



**UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO**

**Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Mecánica**

# Estudio de modificación de condensadores en equipos de climatización.

**Seminario de Título presentado en  
conformidad a los requisitos para  
obtener el título de Ingeniero de  
Ejecución en Mecánica.**

**Profesor Guía:  
Sr. Reinaldo Sánchez Arriagada  
Ingeniero Supervisor:  
Sr. Edson Pérez Ovalle**

Philip Thomas Fuentes Zamorano

2013

## **DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS.-**

Primero que todo dedicarle este trabajo de manera íntegra a mis padres, Ana María y Tomás, pilar fundamental en la lucha por el anhelado título universitario y que en base a trabajo y valores muy arraigados, lograron forjar el camino para cumplir esta