Ver apéndice A.2). Los datos de temperatura de salida de agua del condensador de la gráfica se obtuvieron de la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{(Tr - Te) - (Tr - Ts)}{\ln \frac{(Tr - Te)}{(Tr - Ts)}} \quad (4-2)$$

donde:

Tr: temperatura de condensación (45°C)

Te: temperatura de entrada del agua al condensador (25°C)

Ts: temperatura de salida del agua del condensador

LMTD: deberá estar dentro de un ámbito de (5°C - 20°C), según (ASHRAE Handbook Equipment, 1983, cap.16)

Si se logra mantener la temperatura de entrada del agua al condensador a 25°C, el LMTD y la temperatura de salida del agua del condensador constantes, se puede asegurar que se mantiene la temperatura de condensación a 45°C.

Considerando lo anterior, los valores del caudal de agua se determinó aplicando la ecuación 4-1 y despejando el flujo de masa del agua, tal como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_L = \frac{Q_{cond}}{\Delta T \times C_p} \quad (4-3)$$

De acuerdo con lo anterior, ya se obtuvo la capacidad del condensador, el calor específico del agua y la temperatura de entrada del agua al condensador. Sustituyendo en la ecuación 4-3 los valores de la temperatura de salida del agua obtenidos con la ecuación 4-2 se determinan los valores del caudal de agua a través del condensador, completando así los datos de entrada para la construcción del gráfico A-1.

Entonces para un flujo de agua de 5 l/min se obtuvo un valor de 34.6°C (94°F) de temperatura de salida del agua en el condensador. Con este valor se garantiza que la formación de incrustaciones es relativamente baja porque la temperatura del agua a la salida del condensador es menor de 37.8°C, según (Dossat, 1992, pág.346).

Todo el desarrollo matemático se muestra en el apéndice A.2.

#### 4.1.1.6 Capacidad del Condensador

Para calcular la capacidad del condensador a las condiciones de operación, se tomaron los parámetros anteriormente determinados y sustituyendo en la ecuación 4-1 se obtiene:

$$Q_{\text{cond}} = 3.34 \text{ kW}$$

El desarrollo matemático del cálculo se incluye en el apéndice A.3.

#### 4.1.2 Determinación de los parámetros de diseño de la torre de enfriamiento

Los parámetros requeridos para el diseño son los siguientes:

- a- Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire.
- b- Temperatura del agua a la salida de la torre.
- c- Temperatura del agua a la entrada de la torre.
- d- Caudal de agua a través de la torre.
- e- Capacidad de la torre de enfriamiento.
- f- Area transversal de la torre.
- g- Area efectiva de inducción.
- h- Caudal del aire circulado a través de la torre.
- i- Longitud efectiva de la torre de enfriamiento.

La metodología que se utilizó para determinar estos parámetros fue la siguiente:

#### 4.1.2.1 Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire:

El principio básico para el diseño térmico de una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo del aire entrando a la torre.

Para la selección del diseño de la temperatura de bulbo húmedo, se recopilaron los datos meteorológicos puntuales en San José, sobre la temperatura de bulbo seco y de la humedad relativa en un período de 10 años para los días 21 de cada mes. El análisis se centró en las horas posibles de funcionamiento de la torre.

De la tabla 4-1 se determinó el valor de diseño de la temperatura de bulbo seco  $24^{\circ}\text{C}$  y bulbo húmedo del aire de  $20^{\circ}\text{C}$ , tomando en cuenta que un 5% de la temperatura de bulbo húmedo excede este valor del total de horas durante un verano normal.

Con esta consideración se disminuye la probabilidad de que la temperatura exterior aumente más que la del diseño, lográndose obtener resultados satisfactorios de acuerdo con la experiencia de los fabricantes de torres (Cooling Tower Fundamentals, 1985, pág.20).



**TABLA 4-1**  
**DATOS DE TEMPERATURAS DE BULBO HUMEDO Y SECO, Y DE**  
**HUMEDAD RELATIVA PARA SAN JOSE.**

1/06/94

MES	ENERO			FEBRERO			MARZO			ABRIL			MAYO			JUNIO			JULIO			AGOSTO			SETIEMBRE			OCTUBRE			NOVIEMBRE			DICIEMBRE		
	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th	Ts	HR	Th
8 AM	18.5	80.4	16.2	16.5	77.4	14.0	19.5	73.7	16.0	20.0	71.6	16.4	21.5	70.1	17.3	21.5	74.1	18.0	21.0	74.7	17.5	20.5	79.6	17.8	21.5	73.7	17.8	21.0	76.9	17.6	20.0	80.6	17.5	20.0	79.5	17.2
9 AM	19.5	76.1	16.5	18.0	73.2	15.5	21.0	71.4	17.0	21.5	66.0	17.0	23.0	63.7	18.0	22.5	71.3	19.0	21.5	74.7	18.3	21.0	75.5	18.0	23.0	65.7	18.0	22.0	74.1	18.2	21.0	76.4	17.8	21.0	75.0	18.0
10 AM	20.0	73.4	16.5	19.0	70.9	15.5	21.5	68.5	17.0	22.0	65.6	17.0	23.5	62.7	18.2	23.0	70.6	19.0	22.0	74.0	18.5	21.5	74.3	18.0	24.0	64.6	18.8	23.0	71.8	19.0	21.5	75.8	18.0	21.5	73.1	18.0
11 AM	20.5	71.9	16.5	19.5	69.1	15.5	22.5	66.3	17.5	22.5	65.2	17.5	24.5	62.7	19.2	23.0	72.0	19.5	22.0	71.6	18.3	22.0	74.3	18.5	24.5	67.1	19.8	23.5	70.8	19.8	22.0	72.2	19.0	23.0	69.8	18.8
12 M	20.5	74.1	17.0	20.0	69.6	16.0	23.0	65.5	17.8	22.5	65.5	17.3	25.0	61.9	19.2	23.5	74.1	19.9	22.5	70.7	18.6	22.0	75.5	18.5	24.0	66.8	19.0	23.5	71.4	20.0	21.5	76.6	18.2	22.0	73.3	18.5
1 PM	20.5	71.9	17.2	21.5	69.4	17.5	23.0	63.6	18.0	23.0	65.2	18.0	25.5	60.3	19.4	23.0	76.2	20.0	22.0	75.8	18.8	22.0	75.5	18.5	23.5	75.0	20.3	24.0	71.5	20.2	21.5	77.4	18.5	22.5	71.1	18.8
2 PM	20.5	73.0	17.0	21.5	70.4	18.0	22.5	68.1	17.6	22.5	67.3	17.8	24.5	68.0	20.0	21.5	84.5	19.5	22.0	76.0	18.8	22.0	77.3	18.8	22.0	81.9	19.7	23.5	74.2	20.2	21.0	80.5	18.2	22.5	70.5	18.5
3 PM	20.0	75.0	17.0	21.0	72.7	18.0	22.0	70.3	18.0	22.0	71.1	17.8	23.0	72.4	19.5	21.0	86.5	19.5	21.0	83.0	18.8	21.5	75.8	18.5	21.5	88.1	20.0	22.5	80.9	20.2	20.0	83.3	18.0	21.5	74.2	18.5
4 PM	19.5	73.8	16.2	20.0	76.6	17.0	21.5	72.0	17.8	21.0	73.5	17.3	22.5	79.1	20.0	20.5	88.4	18.9	20.5	84.8	18.5	21.0	80.1	18.5	20.5	89.5	19.2	21.5	87.0	19.5	19.5	88.1	18.0	21.0	80.4	18.2
5 PM	18.5	77.2	16.0	19.5	81.7	17.0	20.0	80.9	17.7	20.0	78.2	17.1	21.0	84.0	19.0	20.0	88.1	18.9	19.5	88.0	18.5	20.0	87.6	18.5	19.5	91.6	19.0	20.0	89.4	19.2	19.0	89.0	17.5	20.0	87.0	18.0
6 PM	18.0	79.8	15.8	18.0	88.7	16.4	19.0	85.2	17.1	19.5	83.1	17.1	20.5	88.4	19.0	19.5	90.3	18.5	19.0	91.1	17.8	19.0	89.6	18.0	19.5	91.1	18.8	19.5	90.9	19.2	19.0	88.9	17.5	19.5	86.8	17.8

Ts: Temperatura Bulbo Seco (°C)  
 HR: Humedad Relativa (%)  
 Tb: Temperatura de Bulbo Húmero (°C)

Referencia: Instituto Meteorológico de Costa Rica

Nota: Los datos son un promedio general entre los años 80 y 90. Tomados para San José, con una altitud 1200 metros.

#### 4.1.2.2 Temperatura del agua a la salida de la torre

Esta temperatura se determinó considerando la definición de acercamiento, tomando un valor de acercamiento de 5°C y el valor de la temperatura de bulbo húmedo de 20°C, sustituyendo en la siguiente ecuación:

$$T_{salida} = T_{bulbo_{h\u00famedo}} + Acercamiento \quad (4-4)$$

Se obtuvo que la temperatura de salida del agua en la torre es de 25°C (77°F).

#### 4.1.2.3 Temperatura del agua a la entrada de la torre

Esta temperatura se determinó a partir de la definición de rango.

Este valor de diseño se determinó por la siguiente ecuación:

$$T_{entrada} = T_{salida} + RANGO \quad (4-5)$$

Tomando un valor del rango de 4°C según sección 2.4.1 y una temperatura de salida del agua de 25°C, se obtuvo que la temperatura de entrada del agua a la torre debe ser de 29°C.

#### 4.1.2.4 Caudal de agua a través de la torre

El caudal que requiere la torre de enfriamiento se determinó a partir del concepto de capacidad térmica. Para que exista un equilibrio térmico entre el condensador y la torre, la capacidad del condensador debe ser igual a la capacidad de enfriamiento de la Torre; igualando ambas ecuaciones, se obtuvo el caudal de agua que requiere la torre.

Tomando la ecuación 2-5 y despejando el caudal que requiere la torre, se llega a la siguiente ecuación:

$$Caudal_{torre} = \frac{Caudal_{cond} * \Delta T_{cond}}{rango} \quad (4-6)$$

Para un rango de 4°C, un caudal de 5 l/min en el condensador y tomando la diferencia de temperatura del agua a la entrada (25°C) y la temperatura de salida (34.6°C) del condensador de 9.6°C; evaluando estos datos en la ecuación 4-6, se obtuvo el siguiente caudal:

$$Caudal_{torre} = 12 \text{ l/min (3.2 Gal/min)}$$

#### 4.1.2.5 Capacidad de enfriamiento de la torre

La capacidad de la torre de enfriamiento debe ser igual a la capacidad del condensador para mantener el equilibrio térmico en el sistema.

En la sección 4.1.1.6 se definió la capacidad del condensador para las condiciones de operación y corresponde un valor de 3.34 kW.

Con los parámetros de diseño de la torre y evaluando en la ecuación 2-1, se obtuvo que la capacidad de la torre de enfriamiento de 3.34 KW es igual a la capacidad de operación del condensador (Ver apéndice A.4).

#### 4.1.2.6 Area transversal de la torre

El área transversal de la torre, se determinó de la siguiente manera:

Según la referencia de (Rodríguez, 1981, pág. 406) el área de una torre se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$A_o = \frac{m_L}{q} \quad (4-7)$$

donde:

$A_o$ : Área transversal de la torre, en  $m^2$

$m_L$ : Flujo de agua, en  $kg/s$

$q$ : Densidad de lluvia en la torre, (1.0-1.4) en  $kg/m^2s$

Sustituyendo en la ecuación anterior los valores correspondientes (ver apéndice A.5) se obtiene que el área transversal de la torre de enfriamiento es de  $0.24 m^2$  (aprox.  $0.25 m^2$ ), con una magnitud de 0.5 metros para cada lado del cuadrado.

#### 4.1.2.7 Area efectiva de inducción

La forma como se obtuvo el área efectiva de inducción del aire fue mediante las pruebas experimentales realizadas a las boquillas. En el apéndice A.6 se describe en detalle todo el procedimiento experimental realizado para determinar el área efectiva de inducción de la torre de enfriamiento.

El resultado de estas pruebas indican que el área efectiva de inducción de la torre de enfriamiento es de  $0.181 m^2$  o bien con una magnitud de los lados del cuadrado de 0.425 metros.

#### 4.1.2.8 Caudal del aire a través de la torre

Se determinó mediante pruebas experimentales a las boquillas. En éstas se midió la velocidad del aire inducido por la aspersion de rociado del agua a presión de la cañería aproximadamente  $2.8 \text{ kg/cm}^2$ .

Esta velocidad se determinó tomando un promedio para las diferentes medidas que se tomaron en diferentes puntos del sistema de distribución de boquillas (Ver apéndice A.7), este valor corresponde a  $2.5 \text{ m/s}$  como promedio.

#### 4.1.2.9 Longitud efectiva de la torre de enfriamiento

La determinación del cálculo de la altura de la torre, fue con base a un análisis termodinámico y tomando la ecuación 3-16 para despejar la variable  $L_e$  (longitud efectiva de la torre), se obtiene la siguiente ecuación:

$$L_e = \frac{G_A}{K_M a_M} \int_1^2 \frac{dh}{h_i - h} \quad (4-8)$$

donde:

- $L_e$ : Longitud de la torre, en m.
- $h_i$ : Entalpía en la interfase, en  $\text{kJ/Kg}$ .
- $G_A$ : flujo másico del aire, en  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

El valor de la integral se determinó mediante un método gráfico (ver gráfico A-3, apéndice A.8). El valor de  $G_A$  se obtiene de los valores de velocidad medidos en la prueba de las boquillas rociadoras. Los coeficientes de transferencia de masa y de calor se tomaron de la recomendación bibliográfica (ASHRAE, Fundamentals, 1989, pág.5.12), al igual que el resto de

variables involucradas en este cálculo.

Sustituyendo estos datos en la ecuación 4-8, se obtiene el valor de la altura de la torre:

$$L_e = 1.18 \text{ m}$$

Este dato se corrigió utilizando un margen de 15% de seguridad.

Entonces el valor de la altura efectiva de la torre es de:

$$L_e = 1.18 * 1.15 = 1.35 \text{ m}$$

Con esta información sería posible seleccionar los componentes importantes de la torre y diseñar la estructura. En el apéndice A.8 se encuentran los cálculos pertinentes.

## CAPITULO 5

# DESARROLLO DEL DISEÑO MECANICO Y CONSTRUCCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

## 5.1 Componentes de la torre y parámetros del diseño

Para el diseño de la torre de enfriamiento se buscaron materiales disponibles y se consideró los recursos económicos limitados de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

También se tomó en cuenta que los componentes que constituyeron la torre fueran accesibles para el fácil mantenimiento.

La torre de enfriamiento se dividió en los siguientes componentes:

- Boquillas
- Tanque colector
- Marco estructural
- Persianas
- Tubería y accesorios
- Bomba de agua
- Rodillos
- Instrumentación
- Cable eléctrico y controles

En resumen los parámetros de diseño de la torre, desarrollados en el capítulo anterior y el apéndice A fueron los siguientes:

1. Temperatura de bulbo seco del aire 24°C
2. Temperatura de bulbo húmedo del aire 20°C
3. Temperatura de entrada del agua 29°C
4. Temperatura de salida del agua 25°C
5. Caudal de agua 12 l/min



## 5.2 Procedimiento de diseño de los componentes de la torre de enfriamiento

1. Ubicación y selección del tipo de torre de enfriamiento de efecto inducido.
2. Selección de las boquillas rociadoras y montaje del sistema de distribución de agua.
3. Diseño y construcción del tanque colector (capacidad y peso).
4. Selección del material de construcción de los diferentes componentes<sup>(6)</sup> que constituyen la torre de enfriamiento.
5. Ensamblaje del marco estructural.
6. Construcción y montaje de las persianas (mamparas).
7. Montaje de las láminas de acrílico.
8. Montaje de la tubería, accesorios y instrumentación.
9. Selección y montaje de la bomba centrífuga.
10. Montaje de los rodillos giratorios.
11. Conexión del sistema eléctrico de la bomba.

La Figura 5-1, muestra un esquema del isométrico de la torre de enfriamiento y del condensador del sistema de aire acondicionado. Además se indica la bomba, válvulas e instrumentos de medición y las longitudes aproximadas de la tubería.

---

<sup>6</sup>. Todos los detalles de los componentes se pueden ver en el plano constructivo, anexo N<sup>o</sup>7.

NOTA: REFERENCIAS ANEXO 7, PLANO 2/1

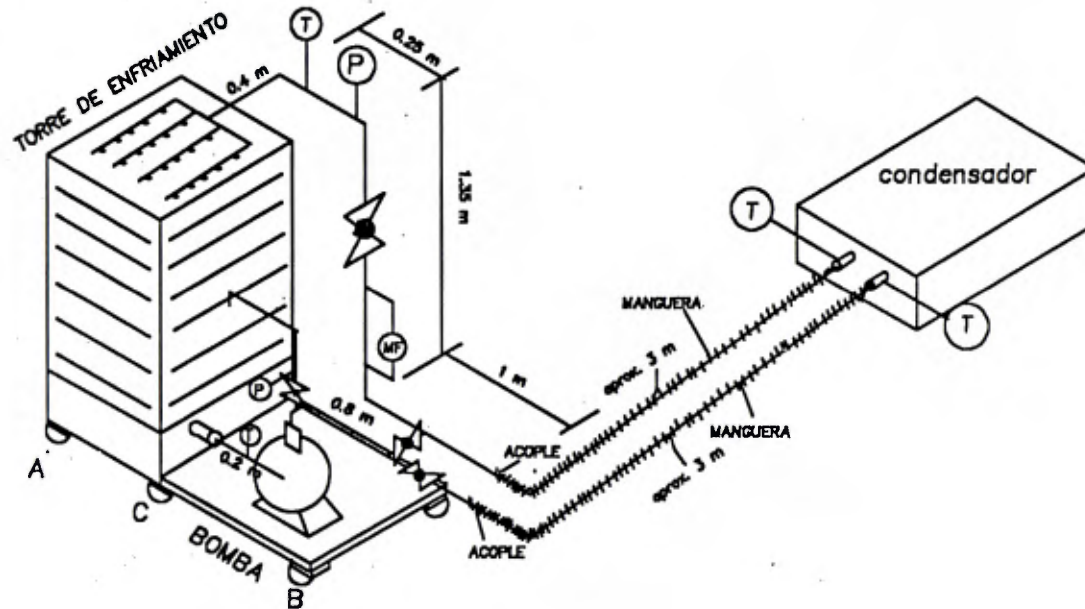


Figura 5-1. Esquema del isometrico de la torre de enfriamiento acoplada al condensador y mostrando las longitudes de la tubería.

### 5.2.1 Ubicación y selección del tipo de torre de enfriamiento de efecto inducido

Existen dos tipos de torres de enfriamiento de efecto inducido por rociado, la de tiro inducido horizontal y tiro inducido vertical, tal como se indicó en el capítulo 2, sección 2.2.1.1.

Es importante recalcar que el análisis de transferencia de calor y masa que puedan tener estas torres es totalmente independiente del tipo de torre.

El tipo de torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado seleccionada es la de tiro vertical. Su selección se fundamentó, principalmente, por los siguientes puntos:

- 1-Costo de la Construcción
- 2-Simplicidad en su Fabricación
- 3-Disponibilidad de Espacio

La Torre de Tiro Horizontal es más compleja en su fabricación, puesto que requiere más elementos constructivos tales como los eliminadores y estabilizadores de aire, elevando su costo de inversión aún más. En las verticales, estos elementos no son necesarios por que manejan velocidades y presiones de inducción del aire entrando a la torre mucho más bajas que las de tipo horizontal.

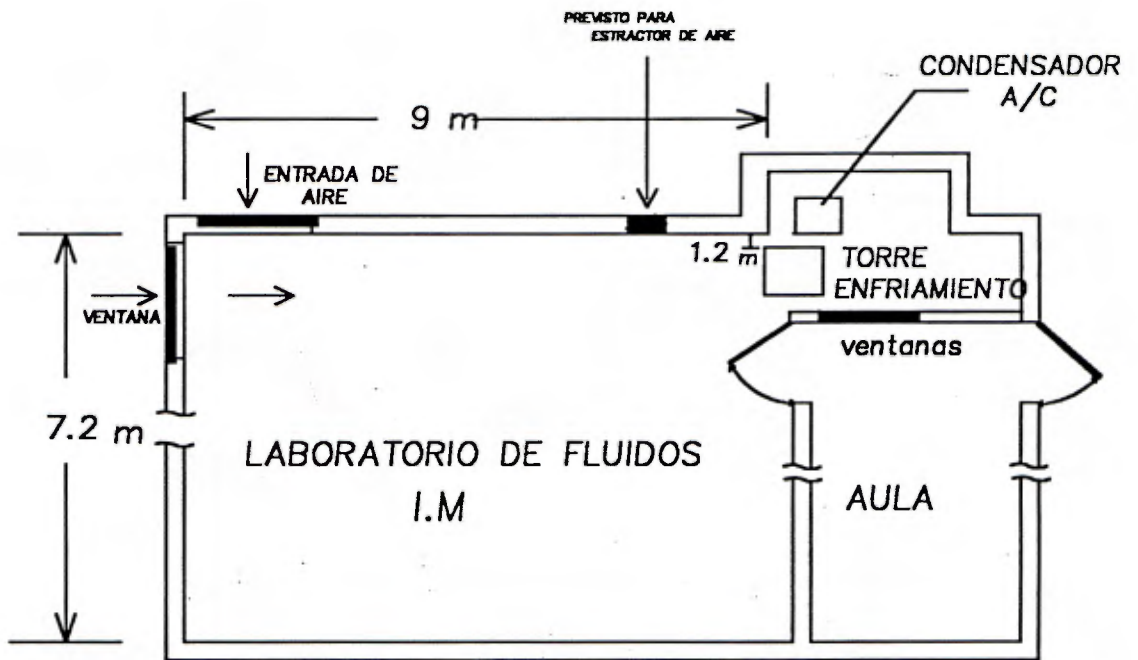
Las dimensiones con que cuenta la torre del tipo vertical permite tener una buena disponibilidad de espacio dentro del laboratorio, cumpliendo con el objetivo de tener la torre como equipo interno de laboratorio, sin ningún problema para

instalarla y ponerla en operación.

Esta torre estará ubicada dentro del laboratorio de fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica. Se seleccionó este lugar por la necesidad de contar con un equipo de enfriamiento, interno del laboratorio, de tal forma, que el estudiantado tenga acceso al sistema de aire acondicionado y la torre al mismo tiempo. Las condiciones no son las más adecuadas, porque independientemente del tipo de torre que sea se recomienda que estas estén en un lugar abierto, pero logrando mantener condiciones adecuadas y controladas se podrán realizar pruebas y obtener resultados satisfactorios dentro del laboratorio.

Como una solución para asegurar que el enfriamiento del agua se produzca y no se genere problemas de recirculación y de saturación del aire, se recomienda que la distancia mínima entre las paredes a la cara de la torre debe ser 1.2 metros (Evapco Inc, 1988, pág.4). Este valor es recomendado para torres de enfriamiento mecánicas y se utilizará para la ubicación de la torre de enfriamiento de efecto inducido (no mecánico) dentro del Laboratorio ya que no se tiene información para la ubicación de este tipo de torres. (Ver Figura 5-2)

También se recomienda instalar un extractor de aire lo más cerca posible a la torre, con el fin de extraer el aire húmedo y caliente que ésta produce.



VISTA EN PLANTA  
(SIN ESCALA)

Figura 5-2. Ubicación de la Torre dentro del Laboratorio

### 5.2.2 Selección de las boquillas rociadoras

Para tener una alta eficiencia en la torre es esencial tener un buen sistema de atomización, ya que el área superficial de agua expuesta depende principalmente del tipo de atomización que se tenga.

El área superficial del agua expuesta al aire, depende de la eficiencia de los rociadores y el tiempo de contacto. También depende de la elevación y presión del sistema de distribución del agua.

De acuerdo a la información teórica, la eficiencia de una torre de efecto inducido por rociado depende casi en su totalidad de un buen diseño de las boquillas. Un buen diseño de las boquillas mejora la transferencia de calor y de masa entre el agua y el aire, reduciendo el acercamiento entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo del aire.

La información teórica sobre torres de enfriamiento de efecto inducido recomienda que el tipo de boquilla deben ser de alta presión y bajo caudal con aspersion plana.

La presión de rociado de diseño debe estar en un ámbito de 1.035 bar(15 psig) a 4.14 bar(60 psig) a la salida de la boquilla (Baltimore Aircoil, Bulletin 5220, May.1974).

El tipo de boquilla que requiere la torre de efecto inducido debe presentar las siguientes características de operación:

- Alta Presión de Rociado

- Baja Capacidad (Caudal)
- Tipo de Aspersión Plana

Después de hacer un estudio de los posibles proveedores de boquillas de rociado, se determinó que en el mercado nacional se cuenta con un tipo de boquillas de atomización que cumplen con las condiciones de operación de la torre. La construcción geométrica de la torre será capaz de albergar las boquillas y su flujo producido.

El tipo de boquilla seleccionada se tomó de un catálogo proporcionado por la compañía Abonos Superior( TEEJET.Boquillas de Atomización.1989), ver anexo N°2, página 177.

Para suplir la cantidad de aire y el caudal de agua que necesita la torre, se utilizó un total de 16 boquillas. El tipo de boquilla seleccionada fue el modelo 8002, de acuerdo al catálogo del fabricante "Teejet", presenta las siguientes características de operación:

Presión Máxima 3.2 kg/cm<sup>2</sup> (60 psi)

Presión de Operación 2.8 kg/cm<sup>2</sup> (40 psi)

Caudal máximo 0.91 l/min

Caudal de Operación 0.79 l/min

Material: Plástico con centro de acero

Conexión : roscada

Se seleccionó este tipo de boquilla dado que presenta características muy adecuadas para la operación de la torre de enfriamiento, y tiene una gran resistencia a la corrosión y al desgaste.

La especificación de la boquilla completa se muestra de la siguiente manera: Marca Teejet, modelo  $\frac{1}{2}$ T8002, plástica con centro de acero. En el anexo N°2, se muestra el despiece de la boquilla seleccionada.

Como se explicó anteriormente se realizó una prueba experimental a tres tipos diferentes de boquilla para determinar su efectividad y estimar la cantidad de aire inducido por cada una. La prueba se realizó conectando la boquilla directamente a la llave de cañería por medio de un arreglo de tubería ( Ver fotografía en el Anexo N°6, página 213).

La boquilla se puso a operar a la presión de 50 psi produciendo un caudal de 0.85 l/min en una posición horizontal; lográndose resultados satisfactorios, con las siguientes medidas que se tomaron; su ángulo de aspersion fue aproximadamente 80 grados y su alcance efectivo del chorro fue aproximadamente 1.15 metros, el caudal de aire estimado fue aproximadamente de 282 l/min con un radio efectivo de 6 cm.

En resumen, este tipo de boquilla cumple con las condiciones de operación propuesta para la torre de enfriamiento.

La tabla 5-1 muestra la cantidad de boquillas que debe tener la torre de enfriamiento para suministrar el caudal de 12 l/min (3.2 Gal/min) de agua. Se buscó que la distribución fuera homogenia en todo el área, con un total de 16 boquillas y a la presión de 40 psi fue la mejor alternativa.



Tabla 5-1. Cantidad de Boquillas que se necesitan para suministrar el caudal de la torre a diferentes presiones.

PRESION (Psi)	TIPO TEEJET	CAUDAL (L/min)	CANTIDAD (*)
30	8001	0.36	34
	8002	0.72	17
	8006	2.15	6
40	8001	0.40	30
	8002	0.79	16
	8006	2.35	6
50	8001	0.43	28
	8002	0.85	15
	8006	2.54	5
60	8001	0.46	27
	8002	0.91	14
	8006	2.71	5

(\*): Esta columna representa el número de boquillas que requiere la torre para suministrar los 12 l/min de agua.

### 5.2.3 Tanque Colector

Su función principal es coleccionar el agua fría que fluye en la torre, y facilitar la succión de la bomba.

El flujo máximo de evacuación que debe tener el recipiente es de 12 l/min, según las referencias estudiadas para una instalación fija y de trabajo ocasional, se recomienda darle al tanque una capacidad de cuatro veces el caudal de operación de la bomba, es decir, tendrá un tiempo de permanencia del agua dentro del tanque de 4 minutos según (Panzer, Tratado Práctico de Oleohidráulico, 1968), entonces el volumen mínimo que debe tener

el tanque colector es de 48 litros.

Se seleccionó el área del fondo del tanque colector de  $0.25 \text{ m}^2$ , por ser ésta el área del sistema de distribución del agua de las boquillas, entonces para lograr los 48 litros se requiere que la altura del tanque sea de 20 centímetros. Multiplicando ésta altura por un factor de seguridad del 50%, se obtiene que la altura total del tanque es de 30 centímetros. Entonces el volumen del tanque colector se cálculo con la siguiente fórmula:

$$V_{\text{colector}} = A \times h \quad (5-1)$$

$$V_{\text{colector}} = 0.5 \times 0.5 \times 0.3 = 0.075 \text{ m}^3$$

El material del tanque colector seleccionado fue lámina galvanizada #26, por tener una buena resistencia a la corrosión y un costo relativamente bajo. Dado que este no será un recipiente a presión, no se consideró en su diseño el espesor en el recipiente.

El tanque colector en la parte superior tendra un doblez para proporcionarle una mayor resistencia estructural y estabilidad dimensional. Este tanque fue soldado con soldadura de bronce por ser de lámina delgada, lograr así evitar cualquier fuga y debilitamiento del material por deformación. Las esquinas soldadas fueron retocadas con pintura anticorrosiva debido a la eliminación de la capa de zinc y a la posible formación de oxidos superficiales.

El tanque estará ubicado dentro del marco estructural, pero será completamente independiente a este. Con esto se garantiza que el recipiente podrá recibir mantenimiento sin ningún problema e inconveniente, también se dejara una prevista para montarle un control de nivel por flotador, que restituya el agua pérdida por el arrastre del aire y mantenga el nivel adecuado.

Al colector tendrá una purga con válvula a un lado del recipiente. Su función será eliminar fácil y rápidamente el agua después de cada práctica de laboratorio para evitar problemas de corrosión.

#### Calculó del diámetro de Purga:

La velocidad deseada para desalojar el agua por completo debe ser entre 1 a 1.5 m/s de salida (ver anexo N°5, tabla para diseño de conductos de drenaje). (Howard Rase, 1979, pág.205).

Con el volumen de agua en el colector de 48 litros, y utilizando la siguiente ecuación se obtiene el flujo de salida:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (5-2)$$

donde:

- Q: caudal a través de la purga, en l/min
- V: Volumen del agua en el tanque, en litros
- t: tiempo de desalojo, en minutos

Tomando la velocidad máxima de desalojo y un tiempo de 4 minutos, sustituyendo estos valores en la ecuación 5-2, se

obtiene que el caudal a través de la purga:

$$Q = 48/4 = 2E-4 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (12 l/min)}$$

El área se determina por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{Q}{V} \quad (5-3)$$

donde:

A: área de la purga, en  $\text{m}^2$

Sustituyendo los valores se obtiene que:

$$A = 2E-04/1.5 = 1.33E-04 \text{ m}^2 \text{ (133 mm}^2\text{)}$$

De la definición de área y despejando el diámetro se obtiene que:

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} \quad (5-4)$$

$$D = \sqrt{\{(4*1.33E-04)/\pi\}} = 1.3E-02 \text{ m (13 mm)}$$

El diámetro comercial que se podrá utilizar para tener una velocidad de salida aproximada de 1.5 m/s es de 19 mm (3/4 pulg) de diámetro.

#### 5.2.4 Marco estructural

El material seleccionado para el marco estructural fue acero electrogalvanizado, conocido como Zircol de perfil ranurado galvanizado para estantería en L de 32 mm (1.25 pulg).

Se seleccionó este material por 3 razones principales:

- Es de un costo muy bajo.
- Disponible en el mercado nacional.
  
- Presenta propiedades mecánicas adecuadas para las condiciones requeridas, tales como peso liviano y resistente a la corrosión.

Este material presenta un esfuerzo permisible de :

$$S_{\text{permisible}} = 3 \text{ kPa (0.43 psi)}^{(7)}$$

El perfil ranurado tiene dos grandes ventajas, primeramente al ser ranurado será mucho mas fácil en su montaje, dado que la sujeción se permitirá mediante tornillos, además este perfil tiene una capa de galvanizado para contrarrestar el problema de la corrosión y ambiente húmedo propio de la función de la Torre de Enfriamiento.

Este material es utilizado para la construcción de estantes en el mercado nacional, además excede la capacidad para soportar la carga del colector completamente lleno con el agua y el peso propio de la estructura. Está sería la única carga externa que actuaría sobre la Torre de Enfriamiento.

Como se mencionó en la sección anterior el volumen calculado del agua en el tanque colector será de 48 litros.

---

<sup>7</sup>. Información suministrada por el representante de ventas de Perfiles Ranurados.

La masa se obtuvo de la definición de densidad ( $\delta$ ), para una temperatura de 24°C el agua tiene una densidad de 997.4 kg/m<sup>3</sup>, entonces:

$$m = \delta \times V_{colector} \quad (5-5)$$

$$m = 997.4(\text{kg/m}^3) * 0.048(\text{m}^3) = 47.9 \text{ kg}$$

Peso del agua en el tanque se define con la siguiente fórmula:

$$P = m \times g \quad (5-6)$$

donde:

- P: Peso del agua en el tanque colector, en N.
- m: Masa del agua en el tanque colector, en Kg.
- g: aceleración de la gravedad, en m/s<sup>2</sup>.

Sustituyendo estos valores el peso del agua es de:

$$P = 47.9 * 9.81 = 469.7 \text{ N}$$

El esfuerzo aproximado a que estará sujeto el marco de la torre se expresa con la siguiente fórmula:

$$S = \frac{P}{A} \quad (5-7)$$

donde:

- A: área de aplicación la carga, en m<sup>2</sup>.
- P: carga aplicada, en Newton.
- S: esfuerzo aplicado al marco, en kPa.

Sustituyendo los valores en la ecuación (5-7), se obtuvo el esfuerzo aplicado en el marco estructural para una área

transversal de  $0.25 \text{ m}^2$  (ver capítulo 4):

$$S = 469.7/0.25 = 1.88 \text{ kPa}$$

Comparando este esfuerzo con el esfuerzo último del material, se cumple que:

$$S_{\text{permisible}} > S$$

El factor de seguridad que se tiene es de:

$$n = \frac{S_{\text{permisible}}}{S} \quad (5-8)$$

$$n = 3/1.88 = 1.6$$

donde:

- n: Factor de seguridad
- S: Esfuerzo Aplicado, en kPa

En el Plano constructivo (Ver anexo N<sup>o</sup>7), se muestra el marco estructural de la torre y sus dimensiones.

#### 5.2.5 Persianas (mamparas)

Las persianas fueron construidas de lámina galvanizada #26 por su bajo costo, también por que este componente no estará expuesta a ningún esfuerzo mecánico. Este material presenta buenas características de resistencia a la corrosión del medio ambiente.

Su función es la de descargar el chorro de aire directo hacia arriba afuera de la torre con suficiente velocidad pero evitando en parte el arrastre de agua fuera de la torre. Para mejorar este fenómeno fue necesario adicionar a las persianas cedazo, el cual provoca cierta resistencia al aire para salir de la torre y así disminuir al mínimo la cantidad de agua arrastrada fuera de la torre.

El aire sale recto hacia arriba desde la torre, con esta forma cuando hay corrientes de aire fresco entrando al laboratorio estos pueden arrastrar el aire hacia afuera.

Las persianas para poder tener una rigidez estructural se le implementará un dobléz en las orillas y sus dimensiones al igual que su montaje se muestra en plano constructivo (Ver anexo N°6, pág.205). Serán atornilladas al marco principal para facilitar su desmontaje y poder recibir mantenimiento.

Las persianas se diseñaran para que el aire tenga menor caída de presión, así la velocidad de desalojo del aire es mayor, minimizando la posibilidad de recirculación; para lograr lo anterior su ángulo de inclinación es de 40°(Evapco, 1988, pág.25).

#### 5.2.6 Selección de tubería y válvulas

La función de la tubería es distribuir el agua entre la bomba, la torre y el condensador.

Se utilizó tubería de PVC cédula 40 por su bajo costo y



resistencia a la corrosión y manguera de acople entre la torre y el condensador.

El diámetro de tubería depende de la velocidad, para todo el diseño se tomó una velocidad de 1.7 m/s y se encuentra dentro de los límites recomendados (1.5 m/s y 3.7 m/s) según (ASHRAE, Systems Handbook, 1984, pág.17.11).

A continuación se indica el desarrollo del cálculo del diámetro de la tubería:

Con la ecuación 5-4, se determinó los diámetros nominales de tubería para cada ramal, como se muestra en la tabla 5-2 (ver en el diagrama de flujo, los caudales que va a transitar a través de cada ramal, página 165).

**Tabla N°5-2. Diámetro de la Tubería**

Q(l/min)	Descripción	A (m <sup>2</sup> ) 10 <sup>-3</sup>	D (m) 10 <sup>-3</sup>	D (pulg) comercial (*)
12	Flujo de agua Torre Enfriam.	0.118	12.2	½
7	Flujo de agua Desviada	0.069	9.36	3/8
5	Flujo de agua Condensador	0.049	7.88	3/8

(\*) Ver diagrama de flujo, anexo N°7.

Los diámetros calculados con la velocidad recomendada (1.7 m/s) son de 12.7 mm (0.5 pulg) y de 9.5 mm (0.375 pulg.). Por la disponibilidad comercial de tubería de 12.7 mm, se escogió éste diámetro (0.5 pulgada).

## Válvulas

Las válvulas son usadas para controlar y regular el flujo a través de las líneas de agua hacia el condensador y la torre.

A la llegada del sistema de distribución de agua a la torre se utilizará una válvula de esfera de bronce de 12.7 mm  $\phi$  (0.5 pulg) con el fin de regular la presión en los ramales de distribución de agua en las boquillas, a pesar de que no es la más adecuada para regular se puede utilizar para realizar esta función, porque su uso será ocasional, y casi siempre estará abierta. (Ver anexo N<sup>o</sup>7, plano 2/2).

En el tubo desviador (bay-pass) se colocó una válvula de globo de bronce de 12.7 mm  $\phi$  (0.5 pulg), para regular la cantidad de agua que necesita el condensador. Además el panel de control del sistema de aire acondicionado posee una válvula de control de flujo a la entrada del condensador.

Para el desalojo del agua en el colector se utilizará una válvula de compuerta de bronce de 12.7 mm  $\phi$  (0.5 pulg) de diámetro por la razón que es una válvula que permanecerá la mayor cantidad del tiempo cerrado y se abrirá solamente para el desalojo del agua del recipiente.

Para tener control sobre la presión y caudal de la bomba se colocará una válvula de globo de 25.4 mm (1 pulgada), que permita recircular el agua entre la bomba y el colector.

### 5.2.7 Selección de la bomba

Los elementos que determinan la carga de bombeo son:

- 1- Carga estática desde la superficie del agua en el colector de la torre hasta la salida de la boquillas.
- 2- Pérdida de fricción en la tubería de succión y de descarga.
- 3- Pérdida de presión en el condensador.
- 4- Pérdida a través de las válvulas.
- 5- Pérdida a través de las boquillas.
- 6- Pérdida a través del medidor de flujo.

Estos elementos determinan la carga total estática y dinámica para la selección de la bomba, ver figura N°5-4.

La selección de la bomba centrífuga, depende de dos parámetros de diseño:

- Caudal de agua
- Carga total de bombeo

#### Caudal de agua

La bomba operará con un caudal igual al caudal de diseño de la torre (Ver capítulo 4), es decir, 12 l/min (3.2 GPM).

#### Carga total de Bombeo

La carga total de bombeo es la suma de la carga estática y la carga dinámica.

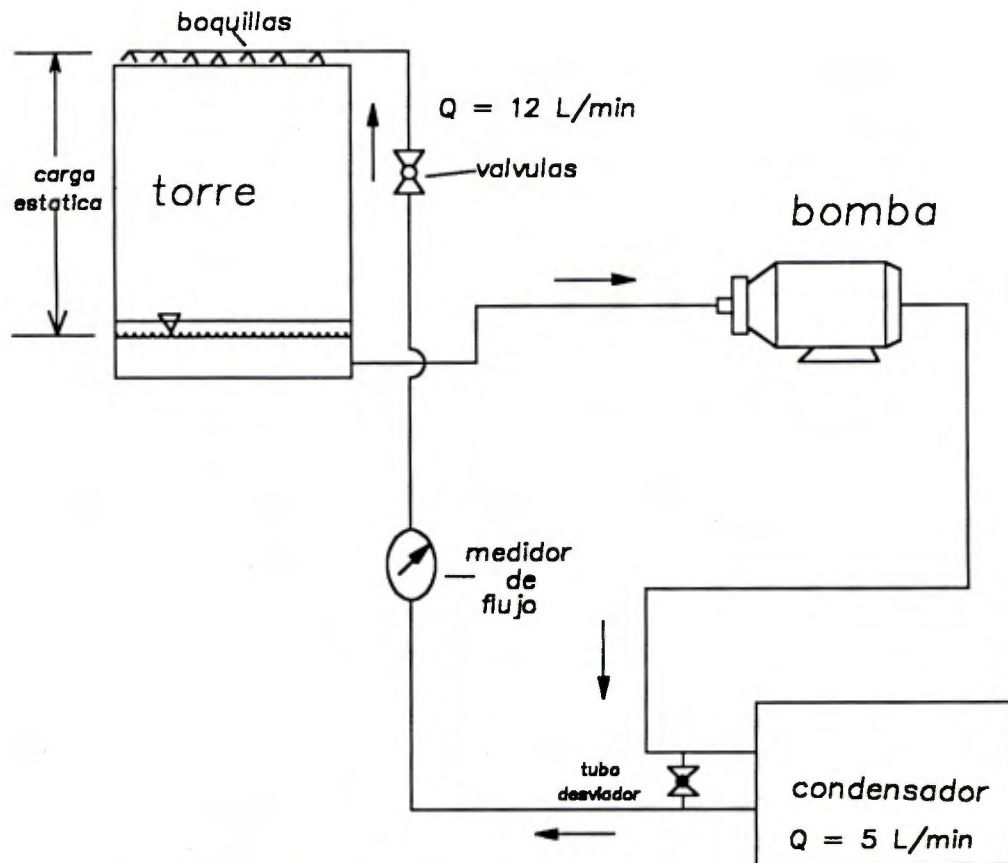


Figura 5-3. Carga Estática de la Bomba

### Carga Estática

La carga estática es la presión medida como columna estática entre el "nivel líquido libre" y el punto más alto al cual el líquido va a ser enviado por la bomba.

De acuerdo al dimensionamiento establecido, la carga estática es de  $1.35 \text{ mH}_2\text{O}$  (ver plano Constructivo, anexo N°7).

### Carga Dinámica (o Fricción)

La carga de fricción del sistema de tuberías se aumenta con el flujo a través del sistema.

Las pérdidas a través de la Tubería y Accesorios se calculó con la ecuación de Moody (Crane, 1989, pág 2-10):

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (5-9)$$

donde:

- $h_f$ : Caída de presión, en  $mH_2O$
- $f$ : Factor de fricción
- $L$ : Longitud de la tubería, en m
- $D$ : Diámetro interior de la tubería, en m
- $v$ : Velocidad de flujo, en m/s
- $g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

Usando la siguiente ecuación empírica (Hazen Willians, ver anexo N°5, pág.210) para pérdidas de fricción a través de la tubería para aplicaciones industriales, la ecuación (5-9) se transforma en:

$$\frac{h_{ft}}{L} = \frac{k1 Q^n}{D^m} \quad (5-10)$$

donde:

- $h_{ft}$ : caída de presión en la tubería, en  $mH_2O$
- $Q$ : caudal, en ( $m^3/s$ )
- $D$ : diámetro, en (m)
- $L$ : longitud, en (m)
- $K1 = 10.67/C^n$ , según sistema internacional de unidades.

Para el agua:

$$n = 1.852$$

$$m = 4.87$$

C: Coeficiente de rugosidad para tubería de PVC su valor corresponde a 150 para tubo liso (Manual técnico, Durman Esquivel, 1979).

Sustituyendo los valores en K1 se obtuvo que:

$$K1 = 10.67/150^{1.852} = 9.95 \times 10^{-4}$$

Debido a que en ciertos tramos el caudal de agua es diferente fue necesario descomponer la caída de presión en dos partes, tal como se indica a continuación:

$$h_{ft} = h_{ft1} + h_{ft2}$$

Tomando los siguientes valores para  $h_{ft1}$ :

$$Q = 12 \text{ l/min} = 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.5 \text{ pulg.} = 0.0127 \text{ m}$$

$$L = 3.8 \text{ m (Ver figura N}^\circ\text{5-1)}$$

Y los siguientes valores para  $h_{ft2}$ :

$$Q = 5 \text{ l/min} = 8.3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.5 \text{ pulg.} = 0.0127 \text{ m}$$

$$L = 6.2 \text{ m}$$

Sustituyendo en la Ecuación (5-10) para cada caso se obtuvo:

$$h_{ft1} = 9.95 \times 10^{-4} \times (0.2 \times 10^{-3})^{1.852} \times 3.8 / (0.0127)^{4.87}$$

$$h_{ft1} = 0.91 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$h_{ft2} = 9.95 \times 10^{-4} \times (8.3 \times 10^{-5})^{1.852} \times 6.2 / (0.0127)^{4.87}$$

$$h_{ft2} = 0.29 \text{ mH}_2\text{O}$$

Entonces, la caída de presión total a través de la tubería es:

$$h_{ft} = 0.91 + 0.29 = 1.20 \text{ mH}_2\text{O}$$

a) Pérdidas Menores en Accesorios:

De la ecuación (5-9), se definió el coeficiente de resistencia  $k$  de la siguiente manera:

$$k = (fL/D)$$

Sustituyendo este coeficiente en la ecuación (5-9) se obtuvo la siguiente ecuación:

$$h_{fa} = k \frac{v^2}{2g} \quad (5-11)$$

donde:

$h_{fa}$ : caída de presión en los accesorios, en  $mH_2O$

Evaluando el coeficiente  $k$  para los diferentes accesorios (Ver en el Anexo N°5, pág.204), se obtuvo la siguiente tabla:

TABLA N°5-3. Coeficientes de Resistencia para Diferentes Accesorios

CANTIDAD	ACCESORIO	K c/u	Ktotal
6	Codos 90°	30*f <sub>t</sub>	4.86
3	Válvula Globo	340*f <sub>t</sub>	27.54
1	Entrada Tubería	0.78	0.78
1	Rotámetro	1.2	1.2
1	Tee (flujo cruzado)	60*f <sub>t</sub>	1.62
3	Tee (flujo directo)	20*f <sub>t</sub>	1.62
2	Reductores	6.4E-3	0.013
		<b>TOTAL</b>	<b>37.633</b>

Para un diámetro de 12.7 mm  $f_t$  corresponde a un factor de fricción de 0.027 según (Crane, 1977, pág.A-46).

Al igual que la tubería, existen accesorios que trasiegan caudales diferentes, ver diagrama de flujo página 165.

En el tramo que trasiega un caudal de 12 l/min ( $h_{fa1}$ ) se tiene que:

$$v: 1.7 \text{ m/s}$$

$$K_{total}: 18.193$$

Y para el tramo con un caudal de 5 l/min ( $h_{fa2}$ ) se tiene que:

$$v: 0.7 \text{ m/s}$$

$$K_{total}: 19.44$$

Sustituyendo en la Ecuación 5-11 para cada caso se obtuvo:

$$h_{fa1} = 18.193 \cdot 1.7^2 / (2 \cdot 9.81) = 2.68 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$h_{fa2} = 19.44 \cdot 0.7^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.49 \text{ mH}_2\text{O}$$

Entonces, la caída de presión total a través de los accesorios es:

$$h_{fa} = 2.68 + 0.49 = 3.17 \text{ mH}_2\text{O}$$

Entonces la pérdida total debido a la carga dinámica en la tubería y accesorios fue de :

$$h_f = h_{ft} + h_{fa}$$

$$h_f = 1.20 + 3.17 = 4.37 \text{ mH}_2\text{O}$$

La carga total de bombeo se obtuvo de la suma de los siguientes parámetros:

Carga Total = Carga Estática + Carga Dinámica + Presión  
de Rociado de las Boquillas + Caída de  
Presión en el Condensador

Para suplir los 12 l/min de agua en la torre se requiere una presión de rociado nominal de operación de las 16 boquillas de 28.14 mH<sub>2</sub>O (40 psi), y una caída de presión en el condensador es de 0.5 mH<sub>2</sub>O para un caudal de 5 l/min (Araya, Informe técnico



de pruebas experimentales al condensador del sistema de aire acondicionado, 1992).

Sustituyendo estos valores se obtiene que:

$$\text{Carga Total} = 1.35 + 4.37 + 28.14 + 0.5$$

$$\text{Carga Total} = 34.4 \text{ mH}_2\text{O (48.8 PSI)}$$

#### b) Curva del sistema

Para la curva del sistema, se determinó con la siguiente ecuación según (Crane, Bombas, 1988, pág. 1-6):

$$H'_p = (k_1 + k_2) * Q^2 \quad (5-12)$$

donde:

$$H'_p = \text{Caída de presión a través del sistema, en mH}_2\text{O}$$

$$k_1 = h_f / Q_n^2, \text{ en mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

$$k_2 = v^2 / (2gQ_n^2), \text{ en mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

donde:

$$h_f = 4.37 \text{ mH}_2\text{O (Carga de fricción)}$$

$$Q_n = 0.73 \text{ m}^3/\text{h (Caudal neto)}$$

$$v = 1.7 \text{ m/s (Velocidad recomendada)}$$

sustituyendo:

$$k_1 = 4.37 / 0.73^2 = 8.2 \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

$$k_2 = 1.7^2 / (2 * 9.81 * 0.73^2) = 0.28 \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

Con estos datos y variando el caudal se obtuvo la curva del sistema las unidades de  $(\text{m}^3/\text{h})^2$  se cancela, tal como se indica en la siguiente tabla:

TABLA N°5-4. Datos de la Curva del Sistema

Q	Hp'	PB	DPC	H=Hp'+CE+PB+DPC
l/min	mH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O
0	0	0	0	1.35
3.83	0.45	0	0.27	2.07
7.5	1.72	7.85	0.53	11.45
11.33	3.92	24.87	0.79	30.93
12.2	4.52	28.74	0.85	35.46
13.2	5.29	33.18	0.92	40.74
15.2	7.02	42.07	1.06	51.50
18.8	10.83	58.06	1.32	71.56
22.7	15.68	73.39	1.59	101.91
26.5	21.44	73.27	1.86	97.92

H'<sub>p</sub>: Caída de presión a través del sistema, en mH<sub>2</sub>O

H: Carga Total de Bombeo, en mH<sub>2</sub>O.

CE: Carga Estática del Sistema ( 1.35 mH<sub>2</sub>O)

PB: Presión de Rociado de las Boquillas

DPC: Caída de Presión en el Condensador

### c) Datos de Operación de la Bomba

Para determinar la potencia de la bomba que se requiere, se calculó con la siguiente fórmula:

$$HP = \frac{Q_n * H_n}{1715 * ef} \quad (5-13)$$

donde:

Q<sub>n</sub>: Caudal Neto, en l/min.

H<sub>n</sub>: Carga Neta, en mH<sub>2</sub>O.

ef: eficiencia, en %.

La eficiencia de la bomba se asumió 82% (Según recomendación del fabricante de bombas Gould).

Sustituyendo:

$$\text{Potencia} = 12 \cdot 37 / (1715 \cdot 0.82)$$

$$\text{Potencia} = 0.32 \text{ HP}$$

Tomando la potencia comercial de una bomba con un valor hacia arriba de 0.32 HP, se obtiene que la bomba debe ser de 1/2 HP.

La bomba en condiciones de operación nominal debe cumplir con lo siguiente:

**Potencia:** 1/2 HP  
**Presión Operación:** 34.4 mH<sub>2</sub>O (48.8 psi)  
**Caudal Operación:** 12 l/min (3.2 GPM)

c) Curva de la Bomba Utilizada

Debido al bajo presupuesto con que cuenta la Escuela de Ingeniería Mecánica para financiar los proyectos de investigación, fue necesario aprovechar al máximo todos los materiales y equipos disponibles; siendo esta la razón principal por el cual se utilizó una bomba de mayor capacidad (1 HP), para la realización de las pruebas en la torre de enfriamiento. La conveniencia de cambiar la bomba en un futuro se tendrá un menor consumo de energía y además se podrá operar la torre de enfriamiento con un mayor rendimiento debido a que se logrará el caudal de diseño tanto para el condensador como la presión de descarga en las boquillas lográndose suministrar el caudal de diseño de la torre.

Los datos de presión de descarga y de caudal fueron suministrados por el fabricante de bombas Gould.

Construyéndose la siguiente tabla:

TABLA N°5-5. Datos de la Curva de la Bomba Utilizada

Presión (mH <sub>2</sub> O)	Caudal (l/min)
10	200.0
15	183.3
20	166.7
25	145.0
30	111.7
35	61.7
37	0

Con los datos de la Tabla 5-5 se construyó el Gráfico 5-1. Las características técnicas de la Bomba utilizada son las siguientes:

**Marca:** Gould  
**Modelo:** XLH10 ≈ XSH10  
**Potencia:** 0.746 W (1 HP)  
**Presión Máxima:** 37 mH<sub>2</sub>O (52.6 psi)  
**Presión Operación:** 34.4 mH<sub>2</sub>O (48.8 psi)  
**Caudal Máxima:** 200 l/min (54 GPM)  
**Caudal Operación:** 12 l/min (3.2 GPM)

Para la prueba de la torre ésta bomba excede de capacidad para lo requerido, pero cumple en las condiciones mínimas de operación del sistema. A pesar de que dentro del ambito operacional no se recomienda debido a que se encuentra muy cercano a los límites inferiores provocando inestabilidad en el sistema. Para resolver el problema fue necesario instalar una válvula reguladora en la línea de descarga para estrangular el flujo y subir la presión de trabajo lo más cerca posible

## Selección de la Bomba

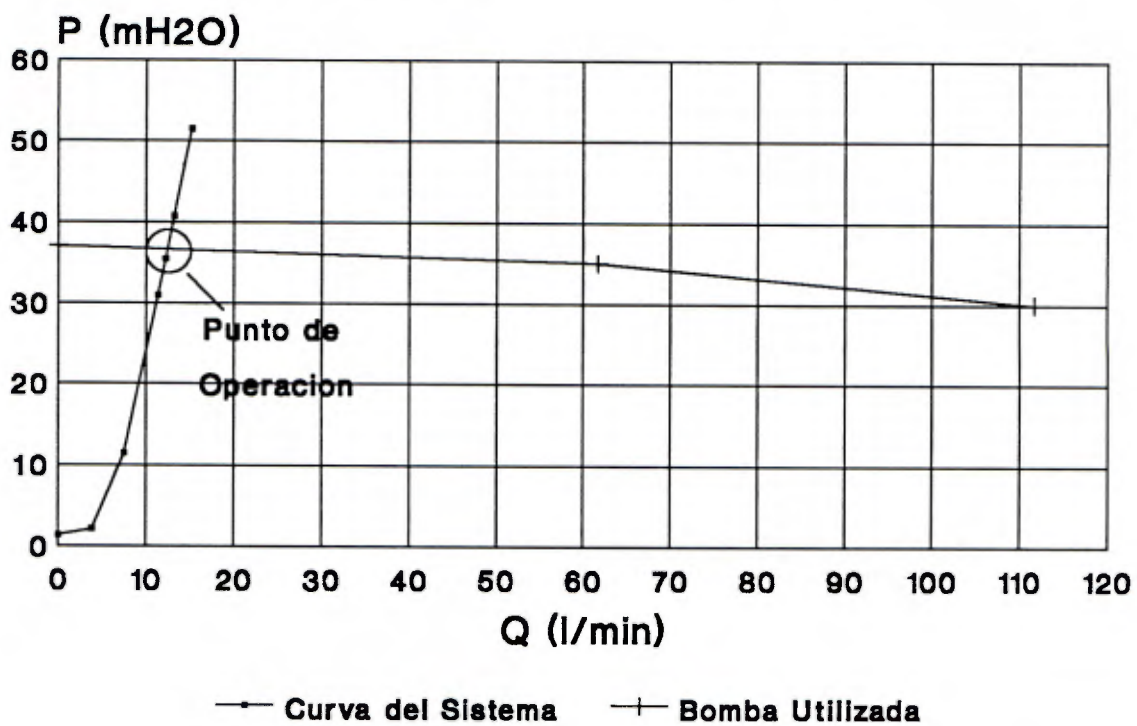


Gráfico 5-1. Curva del Sistema Vrs. Curva de la Bomba Usada

a 34.4 mH<sub>2</sub>O (48.8psi). Los inconvenientes que tiene ésta bomba es su sobredimensionamiento y su capacidad, al exceder la potencia requerida se tiene el problema que la bomba calienta el agua por transmisión de energía. La bomba al tener energía excedente se la transmite al agua provocando que ésta aumente su temperatura, lo cual no es conveniente para una torre de enfriamiento porque afecta sus condiciones o variables de operación cuando opera en un período prolongado. Para efectos de las pruebas se utilizará ésta bomba pero haciendo la aclaración que deberá ser sustituida lo más pronto posible.

La línea de succión de la bomba utilizada tiene un diámetro de 38.1 mm (1½ pulg.), entonces el tanque colector deberá tener un niple de 38.1 mm diámetro para el acople, evitándose así la formación de burbujas y por ende la cavitación a la entrada de la bomba. Para evitar cualquier posible transmisión de vibración de la bomba al tanque se utilizó una manguera como acople entre la bomba y el niple de salida del colector para evitar que se transmita las vibraciones al tanque colector.

#### 5.2.8 Selección de los rodillos

Para la selección de los rodillos que es el soporte de la torre de enfriamiento, se consideró el peso del agua y el peso de la estructura misma aproximadamente 52 Kg, el peso de la bomba utilizada es de 26 Kg (ver anexo N°3, pág.191, información técnica de la bomba) y el peso aproximado de las 16 boquilla con

su respectivo cuerpo es de 1.2 Kg (ver anexo N°2, pág.178), esto suma un total de 98 Kg.

Los rodillos seleccionados fue el modelo 2724T44, marca Duty Casters, el cual tienen una capacidad de 54 Kg cada uno, con capacidad suficiente para que los 6 rodillos soporten los 98 kilogramos (ver información técnica de los rodillos en el anexo N°2, pág.186).

En los planos constructivos (anexo N°7) se muestran la ubicación y el detalle de los rodillos seleccionados.

#### Características de los rodillos seleccionados:

- Movilidad en todas direcciones
- Con freno
- Atornillados a la estructura
- Capacidad de cada rodillo 54 Kg
- Carga aproximada de 2 rodillos A 6.5 Kg
- Carga aproximada de 2 rodillos B 17.8 Kg
- Carga aproximada de 2 rodillos C 24.3 Kg

Ver figura 5-1, para referencia de las letras que identifican los rodillos.

### 5.2.9 Instrumentación de la torre de enfriamiento

#### Medidor de flujo:

El medidor utilizado es un medidor de disco oscilante modelo KMJ 1/2" KENT. Este tipo de medidor es usado solamente en posición horizontal en línea y en su selección se consideró su disponibilidad de uso (Anexo N°3, página 185 se muestra la especificación técnica del medidor de flujo).

#### Manómetros:

Los manómetros son tipo Bourdon con carátula de 4 pulg., con escala en psi, (Ver anexo N°3, página 187 para más información técnica), al igual que el medidor de flujo su selección fue la disponibilidad de este instrumento en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

#### Termómetro:

Se utilizó termopozos con bulbo de 9.35 mm de diámetro y 60 mm de largo. Se utilizarán para los termopozos termómetros de vidrio (mercurio) con escala en grados centígrados (°C). Al igual que los instrumentos anteriores su selección fue la disponibilidad de uso.



## CAPITULO 6

### PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y RESULTADOS

## 6.1 Descripción de variables

Para poder evaluar el rendimiento de la torre de enfriamiento de efecto inducido fue necesario realizar varias pruebas.

Para mantener una normativa con las variables que se utilizaron es necesario describirlas previamente.

Las variables se describen de la siguiente manera:

Tet: temperatura del agua en la entrada de la torre

Tst: temperatura del agua a la salida de la torre

Qt : caudal del agua a través de la torre

Qc : caudal del agua a través del condensador

Tec: temperatura del agua en la entrada del condensador

Tsc: temperatura del agua a la salida del condensador

Tbhe: temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre

Tbse: temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la torre

Tbhs: temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida de la torre

Tbss: temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la torre

$G_L$  : flujo del agua

$G_A$  : flujo del aire

T1 : temperatura del aire a la entrada del evaporador

T2 : temperatura del aire a la salida del evaporador

T3 : temperatura del agua a la entrada del condensador

T4 : temperatura del agua a la salida del condensador

T5 : temperatura del refrigerante a la entrada del compresor

T6 : temperatura del refrigerante a la salida del compresor  
T7 : temperatura del refrigerante a la entrada del condensador  
T8 : temperatura del refrigerante a la salida del condensador  
T9 : temperatura del refrigerante a la salida del evaporador  
T10: temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador

Estas variables se comparan con las de diseño para ver si cumplen con los requerimientos de la Norma CTI-ATC-105 (Cooling Tower Institute).

## 6.2 Procedimiento experimental de la prueba

El siguiente procedimiento describe los pasos que se realizaron para la prueba de la Torre de Enfriamiento conectada con el condensador del Sistema de Aire Acondicionado.

En el apéndice B (Manual de Operación y Mantenimiento, página 156), se muestra la figura B-1 "Diagrama de flujo de la Torre de Enfriamiento".

A continuación se describe la enumeración de los instrumentos de medición y las válvulas tal como se indica en el diagrama de flujo para el monitoreo de la prueba:

MT1: Termómetro a la salida en la Torre.

MF2: Medidor de flujo a la entrada de la Torre de Enfriamiento.

MT3: Termómetro del panel del condensador, indica la temperatura del agua en la entrada del condensador.

- MT4: Termómetro del panel del condensador, indica la temperatura del agua a la salida del condensador.
- MP5: Manómetro a la salida de la bomba.
- MF6: Medidor de flujo del panel del Condensador, indica el flujo de agua a través del condensador.
- MP7: Manómetro a la entrada de la Torre.
- MT8: Termómetro a la entrada de la Torre.
- V9: Válvula de regulación, desvía el agua que va al condensador.
- V10: Válvula de regulación, regula el agua que entra al condensador.
- V11: Válvula de regulación, regula el agua que entra a la Torre de Enfriamiento.
- V12: Válvula de regulación, desvía el agua al tanque colector.
- V13: Válvula de compuerta, desaloja el agua del tanque colector.
- V14: Válvula del panel del condensador, regula el flujo del agua a la entrada.

Antes de poner en funcionamiento la torre de enfriamiento es importante para la medición de los parámetros de prueba, la utilización de equipo e instrumentación calibrada para tener la confiabilidad en la toma de las lecturas de prueba y disminuir la incertidumbre de los resultados.

Para la simulación del viento se deberá utilizar un

ventilador a una distancia de 2 metros de la torre, aunque no es un parámetro que interviene en el cálculo de la capacidad de la torre, es importante medirla, ya que incide directamente sobre la temperatura de bulbo húmedo y es conveniente para obtener lecturas confiables debido a que la velocidad promedio del viento durante la prueba debe estar dentro de un máximo de 5 m/s (Revista Tecnolab, Julio 1994, pág.3).

Procedimiento de la Prueba de la Torre con el sistema de Aire Acondicionado:

1. Se llenó el recipiente con agua hasta que su nivel esté cinco centímetros por debajo de la altura total del mismo. Verificar que V13 esté completamente cerrada.
2. Se midió las condiciones iniciales del aire, Temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo en la parte superior de la torre con el sicrómetro.
3. Se encendió el ventilador a velocidad alta para lograr una velocidad del viento de 1.5 m/s cercana a la torre.
4. Se encendió la bomba y verificó que todas las válvulas estén cerradas V9, V10 y V11, excepto la V12 que debe estar abierta para evitar una sobrecarga en la bomba.
5. Se reguló el caudal de agua. Primero se tuvo que regular el caudal de agua a través del condensador del equipo de aire acondicionado (V9, V10 y V14), luego se abrió la válvula de globo que se utiliza para llevar el agua directamente a las boquillas (V11) y cerrando la V12, se

controló que el caudal de agua a través del condensador y el caudal hacia la torre. Esta última medición puede regularse hasta que el manómetro (MP7) que está en la parte superior marque presión de operación de las boquillas. Con esta presión de entrada del agua en las boquillas se obtiene el caudal requerido (verificar con MF2).

6. Se encendió el ventilador y el compresor del Sistema de Aire Acondicionado (esto si la torre se va a utilizar en conjunto con el equipo de aire acondicionado).
7. Se debió esperar el tiempo suficiente para que las condiciones de operación se estabilizaran.
8. Se midió la velocidad del aire inducido en la torre.
9. Se midió las temperaturas del agua a la entrada y salida de la torre, con MT8 y MT1 respectivamente. A la vez se midieron las temperaturas de entrada y salida del condensador, MT3 y MT4 respectivamente.
10. Los pasos 2, 4, 7 y 9 deben repetirse según se recomendó en el punto 5, esto hasta que se alcance un estado estable en las condiciones.
11. Se variaron las condiciones de caudal en la torre con el fin de lograr un estudio adecuado de la misma. Por ejemplo, se varió el caudal de agua en la torre, manteniendo el caudal de diseño en el condensador (5 l/min). Esto permite el estudio de variación de la velocidad del aire inducido en la torre con la presión de

descarga del agua o bien con el caudal de agua introducido en ella. Con estas mismas variaciones se puede calcular la capacidad de la torre en otras condiciones de operación.

12. Para la desconexión de la torre se inició por apagar el compresor y el ventilador del Sistema de Aire Acondicionado. Después se apagó la bomba y el ventilador para simular el viento.
13. Se cerraron todas las válvulas y se abrió la V13 para drenar el agua del tanque colector para evitar que la deposición de sólidos corraen el tanque colector y el resto de la superficie metálica de la torre y, por último, se procedió a secar completamente la Torre de Enfriamiento.

### 6.3 Datos de la prueba

Para la prueba de la Torre de Enfriamiento se realizaron dos corridas a diferentes caudales de agua. La medición de las pruebas se realizaron de acuerdo a lo establecido por la Cooling Towers Institute (ver anexo N°5). Los resultados de la prueba se indica a continuación:

## Prueba N°1:

Tiempo de Duración: 65 minutos

Fecha: 17 de Noviembre 1994

Hora: 11.00 a.m

Condiciones Iniciales del Aire:  $T_{bs} = 22.0^{\circ}\text{C}$  $T_{bh} = 19.5^{\circ}\text{C}$ 

Caudal de Agua: Torre = 12 l/min

Condensador = 3.3 l/min

Velocidad del Aire Inducido: 1.55 m/s

Velocidad del Viento: 1.5 m/s

Presión de las Boquillas: 37.5 psig.

TABLA N°6-1. DATOS OBTENIDOS AL REALIZAR LA PRUEBA N°1.

t	Tec	Tsc	Tet	Tst	Tbhe	Tbse	Tbhs	Tbss
min.	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
20	22.9	36.5	27.5	23.1	-	-	-	-
35	23.3	36.7	28.0	23.5	-	-	21.0	21.5
40	23.3	36.7	28.0	23.3	21.0	22.0	-	-
50	23.4	36.7	28.0	23.7	-	-	21.7	22.0
55	23.4	36.6	28.0	23.7	21.5	22.0	-	-
60	23.4	36.6	28.0	23.7	-	-	21.5	22.0
65	23.4	36.6	28.0	23.7	22.0	22.2	-	-

TABLA N°6-2. DATOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, PRUEBA N°1.

t	T1	T2	T5	T6	T7	T8	T9	T10
min.	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
20	18.7	13.2	1.8	74.0	62.2	40.0	2.9	3.0
35	18.4	12.7	1.2	74.7	62.3	40.1	1.9	2.1
40	18.4	12.9	1.0	75.8	63.6	39.9	1.5	1.6
50	17.9	12.1	0.4	73.5	61.3	39.8	1.0	1.1
55	17.9	12.1	0.4	73.5	61.2	39.8	0.9	1.0
60	17.9	12.1	0.6	73.1	60.9	39.7	1.1	1.2
65	17.9	12.0	0.6	73.1	60.7	39.5	0.9	1.0



Prueba N°2:

Tiempo de Duración: 75 minutos

Fecha: 17 de Noviembre 1994

Hora: 1:00 p.m

Condiciones Iniciales del Aire: Tbs = 22°C

Tbh = 19.5°C

Caudal de Agua: Torre = 9 l/min

Condensador = 5 l/min

Velocidad del Aire Inducido: 1.15 m/s

Velocidad del Viento: 1.5 m/s

Presión de las Boquillas: 25 psig.

TABLA N°6-3. DATOS OBTENIDOS AL REALIZAR LA PRUEBA N°2.

t	Tec	Tsc	Tet	Tst	Tbhe	Tbse	Tbhs	Tbss
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
5	24.0	32.3	30.0	24.0	-	-	21.0	22.0
10	24.3	32.4	30.5	24.5	-	-	-	-
15	24.2	32.8	30.2	24.3	22.0	22.5	-	-
20	24.2	32.6	30.2	24.3	-	-	22.0	22.5
30	24.3	32.5	30.3	24.6	-	-	-	-
35	24.1	32.4	30.2	24.4	22.2	22.6	-	-
40	24.2	32.4	30.2	24.4	-	-	21.6	22.0
45	24.2	32.3	30.0	24.4	21.0	22.0	-	-

TABLA N°6-4. DATOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, PRUEBA N°2

t	T1	T2	T5	T6	T7	T8	T9	T10
min.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
5	18.1	12.1	24.0	78.6	65.5	35.0	0.1	0.3
10	18.0	12.0	24.3	78.2	65.6	35.1	0.1	0.5
15	18.2	12.4	0.1	80.4	66.5	35.6	0.4	0.6
20	18.0	12.0	0.1	78.9	65.9	35.4	0.4	0.2
30	17.5	11.3	0.6	77.0	63.6	35.3	0.4	0.2
35	17.6	11.3	0.5	76.3	63.0	35.1	0.6	0.5
40	17.6	11.5	0.3	76.8	63.2	35.1	0.7	0.4
45	17.5	11.0	0.7	74.1	60.8	35.0	0.9	0.7

#### 6.4 Cálculos de los datos obtenidos experimentales de las pruebas

Las siguientes variables se determinaron directamente de las tablas 6-1 y 6-3, cuando el sistema se encuentra estable:

Temperatura del agua a la entrada de la torre,  $T_{et}$   
 Temperatura del agua a la salida de la torre,  $T_{st}$   
 Temperatura del agua a la entrada del condensador,  $T_{ec}$   
 Temperatura del agua a la salida del condensador,  $T_{sc}$   
 Temperatura de bulbo seco a la entrada,  $T_{bse}$   
 Temperatura de bulbo húmedo a la entrada,  $T_{bhe}$   
 Velocidad del aire inducido,  $v$   
 Caudal del agua en la torre,  $Q_t$   
 Caudal del agua en el condensador,  $Q_c$

Las variables restantes se determinaron utilizando las siguientes ecuaciones:

##### Temperatura de condensación:

Estas temperaturas de condensación se determinaron tomando los datos de las tablas 6-2 y 6-4, se adjunta el diagrama Presión-entalpía para cada una de las pruebas.

##### Rango de enfriamiento:

El rango de enfriamiento se determinó utilizando la ecuación 4-5 y los datos  $T_{et}$  y  $T_{st}$ , sustituyendo se obtiene:

Prueba N°1:

$$\text{RANGO} = 28 - 23.7 = 4.3^{\circ}\text{C}$$

Prueba N°2:

$$\text{RANGO} = 30 - 24.4 = 5.6^{\circ}\text{C}$$

Acercamiento:

El acercamiento se determinó utilizando la ecuación 4-4 y los datos  $T_{st}$  y  $T_{bhe}$  de las tabla 7-1 y 7-2 respectivamente, sustituyendo se obtiene:

Prueba N°1:

$$\text{ACERCAMIENTO} = 23.7 - 21.5 = 2.2^{\circ}\text{C}$$

Prueba N°2:

$$\text{ACERCAMIENTO} = 24.4 - 21.3 = 3.1^{\circ}\text{C}$$

Flujo de agua,  $m_L$ :

El flujo de agua se determinó utilizando la ecuación A-1 y el dato  $Q_t$ , realizando la conversión pertinente y sustituyendo se obtiene:

Prueba N°1:

$$m_L = 12 \cdot (1/1000) \cdot (1/60) \cdot 997.4 = 0.2 \text{ kg/s}$$

Prueba N°2:

$$m_L = 9 \cdot (1/1000) \cdot (1/60) \cdot 997.4 = 0.15 \text{ kg/s}$$

Flujo de aire,  $m_A$ :

El flujo de aire se determinó utilizando la ecuación A-4 y el dato de  $v_a$  para determinar el caudal del aire y luego sustituyendo en la ecuación A-5 se obtiene lo siguiente:

Prueba N°1:

$$Q_A = 1.55 \cdot 0.181 = 0.28 \text{ m}^3/\text{s}$$

entonces:

$$m_A = 1.17 \cdot 0.28 = 0.328 \text{ kg/s}$$

Prueba N°2:

$$Q_A = 1.15 \cdot 0.181 = 0.21 \text{ m}^3/\text{s}$$

entonces:

$$m_A = 1.17 \cdot 0.21 = 0.243 \text{ kg/s}$$

Capacidad del condensador:

La capacidad del condensador se determinó utilizando la ecuación A-1 y el dato  $Q_c$  para determinar el flujo de agua a través del condensador, con la ecuación 4-1, el flujo de agua y los datos  $T_{ec}$  y  $T_{sc}$  se obtiene lo siguiente:

Prueba N°1:

$$m = 3.3 \cdot (1/1000) \cdot (1/60) \cdot 997.4 = 0.055 \text{ kg/s}$$

entonces:

$$Q_{\text{cond}} = 0.055 \cdot 4.187 \cdot (36.6 - 23.4) = 3.03 \text{ KW}$$

Prueba N°2:

$$m = 5 \cdot (1/1000) \cdot (1/60) \cdot 997.4 = 0.083 \text{ kg/s}$$

entonces:

$$Q_{\text{cond}} = 0.083 \cdot 4.187 \cdot (32.3 - 24.2) = 2.82 \text{ KW}$$

Capacidad de la torre de enfriamiento:

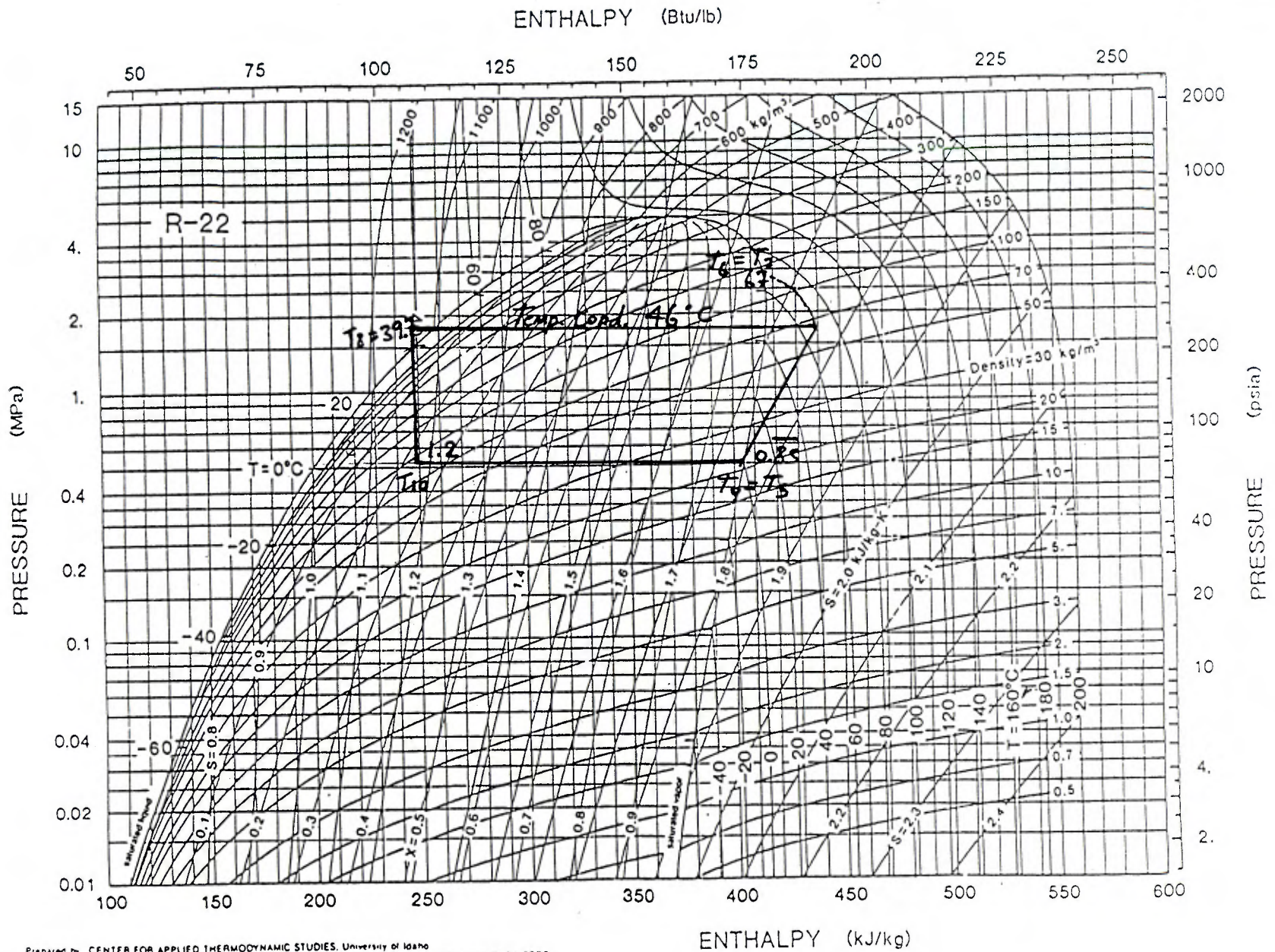
La capacidad de la torre de enfriamiento se determinó utilizando la ecuación 2-1 y los datos  $m_L$ ,  $T_{st}$  y  $T_{et}$ , sustituyendo se obtiene:

Prueba N°1:

$$Q_{\text{torre}} = 0.2 \cdot 4.187 \cdot (28 - 23.7) = 3.6 \text{ KW}$$

Prueba N°2:

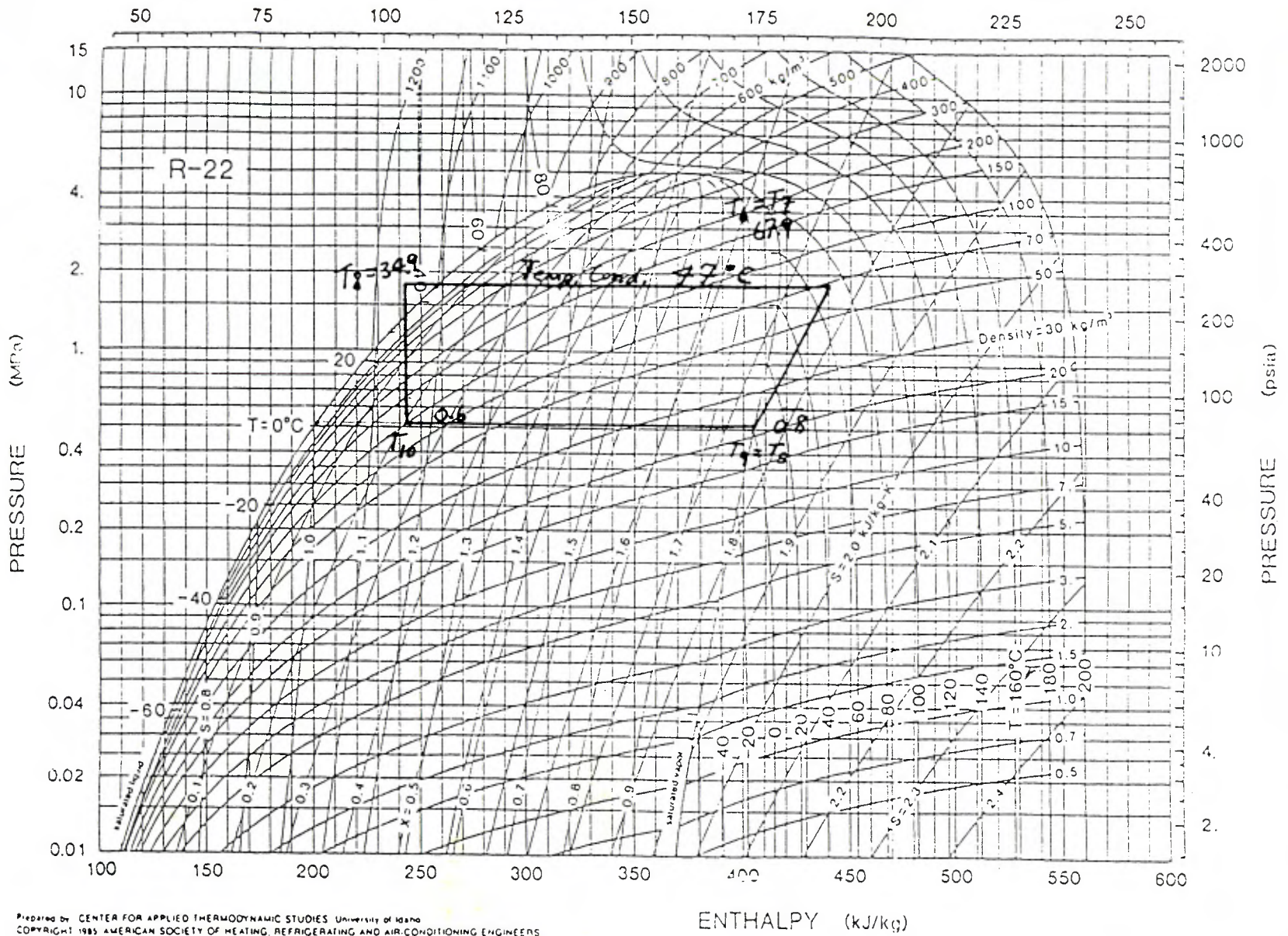
$$Q_{\text{torre}} = 0.15 \cdot 4.187 \cdot (30 - 24.4) = 3.52 \text{ KW}$$



Prepared by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho  
 COPYRIGHT 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 6 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22  
 Temperatura de Condensación, Prueba No.1

ENTHALPY (Btu/lb)



Prepared by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho  
 COPYRIGHT 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 6 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22  
 Temperatura de Condensación, Prueba No.2

## CAPITULO 7

### ANALISIS DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 7.1 Análisis de resultados

Las siguientes tablas muestran la comparación entre los datos o resultados de las pruebas experimentales con los datos o parámetros de diseño de la torre.

TABLA N°7-1. CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO A UN FLUJO DE 12 l/min, PRUEBA N°1

CARACTERISTICAS	DATOS EXPERIMENTALES	DATOS DE DISEÑO	UNIDADES
Temp. agua torre, $T_{et}$	28	29	°C
Temp. agua torre, $T_{st}$	23.7	25	°C
Temp. agua cond., $T_{ec}$	23.4	25	°C
Temp. agua cond., $T_{sc}$	36.6	34.6	°C
Temp. condensación	47	45	°C
Temp. bulbo seco, $T_{bse}$	22	24	°C
Temp. bulbo húmedo, $T_{bhe}$	21.5	20	°C
Rango de enfriamiento	4.3	4	°C
Acercamiento	2.2	5	°C
Velocidad del aire, $v_a$	1.55	1.7	m/s
Caudal agua torre, $Q_t$	12	12	l/min
Caudal agua cond., $Q_c$	3.3	5	l/min
Flujo de agua, $G_L$	0.2	0.2	kg/s
Flujo de aire, $G_A$	0.328	0.364	kg/s
Relación, $G_L/G_A$	0.61	0.55	-----
Calor transferido por la bomba	-----	0.06	kW
Capacidad Condensador	3.03	3.34	kW
Capacidad Torre	3.60	3.34	kW

Fecha de la prueba: 17 de Noviembre 1994, 11:00 a.m



TABLA 7-2. CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO A UN FLUJO DE 9 l/min, PRUEBA N°2.

CARACTERISTICAS	DATOS EXPERIMENTALES	DATOS DE DISEÑO	UNIDADES
Temp. agua torre, $T_{et}$	30	29	°C
Temp. agua torre, $T_{st}$	24.4	25	°C
Temp. agua cond., $T_{ec}$	24.2	25	°C
Temp. agua cond., $T_{sc}$	32.3	34.6	°C
Temp. condensación	47	45	°C
Temp. bulbo seco, $T_{bse}$	22	24	°C
Temp. bulbo húmedo, $T_{bhe}$	21.3	20	°C
Rango de enfriamiento	5.6	4	°C
Acercamiento	3.1	5	°C
Velocidad del aire, $v_a$	1.15	1.7	m/s
Caudal agua torre, $Q_t$	9	12	l/min
Caudal agua cond., $Q_c$	5	5	l/min
Flujo de agua, $G_L$	0.15	0.2	kg/s
Flujo de aire, $G_A$	0.243	0.364	kg/s
Relación, $G_L/G_A$	0.61	0.55	-----
Calor transferido por la bomba	-----	0.08	kW
Capacidad Condensador	2.82	3.34	kW
Capacidad Torre	3.52	3.34	kW

Fecha de la prueba: 17 de Noviembre 1994, 1:00 p.m

De una forma general, sí hubo ciertas diferencias con respecto a los parámetros de diseño, tal como se observa en las tablas anteriores. Para el mejor de los casos la prueba que presentó resultados mas confiables y cercanos a la norma fue la prueba N°1. A continuación se describe las diferencias de los datos de diseño con los datos experimentales de la prueba según

la norma CTI-ATC-105 (Cooling Tower Institute) y los posibles factores de esa diferencia.

Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire:

La diferencia es de  $2^{\circ}\text{C}$  para el bulbo seco y  $1.5^{\circ}\text{C}$  para el bulbo húmedo con respecto a las temperaturas de diseño, la norma permite  $\pm 5^{\circ}\text{C}$  de diferencia para ambas temperaturas, esto demuestra que la prueba se encuentra dentro de lo aceptable. Es importante recalcar que la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo, dependen de la hora y el mes que se realiza la prueba, ya que existe un 5% de probabilidad que la temperatura de bulbo húmedo exceda el dato de diseño.

Rango de enfriamiento:

La diferencia es de  $0.3^{\circ}\text{C}$  con respecto al dato de diseño, la norma permite un máximo de 20% de variación del dato de diseño. Esta diferencia en términos de porcentaje corresponde a un 8% de diseño y eventualmente esta diferencia es avalada por la norma.

Flujo de agua:

Tal como se indica en la tabla N<sup>o</sup>7-1, el dato experimental del flujo de agua  $0.2\text{ kg/s}$  es igual al dato de diseño  $0.2\text{ kg/s}$ , a pesar que la norma permita una diferencia del 10% de diseño, esto garantiza que la toma de datos fue bastante aceptable.

Velocidad del aire:

El efecto negativo que tiene el cedazo es que afecta el valor de la velocidad del aire inducido dentro de la torre, el cual provoca cierta resistencia al aire para salir de la torre

y así disminuir la cantidad de agua arrastrada y la cantidad de aire entrando a la torre, de ahí que su valor 1.55 m/s sea más bajo que el diseñado 1.7 m/s.

#### Capacidad de la torre de enfriamiento:

La capacidad de la torre de enfriamiento o carga de calor obtenida con la prueba fue de 3.59 kW, la capacidad de enfriamiento de diseño es de 3.34 kW, esto corresponde una diferencia de 7.5% de diseño, sin embargo, la norma acepta este valor ya que permite una diferencia del 20% de diseño.

#### Condición de equilibrio térmico:

Para que exista un equilibrio térmico entre el condensador del Sistema de Aire Acondicionado y la torre de enfriamiento la carga de calor debe ser igual. La diferencia entre los datos experimentales de las capacidades en la prueba N°1 es aproximadamente 0.56 kW. Esta diferencia se puede decir que parte de este calor, la bomba se lo suministra al agua a pesar de ser pequeño (0.06 kW), debido a que fue necesario utilizar una bomba con una potencia de un 1 HP en vez de la requerida de 1/2 HP, tal como se mencionó en el capítulo 5. Este exceso de potencia se manifiesta cuando se transfiere energía al agua aumentándose la temperatura, esto hace que la diferencia se reduzca a 0.5 kW. Desde el punto de vista térmico esta diferencia de calor o energía se pierde por el recorrido que realiza el agua caliente a través de la tubería con el medio ambiente, desde el mismo momento que el agua caliente sale del condensador y llega a la torre de enfriamiento.

Las diferencias que se presentan entre los datos experimentales y los de diseño pueden ser por varios factores: Sobredimensionamiento:

Para el diseño de la torre se le dio un factor de seguridad, debido a la falta de información teórica y técnica sobre el tipo de torre de enfriamiento en cuestión. De esta forma se garantizó que el diseño estaba dentro de un margen de seguridad correcto. Por ejemplo, el diseño de la relación de flujo de agua y el flujo de aire  $m_L/m_A$  es 0.55, y se tuvo que determinar esta relación experimentalmente realizando pruebas aisladas al sistema de distribución del agua, con el objetivo de obtener un valor que puede ser utilizado en el desarrollo matemático de la altura y el área de la torre. El resultado de este desarrollo matemático (longitud de la torre), se le sumó un 20% más. La razón por la cual se debe incrementar las longitudes de la torre en un 20% es debido a que varios parámetros de diseño no se pueden medir hasta no tener el equipo en funcionamiento. Por ejemplo, un factor que puede afectar de una manera considerable es el hecho que las pruebas no se realizaron con agua caliente, esto por falta de un equipo externo que calentará el agua y se simulará de una forma más real el comportamiento del agua durante su proceso de enfriamiento; por lo que no se ha considerado el efecto del aire que sube en la torre al disminuir la densidad del mismo debido al calentamiento. Por estas razones en el dimensionamiento del equipo es necesario considerar un margen

de error en el valor que se utiliza para la relación de flujo de agua y flujo de aire.

Condiciones climatológicas:

Otra razón que justifica la variación entre los datos de la prueba experimental y los de diseño, es la condición climática inicial de la prueba en el sitio. La temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo antes de iniciar la prueba, en ese momento fue de 22°C y 19.5°C respectivamente, mientras que la temperatura de diseño fue de 24°C y 20°C. Suponiendo que la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo mantuviera los 22°C y los 19.5°C respectivamente durante la prueba, ya estas diferencias por sí solas genera que los otros parámetros sean diferentes a lo diseñado. Pero el problema es más crítico, debido a que la temperatura de bulbo húmedo a la entrada en un período de 40 minutos de prueba, ya es casi igual a la temperatura de bulbo seco de entrada, esto significa que el vapor de agua del aire prácticamente se satura a la entrada de la torre; sucediendo prácticamente en el momento que el sistema se estabiliza, generando aún más su diferencia con los datos de diseño. Con respecto a esta pronta saturación fue necesario inyectar una corriente de viento, colocando un ventilador a una distancia de 2 metros de la torre, generando viento a una velocidad de 1.5 m/s tal como se recomienda en la literatura, con el objetivo de suministra aire fresco durante la prueba y evitar la saturación del aire por completo.

### Metodología:

Otro aspecto importante, es la metodología que se utilizó para determinar la altura de la torre. Este cálculo se realizó por un método gráfico (Gráfico A-3). Los resultados obtenidos depende en gran parte de la precisión con que se realizó la toma de datos y la destreza de la persona para las lecturas de las gráficas.

También es importante considerar que para dimensionar la altura de la Torre se utilizó como parámetro el área efectiva de inducción de la torre ( $0.181 \text{ m}^2$ ), debido a que este valor se determinó mediante pruebas experimentales, existiendo también cierto margen de error.

## 7.2 Conclusiones

Después de construir la torre de enfriamiento y realizar pruebas experimentales, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

1. La torre de enfriamiento, tal y como se construyó, funciona según las condiciones para las cuales fue diseñada.
2. Los resultados obtenidos en las pruebas que se realizaron a la torre de enfriamiento; estuvieron dentro de los rangos fijados por la norma norteamericana Cooling Tower Institute (C.T.I-ATC-105). Para ello fue necesario introducir una

corriente de viento dentro del laboratorio de fluidos con ventilador, a una distancia de 2 metros de la torre y produciendo una velocidad del viento aproximada de 1.5 m/s cerca de la torre.

3. La Torre viene a formar parte de un equipo más para el Laboratorio de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de manera que sus dimensiones son adecuadas según las limitaciones de espacio.
4. Los diferentes elementos mecánicos se diseñaron para tener una resistencia a la corrosión, debido al ambiente húmedo propio de la función de la torre de enfriamiento.
5. La torre de enfriamiento puede operar sin necesidad de que el sistema de aire acondicionado esté en funcionamiento, ya que el condensador tiene una resistencia eléctrica que puede ser utilizada sin necesidad de activar todo el sistema.
6. La boquilla seleccionada ( modelo Teejet 8002) de aspersion plana cumple satisfactoriamente con el caudal que se requiere y con la presión de rociado para lograr la cantidad necesaria de aire inducido dentro de la torre.
7. Según se comprobó experimentalmente, la torre de enfriamiento aumenta su rendimiento cuando ésta opera a sus condiciones de diseño, tal como se muestra en las tablas N°7-1 y 7-2.
8. En general el comportamiento de la torre, es satisfactorio desde el punto de vista académico y de uso didáctico para

la Facultad de Ingeniería. El equipo tal y como se ha construido posee varias ventajas, su manejo es sumamente sencillo y se ha provisto de la instrumentación necesaria para realizar las mediciones que se requieren en el estudio del comportamiento operacional de la torre.

9. Debido al excesivo arrastre de agua que se produjo de la torre de enfriamiento durante las primeras pruebas, fue necesario instalar un cedazo a lo largo de ésta, para evitar la exposición de todos los equipos del Laboratorio de Fluidos de la Escuela de Ingeniería Mecánica del ambiente húmedo y corrosivo.
10. El ruido que se produjo en la torre fue relativamente bajo, siendo una de las ventajas de este tipo de torre.
11. La torre va a necesitar poco mantenimiento.
12. Desde el punto de vista del sistema constructivo, todos los componentes de la torre son de fácil adquisición (con excepción de la bomba), y se encuentran disponibles en nuestro país; por esta razón, la fabricación de la torre fue relativamente sencilla.
13. Con la elaboración de este trabajo se deja documentada y establecida una metodología para el diseño y construcción de una torre de enfriamiento de efecto inducido por rociado. Esta metodología y el procedimiento se podrá utilizar para el diseño de una torre de enfriamiento de uso industrial, pues los parámetros principales son los mismos.



### 7.3 Recomendaciones

1. Para mantener la torre de enfriamiento en el lugar donde se ubicó, se recomienda acondicionar la sala, para que se evite la salida del aire húmedo hacia el resto del Laboratorio. Para acondicionar la sala será necesario la utilización de un inyector y un extractor de aire para eliminar el aire húmedo. Con este acondicionamiento del sitio, se garantizará tener las mejores condiciones de operación.

Otra alternativa para esta recomendación será ubicar la torre de enfriamiento en una área exterior al laboratorio, de manera que el aire húmedo no afecte ningún equipo del laboratorio.

2. Se recomienda la sustitución de la bomba utilizada lo más pronto posible por una bomba más apropiada, de manera que evite la subutilización de la torre por falta de presión de descarga en las boquillas. Aunque la bomba utilizada no es la más apropiada, se le debe cuidar y mantener en buenas condiciones para asegurar su buen funcionamiento, debido a que es el componente más costoso y difícil de reemplazar.
3. Este tipo de torre es fácil de construir, de un manejo sencillo y posee costos de mantenimiento y operación relativamente bajos. Para poder darle un mejor uso y prologarle el tiempo de vida, se recomienda tomar en cuenta la información del apéndice B (Manual de Operación y

Mantenimiento de la Torre de Enfriamiento).

4. Para las aplicaciones industriales, el agua que se introduce al tanque colector de la torre se hace a través de una válvula con flotador, que tiende a mantener constante el nivel de agua del tanque y restituir las pérdidas por evaporación, arrastre y sangrado que se producen. Para el equipo diseñado, este sistema de alimentación o sustitución del agua no será utilizado, debido a que se trabaja con un volumen de agua pequeño; además, la torre solamente funcionará en las prácticas de laboratorio y el costo de inversión del equipo no es justificable, pero se está dejando una prevista en el equipo, para una mejora posterior.
5. Se deberá sustituir el medidor de flujo de agua (de disco oscilante) que actualmente se encuentra a la entrada de la torre por otro más preciso (tipo rotámetro), para facilitar las lecturas del caudal durante el uso de la torre de enfriamiento.
6. Las impurezas que son arrastradas por el aire adentro de la torre quedan suspendidas en el agua del tanque colector, provocando que las boquillas se atasquen, para ello se recomienda colocar un filtro en la succión de la bomba.
7. La bomba actualmente opera con un voltaje de 110 voltios; será recomendable conectarla a 220 voltios, para distribuir mejor la corriente, y conectar a un toma de corriente que se encuentre aterrizado.

8. Para darle un uso más adecuado a la torre de enfriamiento se recomienda la redacción de prácticas de laboratorio e incluirlas dentro del programa de laboratorios mecánicos de la Escuela de Ingeniería Mecánica.
9. Para lograr que la torre de enfriamiento se utilice como un equipo de pruebas de laboratorio, se recomienda adquirir y sustituir, los siguientes instrumentos y equipos. Sus precios respectivos aproximados también se indican:
- Medidor de flujo Fischer & Porter . . . . . ¢140200  
Tipo Rotámetro
  - Dos Termómetros Bimetálicos de Carátula . . . ¢5600 c/u  
escala en (°C) y rango de 0 a 80°C
  - Dos Manómetro tipo Bourdon . . . . . ¢2700 c/u  
rango de 0 a 60 psi
  - Válvula de Retención en línea . . . . . ¢6500  
Flomatic
  - Bomba Centrífuga . . . . . ¢35000  
potencia 1/2 HP  
presión 48.8 psi  
caudal 12 l/min
  - (<sup>8</sup>)- Ventilador de Extracción de Aire . . . . . ¢24750
  - Ventilador de Inyección de Aire . . . . . ¢24750
  - Filtro salida del tanque colector . . . . . ¢5200  
Tipo "Y"

---

<sup>8</sup>. Los extractores e inyectores de aire fueron seleccionados para circular 3 veces el caudal de aire circulado por la torre.

# NOMENCLATURA

## NOMENCLATURA

- $a_M$ : Area superficial por unidad de volumen, en  $m^2/m^3$   
 $A$ : Area efectiva de inducción de la torre, en  $m^2$   
 $A_H$ : Area superficial de transferencia de calor, en  $m^2$   
 $A_M$ : Area superficial de transferencia de masa, en  $m^2$   
 $A_o$ : Area transversal de la torre, en  $m^2$   
 $C$ : Coeficiente de rugosidad del tubo PVC  
 $C_p$ : Calor específico del agua, en  $kJ/(kg \cdot ^\circ K)$   
 $C_{pa}$ : Calor específico del aire, en  $kJ/(Kg \cdot ^\circ K)$   
 $C_{pw}$ : Calor específico del vapor de agua, en  $kJ/(Kg \cdot ^\circ K)$   
 $C_s$ : Calor específico de la mezcla, en  $kJ/(Kg \cdot ^\circ K)$   
 $D$ : Diámetro de la tubería, en metros  
 $DT$ : Cambio de temperatura, en  $^\circ C$   
 $f_t$ : Factor de fricción  
 $g$ : Aceleración de la gravedad, en  $m/s^2$   
 $G_A$ : Flujo másico del aire por unidad de área, en  $kg/(s \cdot m^2)$   
 $G_L$ : Flujo másico del agua por unidad de área, en  $kg/(s \cdot m^2)$   
 $h$ : altura del tanque colector, en metros  
 $h_i$ : Entalpía de interfase, en  $kJ/kg$   
 $h_A$ : Entalpía del aire entrando a la torre, en  $kJ/kg$   
 $h_B$ : Entalpía del aire saliendo de la torre, en  $kJ/kg$   
 $h_{fg}$ : Entalpía de vaporización, en  $kJ/kg$   
 $h_f$ : Pérdidas de fricción, en  $mH_2O$   
 $H_n$ : Carga nominal de la bomba, en  $mH_2O$   
 $h_{ft}$ : Pérdida de fricción en la tubería, en  $mH_2O$   
 $h_{fa}$ : Pérdida de fricción en los accesorios, en  $mH_2O$   
 $HR$ : Humedad relativa, en %  
 $k$ : Coeficiente de resistencia de los accesorios  
 $K_a$ : Coeficiente de transferencia de calor, en  $kg/(s \cdot m^2)$   
 $K_L$ : Coeficiente de transferencia de calor, en  $kg/(s \cdot m^2)$   
 $K_M$ : Coeficiente de transferencia de masa, en  $kg/(s \cdot m^2)$   
 $L_e$ : Longitud efectiva de la torre, en metros  
 $L$ : Longitud de la tubería, en metros  
 $L_o$ : Calor latente de evaporación, en  $kJ/kg$   
 $L_{pr}$ : Calor latente en el punto de rocío, en  $kJ/kg$   
 $m_A$ : Flujo másico de aire, en  $kg/s$   
 $m_L$ : Flujo de masa del agua, en  $Kg/s$   
 $m$ : Razón de transferencia de masa, en  $kg/s$   
 $M$ : Peso molecular, en  $kg/kmol$   
 $n$ : Factor de Seguridad  
 $N$ : Número de unidades de transferencia de Masa  
 $P$ : Peso del agua, en Newton  
 $q$ : Densidad de lluvia en la torre, en  $kg/m^2s$   
 $Q$ : Caudal del agua, en  $m^3/s$   
 $Q_t$ : Caudal del agua en la torre, en  $m^3/s$   
 $Q_c$ : Caudal del agua en el condensador, en  $m^3/s$   
 $Q_A$ : Caudal de salida en el condensador, en  $m^3/s$   
 $Q_B$ : Caudal de salida en la derivación, en  $m^3/s$   
 $Q_G$ : Caudal del aire, en  $m^3/s$   
 $Q_{cond}$ : Capacidad del condensador, en  $kW$

- $Q_n$ : Caudal nominal de la bomba, en l/min  
 $Q_{\text{torre}}$ : Capacidad en enfriamiento, en kW  
 $S$ : Esfuerzo, en KPa  
 $t$ : Tiempo de desalojo, en minutos  
 $T_e$ : Temperatura de equilibrio, en °K  
 $T_G$ : Temperatura del aire, en °K  
 $T_o$ : Temperatura de referencia, en °K  
 $T_{sc}$ : Temperatura del agua a la salida del condensador, en °C  
 $T_{ec}$ : Temperatura del agua a la entrada del condensador, en °C  
 $T_{et}$ : Temperatura del agua a la entrada de la torre, en °C  
 $T_{st}$ : Temperatura del agua a la salida de la torre, en °C  
 $T_{bhe}$ : Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada, en °C  
 $T_{bse}$ : Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada, en °C  
 $T_{bhs}$ : Temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida, en °C  
 $T_{bss}$ : Temperatura de bulbo seco del aire a la salida, en °C  
 $Tr$ : Temperatura de condensación, en °C  
 $v_a$ : Velocidad del aire, en m/s  
 $v$ : Velocidad del agua, en m/s  
 $V$ : Volumen del agua, en m<sup>3</sup>  
 $W$ : Relación de humedad, en ( kg-agua/kg-aire seco)  
 $W_a$ : Relación de humedad del aire saliendo de la torre, en (kg-agua/kg-aire seco)  
 $W_b$ : Relación de humedad del aire entrando en la torre, en (kg-agua/kg-aire seco)  
 $w_p$ : Evaporación del agua, en kg/s

### Letras Griegas:

- $\delta$ : Densidad del Agua, en kg/m<sup>3</sup>  
 $\delta_A$ : Densidad del Aire, en kg/m<sup>3</sup>  
 $\infty$ : Infinito

## BIBLIOGRAFIA

## BILIOGRAFIA CITADA:

1. Aguilar Rodríguez, M. Torres de Enfriamiento, Diseño, Operación y Mantenimiento. México: División de Estudios de Ingeniería. Mayo, 1981.
2. ASHRAE HANDBOOK. HVAC Systems and Equipment. I-P Edition, Set. 1992. Cap. 37 (Cooling Tower).
3. ASHRAE. Systems Handbook. USA: 1984. Cap.17.
4. ASHRAE. Equipment Handbook. USA: 1983. Cap.16.
5. Colegio Federado de Ingenieros. Codigo de Instalaciones Hidraulicas. Costa Rica, Octubre, 1991.
6. Crane. Flujo de Fluidos. Mexico: McGraw-Hill, 1988.
7. Crane. Selección de Bombas. Mexico: McGraw-Hill, 1988.
8. Dossat, Roy J. Principios de Refrigeración. México: Editorial Continental S.A, 1980.
9. Evapco Inc. Equipment Layout. Bulletin 311 B, 1988.
10. Rose, Howard. Diseño de Tuberías para Plantas de Proceso. Madrid: H. Blume Ediciones, 1979.
11. Tecnolab. Revista, Publicación del Laboratorio de Pruebas de Equipos y Materiales de la Comisión Federal de Electricidad. Irapuato: Número 56, Julio 1994.
12. Treyball, Robert. Operaciones de Transferencia de Masa. México: segunda ed., Ed. McGraw Hill, 1991.
13. Warren, Marsh y Olivo, Thomas. Principios de Refrigeración. México: Editorial Diana, 1976.



## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA:

14. Arias, Jorge y Alvarez, Juan. Obtención de Condiciones Externas para Aire Acondicionado. Tesis Lic. Ing. Mecánica. Universidad de Costa Rica, San José: Jul. 1982.
15. Baltimore Aircoil Company Inc. Ejector Towers. Bulletin 5220, May. 1974.
16. Baltimo Aircoil. Evaporative, Condenser Engineering Manual. Bulletin E115, 1978.
17. Hiriart Lebeart, Gerardo. Torres de Enfriamiento para 55 MW. Comisión Federal de Electricidad. México, Agosto 1982.
18. Ludwing. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Tomo 1.
19. Marley Company. Cooling Tower Fundamentals. Kansas City: Second Edition, 1985.
20. Marley. Cooling Tower. Boletín Cooling Tower Performance, Jun. 1986.
21. Monarch Mfg. Works INC. Spray Nozzles and accesories. USA: Philadelphia, 1978.
22. Navarro Rossi, Carlos. Diseño, Construcción y Experimentación de una Torre de Enfriamiento. Tesis Lic. Ing. Química. Universidad de Costa Rica, San José: 1974.
23. Perry, J.H. Chemical Engineering Handbook. New York: Sexta Editorial McGraw Hill, Book Company, Inc: 1992.
24. Plint & Partners LTD. Experimental Heat Pump and Air Cooler. England: TE 94/A, 1984.
25. Teejet. Spraying Systems Co. USA: CAT. 41M, 1989.

APENDICE A

MEMORIA DE CALCULO

### A.1 Capacidad experimental del condensador

La capacidad experimental del condensador es determinada por la ecuación 4-1. Los siguientes datos se tomaron del manual del fabricante # TE 94/A:

Flujo de agua: 6.15 (l/min)

Tec: temperatura de entrada 12.05°C

Tsc: temperatura de salida 19.65°C

Utilizando la siguiente ecuación para el flujo de masa se obtiene el siguiente valor:

$$\dot{m} = Q_c * \delta \quad (\text{A-1})$$

donde:

m: flujo de masa del agua, en kg/s

$Q_c$ : caudal del agua en el condensador, en l/min

$\delta$ : densidad del agua, (997.4 kg/m<sup>3</sup>)

Sustituyendo en la ecuación A-1 y realizando la siguiente conversión, en el cual el factor 1/1000 es para la conversión de metros cúbicos a litros y 1/60 es el factor de conversión de minutos a segundos se obtiene que:

$$m = 6.15(1/\text{min}) * (1/1000) * (1/60) * 997.4(\text{kg}/\text{m}^3)$$

$$m = 0.1022 \text{ kg/s}$$

Por consiguiente, sustituyendo en la ecuación 4-1, se obtiene la capacidad experimental del condensador:

$$Q_{\text{cond}} = 0.1022 * 4.187 * (19.65 - 12.05)$$

$$Q_{\text{cond}} = 3.25 \text{ kW (11088 Btu/h)}$$

Esta capacidad del condensador se logró para una temperatura de condensación de 44°C, como se muestra en el diagrama P-h del anexo N°5.

#### A.2 Temperatura de salida del agua en el condensador.

Tomando la ecuación 4-2, el cual relaciona la temperatura de salida de agua del condensador con la diferencia logarítmica de temperaturas y tomando los valores que se determinaron en el capítulo 4 :

Tr: temperatura de condensación: 45°C.

Tec: temperatura de entrada del agua al condensador: 25°C.

LMTD: deberá estar dentro de una ámbito de (5°C-20°C).

Evaluando estos datos se obtiene la siguiente expresión:

$$LMTD = ((45-25)-(45-T_s))/(\ln((45-25)/(45-T_s)))$$

o bien:

$$\frac{T_s - 25}{\ln\left(\frac{20}{45-T_s}\right)} - LMTD = 0 \quad (A-2)$$

Con los resultados obtenidos se construye la tabla A-1, con estos datos de temperatura de salida del agua en el condensador se logrará una temperatura de condensación de 45°C con una temperatura de entrada del agua en el condensador de 25°C y con valores de LMTD dentro del ámbito recomendado.

Tabla A-1. Temperatura de salida Vs. Diferencia de Temperatura Logarítmica

LMTD	$T_s$ (°C)
7	43.6
8	42.9
9	42.0
10	40.9
11	39.8
12	38.5
13	37.1
14	35.7
15	34.1
16	32.4
17	30.7
18	28.9
19	27.0
20	25.0

Con la ecuación 4-3 en términos de caudal y sustituyendo los siguientes valores:

Tec: temperatura de entrada del agua al condensador (25°C)

$Q_{\text{cond}}$ : capacidad del condensador 3.25 kW

Cp: calor específico del agua 4.187 KJ/kg-°K

Se obtiene la siguiente expresión para determinar el caudal del agua:

$$\text{Caudal} \left( \frac{l}{\text{min}} \right) = \frac{3.25}{(6.96 * 10^{-2} * T_s - 1.74)} \quad (\text{A-3})$$

Sustituyendo los datos de la tabla A-1 de la temperatura de salida del agua en el condensador en la ecuación A-3, se obtiene la tabla A-2.

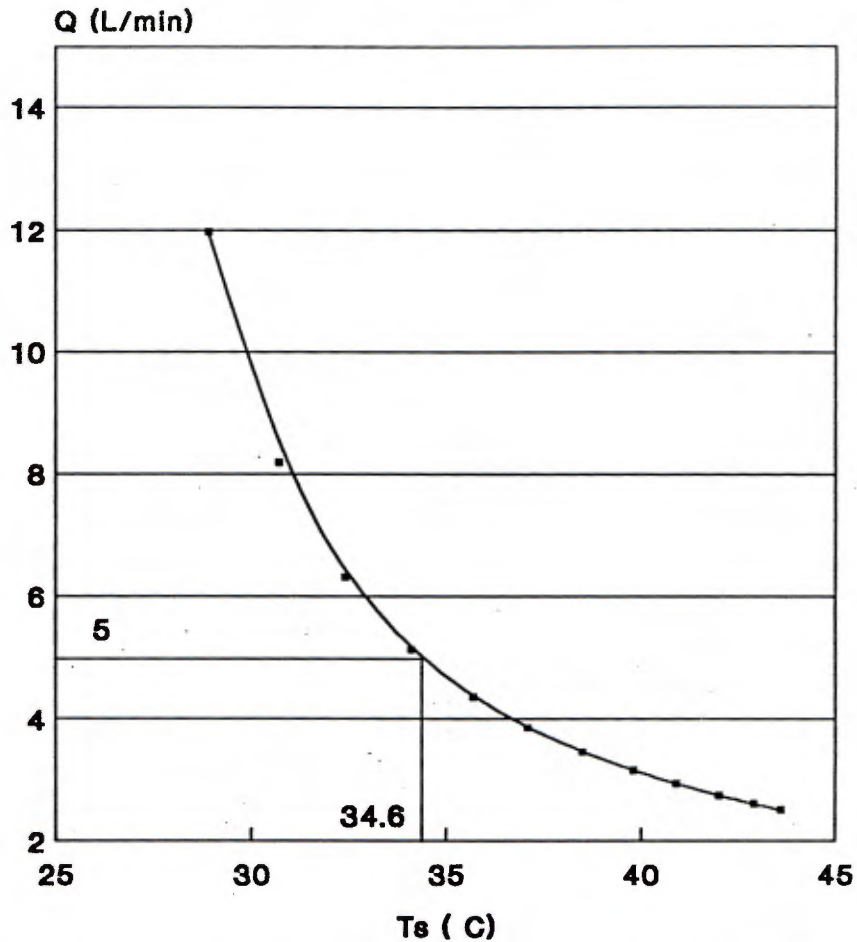
Tabla A-2. Caudal de agua Vs. temperatura de salida del condensador

$T_{sc}$ (°C)	Caudal (l/min)
43.6	2.51
42.9	2.61
42.0	2.75
40.9	2.94
39.8	3.16
38.5	3.46
37.1	3.86
35.7	4.36
34.1	5.13
32.4	6.31
30.7	8.19
28.9	11.97
27.0	23.35

Con la tabla A-2 se construyó el siguiente gráfico, del cual se determinó el valor de la temperatura de salida del agua en el condensador a diferentes valores de caudal.

Manteniendo constante la temperatura de condensación de 45°C y un caudal máximo de agua de 5 l/min, de la gráfica A-1 se obtiene que la temperatura de salida del agua del condensador corresponde a un valor de 34.6°C.

## Caudal Vs. Temp. salida



Temp. entrada agua=25°C y Temp. condensacion=45°C

Gráfico A-1. Temperatura de Salida del Agua en el Condensador a Diferentes Caudales

### A.3 Capacidad del condensador a las condiciones de operación

En resumen los parámetros de operación del condensador determinados en el capítulo 4:

Temperatura de condensación: 45°C

Caudal de agua: 5 l/min

Temperatura del agua a la entrada: 25°C

Temperatura del agua a la salida: 34.6°C

Sustituyendo estos valores en la ecuación A-1 y realizando la siguiente conversión, en el cual el factor 1/1000 es para la conversión de metros cúbicos a litros y 1/60 es el factor de conversión de minutos a segundos se obtiene el flujo de agua:

$$m = 5.0(1/\text{min}) * (1/1000) * (1/60) * 997.4(\text{Kg}/\text{m}^3)$$

$$m = 0.083 \text{ kg/s}$$

Por consiguiente, sustituyendo en la ecuación 4-1, se obtiene la capacidad del condensador a las condiciones de operación:

$$Q_{\text{cond}} = 0.083 * 4.187 * (34.6 - 25.0)$$

$$Q_{\text{cond. real}} = 3.34 \text{ kW (11404 Btu/h)}$$



#### A.4 Capacidad de la torre de enfriamiento

Para mantener un equilibrio térmico entre el condensador y la torre la capacidad debe ser la misma. La capacidad de la torre se determina con la ecuación 2-1.

Resumiendo los parámetros de diseño de la torre de enfriamiento determinados en el capítulo 4:

Caudal de agua: 12 l/min

Temperatura de entrada del agua: 29°C

Temperatura de salida del agua: 25°C

Sustituyendo estos valores en la ecuación A-1 y realizando la siguiente conversión, en el cual el factor 1/1000 es para la conversión de metros cúbicos a litros y 1/60 es el factor de conversión de minutos a segundos se obtiene el flujo de agua:

$$m_L = 12(\text{l/min}) * (1/1000) * (1/60) * 997.4 (\text{Kg/m}^3)$$

$$m_L = 0.2 (\text{Kg/s})$$

Por consiguiente, sustituyendo en la ecuación 2-1, se obtiene la capacidad de enfriamiento de la torre de enfriamiento en condiciones de diseño:

$$Q_{\text{torre}} = 0.2 * 4.187 * (29.0 - 25.0)$$

$$Q_{\text{torre}} = 3.34 \text{ kW (11404 Btu/h)}$$

Con esto se garantiza un equilibrio térmico en todo el sistema.

### A.5 Cálculo del área transversal de la torre

El cálculo del área transversal de la torre se determinó a partir de la ecuación 4-7.

Para torres de enfriamiento de efecto inducido el valor de densidad de lluvia,  $q$ , varía entre 1.0 y 1.4 kg/m<sup>2</sup>s (Aguilar Rodríguez.1981,pág.406). Como no se posee un dato definido del valor que se debe utilizar, se realiza el cálculo con el valor promedio, es decir, 1.2 kg/m<sup>2</sup>s.

Utilizando dicho valor y el valor obtenido del flujo de agua a través de la torre de 0.2 kg/s, se obtiene el siguiente resultado:

$$A_o = 0.20 / 1.2 = 0.167 \text{ m}^2$$

esto corresponde a una distribución cuadrada de 0,41 m de lado.

Utilizando un margen de seguridad longitudinal del 20%, para cada lado del cuadrado y trabajar conservadoramente en el dimensionamiento de la torre. De ahí que la longitud de cada lado del cuadrado es de:

$$\text{Lado del cuadrado} = 0.41 * 1.2 = 0.492 \text{ cm}$$

Entonces el área transversal de la torre es:

$$A_o = 0.492 * 0.492 = 0.24 \text{ m}^2 \text{ (aprox. } 0.25 \text{ m}^2)$$

### A.6 Cálculo del área efectiva de inducción de la torre

En el capítulo 5 se describe el tipo de boquilla seleccionada para la torre.

En la boquillas se realizaron las siguientes mediciones experimentales, la velocidad de aire inducida debido a la salida del agua a alta presión (Ver fotografía N°1, Anexo N°6, pág.211), donde se muestra una prueba realizada para estimar el área efectiva de inducción de aire de cada boquilla. Las mediciones de velocidad del aire se realizaron utilizando un anemómetro marca Almor.

TABLA A.3. DATOS SOBRE LA VELOCIDAD DE AIRE A DIFERENTES DISTANCIAS DESDE LA BOQUILLA. (PRESION DE SALIDA DEL AGUA 2.8 Kg/cm<sup>2</sup>).

RADIO DE ACCION r ( cm )	VELOCIDAD v <sub>a</sub> ( m/s )
0.0	1.0
1.0	0.9
2.0	0.8
3.0	0.5
4.0	0.3
5.0	0.2
6.0	0.0

El cuadro anterior muestra que la boquilla posee aproximadamente cinco y medio centímetros (5.5 cm) de radio efectivo para la inducción de aire. De ahí que se de una distribución entre las boquillas de 10.5 cm entre cada una; y a una distancia de 5.5 cm entre una boquilla y el borde del marco del sistema de distribución de agua.

Cabe destacar que esta prueba se realizó a presión del agua de la cañería que es aproximadamente  $2.8 \text{ kg/cm}^2$  (aprox. 40 psi), que por coincidencia es igual a la presión para el cual se diseñó el sistema de distribución de boquillas.

Se utilizó un total de 16 boquillas para obtener el caudal de agua que se necesita en la torre de enfriamiento; estas se ubicaron en una distribución cuadrada de  $4 \times 4$ , de tal forma que cumpla con la cantidad de agua de suministro a la torre y la cantidad de aire inducido, para lograr el enfriamiento deseado.

El área de inducción de aire se obtiene al sumar las distancias que existen entre las boquillas del sistema de distribución (ver figura A-1). También en esta figura se muestra valores de velocidades del aire, la ubicación de las boquillas en el marco del soporte.

El resultado de esta sumatoria fue de 0.425 m de longitud para cada lado del cuadrado, o bien un área de inducción (A), de  $0.181 \text{ m}^2$ .

#### A.7 Cálculo del caudal del aire

El flujo de aire que ingresa a la torre es inducido únicamente por efecto del vacío que se produce a la salida de las boquillas al salir el agua a presión.

Para la medición de la velocidad fue necesario estimarlo

experimentalmente, para lo cual se realizó una distribución cuadrada de las boquillas, tal como se explicó en el apéndice anterior.

La distribución de boquillas y la velocidad registrada en los diferentes puntos del área utilizada para inducción se representan en la siguiente figura:

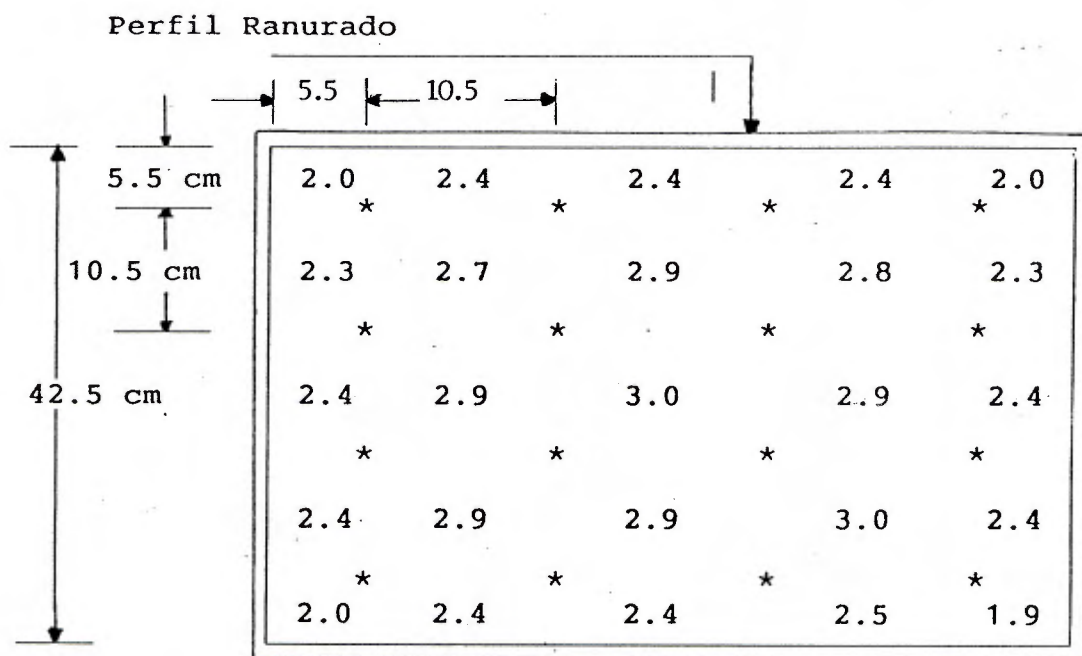


FIGURA A.1. DATOS DE LA VELOCIDAD DE AIRE (m/s) EN LOS DIFERENTES PUNTOS DEL AREA DE INDUCCION.

NOTA: \*, SIMBOLIZA UNA BOQUILLA

La velocidad que se considera como la velocidad del aire es el valor promedio de los datos medidos. Dicho valor es 2.50 m/s (Este valor fue necesario corregirlo pues las condiciones experimentales son muy diferentes a las condiciones con el

equipo construido, más adelante se volverá a recalcular la velocidad del aire).

El área efectiva de inducción, según lo calculado anteriormente, es de  $0.181 \text{ m}^2$ . Con la utilización de estos datos puede calcularse el caudal del aire que es inducido en la torre; el cual se calcula como:

$$Q_G = v_a * A \quad (\text{A-4})$$

donde:

$v_a$ : Velocidad del aire, en m/s.

A: Area efectiva de inducción de aire, en  $\text{m}^2$ .

$Q_G$ : Caudal del aire, en  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-4 se obtiene el siguiente resultado

$$Q_G = 2.50 * 0.181 = 0.452 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por otra parte, la densidad del aire ( $\delta_A$ ), a  $25^\circ\text{C}$  es de  $1.17 \text{ kg}/\text{m}^3$  (Welty. Fenómenos de transferencia de masa, calor y momentum). El flujo másico de aire ( $m_A$ ) en la torre se calcula con la relación:

$$m_A = \delta_A * Q_G \quad (\text{A-5})$$

donde:

$m_A$ : flujo másico del aire, en  $\text{kg}/\text{s}$ .

$\delta_A$ : densidad del aire: en  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

Sustituyendo en esta ecuación el valor de densidad y el de caudal calculado anteriormente, se obtiene:

$$m_A = 1.17 * 0.452 = 0.528 \text{ kg}/\text{s}$$

## A.8 Cálculo de la altura de la torre

Consideraciones iniciales:

Los coeficientes de transferencia de masa y de transferencia de calor se obtienen de la bibliografía (ASHRAE Fundamentals, 1989, pág, 5.12). En la bibliografía se determinan los valores de los coeficientes cuando la relación de flujo de agua y aire ( $m_L/m_A$ ) es 0.7. Los valores encontrados en la bibliografía son:

- Coeficiente de transferencia de calor del aire por metro cúbico de volumen de la cámara, ( $K_a a_H$ ): 1.342 KJ/(s m<sup>3</sup> K).
- Coeficiente de transferencia de calor del agua por metro cúbico de volumen de la cámara, ( $K_L a_H$ ): 16.769 KJ/(s m<sup>3</sup> K).
- Coeficiente de transferencia de masa por sección transversal de la cámara, ( $K_M a_M$ ): 1.335 kg/(m<sup>3</sup>s).

Las condiciones de diseño en cuanto a temperatura son las siguientes:

Temperatura de entrada del agua a la torre 29°C.

Temperatura de salida del agua de la torre 25°C.

Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada 24°C.

Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada 20°C.

La especificación de estos datos se puede encontrar en el capítulo 4.

### A.8.1 Determinación de la relación de flujo másico del agua y del aire

En el desarrollo preliminar de la torre para dimensionar el equipo se empieza con la relación  $m_L/m_A$ .

Utilizando los datos obtenidos en secciones anteriores se calcula lo siguiente:

$$m_L/m_A = 0.20 \text{ kg/s} / 0.528 \text{ kg/s} = 0.39$$

Se debe tomar en cuenta que los datos que se utilizan para obtener este valor son obtenidos experimentalmente y las condiciones de prueba no son las mismas que al realizarlo con el equipo construido.

Por ejemplo, un factor que puede afectar de una manera considerable es el hecho que las pruebas no se realizaron con agua caliente, esto por limitaciones de equipo; por lo que no se ha considerado el efecto del aire que sube en la torre al disminuir la densidad del mismo debido al calentamiento. Por estas razones en el dimensionamiento del equipo es necesario considerar un margen de error en el valor que se utiliza para la relación  $m_L/m_A$ .

Con el fin de evitar cualquier problema en el dimensionamiento de la torre se toma un valor de  $m_L/m_A$  igual a 0.55 para el diseño, esto significa considerar un 40% de error con respecto al dato obtenido experimentalmente, el cual se comprobará con el equipo construido.



Con ésta aclaración los nuevos parámetros corregidos para el dimensionamiento de la torre son los siguientes:

$$m_A = m_L/0.55$$

entonces:

$$m_A = 0.2/0.55 = 0.364 \text{ kg/s}$$

De la ecuación A-5, se obtiene que el caudal de aire corregido es:

$$Q_G = m_A/\delta_A$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$Q_G = 0.364/1.17 = 0.31 \text{ m}^3/\text{s}$$

De la ecuación A-4, se obtiene el valor corregido de la velocidad de aire inducido por las boquillas, para efectos del dimensionamiento de la torre:

$$v_a = 0.31/0.181 = 1.7 \text{ m/s}$$

#### A.8.2 Datos de la entalpía en condiciones de saturación

Los datos de entalpía se obtienen con la carta sicrométrica para una altura de 1172 m.s.n.m., (Ver anexo N°5, pág. 204)

Estos datos son utilizados para construir la gráfica A.3.

TABLA A.4. DATOS DE ENTALPIA A CONDICIONES DE SATURACION A UNA ALTURA DE 1172 m.s.n.m.

Temperatura T (°C )	Entalpía h (kJ/kg)
18	56.4
20	63.9
22	71.7
24	80.8
26	89.9
28	100.3
30	112.7

### A.8.3 Determinación de la altura efectiva de la torre

Los pasos de resolución se definieron en el capítulo 3, los cuales son los siguientes:

1. Construir una gráfica de entalpía vrs temperatura de saturación; con los datos de la tabla A-4.
2. Se parte de la temperatura de diseño de bulbo húmedo (20°C) en forma vertical hasta intersectar la curva de saturación y obtener el valor de la entalpía de 63.75 kJ/kg.

Esta línea se extiende en forma horizontal hasta intersectar la línea vertical que se dibujó desde la temperatura de bulbo seco (24°C), el cual representa el estado 1 (entrada) de la corriente de aire. La línea horizontal también intersecta la línea vertical que se dibujó desde la condición de entrada del agua (29°C). Esta última intersección representa el punto A en la

figura.

3. Desde el punto A se extiende una línea cuya pendiente se determina con la siguiente ecuación:

$$\frac{dh}{dT} = \frac{G_L \times C_p}{G_A} \quad (\text{A-6})$$

donde:

dh: fuerza motriz de entalpia, en kJ/kg  
dT: fuerza motriz de temperatura, en °C  
G<sub>L</sub>: flujo del agua por unidad de área, en kg/m<sup>2</sup>s  
G<sub>A</sub>: flujo del aire por unidad de área, en kg/m<sup>2</sup>s  
C<sub>p</sub>: calor específico del agua, en kJ/kg°K

De esta ecuación el valor de la relación G<sub>L</sub>/G<sub>A</sub> ya se ha definido anteriormente y c<sub>p</sub> es la calor específico del agua a 20°C es 4.187 kJ/kg°K (Manual Plint, TE 94/4, pág.14).

Sustituyendo estos valores en la ecuación A-6 se obtiene

$$dh/dT = -(0.55 * 4.187) = -2.30 \text{ kJ/kg K}$$

Esta línea corresponde al balance de energía a lo largo de la torre. El signo negativo se debe a que el flujo es paralelo.

4. A través del punto A se extiende una línea con pendiente

$$\frac{h - h_i}{T_L - T_i} = - \left( \frac{K_L \times a_H}{K_M \times a_M} \right) \quad (\text{A-7})$$

donde:

h: entalpía real, en kJ/kg  
h<sub>i</sub>: entalpía de saturación, en kJ/kg  
T<sub>L</sub>: temperatura del agua, en °C  
K<sub>L</sub>: coeficiente de transferencia de calor del agua, en kJ/s-m<sup>2</sup>°C  
K<sub>M</sub>: coeficiente de transferencia de masa, en kg/s-m<sup>2</sup>  
a<sub>H</sub>: área superficial por unidad de volumen, en m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>  
a<sub>M</sub>: área superficial por unidad de volumen, en m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>

Estos datos se toman de la bibliografía consultada. Al sustituir se obtiene:

$$(h - h_i) / (T_L - T_i) = \text{datos} = -12.56 \text{ kJ/kg K}$$

La intersección de esta línea con la curva de saturación da el estado de interfase inicial  $1_i$ .

5. La curva que representa el cambio en las condiciones del aire puede ser construida dibujando una recta en dirección del estado  $1-1_i$ . La longitud de tal línea depende del grado de exactitud requerido en la solución del problema y del grado en que se desee que varíe la pendiente de la curva. El punto final del trazo de la línea se denomina punto a.
6. Se traza una línea horizontal desde el punto "a" hasta que intersecta la línea del balance de masa (punto B). Desde este punto se traza una línea de pendiente  $-12.56$  (como se hizo en el paso 4); con esto se obtiene el punto  $a_i$  sobre la curva de saturación.
7. Se continúa realizando los pasos 4 a 6 hasta que el aire y el líquido posean las mismas condiciones de energía; es decir, alcancen un mismo valor de entalpía. Cuando se alcance esta igualdad se habrá construido la línea que representa el cambio en las condiciones del aire a lo largo de la torre.

Al realizar la gráfica A.3 se obtienen los siguientes resultados:

TABLA A-5. DATOS OBTENIDOS EN LA GRAFICA DE LA ALTURA DE LA TORRE

Estado	1	a	b	c	d	e	2
$T_L$ (°C)	29.0	28.4	27.7	27.1	26.5	25.8	25.0
$h$ (kJ/kg)	63.8	65.0	66.5	68.0	69.5	71.0	73.0
$T_i$ (°C)	26.6	26.4	25.8	25.5	25.2	24.8	24.3
$h_i$ (kJ/kg)	93.3	92.0	89.8	88.1	86.5	84.5	82.1
$T_A$ (°C)	24.0	24.1	24.3	24.4	24.5	24.5	24.5

8. El último paso es calcular el valor de la longitud de la cámara de rociado,  $L$ , la cual se cálculo con la ecuación 4-8. El flujo de aire ( $G_A$ ) se cálculo con la siguiente ecuación:

$$G_A = \frac{m_A}{A} \quad (\text{A-8})$$

donde:

$G_A$ : flujo del aire por unidad de área, en  $\text{kg/m}^2\text{s}$

$m_A$ : flujo del aire, en  $\text{kg/s}$

$A$ : área efectiva de inducción, en  $\text{m}^2$

Al sustituir los valores numéricos se obtuvo el siguiente resultado:

$$G_A = 0.528 \text{ kg/s} / 0.181 \text{ m}^2 = 2.92 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

De la ecuación 4-8, la integral se calcula evaluando desde el punto 1 hasta el punto 2 del gráfico A-3. Es decir, el área bajo la curva del gráfico de  $1/(h_i - h)$  vrs  $h$ .

Se procede a obtener los datos necesarios para calcular el área bajo la curva descrita anteriormente.

TABLA A.6. DATOS PARA DETERMINAR EL AREA BAJO LA CURVA OBTENIDA AL GRAFICAR LA RELACION DE  $1/(h_i - h)$ .

RELACION $1/(h_i - h)$ (kg/kJ)	ENTALPIA h (kJ/kg)
0.0339	63.8
0.0370	65.0
0.0427	66.5
0.0498	68.0
0.0588	69.5
0.0741	71.0
0.1098	73.0

El cálculo de la integral se realiza mediante integración por puntos, obteniéndose el siguiente resultado.

$$\int \frac{dh}{h_i - h} = 0.538$$

Al sustituir los datos en la ecuación 4-8, se obtiene el valor de la altura ( $L_e$ ) de la torre:

$$L_e = [ 2.92 \text{ kg/m}^2\text{s} / 1.335 \text{ kg/(m}^3\text{s)} ] * 0.538 = 1.18 \text{ m}$$

## AREA BAJO LA CURVA

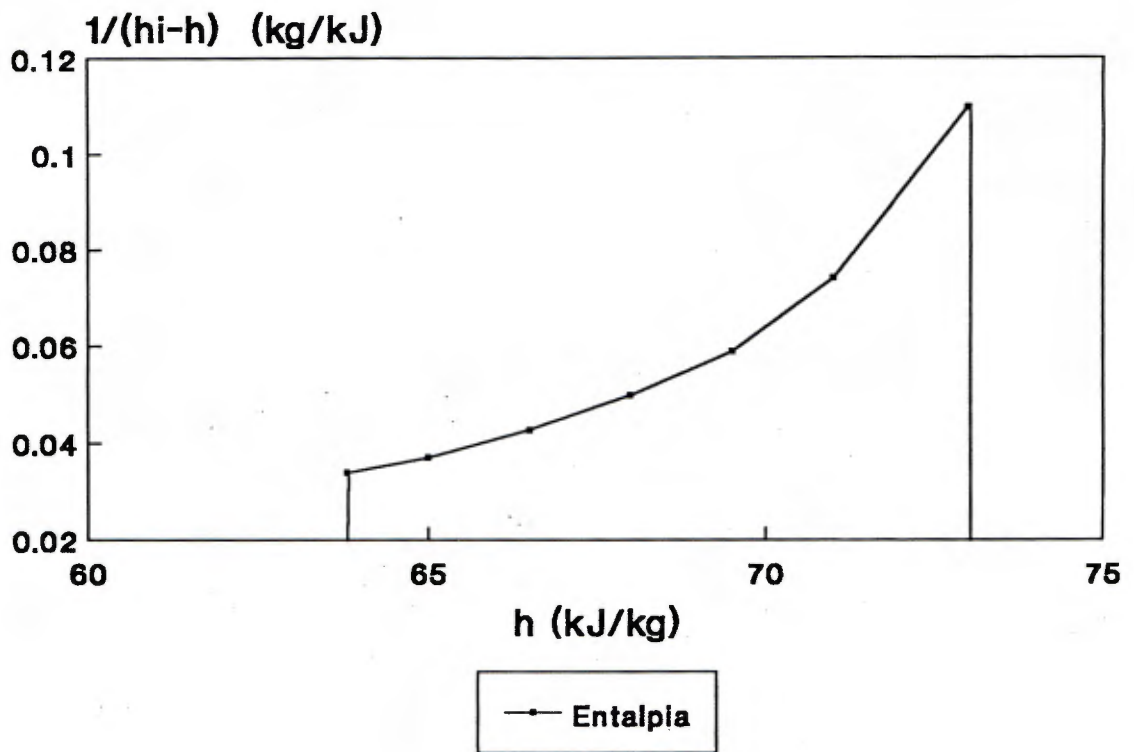


Gráfico A-2. Área Bajo la Curva de la Relación  $1/(h_i-h)$

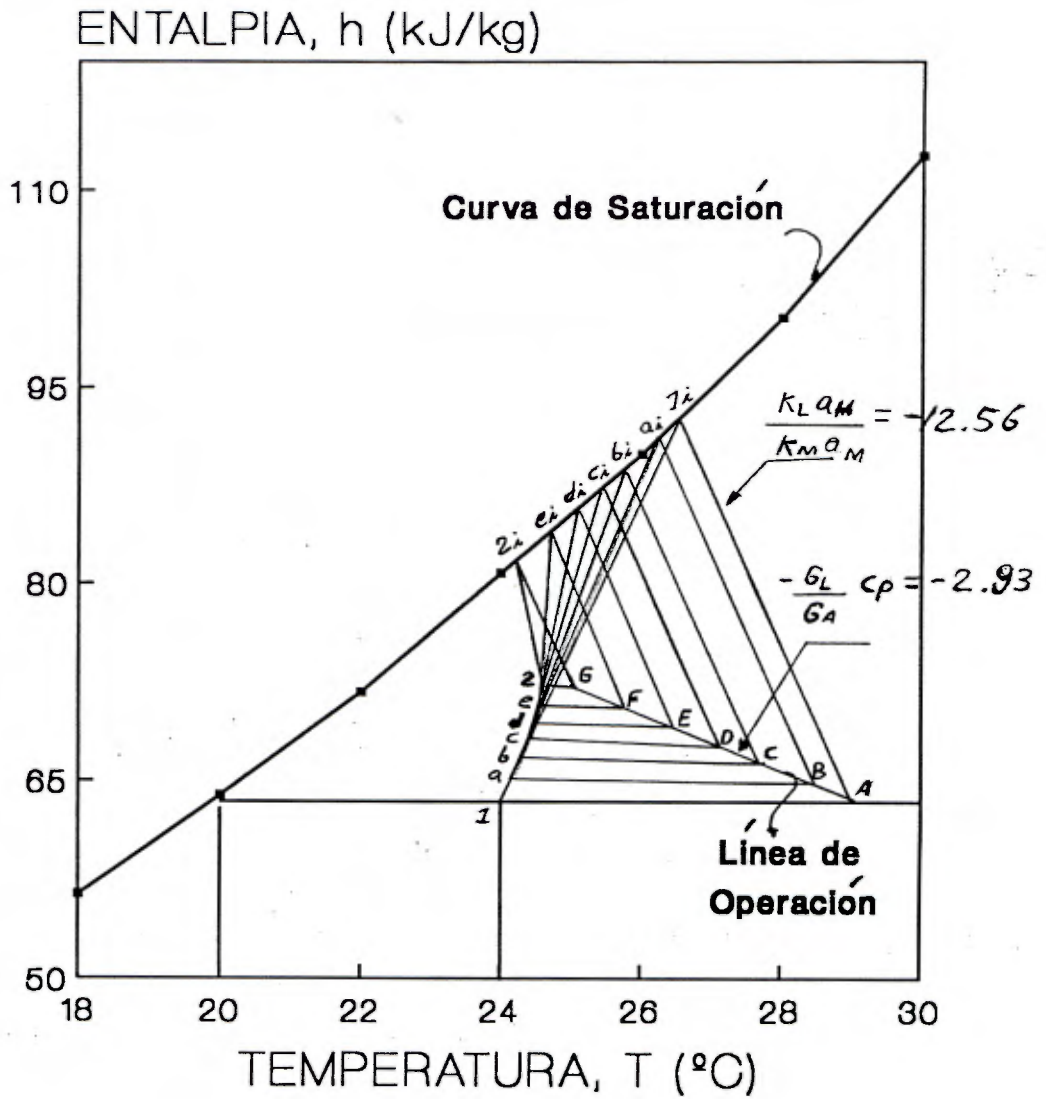


Gráfico A-3. Diagrama Temperatura-Entalpía



A este dato se le agrega un factor de seguridad del 15%, pues los coeficientes utilizados para el cálculo de la torre en cuestión fueron estimados teóricamente, con este valor conservador se garantiza que los datos utilizados están dentro del lado seguro.

Entonces el valor de la altura efectiva de la torre es:

$$L_e = 1.18 * 1.15 = 1.35 \text{ m}$$

La siguiente tabla muestra en resumen los datos de dimensionamiento de la torre de enfriamiento.

TABLA A-7. DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

CARACTERISTICA	MEDIDA	UNIDADES
Altura, $L_e$	1.35	m
Area transversal, $A_o$	0.250	$m^2$
Area de inducción, A	0.181	$m^2$

APENDICE B

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

## B.1 OPERACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

### B.1.1 Pruebas de funcionamiento térmico

El funcionamiento de una torre de enfriamiento solo puede ser determinado por las pruebas térmicas.

La precisión de dichas pruebas es influenciada por muchas variables, algunas controlables otras no.

Los límites aceptables de los parámetros de diseño (ver sección B.1.4), son establecidos por la CTI-ATC 105 (Cooling Towers Institute). La norma especifica límites dentro de un ámbito relativamente amplio y garantizan si el funcionamiento de la torre está dentro de los límites tolerables. (Ver norma de la CTI para las pruebas en el anexo N°4, página 196).

### B.1.2 Preparación de la torre para la prueba

Antes de iniciar las pruebas las condiciones físicas deben estudiarse y controlarse, tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Antes de poner en operación la torre de enfriamiento, como parte de los procedimientos de pre-arranque debe asegurarse que todos los componentes estén limpios, incluyendo el tanque colector, la bomba, las válvulas de regulación, boquillas, desviadores de aire y las boquillas de aspersión, de tal forma que se remueva toda la suciedad y basura que se encuentre acumulada.
2. Debe llenar el tanque colector con agua limpia hasta casi

10 centímetros del borde superior, verificando que este nivel se mantenga durante la prueba.

3. Es importante para la medición de los parámetros de prueba, la revisión de equipo e instrumentación calibrada para tener la confiabilidad en la toma de las lecturas de prueba y disminuir la incertidumbre de los resultados.
4. Para la medición del viento, aunque no es un parámetro que interviene en el cálculo de la capacidad de la torre, es importante medirla, ya que incide directamente sobre la temperatura de bulbo húmedo y es conveniente para obtener lecturas confiables debido a que la velocidad promedio del viento durante la prueba debe ser menor que 5 m/s. Por consiguiente es necesario colocar el ventilador a una distancia de 2 metros de la torre de enfriamiento, alcanzando una velocidad aproximada de 1.5 m/s.

### B.1.3 Instrumentación para pruebas

Para la prueba debe realizarse las siguientes mediciones:

- Flujo de agua a través del condensador
- Temperatura de entrada del agua al condensador
- Temperatura de salida del agua del condensador
- Flujo del agua a través de la torre
- Temperatura de entrada del agua a la torre
- Temperatura de salida del agua de la torre
- Velocidad del aire que entra a la torre
- Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada y

salida de la torre

- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada y salida de la torre

La instrumentación que se ha incluido en la torre para estas mediciones es: (Ver diagrama de flujo al final del apéndice)

a. Medidores para el flujo de agua:

Esta es la primera medición que se realiza, y es de suma importancia para realizar la prueba térmica a la torre.

Se dispone de dos medidores de flujo con el cual se puede medir el flujo de agua que es introducido al condensador y la torre. El medidor del panel del condensador (MF6) mide el volumen de agua, en litros por segundo; este tipo de medidor es un rotámetro (medidor de desplazamiento positivo), y mide el flujo a través del condensador. El otro medidor (MF2), mide el flujo que pasa a través de la torre, es de disco oscilante, marca KENT (ver anexo N<sup>o</sup>2 para más información, página 189).

b. Manómetro:

El manómetro ubicado antes de las boquillas mide la presión de las boquillas y con el cual se puede confirmar el caudal de agua en la torre debido a la relación que existe entre la presión y el caudal de agua (Ver tabla 5-1).

El equipo se ha diseñado para que las boquillas operen a una presión de 40 psi para un caudal total de 12 l/min (caudal para cada boquilla 0.79 l/min).

Para ajustar el caudal en la torre primero se debe ajustar el caudal de operación del condensador con la válvula de control de flujo del condensador, luego se abre lentamente la válvula (V9) hasta obtener el caudal de la torre, se debe verificar que las válvulas (V10) y (V11) estén completamente abiertas.

También se ubicó un manómetro a la salida de la torre para controlar la presión de descarga de la bomba.

c. Termómetros:

Se tiene dos termopozos, el primero (MT8) para medir la temperatura del agua que va a la torre, y el segundo (MT1) para medir la temperatura del agua que sale del tanque colector .

Para realizar la medición es necesario la utilización de dos termómetros de vidrio de mercurio para introducir dentro de los termopozos.

d. Sigrómetro:

Se debe medir las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre de enfriamiento. Esta medición se puede llevar a cabo con el sigrómetro marca PSICHTRO-DYNE, modelo J-3312-40.

e. Velómetro:

Para medir la velocidad del aire es necesario utilizar el anemómetro marca ALNOR. El uso de este instrumento es muy sencillo, solamente se debe colocar la entrada del aire del anemómetro en sentido de contraflujo al aire, su medición es inmediata y precisa.

B.1.4 Condiciones de operación durante la prueba

De acuerdo a la CTI (Cooling Tower Institute) permite las siguientes variaciones y limitaciones para los parámetros de diseño durante los resultados de las pruebas:

Flujo de agua:	+/- 10% de diseño.
Rango de enfriamiento:	+/- 20% de diseño.
Carga de calor:	+/- 20% de diseño.
Temperatura de bulbo húmedo del aire:	+/- 5°C de diseño.
Temperatura de bulbo seco del aire:	+/- 5°C de diseño.

B.1.5 Condición de la prueba

La precisión de la prueba depende tanto de las operaciones estables como de las condiciones atmosféricas.

La duración de la prueba no debe ser menor de una hora y además debe permanecer una condición estable durante este período.

Normalmente el número recomendado y el intervalo de lectura son los siguientes:

Flujo de agua	3 lecturas por hora.
Temperatura del agua fría	12 lecturas por hora.
Temp. del agua caliente	12 lecturas por hora.
Temperatura de bulbo seco	36 lecturas por hora.
Temperatura de bulbo húmedo	36 lecturas por hora.
Velocidad del viento	6 lecturas por hora.

(Marley, Cooling Tower Fundamentals, 1985, pág. 99)

#### B.1.6 Procedimiento experimental de la torre con el Sistema de Aire Acondicionado

1. Se llenó el recipiente con agua hasta que su nivel esté cinco centímetros por debajo de la altura total del mismo. Verificar que V13 esté completamente cerrada.
2. Se midió las condiciones iniciales del aire, Temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo en la parte superior de la torre con el sigrómetro.
3. Se encendió el ventilador a velocidad alta para lograr una velocidad del viento de 1.5 m/s cercana a la torre.
4. Se encendió la bomba y verificó que todas las válvulas estén cerradas V9, V10 y V11, excepto la V12 que debe estar abierta para evitar una sobrecarga en la bomba.
5. Se reguló el caudal de agua. Primero se tuvo que regular



el caudal de agua a través del condensador del equipo de aire acondicionado (V9, V10 y V14), luego se abrió la válvula de globo que se utiliza para llevar el agua directamente a las boquillas (V11) y cerrando la V12, se controló que el caudal de agua a través del condensador sea de 5 l/min y el caudal hacia la torre sea de 12 l/min. Esta última medición puede regularse hasta que el manómetro (MP7) que está en la parte superior marque 40 psi de presión. Con esta presión de entrada del agua en las boquillas se obtiene el caudal de 12 l/min (verificar con MF2).

6. Se encendió el ventilador y el compresor del Sistema de Aire Acondicionado (esto si la torre se va a utilizar en conjunto con el equipo de aire acondicionado).
7. Se debió esperar el tiempo suficiente para que las condiciones de operación se estabilicen.
8. Se midió la velocidad del aire inducido en la torre.
9. Se midió las temperaturas del agua a la entrada y salida de la torre, con MT8 y MT1 respectivamente. A la vez se midieron las temperaturas de entrada y salida del condensador, MT3 y MT4 respectivamente.
10. Los pasos 2,4,7 y 9 deben repetirse según se recomendó en el punto 5, esto hasta que se alcance un estado estable en las condiciones.
11. Se variaron las condiciones de caudal en la torre con el fin de lograr un estudio adecuado de la misma. Por

- ejemplo, se varió el caudal de agua en la torre (9 l/min), manteniendo el caudal de diseño en el condensador (5 l/min). Esto permite el estudio de variación de la velocidad del aire inducido en la torre con la presión de descarga del agua o bien con el caudal de agua introducido en ella. Con estas mismas variaciones se puede calcular la capacidad de la torre en otras condiciones de operación.
12. Para la desconexión de la torre se inició por apagar el compresor y el ventilador del Sistema de Aire Acondicionado. Después se apagó la bomba y el ventilador para simular el viento.
  13. Se cerraron todas las válvulas excepto la V13 para drenar el agua del tanque colector y, por último, se procedió a secar completamente la Torre de Enfriamiento.

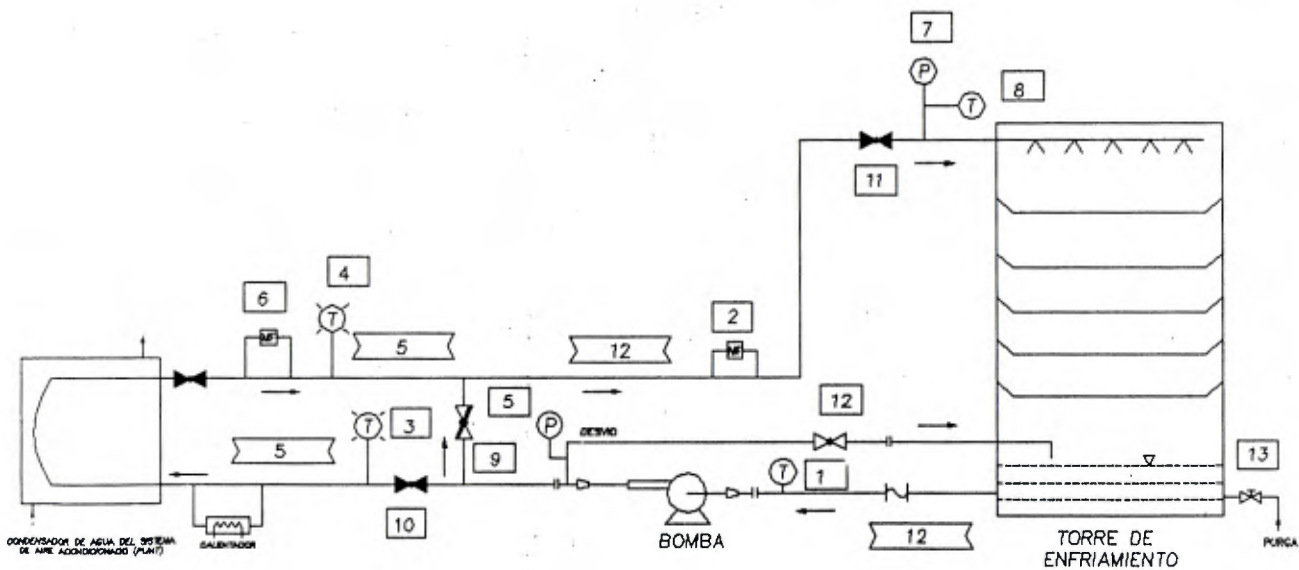


DIAGRAMA DE FLUJO

SIMBOLOGIA	
SIMBOLO	ACCESORIO
	TANQUE COLECTOR
	PERFORA
	BOQUILLAS
	VALVULA DE GLOBO ABIERTA
	VALVULA DE GLOBO CERRADA
	VALVULA DE GLOBO SEMICERRADA
	TUBERIA
	BOMBA CENTRIFUGA
	CONDENSADOR
	VALVULA DE COMPUERTA CERRADA
	UNION A TORNO
	VALVULA DE FLUJO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO
	MANIVELA FIC
	MANIVELA FIC
	TERMOSTATO MONTADO EN PARALELO DEL CONDENSADOR
	CALENTADOR ELECTRICO
	ACOPLE FLEXIBLE
	REDUCTOR
	ATMOSFERICA
	CAUDAL DEL DISCO L/MIN
	VALVULA DE FLUJO POR ASISTENCIA POSITIVA DEL

Simbología: Norma ANSI/ISA (American National Standard)

Figura B-1. Diagrama de Flujo de la Torre de Enfriamiento

## B.2 Programa de Mantenimiento

### B.2.1 Información general

El mantenimiento de la torre será muy importante para prolongar su vida útil y reducir su mal funcionamiento. El plan de mantenimiento estará basado en un mantenimiento preventivo y/o predictivo, que consiste en inspecciones periódicas a través de cada uno de los distintos componentes, principalmente el programa de mantenimiento se fundamenta de las recomendaciones de los fabricantes de torres de enfriamiento.

El principal problema en las torres de enfriamiento es el agua, pero se debe entender que no es el agua por sí misma la que causa problemas, sino, las impurezas disueltas en ella o llevadas por ella. El agua puede producir los siguientes problemas:

- 1- Incrustaciones
- 2- Corrosión
- 3- Suciedades Microbiológicas

Dentro de este programa de mantenimiento preventivo, los problemas que puede ocasionar el agua no se tomará en consideración, por la razón que la torre será utilizada solamente en pruebas de laboratorio. Las veces que se utilizará dependerá del número de pruebas que se realicen con el sistema de aire acondicionado y con la torre misma, además el tiempo de

funcionamiento de cada prueba, se espera que no sea mayor a 2 horas. Se espera que el equipo sea utilizado no mas de 4 veces en un semestre, así lo recomendado para evitar estos problemas con el agua es cambiarla en su totalidad al iniciar cada prueba de laboratorio, finalizando la prueba secar por completo todos los componentes de la torre.

Si el agua no se remueve, se pueden generar los siguientes problemas en la torre y en el condensador:

1- Incrustaciones en la tubería

- a- Disminuye la velocidad de transferencia de calor del sistema, por ejemplo: 12/1000 de una pulgada de incrustación en los condensadores puede reducir la capacidad de enfriamiento del equipo hasta en un 47%.
- b- Paro inesperado del equipo por obstrucción del agua.
- c- Mayor consumo de electricidad y reducción de la eficiencia del sistema de aire acondicionado.
- d- Disminuye el período de vida del equipo por trabajar en condiciones no favorables.

2- Corrosión en la superficie metálica de la torre

Los materiales de hierro, en las torres de enfriamiento, son aquellos con más probabilidades de corrosión.

La corrosión, un fenómeno electroquímico, ocurre con el establecimiento de "celdas" completas con sus ánodos y cátodos, donde el agua actúa como el electrolítico esencial.

La corrosión puede manifestarse de las siguientes formas:

- Corrosión Uniforme
- Corrosión por Picaduras
- Corrosión Galvánica
- Corrosión por Pilas de Concentración

Para evitar el problema de la erosión se ha utilizado una velocidad máxima de diseño de circulación del agua de 1.7 m/s, con este valor se reduce el problema de corrosión por picadura en la bomba centrífuga.

Los posibles problemas de corrosión que se pueden presentar en un sistema abierto de recirculación, como una torre de enfriamiento, son producidos por alguno de los siguientes puntos:

- 1- Los sólidos disueltos afectan seriamente a la torre. Estos sólidos regularmente son sulfatos, cloruros anhídrido carbónico u oxígeno, los cuales corroen los metales en contacto con el agua.
  
- 2- Los sólidos en suspensión pueden arrastrar partículas de metal, o evitar la permanencia de las partículas protectoras que se han formado por las sustancias preventivas de la corrosión.

- 3- Un aumento de la velocidad del agua, generalmente aumenta la corrosión.
- 4- Al bajar el pH del agua aumenta la corrosión.

### 3- Suciedades microbiológicas

Debido a que el sistema de enfriamiento es abierto a la atmósfera, está propenso a que organismos aerotransportados fomenten un cultivo rápido de cualquier de estos organismos vivos, por ejemplo algas, bacterias u hongos.

Estos organismos pueden acelerar la corrosión en forma de picadura.

### 4- Suciedad general

La eficiencia de funcionamiento de una torre de enfriamiento depende del mantenimiento mecánico, para ello deberá mantenerse completamente limpia. El sistema de distribución de agua debe conservarse libres de basuras para asegurar una distribución y enfriamiento correcto del agua.

### B.2.2 Programa básico de mantenimiento de la torre de enfriamiento

Para la torre de enfriamiento se recomienda el siguiente programa de inspección y mantenimiento a fin de lograr las mejores condiciones seguras, eficientes y económicas.

1- Bomba: realizar una inspección periódica ya que es el equipo de mayor costo del proyecto, de tal forma que se mantenga en buen estado o darle una reparación en el momento adecuado.

2- Tanque colector: realizar una inspección periódica del llenado del tanque (Colector), la profundidad normal del agua desde la parte superior del colector al nivel del agua debe ser 5 cm. No se deber permitir que el nivel de agua baje hasta la salida de succión porque puede generarse problemas de cavitación en la bomba debido al aire que se introduce.

Para la limpieza y para poder desalojar la acumulación de suciedad, escamas o organismos biológicos tales como algas y lodos, en el tanque colector se cuenta con una tubería de drenaje.

3- Boquillas: Deberá verificar que estas estén completamente limpias antes de poner en operación la torre con el fin de eliminar la suciedad y basura. Para la limpieza de los orificios de las boquillas nunca utilizar un objeto metálico, usar una aguja de plástico o de madera. Verificar el caudal de las boquillas y sustituir todas las puntas de aspersión desgastadas y las que produzcan una aspersión desigual (ver anexo N°2 "Despiece de los componentes de la boquilla").

4- Válvulas: deberá lubricarse el vástago por lo menos una



vez al año, abrirse y cerrarse completamente cada 3 meses y limpiarse cuando se requiera.

- 5- Persianas: reemplazarse cuando sea necesario debido al deterioro normal como son las roturas mecánicas. Estos daños provocan pérdidas del agua circulada y filtraciones a través de las persianas. Se recomienda que deben pintarse en un período de dos años debido al desgaste de la capa de zinc, por lo que se ve propensa a la formación de óxidos en su superficie.
- 6- Estructura: verificar periódicamente que los tornillos de los soportes, las persianas y las uniones de los perfiles de la estructura no estén flojos. Se deberá pintar la estructura cada dos años o bien cuando se presenten problemas por formación de óxidos.
- 7- Tubería: revisar periódicamente la tubería y repararla cuando existan fugas, particularmente las mangueras. Se deberá drenar la tubería después de cada práctica a fin de evitar las bolsas de agua en la tubería.
- 8- Sistema eléctrico: revisar que el cable esté en buen estado (con aislamiento). Evitar que ningún componente eléctrico esté sobre superficie mojada.
- 9- Rodillos: lubricar las partes móviles periódicamente, de tal forma que se evite el trabamiento, y revisar que se encuentre libre de basura que pueda afectar su movilidad.

APENDICE C

COSTO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

**TABLA C-1**  
**COSTO DE FABRICACION DE LA**  
**TORRE DE ENFRIAMIENTO DE EFECTO INDUCIDO**

CANTIDAD	MATERIAL	DIMENSIONES	PRECIO UNID. ¢	PRECIO TOTAL ¢	PROVEEDOR
1	Lámina galvanizada #28 y #26	3 * 6 m	¢674 ¢854	¢674 ¢854	El Guadalupano
6	Perfil Ranurado Galvanizado	2m long. 1pulg.ancho	¢320+IV	¢2132	Perfiles Ranurados S.A
1	Tubería PVC	φ ½ pulg. 6 m. long	¢396	¢792	Abonos Agro S.A
	Tubería de Nivel	φ3/8 pulg 2 m. long	¢200	¢200	Llinas
16	Boquilla de plástico	Ver Catálogo	¢358	¢5370	Abonos Superior
100	Tornillo para Estantes	Cabeza Hexagonal	¢6+IV	¢600	Perfiles Ranurados S.A
28	Gazas Inoxid.	-----	¢40	¢1096	Abonos Superior
1	Bomba Centrif.	Ver catalogo	¢30000 (aprox)	¢30000 aprox.	Taller de Ing. Mecánica
1	Válvula Compuerta	φ1/2 pulg bronce	¢100	¢100	Taller de Ing Mecánica
3	Válvula de Globo	φ ½ pulg. bronce	¢120	¢360	Válvulas y Equipos
16	Conexión Manguera	φ ½ pulg. Latón	¢375	¢6000	Cafesa
3	Tee Bronce	(½*½*½) pulg.	¢700	¢1400	Llinas
1	Reductor PVC	(1*½) pulg.	¢50	¢50	Taller de Ing. Mecánica

SUBTOTAL: ¢ 48417

**COSTO DE FABRICACION DE LA  
TORRE DE ENFRIAMIENTO DE INDUCCION NATURAL**

CANTIDAD	MATERIAL	DIMENSIONA	PRECIO UNIDAD	PRECIO TOTAL	PROVEEDOR
16	Tapa de Boquilla	-----	¢56	¢896	Cafesa
2	Codos de Bronce	φ ½ pulg.	¢700	¢1400	Llinas
16	Filtro para Boquilla	-----	¢28	¢448	Cafesa
6	Rodillos	Ver Anexo	¢550	¢3300	Uribe-Page
1	Acilico	1.4*3 m	-----	¢3500	Kativo
1	Arrancador	-----	¢3200	¢3200	Ferretería El Mar
1	Cable Eléctrico	3.6 m	¢450	¢1560	Ferretería El Mar
1	Enchufe	tres vías	¢200	¢200	Ferretería El Mar
3	Reductor	(1.5*1) pulg.	¢50	¢150	Ferretería El Mar
1	Fusible	-----	¢200	¢200	Ferretería El Mar
1	Pintura anticorrosiva	1/4 galón	¢1200	¢1200	Ferretería El Mar
3	Cinta Teflón	-----	¢100	¢100	Ferretería El Mar

SUBTOTAL: ¢ 16153

(\*) COSTO DE MATERIAL: ¢ 64570

MANO DE OBRA: ¢ 90000

TOTAL: ¢ 154570

Nota (\*): El valor de la mano de obra se estimó tomando como base el costo de servicio de una persona para un período de 2 meses, el cual correspondió a un valor de ¢ 15000 y se multiplico por 3, pues fueron el número de personas que participaron en la construcción de la misma.

**ANEXO N°1**

FOTOGRAFIA Y DIAGRAMA DEL EQUIPO DE AIRE  
ACONDICIONADO (PLINT)

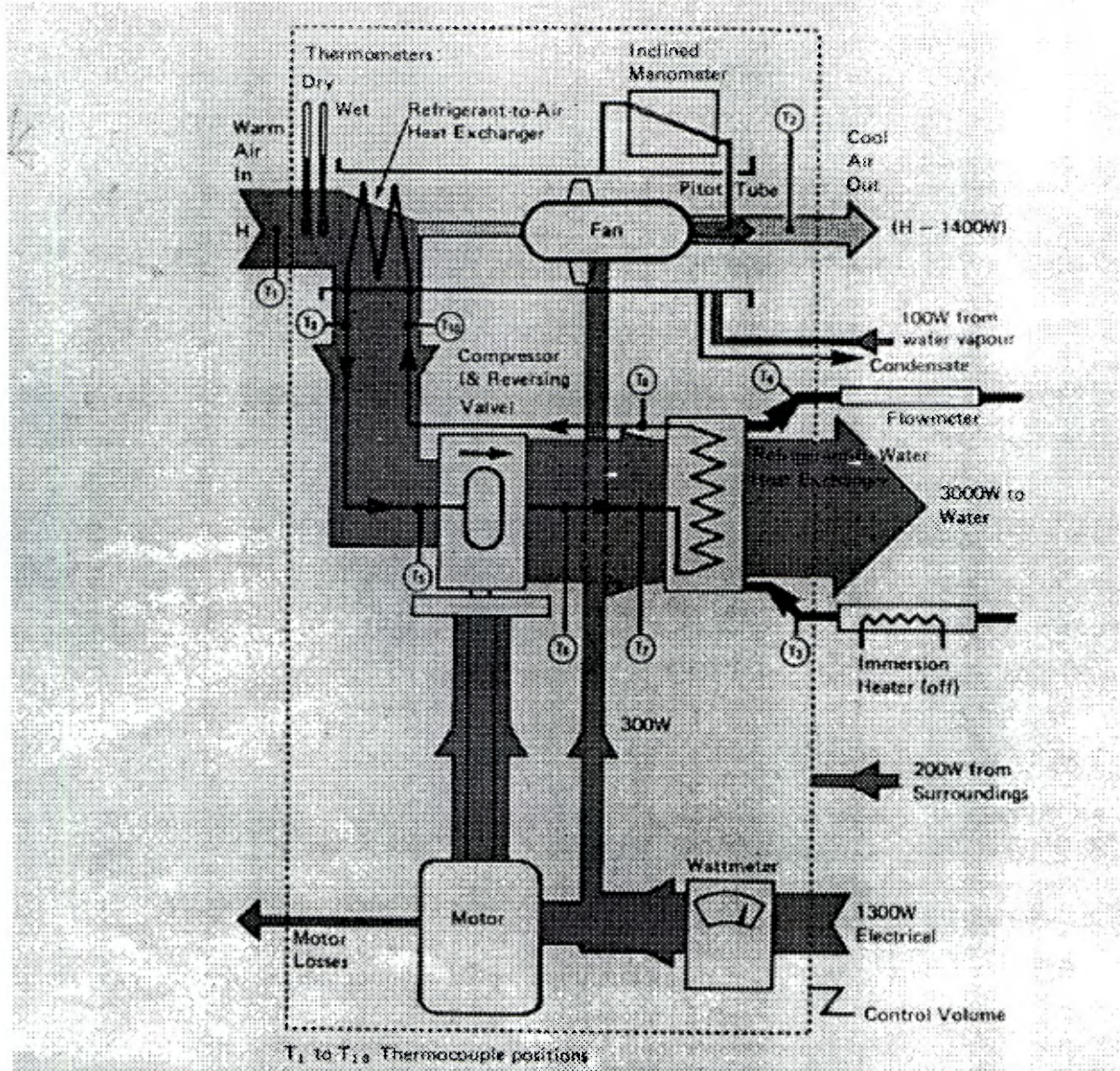
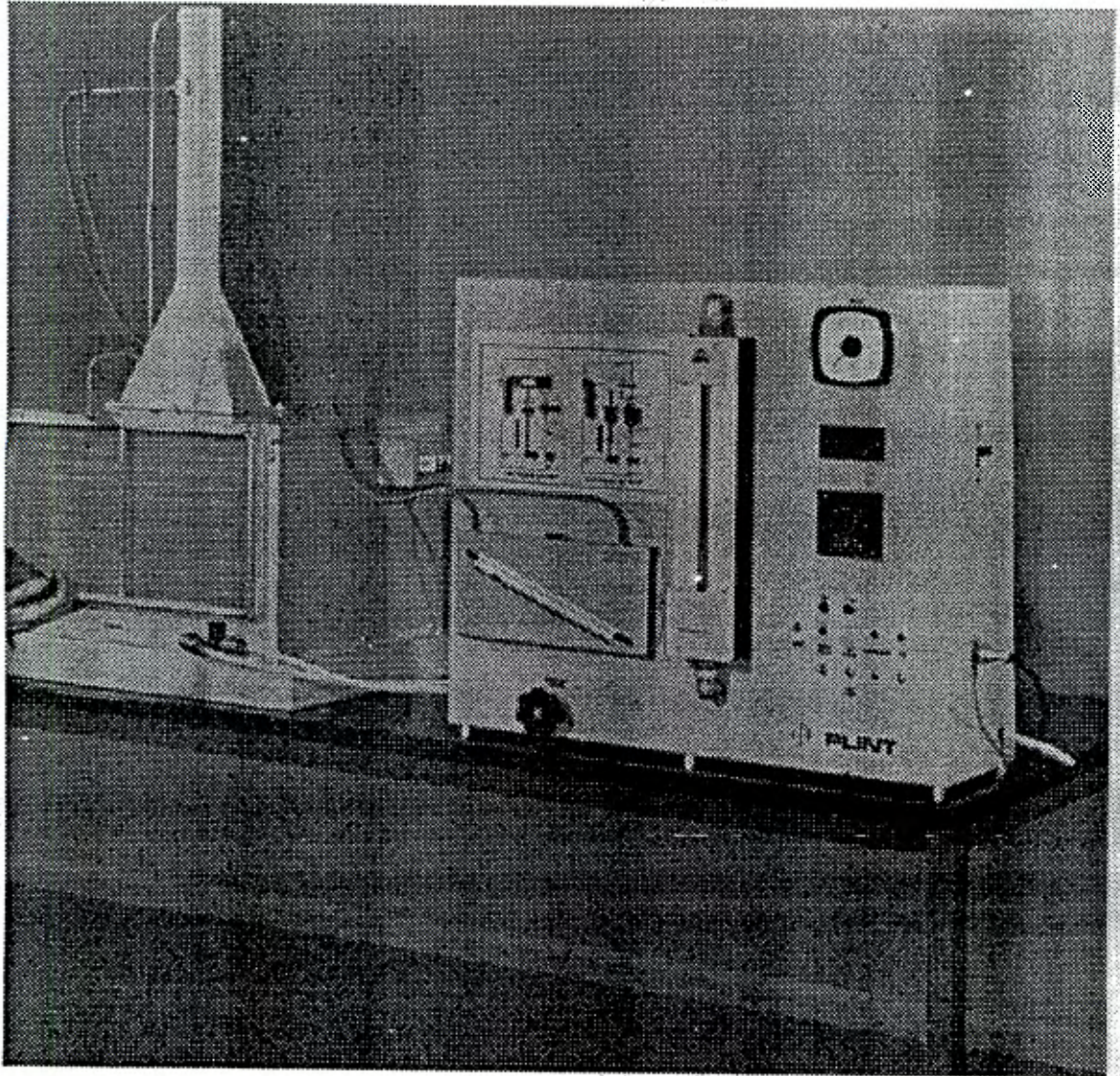


Figure 4 Flow Diagram, Air Cooler

Diagrama de Flujo del Sistema de Aire Acondicionado PLINT



Fotografía del Sistema de Aire Acondicionado

**ANEXO N°2**

CATALOGO DE LAS BOQUILLAS SELECCIONADAS,  
RODILLOS, ARRANCADOR, MEDIDOR DE FLUJO,  
TERMOMETRO Y MANOMETRO



## TeeJet® BOQUILLAS DE ASPERSION

## INTERCAMBIABLEES TeeJet® PUNTAS DE ASPERSION



TIPO T y TT  
Páginas 8-15, 18-21



TIPO SPLIT-EYELET  
Página 29



ASPERSION PLANA DE BORDES AHUSADOS  
Páginas 9-12



ASPERSION PLANA UNIFORME  
Página 13



FLOODJET ASPERSION PLANA ANCHA  
Páginas 14, 15, 26



TIPO COLECTOR DE MANGUERA  
Página 30



TIPO PARA SEPARACION VARIABLE  
Página 31



DISCOS Y NUCLEOS DE ASPERSION CONICA  
Páginas 20, 21



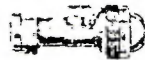
CONEJET ASPERSION DE CONO HUECO  
Páginas 18, 19



ASPERSION DE CONO LLENO  
Páginas 19, 16



TIPO GIRATORIO  
Página 28



TIPO DIAFRAGMA  
Página 32



ASPERSION PLANA DESCENTRADA  
Páginas 22, 23

## BOQUILLAS DE ASPERSION DE OTROS TIPOS



BOQUILLAS FLOODJET TIPO K  
Páginas 14, 15



BOQUILLAS QUICKJET TIPO KQT  
Páginas 16, 17



BOQUILLAS WHIRLIJET  
Página 26



BOQUILLAS TEEJET 3/4 T y 3/4 TT  
Página 23



BOQUILLAS FULLJET  
Página 26



BOQUILLAS FIELDJET  
Página 23



BOQUILLAS BOOMJET  
Página 22

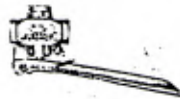


UNIDAD DE ASPERSION MULTEEJET  
Página 33

## PISTOLAS DE ASPERSION DE BAJO VOLUMEN

## PISTOLAS DE ASPERSION

## PISTOLAS DE ASPERSION DE GRAN RESISTENCIA



EXTENSIONES  
Página 41



## SELECCION DE LA PUNTA DE ASPERSIÓN O BOQUILLA

Para proporcionar la variedad de modelos y capacidades utilizados en aplicaciones de aspersión en explotaciones agrícolas y ganaderas, Spraying Systems Co. ofrece una línea completa de boquillas y puntas de aspersión. Generalmente las puntas TeeJet standard planas, con bordes ahusados, montadas en una unidad de gran impacto con aspersión superpuesta, se utilizan para la aplicación de herbicidas y de algunos insecticidas. Para las aplicaciones de aspersión en banda que precisen una distribución de aspersión uniforme, las puntas TeeJet de aspersión uniforme se consideran ideales. Para la pulverización de insecticidas y fungicidas, se utilizan las puntas de aspersión ConeJet modelo cono hueco o las puntas disco-núcleo. Este modelo de aspersión cónica proporciona una mejor cubrición del follaje... y usualmente se aplica a altas presiones. Para la aplicación en superficie de líquidos fertilizantes se recomiendan habitualmente las puntas y las boquillas FloodJet así como las boquillas FieldJet sin impacto... especialmente para los fertilizantes del tipo en suspensión y semifluidos. En todos los casos, deben seguirse las instrucciones del fabricante del producto químico, del Departamento de Agricultura... reduciendo las desviaciones al mínimo.

### FORMULAS UTILES

$$\text{lit/min (por boquilla)} = \frac{\text{lit/ha} \times \text{km/h} \times W^*}{60.000}$$

$$\text{lit/ha} = \frac{60.000 \times \text{lit/min (por boquilla)}}{\text{km/h} \times W^*}$$

\* W - separación de boquilla (en aspersión de impacto) o anchura de aspersión (en aspersión sin impacto)... en centímetros.

## SELECCION DEL TAMAÑO DE LA PUNTA DE ASPERSIÓN O DE LA BOQUILLA

Basándose en las recomendaciones del fabricante del producto químico sobre la cantidad de producto a aplicar en lit/ha y los tipos de boquillas, se elige el tamaño de punta de aspersión adecuado en las tablas del catálogo. Dado que todas las tablas se basan en la aspersión de agua se utilizan los factores de conversión cuando las soluciones a pulverizar sean más pesadas o más ligeras que el agua. Usando los factores de conversión indicados en las tablas a continuación, multiplicar por los valores tabulados lit/min y lit/h para obtener los valores para la solución a pulverizar.

DENSIDAD—10 <sup>3</sup> g/ltr	FACTORES DE CONVERSION
0,84	1,09
0,96	1,02
1,00 — AGUA	1,00
1,08	0,96
1,20	0,91
1,32	0,87
1,44	0,83
1,68	0,77
1,92	0,72
2,16	0,68

## SEPARACION ENTRE BOQUILLAS

Además, si la distancia entre boquillas de impacto es diferente al de la que está tabulada, multiplicar también el caudal tabulado o calculado lit/ha por uno de los factores siguientes.

Otro espaciamento cm	20	25	30	35	40	45	55	60	75
Factor de conversión	2,5	2	1,67	1,43	1,25	1,11	,91	,83	,66

Otro espaciamento cm	70	75	80	85	90	95	105	110	120
Factor de conversión	1,43	1,33	1,25	1,18	1,11	1,05	,95	,91	,83

## ANTES DE COMENZAR EL TRABAJO DE ASPERSIÓN

Compruebe todo su equipo, asegúrese de que todos los componentes están limpios... incluyendo el depósito, la bomba, las válvulas de control, válvulas de regulación, mangueras, unidad de impacto, filtros, boquillas y puntas de aspersión. **ADVERTENCIA**... no utilizar nunca un objeto metálico cuando se limpian los orificios de la boquilla. Usar una aguja de plástico o de madera. Verificar el promedio de caudal de todas las boquillas utilizando un buen medidor de presión montado en la unidad de impacto cerca de las boquillas. (Después del ensayo, retirar el medidor de presión y enchufar la conexión). Mientras se está realizando este ensayo de caudal de las boquillas, verificar la lectura de la presión en el medidor de presión en la barra para comparar su lectura con la presión de las boquillas. Los caudales se pueden determinar consultando la siguiente tabla. Recuerde que las tablas del catálogo están basadas en "las presiones en las boquillas."

NOTA: Si se utilizan válvulas de retención esféricas, la presión real de la boquilla será aproximadamente 0,3 kg/cm<sup>2</sup> más baja que la lectura del medidor, dependiendo de la clase de muelle de la válvula y del caudal.

## CAUDAL... para calibración de puntas de aspersión

lit/min	SEGUNDOS PARA RECOGER 1 LITRO	lit/min	SEGUNDOS PARA RECOGER 1 LITRO
0,15	400	0,75	80
0,20	300	0,80	75
0,25	240	0,85	71
0,30	200	0,90	67
0,35	171	0,95	63
0,40	150	1,0	60
0,45	133	1,5	40
0,50	120	2,0	30
0,55	109	2,5	24
0,60	100	3,0	20
0,65	92	3,5	17
0,70	86	4,0	15

# TeeJet

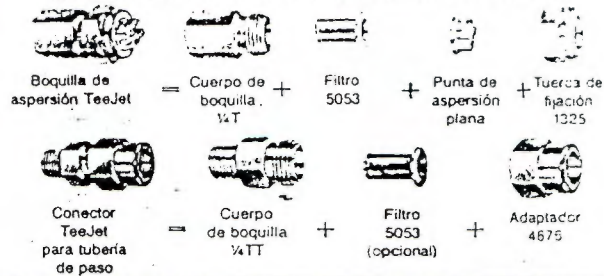
## PIEZAS INTERCAMBIABLES

Para boquillas de aspersión y conjuntos relacionados

Seleccionando las piezas básicas, materiales y tamaños se consiguen miles de boquillas de aspersión de diferentes tipos y capacidades, así como conjuntos relacionados con las mismas de muchas clases diferentes... para proporcionar un conjunto que lleve a cabo la mejor realización posible en cada aplicación en particular. Para más información ver página 27.

## CONJUNTOS TeeJet TÍPICOS

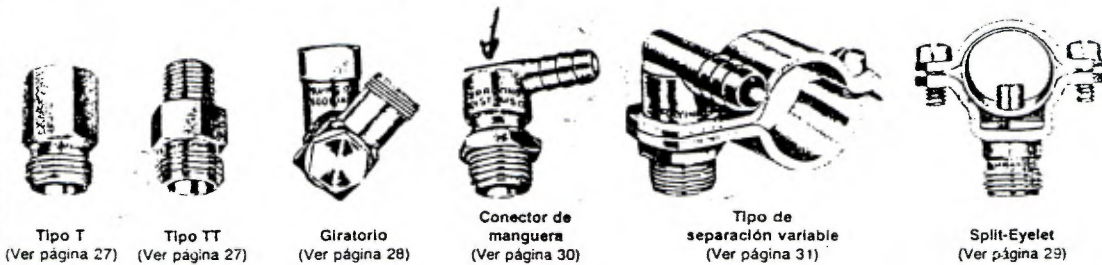
... fácilmente montados con los componentes que se indican a continuación



# TeeJet

### CUERPOS DE BOQUILLAS

con rosca 11/16" — 16  
Saldada macho, TeeJet. Todos los materiales... ver páginas indicadas.



Tipo T (Ver página 27)    Tipo TT (Ver página 27)    Giratorio (Ver página 28)    Conector de manguera (Ver página 30)    Tipo de separación variable (Ver página 31)    Split-Eyelet (Ver página 29)

# TeeJet

### VALVULAS DE RETENCIÓN y FILTROS

Se acoplan en los cuerpos de las boquillas... se mantienen en su sitio sujetas por una tuerca de fijación.



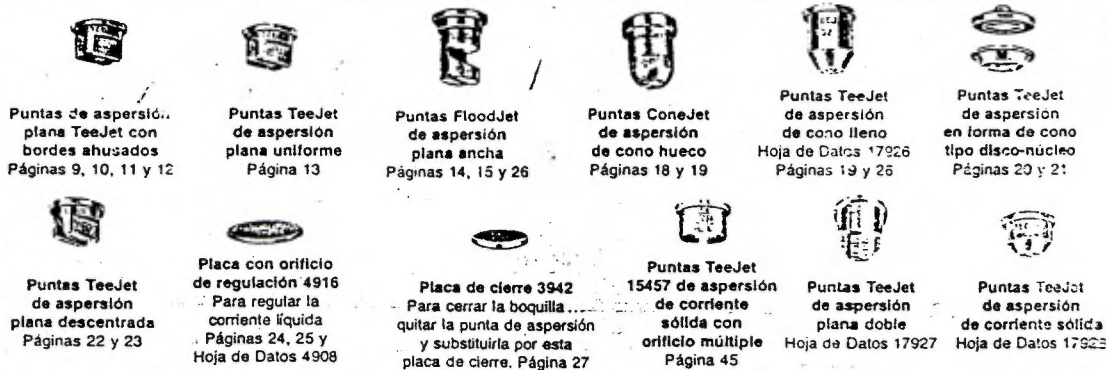
Filtros 5053    Filtros ranurados 4514    Filtro en forma cóncava 4067-SS    Válvula de retención y filtro 4193A    Válvula de retención de gran corriente 11750

(Ver página 27 — todas las piezas)

# TeeJet

### PUNTAS DE ASPERSON y PLACAS

Se colocan y se mantienen en su sitio por medio de la tuerca de fijación 1325, intercambiables. Todos los materiales... ver páginas indicadas o Hojas de Datos.



Puntas de aspersión plana TeeJet con bordes ahuecados Páginas 9, 10, 11 y 12    Puntas TeeJet de aspersión plana uniforme Página 13    Puntas FloodJet de aspersión plana ancha Páginas 14, 15 y 26    Puntas ConeJet de aspersión de cono hueco Páginas 18 y 19    Puntas TeeJet de aspersión de cono lleno Hoja de Datos 17926 Páginas 19 y 26    Puntas TeeJet de aspersión en forma de cono tipo disco-núcleo Páginas 20 y 21    Puntas TeeJet de aspersión plana descentrada Páginas 22 y 23    Placa con orificio de regulación 4916 Para regular la corriente líquida Páginas 24, 25 y Hoja de Datos 4908    Placa de cierre 3942 Para cerrar la boquilla... quitar la punta de aspersión y sustituirla por esta placa de cierre. Página 27    Puntas TeeJet 15457 de aspersión de corriente sólida con orificio múltiple Página 45    Puntas TeeJet de aspersión plana doble Hoja de Datos 17927    Puntas TeeJet de aspersión de corriente sólida Hoja de Datos 17928

# TeeJet

### ACOPLAMIENOS DE SALIDA

Se colocan y mantienen en su sitio por medio de la tuerca de fijación 1325.



Adaptador 4928 (Ver página 27)    Adaptador 6250 (Ver página 27)    Adaptador 6406 (Ver página 27)    Conector de manguera 4251 (Ver página 27)    Conector de manguera 8400 (Ver página 27)

# TeeJet

### TUERCA DE FIJACION 1325 y ADAPTADORES DE SALIDA

con rosca TeeJet hembra de 11/16" — 16.

Tuerca de fijación TeeJet 1325. Fabricada en latón, nylon, acero inoxidable y otros materiales... ver página 27.

Especialmente roscado para acoplar cuerpos de boquillas TeeJet. Fijan los filtros... y las puntas de aspersión o acoplamientos de salida en los conjuntos de boquilla.

### Adaptadores 4676

Fabricados en latón, aluminio, nylon o acero inoxidable. Posibilidad de elección entre conexiones de salida hembra de 1/4", 3/8", 1/2" y 3/4" NPT. Se utiliza en lugar de la tuerca de fijación 1325. Ver página 27.

# TeeJet

## CONJUNTOS DE BOQUILLAS CON PIEZAS INTERCAMBIABLES

para la aspersión de herbicidas, insecticidas, fertilizantes y otros productos químicos



Tipo 1/4T  
con conexión  
HEMBRA de 1/4"NPT



Tipo 1/4TT  
con conexión  
MACHO de 1/4" NPT

Peso en latón  
y en acero  
inoxidable  
71 gr.  
Aluminio 29 gr.  
Nylon 29 gr.

Las boquillas se suministran también con conexiones 1/8", 3/8" y 1/2" NPT ... ver página 27.

Las boquillas de aspersión TeeJet con puntas de aspersión plana intercambiables aseguran una cobertura uniforme de todo el terreno, por medio de la aspersión de boquillas múltiples de gran impacto. Cada punta produce un modelo de aspersión que se abre hacia los lados para proporcionar una cobertura uniforme cuando las aspersiones se superponen. Cada punta está también diseñada para una distribución uniforme y para una precisión del caudal de corriente y del modelo de aspersión tal como se especifiquen. Las puntas de aspersión y los filtros internos se pueden cambiar simplemente quitando la tuerca de fijación... sin retirar el cuerpo de las boquillas.

### TeeJet® PUNTA DE ASPERSON PLANA, MODELO DE ASPERSON CON BORDES AHUSADOS

Las boquillas TeeJet con modelos de aspersión de bordes ahusados, aseguran una cubrición total uniforme por medio de la unidad de gran impacto... sin exceso de aspersión en las zonas en que hay superposición. Las puntas de aspersión deberán girarse aproximadamente de 12° a 15° de forma que la aspersión esté ligeramente descentrada tal como se ve en la figura.



### TeeJet® DISEÑO DE PUNTA DE ASPERSON PLANA

Todas las puntas de aspersión TeeJet son intercambiables de forma que la capacidad, el ángulo y el modelo de aspersión se puedan cambiar sin retirar los cuerpos de las boquillas de la unidad de aspersión. Las características del diseño de las puntas de aspersión plana TeeJet incluyen:

- Bordes planos paralelos para lograr una fácil alineación de las aspersiones.
- Orificio retraído hacia atrás para evitar cualquier daño accidental sobre él.
- Canales de corriente de aire a ambos lados del orificio para evitar la distorsión y turbulencia de los bordes de la aspersión.

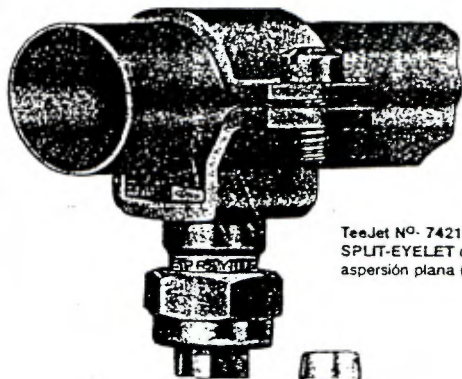
### TeeJet® CONJUNTOS DE BOQUILLAS DE ASPERSON

Las boquillas de aspersión TeeJet tipo 1/4TT y 1/4T son usualmente conjuntos de cuatro piezas... excepto en las capacidades más grandes donde no se necesita filtro. Otros cuerpos de boquillas TeeJet figuran a la derecha de esta página y también en la página 4. Ver el cuadro a continuación sobre elección de materiales.

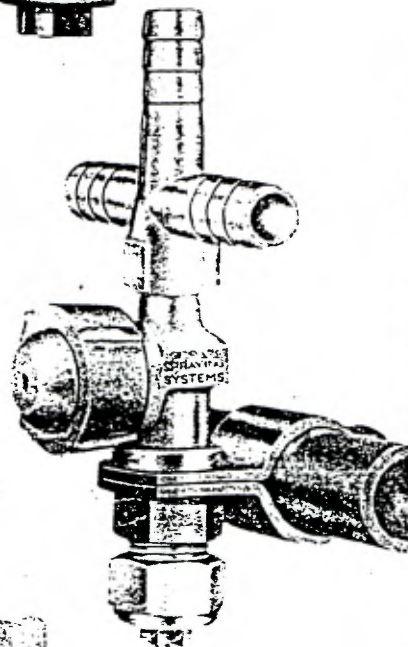
PIEZAS	ELECCION DE MATERIALES	
Tipo T Cuerpo hembra                      Tipo TT Cuerpo macho	Latón Nylon Acero	Aluminio Aluminio Anodizado Acero Inoxidable
Filtro	Latón Aluminio	Acero Inoxidable Polipropileno
Punta de aspersión plana	Latón Aluminio Acero	Acero Inoxidable Acero Inoxidable Endurecido
Tuerca de fijación	Latón Nylon Acero	Aluminio Aluminio Anodizado Acero Inoxidable

# TeeJet

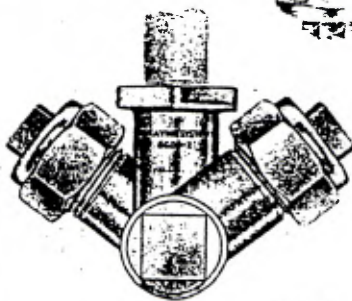
## TIPICOS DE CUERPOS



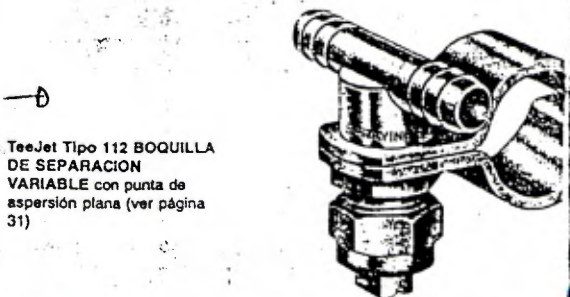
TeeJet No. 7421 BOQUILLA SPLIT-EYELET con punta de aspersión plana (ver página 29)



TeeJet No. 13430-3 BOQUILLA DE DIAFRAGMA CON ABRAZADERA PARA TRIPLE MANGUERA con punta de aspersión plana (ver página 44)



TeeJet No. 8600-2 BOQUILLA DOBLE GIRATORIA con punta de aspersión plana (ver página 28)



TeeJet Tipo 112 BOQUILLA DE SEPARACION VARIABLE con punta de aspersión plana (ver página 31)

Para más detalles sobre despiece de boquillas...  
página 27

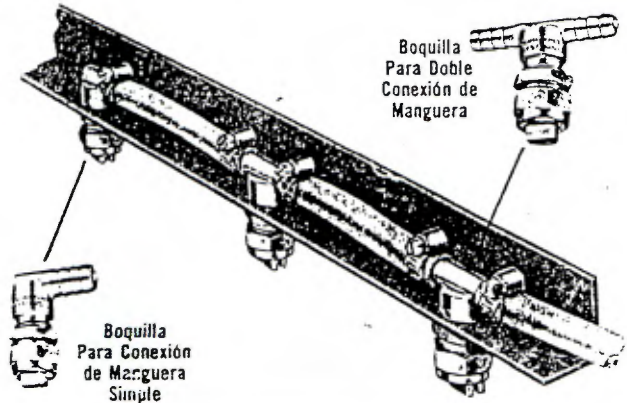


# TeeJet

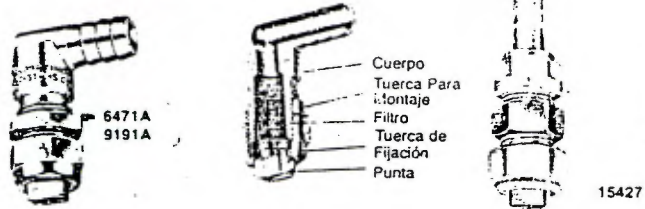
## BOQUILLAS PARA CONEXIÓN DE MANGUERA

para utilizar con todas las puntas de aspersión intercambiables.

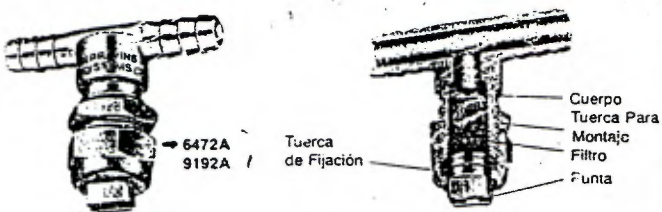
para trabajar a presiones de hasta 9 kg/cm<sup>2</sup>



Boquillas para conexión de manguera, en latón, aluminio y acero inoxidable  
Conexión de manguera simple



Conexión de manguera doble

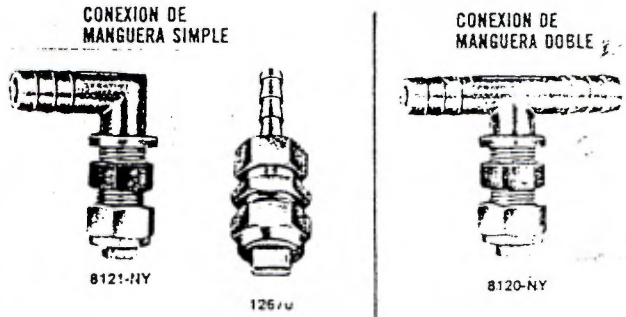


COMO PASAR PEDIDO: Para pedir la boquilla completa, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera, el nº de punta y el material. Ejemplo: 6471A-400TD. Latón.  
Para pedir el conjunto del cuerpo solamente, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera, ejemplo: 6471A-400TD.

Nº del Conjunto del Cuerpo de Conexión de Manguera		Para acoplar a manguera de D.I. mm	Material
Conexión de Manguera Simple	Conexión de Manguera Doble		
15427-296		6	Latón
6471A-400TD	6472A-400TD	10	
9191A-531TD	9192A-531TD	12	
6471-ALEF-C400TD	6472-ALEF-C400TD	10	Aluminio Anodizado
9191-ALEF-C531TD	9192-ALEF-C531TD	12	
6471-SS-C400TD	6472-SS-C400TD	10	Acero Inoxidable
9191-SS-C531TD	9192-SS-C531TD	12	

...mediante taladros de un diámetro de 17,5 mm. Se muestran en una variedad de tamaños de conexión de manguera como figura en los cuadros adjuntos. El diseño de diámetro interno de paso extra grande asegura la circulación de grandes caudales con caídas mínimas de presión. La boquilla completa consiste en cuerpo de conexión de manguera TeeJet, tuerca para montaje filtro interno, tuerca de fijación TeeJet y punta de aspersión intercambiable, a su elección. En la capacidad requerida las puntas de aspersión TeeJet, ConeJet o FloeJet. Utilice el filtro con el tamaño del tamiz de malla adecuado para adaptarse a la punta de aspersión... como aparece en los cuadros de las páginas precedentes. El filtro, la tuerca de fijación y la punta de aspersión... como aparece en los cuadros de las páginas precedentes. Los cuerpos de las boquillas de las series 6471, 6472, 9191 y 9192 tiene también conexiones de salida rosca hembra de 1/2" NPT. Con la tuerca de fijación de la boquilla TeeJet y el filtro interno retirados... estas unidades pueden funcionar como conectores para sujeción de los tubos de bajada de 1/2" NPT o de los conectores de conexión de manguera 1/2" NPT, series 8400 y 6053. (Ver página 45).

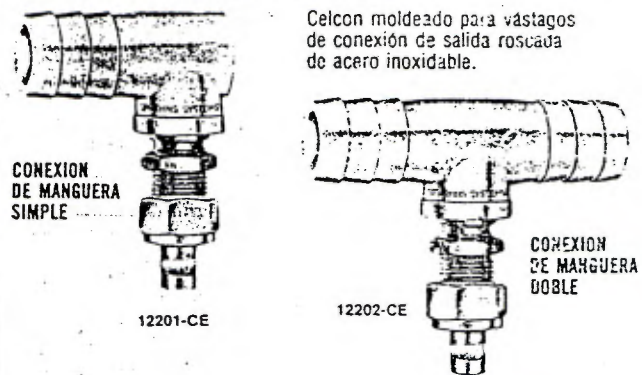
### Boquillas de nylon para conexión de manguera



COMO PASAR PEDIDO: Para pedir la boquilla completa, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera, el nº de punta y el material. Ejemplo: 8121-NY-406TD8002 en acero inoxidable.  
Para pedir el conjunto del cuerpo solamente, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera. Ejemplo: 8121-NY-406TD.

Nº Del Conjunto Del Cuerpo Para Conexión De Manguera		Para Acoplar Manguera de D.I.	Peso en gr (Máx.)	Material
Conexión de Manguera Simple	Conexión de Manguera Doble			
8121-NY-406TD	8120-NY-406TD	10 mm	29	Nylon con tuerca para montaje de aluminio
8121-NY-540TD	8120-NY-540TD	12 mm	43	
12670-406TD		10 mm	15	

### BOQUILLAS EN CELCON\* PARA CONEXION DE MANGUERA



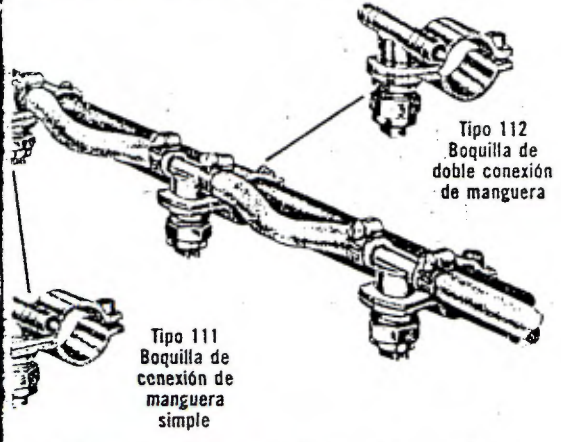
COMO PASAR PEDIDO: Para pedir la boquilla completa, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera, el nº de punta y el material. Ejemplo: 12202-CE-1062TD TK2 acero inoxidable.  
Para pedir el conjunto del cuerpo solamente, especificar el nº del conjunto del cuerpo de conexión de manguera. Ejemplo: 12202-CE-1062TD.

Nº De Conjunto Del Cuerpo Conexión De Manguera		Para Acoplar Manguera de D.I.	Peso en gr (Max.)	Material
Conexión de Manguera Simple	Conexión de Manguera Doble			
12201-CE-785TD	12202-CE-785TD	20 mm	57	Celcon* y acero inoxidable
12201-CE-1062TD	12202-CE-1062TD	25 mm	71	

\*Celcon es una marca registrada de Celanese Corporation.

# TeeJet BOQUILLAS DE SEPARACION VARIABLE

utilizar con todas las puntas de aspersión cambiabile. para trabajar presiones de hasta 9 kg/cm<sup>2</sup>



Tipo 111  
Boquilla de conexión de manguera simple

Tipo 112  
Boquilla de doble conexión de manguera

**PASAR PEDIDO:** Para pedir la boquilla completa, esar el nº del Conjunto de cuerpo de separación variable, e la punta y el material. Ejemplo: 111-½-A-400TD6504.

pedir el conjunto del cuerpo solamente, especificar el nº conjunto del cuerpo de separación variable y el material. lo: 111-½-A-400TD. Latón.

Nº del conjunto TeeJet del cuerpo de separación variable.		Para Acoplar Manguera de D.I.	Material del Cuerpo de la Boquilla	Para Instalar en
Tipo 111	Tipo 112			
1-A-400TD	112-½-A-400TD	10	Latón	Tubo o barra de ½" Diám. ext. 20-22 mm
1-A-531TD	112-½-A-531TD	12		
1-406TD-NY	112-½-406TD-NY	10		
1-540TD-NY	112-½-540TD-NY	12	Nylon	Tubo o barra de ½" Diám. ext. 25-27 mm
1-A-400TD	112-¾-A-400TD	10		
1-A-531TD	112-¾-A-531TD	12		
1-406TD-NY	112-¾-406TD-NY	10	Nylon	Tubo o barra de 1" Diám. ext. 32-35 mm
1-540TD-NY	112-¾-540TD-NY	12		
1-A-400TD	112-1-A-400TD	10		
1-A-531TD	112-1-A-531TD	12	Latón	Tubo o barra de 1" Diám. ext. 32-35 mm
1-406TD-NY	112-1-406TD-NY	10		
1-540TD-NY	112-1-540TD-NY	12		
1-A-400TD	112-1½-A-400TD	10	Latón	Tubo o barra de 1½" Diám. ext. 39-43 mm
1-A-531TD	112-1½-A-531TD	12		
1-406TD-NY	112-1½-406TD-NY	10		
1-540TD-NY	112-1½-540TD-NY	12	Nylon	Tubo o barra de 1½" Diám. ext. 39-43 mm
1-1062TD-CE	112-1½-1062TD-CE	25		
1-A-400TD	112SQ-1-A-400TD	10		
1-A-531TD	112SQ-1-A-531TD	12	Latón	Tubo o barra de 25 mm
1-406TD-NY	112SQ-1-406TD-NY	10		
1-540TD-NY	112SQ-1-540TD-NY	12		
1-785TD-CE	112SQ-1-785TD-CE	20	Nylon	Tubo o barra de 25 mm
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25	Celcon	Tubo o barra de 25 mm
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25	Celcon	Tubo o barra de 25 mm
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25	Latón	Tubo o barra de 32 mm
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25	Nylon	Tubo o barra de 32 mm
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		
1-1062TD-CE	112SQ-1-1062TD-CE	25		

Las boquillas TeeJet de separación variable permiten la construcción de unidades de aspersión ajustable de las boquillas. El tubo o la barra, redondos o cuadrados, se utilizan como soporte de las boquillas... y las boquillas están conectadas a la manguera del líquido. Una boquilla TeeJet de separación variable completa está compuesta por abrazadera, tuerca de montaje, cuerpo de separación variable TeeJet, tuerca de fijación TeeJet, filtro interno y la punta de aspersión que se elija... TeeJet, FloodJet o ConeJet. Los cuerpos de las boquillas están fabricados en una selección de materiales... Latón, nylon y celcon, con abrazaderas fabricadas en acero zincado muy resistente para montaje rígido. Existen distintos tamaños de abrazadera para acoplar a tubos de ½", ¾", 1" y 1½" o a barras de tamaño equivalente... y también de sección cuadrada de 25 mm. y 32 mm.

## PARA INSTALACION EN TUBO O BARRA REDONDOS

### Tipo 112 CONEXION DE MANGUERA DOBLE



Pesos: Latón 0,17 kg  
Nylon 0,10 kg  
Celcon 0,20 kg



### Tipo 111 CONEXION DE MANGUERA SIMPLE

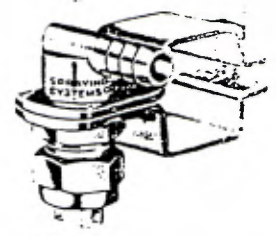
Pesos: Latón 0,16 kg  
Nylon 0,10 kg  
Celcon 0,17 kg

## PARA INSTALACION EN TUBO O BARRA CUADRADOS

### Tipo 112SQ CONEXION DE MANGUERA DOBLE



Pesos: Latón 0,11 kg  
Nylon 85 gr.  
Celcon 0,14 kg.



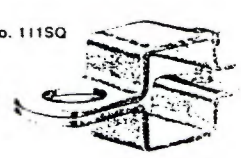
### Tipo 111SQ CONEXION DE MANGUERA SIMPLE

Pesos: Latón 0,11 kg  
Nylon 85 gr.  
Celcon 0,11 kg

Subconjuntos de abrazadera para boquillas de separación variable. Consta de abrazadera superior, inferior y perno.



No. 111



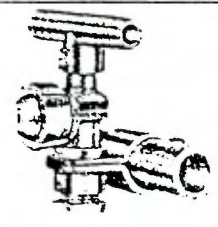
No. 111SQ

**COMO PASAR PEDIDO:** Especificar el nº de subconjunto de abrazadera. Ejemplo: 111-½.

Subconjunto de Abrazadera Nº	Para tamaño de la Boquilla de Separación Variable	
111-½	111-½--	112-½--
111-¾	111-¾--	112-¾--
111-1	111-1--	112-1--
111-1½	111-1½--	112-1½--
111SQ-1	111SQ-1--	112SQ-1--
111SQ-1½	111SQ-1½--	112SQ-1½--

Boquilla de diafragma en nylon, de separación variable, con conexión de manguera doble nº 13430-2.

Combina el funcionamiento de la boquilla de aspersión y la válvula de retención. Solicitar por escrito Hoja de Datos 13468 sobre información de las boquillas TeeJet de diafragma 13430 y los conectores de manguera. Ver página 44 sobre un montaje típico.



# Medium Duty Casters

## Kendall Poly-Lok Casters Capacities to 350 lbs.

- Poly-Lok Polyurethane Wheels
- Swivel Models with Double Ball Bearings
- Ball Bearing and Delrin Bearing Wheels

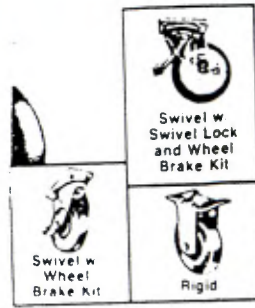
These versatile casters feature polyurethane wheels with treads molded around and through a tough, long-lasting polyolefin core. Ideal for use in hospitals, laundries, dairies, and food service operations. The crown contoured tread allows easy rolling and smooth swiveling. All casters are made from formed steel, heat treated for added strength.

Hydraulically upset king pin is 1/2" in diameter. Zinc plated finish for corrosion resistance. Wheels withstand temperature from 20° to 220°F. Not recommended for motorized operation where excessive heat build-up can occur. National Sanitation Foundation approved.

Ball bearings give a quiet ride and maximum rollability. Delrin bearings are good for wet and humid conditions.

Gray wheels rate 95 on a Shore A durometer and offer load cushioning and rolling. Red wheels measure 95 on a Shore A durometer and provide good shock and abrasion resistance.

Plate size is 2 3/4" x 3 3/4". Bolt holes measure 1 3/4" x 2 1/8", center to center; slotted 1 3/4" - 3. Bolt hole size is 7/16".



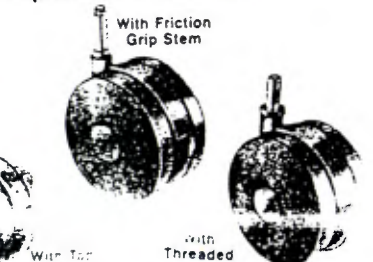
Cap. Ea. Lbs.	GRAY		RED	
	Swivel No.	Rigid No.	Swivel No.	Rigid No.
200	2502T51	2502T56	2502T61	2502T66
200	2502T52	2502T57	2502T62	2502T67
200	2502T53	2502T58	2502T63	2502T68
200	2502T54	2502T59	2502T64	2502T69
200	2502T71	2502T75	2502T81	2502T85
200	2502T72	2502T76	2502T82	2502T86
200	2502T73	2502T77	2502T83	2502T87
200	2502T74	2502T78	2502T84	2502T88

NET EACH prices: 2502T51 \$5.79, 2502T52 \$18.16, 2502T53 \$20.42, 2502T54 \$21.98, 2502T56 \$13.09, 2502T57 \$15.14, 2502T58 \$17.39, 2502T59 \$19.13, 2502T61 \$15.79, 2502T62 \$18.16, 2502T63 \$20.42, 2502T64 \$21.98, 2502T66 \$11.21, 2502T67 \$13.14, 2502T68 \$15.14, 2502T69 \$17.14, 2502T71 \$15.30, 2502T72 \$17.67, 2502T73 \$19.90, 2502T74 \$21.46, 2502T75 \$12.60, 2502T76 \$14.65, 2502T77 \$16.88, 2502T78 \$18.61, 2502T81 \$15.30, 2502T82 \$17.67, 2502T83 \$19.90, 2502T84 \$21.46, 2502T85 \$11.21, 2502T86 \$13.14, 2502T87 \$15.14, 2502T88 \$17.14.

**KITS** — Kits are easy to install. A touch of the toe arm applies pressure on the wheel hub. Pressing the toe arm releases the brake. For swivel casters only.

No.	NET EACH
2502T92	\$4.41
2502T93	4.41
2502T94	4.41
2502T96	4.41

## Master Twin Wheel Swivel Casters Capacities to 225 lbs.

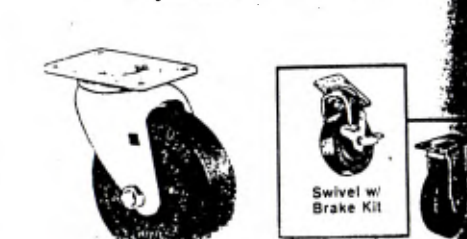


**Neoprene and Cushion Rubber Wheels**  
all Bearing Swivel Castings Wheel Bearings

These casters offer more stability than single wheels. Used in diagnostic and computer industries on diagnostic and electronic equipment. Casters come with top plate and threaded stem mountings. Available with a brake to help keep equipment from rolling. Neoprene wheels have a 225 lb. capacity. Nylon casters are resistant to chemicals and unaffected by steam cleaning. Cushion rubber wheels have a 200 lb. capacity and are resistant to 200 lb. capacity.

Mount Ht. In.	Without Brake No.	NET EACH	With Brake No.	NET EACH
3 1/2	9996T41	\$12.37	9996T51	\$14.55
4 1/2	9996T42	12.37	9996T52	14.55

## Poly-All Wheel Casters Capacities to 290 lbs.



- All Polyurethane Wheels
  - Swivel Models with Double Ball Bearings
  - Self-Lubricating Wheel Bearings
- Polyurethane wheels combine high capacity and good cushioning capability. They offer nonmarking floor protection and resistance to oil and chemicals. These easy turning casters are ideal for use on dollies, laundry trucks, stock trucks, institutional equipment, and other light to medium duty uses.
- Casters feature heat treated, formed steel construction with zinc plated finish for corrosion resistance. Wheels rate a hardness of 95 on a Shore D durometer.
- Plate size for 3" casters is 2 3/4" x 4". Bolt holes measure 1 3/4" x 2 1/8", center to center; slotted to 1 3/4" x 3". Plate size for 4" and 5" casters is 3 1/2" x 5". Bolt holes measure 2 1/4" x 2 1/8", center to center; slotted to 2 1/4" x 3".
- | Wheel S. | Mount Ht. In. | Cap. Ea. Lbs. | Swivel No. | NET EACH | Rigid No. | NET EACH |
|----------|---------------|---------------|------------|----------|-----------|----------|
| 3 1/2    | 3 1/2         | 270           | 878T31     | \$17.58  | 878T34    | 17.58    |
| 4 1/2    | 4 1/2         | 275           | 878T32     | 25.21    | 878T35    | 25.21    |

# Light Duty Casters

## Saxon Casters Capacities to 200 lbs.

- Cushion Rubber, Hard Rubber, and Cast Iron Wheels
- Swivel Models with Double Ball Bearings
- Self-Lubricating and Plain Bearing Wheels

These sturdy, durable casters are designed for use on tool carts, appliances, food service trucks, and other portable equipment. Casters feature cold rolled steel construction, zinc plated for corrosion resistance. All metal parts, except for the top plate, are heat treated for added strength. The king pin measures 3/8" in diameter.

Cushion and hard rubber wheels have self-lubricating bearings; cast iron wheels have plain bearings. National Sanitation Foundation approved.

Wheel S.	Mount Ht. In.	Cushion Rubber	Hard Rubber	Cast Iron	Plate S.	Bolt Holes C to C, In.	Bolt S.	Cushion Rubber NET EACH	Hard Rubber No.	NET EACH	Cast Iron No.	NET EACH
2 1/2	2 1/2	75	100	100	1 3/4 x 3	1 x 2 1/4	17/64	2406T15	2406T28	2406T11	2406T11	54.77
3 1/2	3 1/2	100	125	150	1 3/4 x 3	1 x 2 1/4	17/64	2406T16	2406T29	2406T12	2406T12	13.30
4 1/2	4 1/2	110	135	200	2 3/4 x 3 3/4	1 3/4 x 2 1/8	21/64	2406T17	2406T31	2406T13	2406T13	16.85
5 1/2	5 1/2	125	145	200	2 3/4 x 3 3/4	1 3/4 x 2 1/8	21/64	2406T18	2406T32	2406T14	2406T14	17.56

**WHEEL BRAKE KITS** — Wheel brakes are easy to install. A touch of the toe against the arm of the lever applies pressure on the hub of the wheel. Press the other arm of the lever to release the brake. For swivel casters only.

## Econo-Lite All Purpose Casters Capacities to 125 lbs.

- Polyolefin Wheels
- Swivel Models with Single Ball Bearings
- Self-Lubricating Wheel Bearings

These dependable, economical casters are designed for use on tool carts, tool boxes, and roller cabinets. Casters are made from zinc plated formed steel, embossed for extra strength. Hydraulically upset king pin absorbs thrust. Swivel casters have formed stems for smooth swiveling. Self-lubricating polyolefin wheels ride smoothly, directly on the axle.

Swivel casters are available with brakes to keep equipment in a stationary position. Bolt holes measure 1 5/8" x 2 3/32", center to center for casters with 3" wheels, and 1 1/2" x 3" for casters with 4" wheels.

Wheel S.	Mount Ht. In.	Plate	Cap. Ea. Lbs.	Swivel No.	NET EACH	Rigid No.	NET EACH
2 1/2	2 1/2	1 3/4 x 3	75	2724T41	\$3.66	2724T42	5.53
3 1/2	3 1/2	1 3/4 x 3	100	2724T43	7.36	2724T44	9.49
4 1/2	4 1/2	2 3/4 x 3 3/4	110	2724T45	3.26	2724T46	5.07

## Quiet Rolling Tapered Wheel Casters Capacities to 200 lbs.

- Cushion Rubber Wheels
- Swivel Models with Single Ball Bearings
- Self-Lubricating Wheel Bearings

These quiet rolling casters with tapered wheels are ideal for general use in hospitals and schools. Casters are also suitable for use on laundry carts.



## Hestan Dual Wheel Casters Capacities to 400 lbs.

- Neoprene and Hard Rubber Wheels
- Swivel Models with Double Ball Bearings
- Ball Bearing Wheels

Dual wheel casters provide extra load capacity, low overall height for use in restricted areas, and a low center of gravity for added stability. Twin wheels spread the load to reduce pressure at any one point. Ideal for use on heavy furniture, computer hardware, and business machines. Recommended when floor and carpet protection is required.

Casters feature steel plate construction for added strength. Finish is zinc plated for corrosion resistance. All metal parts have double ball bearing assembly with a self-lubricating bearing. The upper set carries the load and the lower set absorbs the lateral thrust.

Wheel S.	Mount Ht. In.	Cap. Ea. Lbs.	Swivel No.	NET EACH	Rigid No.	NET EACH
2 1/2	2 1/2	350	2455T11	14.75	2455T12	14.75
3 1/2	3 1/2	350	2455T13	14.75	2455T14	14.75

All casters are furnished with thread guards to prevent thread and lint from binding the wheel axles. Plate size is 2 1/2" x 3 3/8". Bolt holes measure 1 1/4" x 2 1/8", center to center; slotted to 1 3/4" x 3". Bolt hole size is 7/16".



COST ANNUITY PUBLICATION

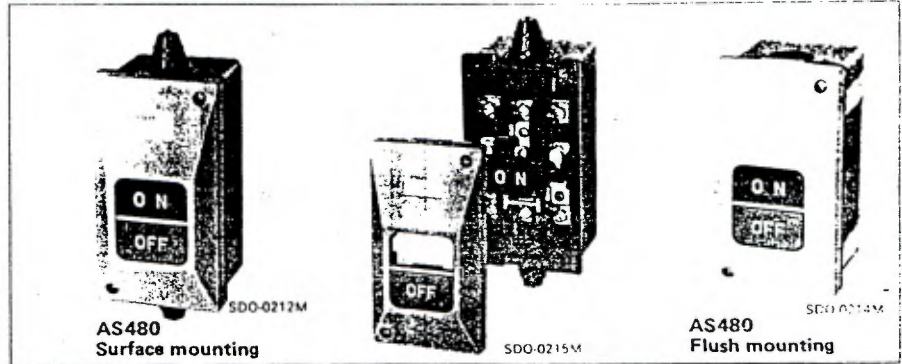


**Motor starting switches**

Up to 3.7kW 550 Volts – 3-phase  
Up to 1.0kW 220 Volts – Single-phase

**Description**

These are used for controlling small AC motors up to 3.7kW and starting and stopping are performed by using ON and OFF pushbutton switches. The ON button is mechanically latched, and this latch is released when the OFF button is depressed. No overload protection is provided. The contacts are of the double break type. The terminals self-lift to facilitate wiring. These starters have a long service life and require little attention because of their simple design and strong construction. A dust-tight cover (ASX002) is also available.



**Ordering information**

- Specify the following:
1. Type number
  2. Accessories if required

**Performance data**

- Life expectancy: 100,000 operations (Mechanical and electrical)
- Dielectric strength: 2500VAC, 1 min.
- Insulation resistance: 100MΩ and over at 500VDC
- Ambient temperature: -20°C to +70°C

**List prices**

**Starting switches (Surface mounting)**

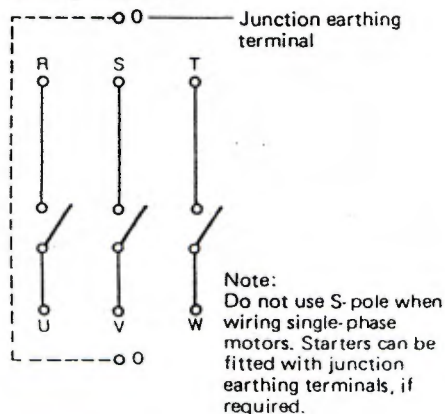
Max. motor capacity (kW)						Rated thermal current (A)	Type	Price
Three-phase			Single-phase					
110V	220V	440V	550V	110V	220V			
1.8	3.7	3.7	3.7	0.75	1.0	20	AS480	
1.8	3.7	3.7	3.7	0.75	1.0	20	AS480-G	

**Accessories**

Description	Type	Price
Modification kits for flush mounting *	ASX001-F	
Dust-tight cover	ASX002	

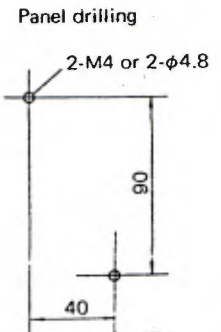
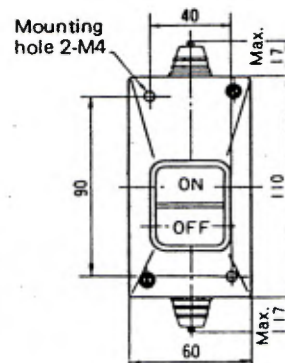
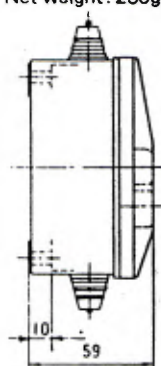
\* 2-nut (M4), 2-screw (M4 X 12), 2-bushing, 2-spring clip.

**Wiring diagrams**



**Dimensions, mm**

**Surface mounting**  
Net weight: 250g



**Type number nomenclature**

AS480-□

□ Junction earthing terminal  
G: Provided

**Flush mounting**  
Net weight: 275g



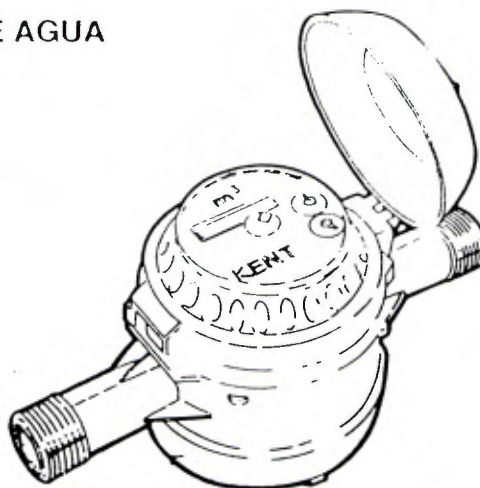
## KENT MEDIDORES DE AGUA

188

Modelos KMJ 1/2"  
KMJ 3/4"  
KMJ 1"  
KMJ 1 1/2"  
KMJ 2"

Medidor de chorro múltiple, volumétrico de acuerdo con las normas internacionales europeas y británicas con una capacidad de:

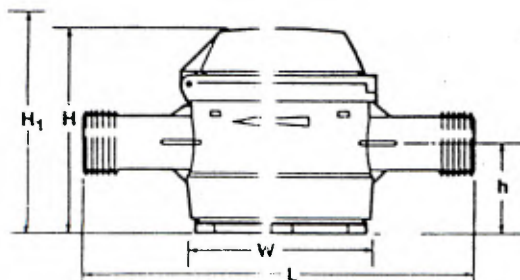
Capacidad de lectura de todos los modelos = 100.000 m<sup>3</sup>.



Uso únicamente horizontal.

ROSCA DEL NIPLE NPT		1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
<b>RENDIMIENTO:</b>							
Rosca del medidor ( BSP)		3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"
Capacidad Q Max		3m <sup>3</sup>	5 m <sup>3</sup>	7m <sup>3</sup>	12m <sup>3</sup>	20m <sup>3</sup>	20m <sup>3</sup>
Tamaño del medidor	mm	15	20	25	30	40	50
Caudal máximo Qmax pérdida carga 14.5 PSI	m <sup>3</sup> /h	3	5	7	12	20	30
Caudal nominal Qn pérdida carga 0.25 bar	m <sup>3</sup> /h	1.5	2.5	3.5	6.0	10	15.0
Caudal transitorio ± 2% Qt	l/h	120	200	280	480	300	3000
Caudal mínimo ± 5% Qmin	l/h	30	50	70	120	200	450
Subida de lectura a	m <sup>3</sup>	100.000	100.00	1.000.000	1.000.000	1.000.000	1.000.000
Subida de lectura a	litros	0.10	0.10	1.0	1.0	1.0	1.0

<b>DIMENSIONES:</b>							
Longitud sin conectores	(L) mm	190	190	260	260	300	300
Anchura	(W) mm	90	90	90	90	106	107
Anchura tapa cerrada	(H) mm	108	108	108	108	90	134
Altura tapa abierta vertical	(H) mm	188	188	188	188	170	195
Altura eje de la tubería	(H) mm	45	45	45	45	53	60



Capacidad (m/h): 3,5,7,12,20, 30

Máxima presión de trabajo (PSI): 14

Temperatura máxima  
del agua (°C): 50

Presión de prueba (bar): 20

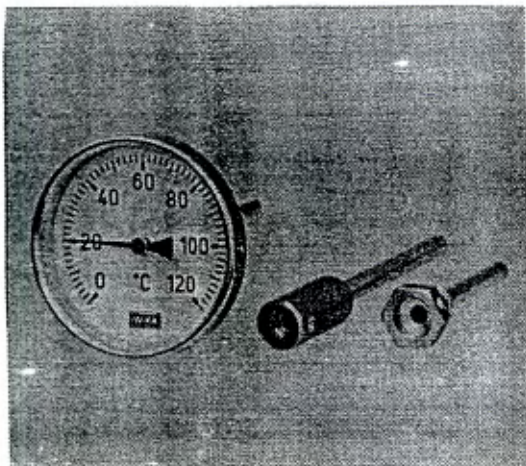
## TERMOMETROS

Termómetros bimetalicos con bulbo de 3/8" de diámetro y 60 mm de largo. Carátula de 3" Y 4". Escala en grados centígrados (°C). Conexión por debajo y por detrás de 1/2" NPT. Conexión y bulbo de latón. Para medir temperatura en todo fluido (líquido y gaseoso) que sea limpio y compatible con el latón (aleación de cobre).

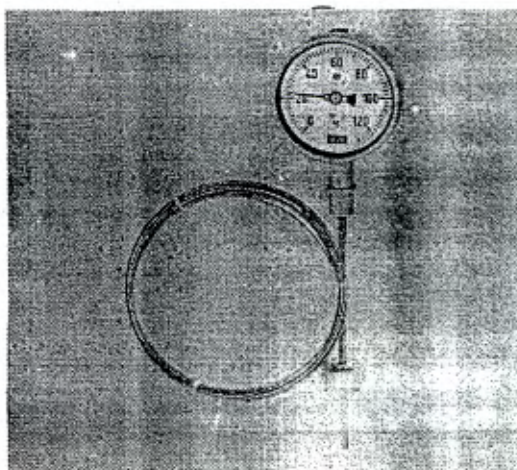
- Rangos: de 0 a 80 °C  
 de 0 a 120 °C  
 de 0 a 160 °C  
 de 0 a 200 °C  
 de 0 a 300 °C

Principio operación de los termómetros bimetalicos: La medición de temperatura se hace por medio de un sistema bimetal dentro del sensor de temperatura. El bimetal consiste de dos tiras de metales diferentes unidas inseparablemente. Los metales tienen coeficientes de expansión térmica diferentes.

Cualquier variación en la temperatura mueve en el bimetal de manera tal que lo hace rotar sobre el eje de la unión. Esta rotación se registra por medio de un indicador en la escala de la carátula.



1.

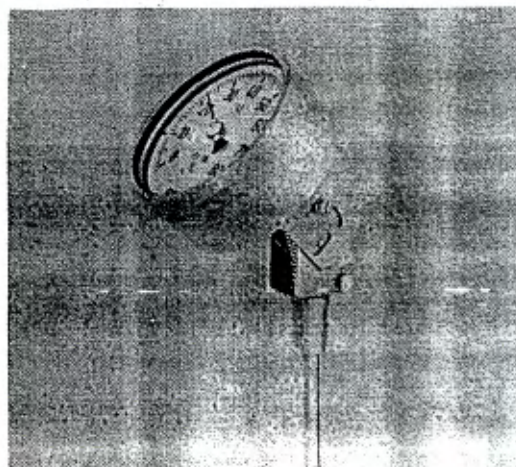


2.

1. Diseño del termómetro bimetalico industrial de 100 mm.

2. Diseño del termómetro de expansión de gas de 100 mm.

3. Diseño del termómetro de expansión de gas con vástago para posición angular y carátula de rotación para permitir la orientación en cualquier dirección.



3.

## INTRUMENTOS DE MEDICION DE PRESION Y TEMPERATURA

### MANOMETROS

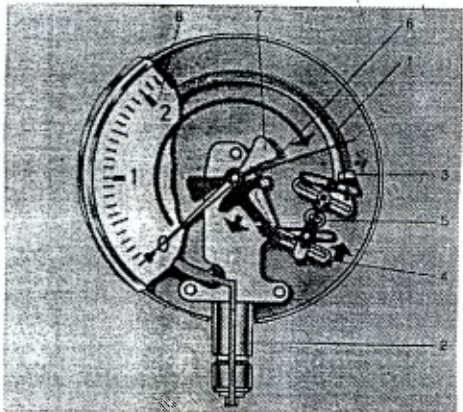
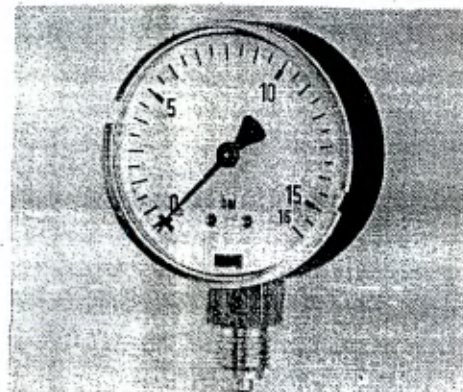
Manómetros tipo Bourdon. Carátula de 2 1/2" y 4". Escala doble en psi y bar. Conexión por debajo de un 1/4" NPT, tubo de bourdon y conexiones de bronce según ASTM B 62. Para medir presión positiva y vacío y se puede utilizar para todo fluido (líquido y gaseoso) que sea limpio y compatible con el bronce.

De -30" Hg a 20 psi (-1 a 1.6 bar)  
 de -30" Hg a 40 psi (-1 a 2.5 bar)  
 de -30" Hg a 60 psi (-1 a 4 bar)  
 de -30" Hg a 120 psi (-1 a 8 bar)  
 de -30" Hg a 200 psi (-1 a 14 bar)  
 de -30" Hg a 300 psi (-1 a 20 bar)

Rangos: de 0 a 15 psi (0 a 1 bar)  
 de 0 a 30 psi (0 a 2 bar)  
 de 0 a 60 psi (0 a 4 bar)  
 de 0 a 100 psi (0 a 6 bar)  
 de 0 a 160 psi (0 a 10 bar)  
 de 0 a 200 psi (0 a 14 bar)  
 de 0 a 300 psi (0 a 20 bar)  
 de 0 a 500 psi (0 a 35 bar)  
 de 0 a 3000 psi (0 a 200 bar)

#### Principio de operación:

El tubo de bourdon se expande cuando una presión se aplica internamente. Por medio de un movimiento de engrane, esta expansión se convierte en una rotación de un punto concéntrico que se indica en la carátula. El valor indicado es proporcional a la presión aplicada.

	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Elemento de presión (tubo Bourdon)</li> <li>2. Vástago</li> <li>3. Terminal del tubo de Bourdon</li> <li>4. Mecanismo de movimiento</li> <li>5. Unión</li> <li>6. Engranaje</li> <li>7. Indicador</li> <li>8. Carátula</li> </ol>
	<p>Manómetro de servicio general de 63 mm</p>

ANEXO N°3

INFORMACION TECNICA DE LA BOMBA  
UTILIZADA

Goulds  
**Close-** 192



XSH10

**ZEBOL LTDA.**  
Apdo. N° 20-4300 Palmares  
Tels. 453-1886 - 453-1896  
Fax 453-1440

**MODEL**  
**XSH**

**APPLICATIONS**

- Specifically designed for the following uses:
- Lawn Sprinkling
  - Irrigation
  - Air Conditioning Systems
  - Heat Pumps
  - Water Transfer

**SPECIFICATIONS**

- Pump:**
- Capacities to 114 GPM
  - Heads to 127 feet
  - Reprime capabilities to 25' suction lift.
  - Pipe Connections:

MODEL	SUCTION	DISCHARGE
XSH07	1½"	1½"
XSH10		
XSH15		
XSH20	2"	2"
XSH30		

- Temperature: 160°F, (71°C) maximum.
- Rotation: Right hand id; clockwise when viewed from

**Motor:**

- NEMA Standard, Open Drip Proof
  - 60Hz, 3500 RPM
  - Stainless Steel Shaft  
Single Phase: ¾-2 HP, 115/230 V; 3 HP, 230 Volt only. Built-in overload with Automatic Reset.
  - Capacitor Type
  - Three Phase: 2 and 3 HP, 230/460 Volt.
- Overload protection must be provided in starter unit.  
Starter and Heaters (3) must be ordered separately.

**FEATURES**

**Self-Priming Design:** Water is retained in the casing while the pump dispels air. Once primed, this pump stays primed.

**Impeller:** 20% glass filled thermo-plastic (Noryl®) on ¾-2 HP Models. Bronze Impeller on 3 HP Models. Enclosed design for high efficiencies. Threaded directly on motor shaft.

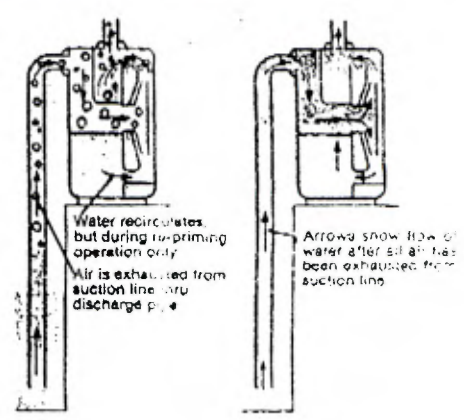
**Casings:** Cast iron construction, 4 bolt, back pull out design. Tapped openings provided for vacuum gauge and casing drain.

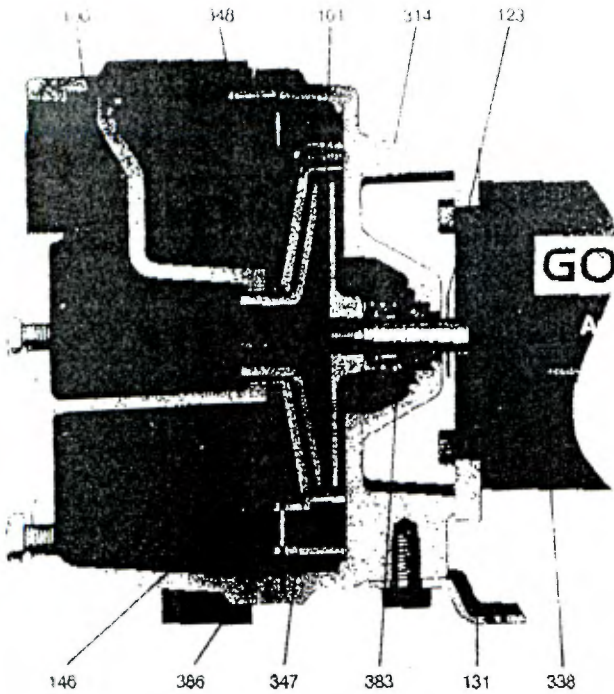
**Mechanical Seal:** Carbon/ceramic faces, BUNA elastomers, 300 Series stainless steel metal parts. Exclusive casing design prevents the seal from running dry.

**Motor:** Designed for continuous operation. All ratings are within the working limits of the motor.

**Corrosion-Resistant Coating:** Electro-coat paint process applied inside and out, and baked on.

**SELF-PRIMING**





**MODEL**  
**XSH**

**PARTS**

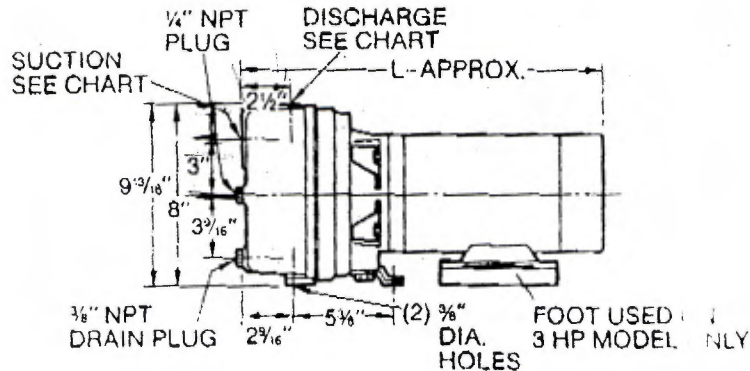
**PERFORMANCE RATINGS** (In gallons per minute)

Item No.	Part Name	Model No.	XSH07			XSH10			XSH15			XSH20			XSH30		
			HP	Discharge Pressure PSI	Suction Lift In Feet	HP	Discharge Pressure PSI	Suction Lift In Feet	HP	Discharge Pressure PSI	Suction Lift In Feet	HP	Discharge Pressure PSI	Suction Lift In Feet	HP	Discharge Pressure PSI	Suction Lift In Feet
100	Casing																
101	Impeller																
123	Deflector																
131	Pump Foot																
146	Diaphragm (Except 3 HP)																
304	Impeller Nut - Three Phase Only (Not Shown)																
314	Motor Adapter																
338	Motor																
347	Motor																
348	Guide Vane																
349	Guide Vane Seal Ring																
383	Shaft Seal																
386	Guide Vane Flange																

**DIMENSIONS AND WEIGHTS**

Model	HP	L	Pipe Size		Weight
			Suction	Discharge	
XSH07	¾	16 ¼"	1 ½"	1 ½"	53
XSH10	1	17 ¾"	1 ½"	1 ½"	56
XSH15	1 ½	19"	2"	1 ½"	65
XSH20	2	19 ¼"	2"	2"	77
XSH30	3	21 ¼"	2"	2"	88

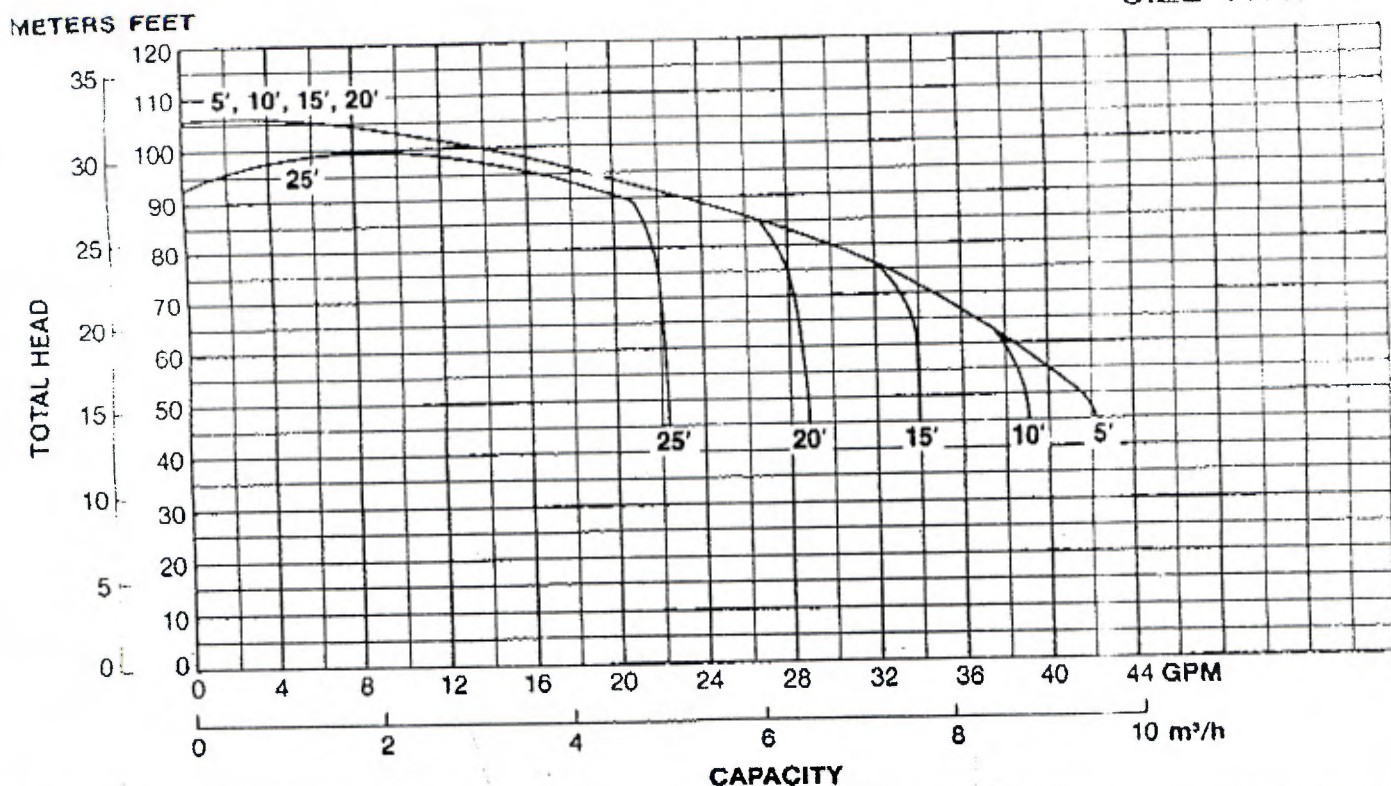
NOTE: All pipe connections are Threaded-NPT  
 Dimensions in inches and weights in lbs.  
 Do not use for construction purposes.



# Close-Coupled Self-Priming Pumps

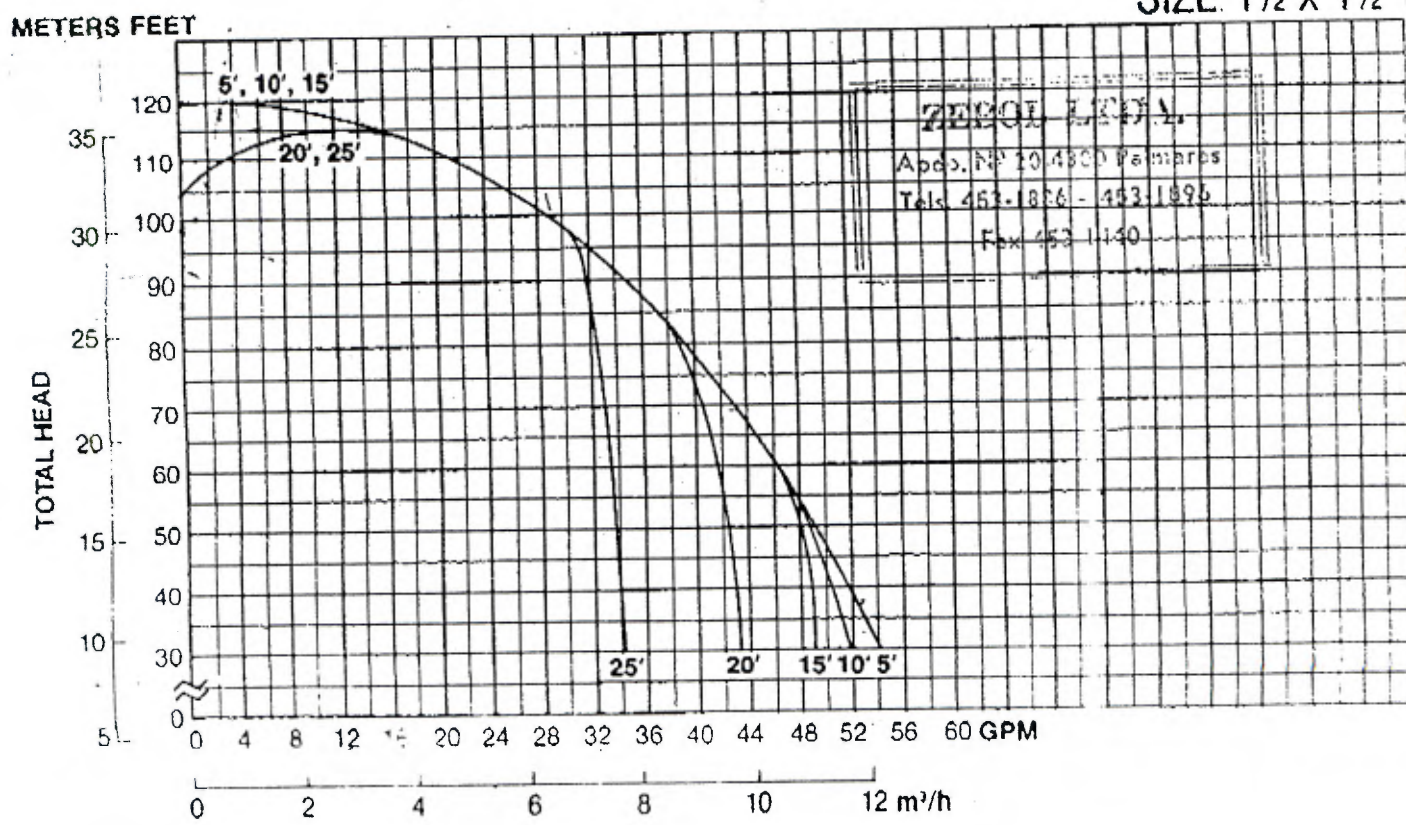
194

MODEL XSH07  
SIZE 1 1/4 x 1 1/2



GOULDS PUMPS, INC.  
SENECA FALLS, NEW YORK 13149

MODEL XSH10  
SIZE 1 1/2 x 1 1/2





ANEXO N°4

NORMA COOLING TOWER INSTITUTE

( CTI)

TEST PROCEDURE  
=====

FOR  
===

MECHANICAL DRAFT COOLING TOWER  
=====

Job name :  
File number :  
Doc. number :CT-TST-002 filled up on :  
REV.0



The purpose of this note is to describe the instrumentation and the procedure for the testing and performance evaluation of a cooling tower. For all items not specified in this note, the reference

test code will be

in the latest issue of

2. DESIGN CONDITIONS

Type of cooling tower	:	Mechanical Draft
Number of cells	:	5
Number of fans/cell	:	1
Design waterflow	= WF	: 11,000 m <sup>3</sup> /h
Hot water temperature	= HWT	: 42.5
Cold water temperature	= CWT	: 29.6
Cooling range	= R	:
Wet bulb temperature	= WBT	: 25.4
Wind speed	= WS	:
Power at motor/fan shaft	= FPW	:
N° guarantee curves	:	:
Max. evaporation losses	:	:
Max. drift losses	:	:

ANNEX 1

1. 记录

3. TESTING CONDITIONS

- 3.1 The cooling tower must be in normal operating conditions. Particularly, all items listed in the CHECK LIST of the annex 2 shall be verified and answer at all questions must be YES.
- 3.2 Water level in the cold water basin shall be at normal operating elevation and be maintained substantially constant during the tests.
- 3.3 The water quality shall be as close as possible to its specification. Particularly,
  - maximum TDS (total dissolved solids) shall be at +/- 10 % or not exceed 5000 ppm if nothing else has been specified
  - maximum oil, tar or fat substances shall be at +/- 10 % or not exceed 10 ppm
- 3.4 For multi-cells cooling tower, the water level in the distribution system shall not vary for more than 50 mm from one cell to the other.

3.5 The following deviations from design conditions shall not be exceeded :

- wet bulb temperature : inside the limits of the performance curves
- waterflow : -5 % to +15 %
- cooling range : +/- 20 %
- heat load : +/- 20 %
- fan power : +/- 10 %

198

3.6 For a single test run to be valid ,the variation of test conditions shall be within the following limits to be "steady state " :

- circulating waterflow shall not vary for more than 5 %
- cooling range shall not vary for more than 5 %
- heat load shall not vary for more than 5 %
- instantaneous readings of wet bulb temperature may fluctuate , but variations of the average during the test run shall not exceed 1°C per hour .

Furthermore,

- the average wind velocity during the test run must be lower than the design value .Any one-minute reading may not exceed 1.5 times this value.
- weather must be fair and clear ,without precipitation or temperature inversion .

#### 4. TIME SCHEDULE

4.1 Tests of cooling towers generally require the following stay on site:

- one day per cooling tower for setting up , checking and preliminary testing
- one day per test ,this meaning per cooling tower and per configuration to be contractually tested
- one spare day if re-testing is required , due to adverse weather or test conditions
- one day for conclusion meeting and dismantling of equipment.

40

4.2 To allow a selection of one or more single test runs , one test shall last over at least 5 hours.

4.3 One single test run shall not be shorter than one hour and shall start after having reached the steady state condition

7

## 5.1 Measurements

For evaluating the thermal performances of a cooling tower the following measurements are necessary:

199

Definition	Symbol	Unit	Accuracy
Wet bulb temperature	WBT	°C	0.1 °C
Cold water temperature	CWT	°C	0.1 °C
Hot water temperature	HWT	°C	0.1 °C
Hot waterflow	WF	m <sup>3</sup> /h	2 %
Fan power	KW	KW	5 %
Wind speed	WS	m/s	5 %
Make-up temperature *	MUT	°C	0.1 °C
Make-up flow *	MUF	m <sup>3</sup> /h	10 %
Blow-down temperature*	BDT	°C	0.1 °C
Blow-down flow *	BDF	m <sup>3</sup> /h	10 %
Water analysis **			

## 5.2 Frequency of readings

Readings shall be taken at regular intervals . The lowest allowable frequency of the readings is shown in the table here below. When a Data Logger (D.L.) is used , the recommended frequency of the printings shall be the frequency given for the manual readings.

Definition	with D.L.	Manual
Wet bulb temperature	60	10
Cold water temperature	60	10
Hot water temperature	60	10
Hot waterflow	12	2
Fan power	12	1
Wind speed	60	10
Make-up temperature *	12	2
Make-up flow *	12	2
Blow-down temperature*	12	2
Blow-down flow *	12	2
Water analysis **		

\* if necessary

\*\* if requested or doubt about TDS

5.3 A test may include both remote and manual readings depending on the type of measurements. For instance temperatures could be remotely read while waterflow is manually measured.

All instruments used for carrying out the readings listed in para. 5 shall have been calibrated in an experienced laboratory prior to the tests. Their accuracy shall be verified on site before starting the tests .

200

### 6.1 Inlet air temperature

The inlet air wet bulb shall be measured with aspirating psychrometers equipped with either thermometers or temperature sensors. They shall be numerous enough and uniformly located around the cooling tower so as to substantially bracket all the air entering the cooling tower.

They shall be located in the center line level of the air inlet , at about 1.5 m away , or as close as possible from this point .

They shall be kept in correct operating conditions : sufficient air velocity around the wicks which shall be continuously wetted with distilled water .

### 6.2 Water temperature

The water temperatures shall be carried out with thermometer or sensors numerous enough so as to accurately and completely measure all flows circulating on the equipment to be tested .

- hot water : can generally be measured in the main section of the water distribution system (plume , riser or main header )
- cold water : shall be measured at the discharge of the cold water pumps where a good mixing is normally achieved ; in this case the heat added by the pumps must be considered and can be evaluated by  
$$dT = 0.0239 * Pr / Eff$$
 with  $dT$  in  $^{\circ}C$   
 $Pr$  = pump pressure in bar ,  $Eff$  = pump efficiency  
OR
- cold water shall be measured at the outlet of the basin.
- make-up : shall be measured at the point where make-up is fed into the circuit (if required)
- blow-down : shall be measured at the point where the blow-down leaves the circuit (if required).

It shall be measured with any method giving the requested accuracy such as Pitot tube ,diaphragm , venturi ,OTT wheel , and so on .

When this requires a velocity profile to be measured , this shall be done prior to the tests .The steadiness of the waterflow shall then be checked during the tests by leaving the velocity sensor in a known location ,generally the center point .

201

#### 6.4 Fan driver power

The recommended instrumentation for electric power readings is the wattmeter .If this is not available , the power consumption shall be calculated with the following formula :

$$KW =(3)^{1/2} * V * I * COS(phi) * E - LL$$

where

V = Bus-bar voltage

I = Current absorbed by the motor (average over 3 phases)

COS(phi) =service power factor given by the manufacturer

E = mechanical efficiency given by the manufacturer

LL= Line losses between motor and test point

#### 6.5 Wind speed

The wind speed shall be measured with an anemometer of the rotating cup type. It shall be located in an open and unobstructed area , within 30 m from - and to the windward of the cooling tower ,high enough above the ground level so as to avoid the ground effect (generally 2 to 3 m).

#### 6.6 Specific application

For this specific application the location of all instrumentation is shown in the annex 5 .

HAMON's standard instrumentation is described in the same annex .

As manufacturer ,HAMON usually furnishes a set of curves showing the cold water temperature versus wet bulb , cooling range and waterflow .

To determine the performance of the cooling tower under the test conditions , a first cross-plot shall be made in these curves to define a set of 3 curves relating the cold water to the cooling range and the waterflow for the test wet bulb . A second cross-plot can then be made relating the cold water to the waterflow for the test wet bulb and cooling range .

202

This final curve shall be used to determine the performance

Two typical graphs used for the cross-plottings are shown in the annex 4.

### 7.1 Tower capability

The determination of the capability results from the comparizon between the waterflow predicted by the final curve for the test cold water temperature ,and the test waterflow adjusted to the design fan power as follows:

adjusted waterflow =

$$(\text{test waterflow}) * (\text{design power} / \text{test power})^{1/3}$$

and tower capability (in % ) =

$$\frac{\text{adjusted test flow}}{\text{predicted flow}} * 100$$

### 7.2 Cold water deviation

The determination of the cold water deviation results from the comparizon between the cold water temperature predicted by the final curve for the adjusted waterflow and the test cold water temperature :

$$\text{Deviation} = \text{predicted CWT} - \text{test CWT}$$

### 8. TEST ACCURACY

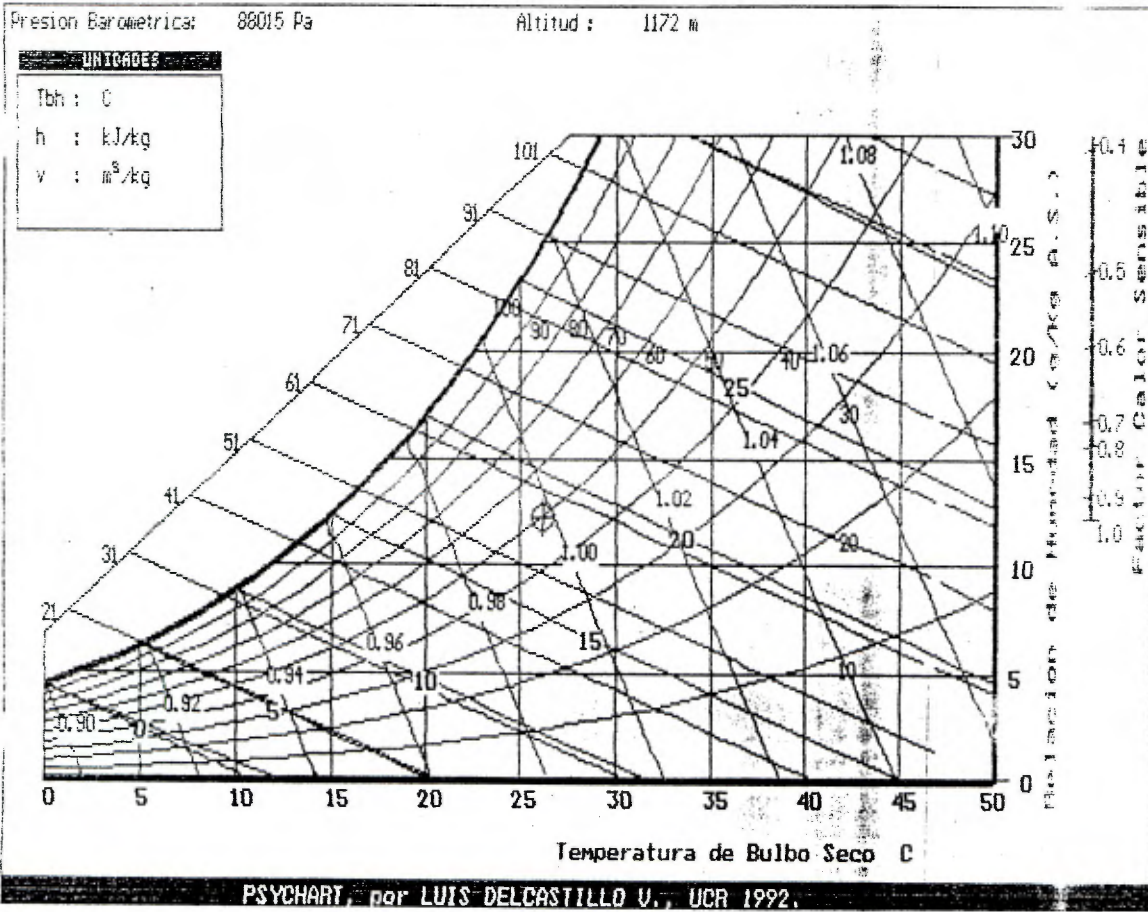
Without any other specification , the overall accuracy of the test shall be calculated following DIN 1947 ,issue of may 1989. This calculation takes into consideration the accuracy of all single measurement done ,and the effect of time- and space-related variations for every type of measurement .

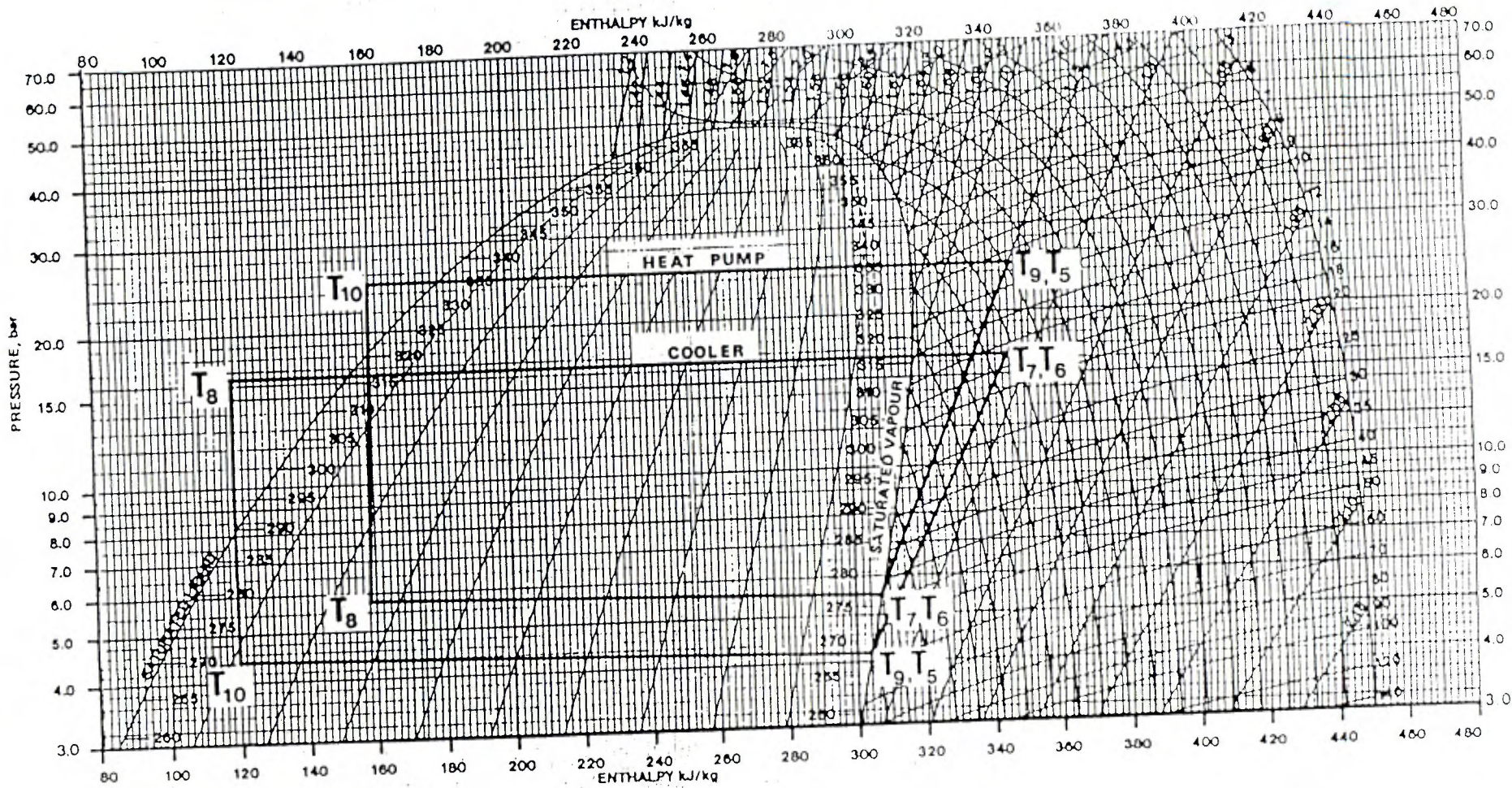
This overall test accuracy cannot be less than 0.3°C or 5 % of tower capability.



## ANEXO N°5

INFORMACION ADICIONAL DEL REFRIGERANTE  
(R22) Y ALGUNAS TABLAS PARA EL DISEÑO DE  
LA TORRE





Temperatura de Condensación, Prueba del Fabricante

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

206

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2 10)

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción ( $f_r$ )		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

**FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO**

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left( \text{sen} \frac{\theta}{2} \right)^2 (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left( \text{sen} \frac{\theta}{2} \right)^2 (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \text{sen} \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

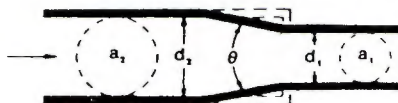
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

\*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

**ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**



Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 2}$

**ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**

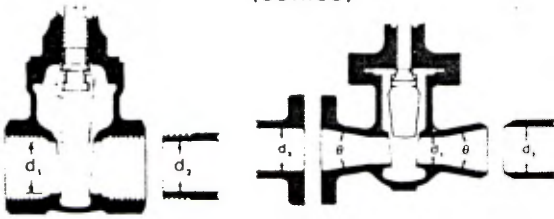


Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 4}$

A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios 207

**VÁLVULAS DE COMPUERTA**  
 De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



- Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots\dots\dots K_1 = 8 f_T$
- $\beta < 1$  y  $\theta < 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
- $\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE**

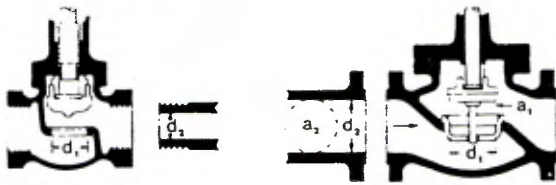


$K = 100 f_T$                        $K = 50 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) =  $45 \sqrt{V}$                       =  $75 \sqrt{V}$   
 (pie/seg) =  $35 \sqrt{V}$                       =  $60 \sqrt{V}$   
 U/L Registradas =  $120 \sqrt{V}$                       =  $100 \sqrt{V}$

**VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES**

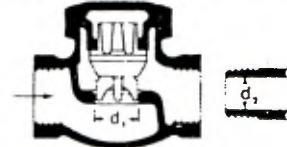


Si:  $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE**



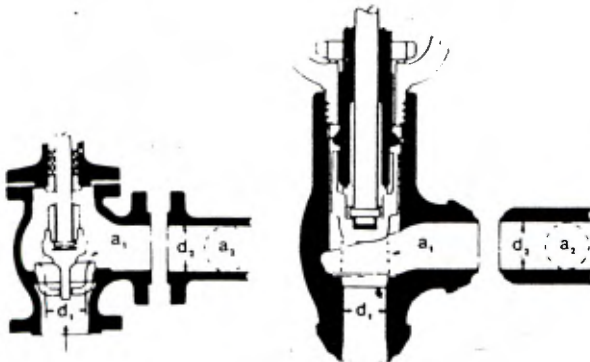
Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 600 f_T$   
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $50 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg     $40 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg



Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $170 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg     $140 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg

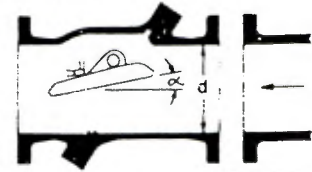


Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 150 f_T$     Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

Si:  $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE**



Pasos

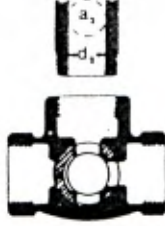
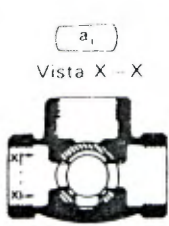
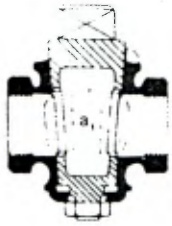
	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$K = 20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

tres entradas



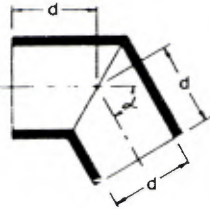
Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 18 f_T$

Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 30 f_T$

Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 90 f_T$

Si:  $\beta < 1$      $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CURVAS EN ESCUADRA  
 O FALSA ESCUADRA



$\alpha$	K
0°	2 $f_T$
15°	4 $f_T$
30°	8 $f_T$
45°	15 $f_T$
60°	25 $f_T$
75°	40 $f_T$
90°	60 $f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS  
 O CON EXTREMOS PARA  
 SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 $f_T$	8	24 $f_T$
1.5	14 $f_T$	10	30 $f_T$
2	12 $f_T$	12	34 $f_T$
3	12 $f_T$	14	38 $f_T$
4	14 $f_T$	16	42 $f_T$
6	17 $f_T$	20	50 $f_T$

El coeficiente de resistencia  $K_B$ , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left( 0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

$n$  = número de curvas de 90°

$K$  = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

CODOS ESTÁNDAR

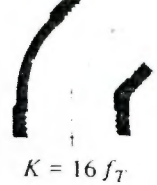
90°

45°

208

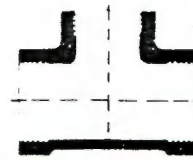


$K = 30 f_T$



$K = 16 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



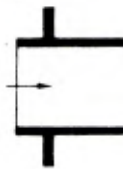
Flujo directo .....  $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° ..  $K = 60 f_T$

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte  
 hacia el interior

A tope



$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

\*de cantos vivos



Véanse los  
 valores de  $K$   
 en la tabla

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte

De cantos vivos

Redondeada



$K = 1.0$



$K = 1.0$



$K = 1.0$

TABLA 4.11  
VELOCIDADES DE DISEÑO RECOMENDADAS PARA  
CONDUCTO DE DRENAJE

Base: Conducto totalmente lleno

	Velocidad (ft/seg.)	
	Mínimo	Máximo
Conductos sanitarios	2 a 2,5	12 para cerámica
Conducto de agua de lluvia	2,5 a 3	8 para cemento *
Valores normales de diseño para plantas de proceso	3	5

\* Datos de Fair y Geyer.

TABLA 4.12  
DATOS DE DISEÑO PARA CONDUCTOS DE DRENAJE  
A MÁXIMA CAPACIDAD

(Basado en la fórmula de Manning)

Velocidad mínima — 3 ft/seg.			Velocidad máxima - 5 ft/seg.	
Tamaño de tubería	Galones por minuto	Pendiente o pérdida de carga por pie (ft/ft.)	Galones por minuto	Pendiente o pérdida de carga por pie (ft/ft.)
4	120	.017	200	.044
6	260	.01	450	.027
8	480	.0076	800	.02
10	750	.006	1250	.015
12	1100	.0048	1800	.012
15	1675	.0036	2800	.009
16	1900	.0033	3200	.0086
18	2450	.0029	4100	.0077
20	3000	.0026	5000	.0067
24	4200	.002	7600	.006

NOTA: Conductos menores de 4" no son utilizados normalmente en plantas de proceso.

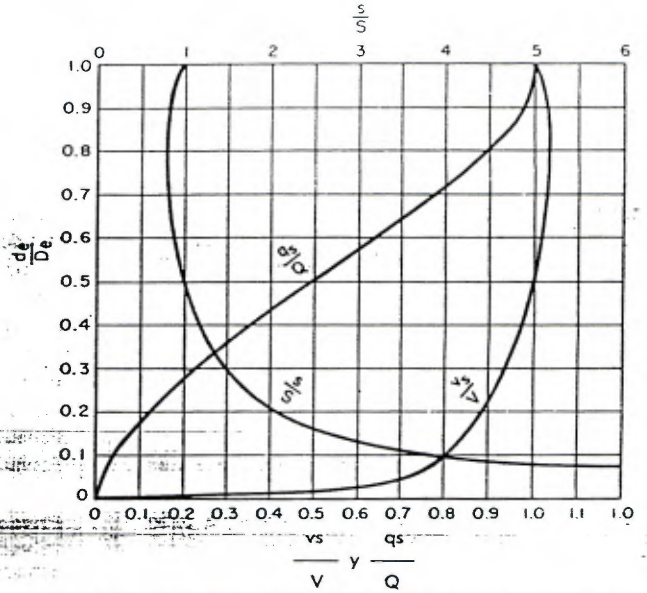


FIGURA 4.13.—Factores hidráulicos para conductos de desagüe que producen la misma autolimpieza a todas las profundidades:

$D_e, Q, V, S$  = profundidad, caudal, velocidad y pendiente para el conducto totalmente lleno.

$d_e, q_s, v_s, s$  = profundidad, caudal, velocidad y pendiente para el mismo conducto parcialmente lleno que produce la misma autolimpieza.

### 6.3.3 Caudales de diseño

Artículo 6.19. El caudal de diseño de las tuberías de distribución se calculará de acuerdo con los gastos de las piezas sanitarias a servir, y a la probabilidad de su uso simultáneo. Los gastos mínimos recomendados para las piezas sanitarias se indican en la Tabla 6.1. Para determinar el caudal de diseño considerando la probabilidad del uso simultáneo de varias piezas sanitarias alimentadas por una misma tubería, se recomiendan los siguientes criterios:

a.  $Q = \alpha * \Sigma(Q_i) + \sqrt{\Sigma(Q_i)^2}$ ,  $i=1, \dots, n$ .

En donde,

$n$  = número de piezas sanitarias alimentadas por una misma tubería de distribución.

$Q$  = caudal de diseño de tubería (l/s)

$Q_i$  = caudales correspondientes a todas las piezas sanitarias ligadas a la tubería (l/s)

$\alpha = 0$  en sistemas con predominancia de inodoros con válvulas de descarga o fluxómetros.

$\alpha = 1/12$  en sistemas con predominancia de inodoros con tanque

b. Otro procedimiento recomendado para estimar el caudal máximo probable es el Método de Hunter, el cual se describe en el Anexo 1.

c. Los criterios anteriores no pueden aplicarse en caso de establecimientos en los cuales la actividad de sus ocupantes esté regulada de modo que todos tengan en un mismo instante el mismo tipo de ocupación (e.g., internados escolares, cuarteles, duchas en fábricas, etc.). En estos casos, el caudal de diseño de una tubería de distribución corresponde a la suma aritmética de los caudales de diseño de las piezas sanitarias utilizadas simultáneamente.

### 6.3.4 Pérdidas de carga

Artículo 6.20. Para el cálculo de las pérdidas de carga distribuidas de las tuberías de distribución y los ramales de alimentación se recomienda la utilización de alguna de las siguientes fórmulas:

a. Hazen-Williams

$$hf/L = 10,675 \frac{(Q/C)^{1,85}}{\dots}$$



En donde,

$h_f/L$  = gradiente de pérdidas por fricción (m/m)  
 $D$  = diámetro de la tubería (m)  
 $Q$  = caudal en la tubería (m<sup>3</sup>/s)  
 $C$  = coeficiente de rugosidad (ver Tabla 6.3)

TABLA 6.3  
COEFICIENTES PARA FORMULA DE HAZEN-WILLIAMS

Tipo de Tuberia	C
Hierro Galvanizado	125
Acero soldado nuevo	120
Acero soldado viejo	90
Acero soldado con revestimiento	130
Hierro fundido nuevo	130
Hierro fundido viejo s/incrust.	110
Hierro fundido viejo c/incrust.	90
Plástico, PVC (D ≤ 38 mm)	140
" " (D > 38 mm)	150
Cobre y latón	130
Concreto acabado liso	130
Concreto acabado común	120

b. Darcy-Weisbach

$$h_f/L = \frac{f V^2}{2gD}$$

En donde,

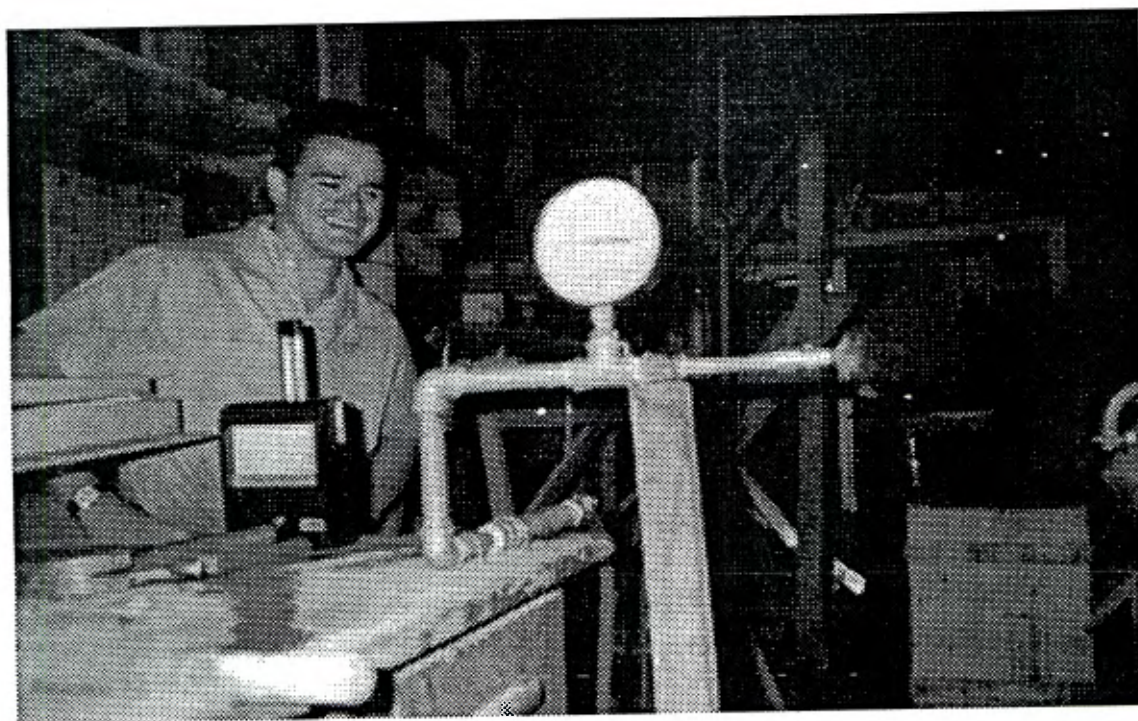
$f$  = factor de fricción  
 $g$  = constante gravitatoria (9,8 m/s<sup>2</sup>)  
 $V$  = velocidad del líquido en la tubería (m/s)

El coeficiente de fricción  $f$  se calcula a partir de la fórmula de Colebrook-White o su equivalente gráfico, el Diagrama de Moody. Una ecuación explícita que aproxima la ecuación de Colebrook-White, con un error menor del 2% en el cálculo del factor de fricción, es la siguiente:

$$1/\sqrt{f} = -2 \cdot \log \left[ \frac{k}{(3,7 \cdot D)} + \left( \frac{5,2016}{Re^{0,89}} \right) \right]$$

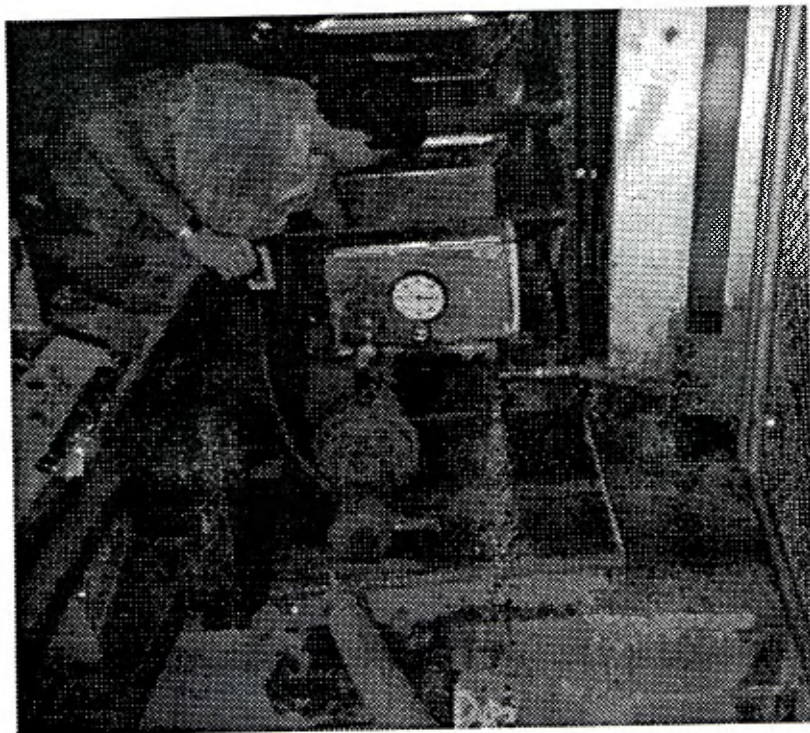
ANEXO N° 6

FOTOGRAFIAS DE LA CONSTRUCCION



FOTOGRAFIA N°1

PRUEBA PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD DE OPERACION DE LA  
BOQUILLA SELECCIONADA.



FOTOGRAFIA N°2

PRUEBAS PARA EVALUAR LA CAPACIDAD DE  
OPERACION DE BOMBA UTILIZADA



FOTOGRAFIA N°3

PRUEBAS DE PUESTA EN OPERACION  
DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

ANEXO N° 7

PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA TORRE DE  
ENFRIAMIENTO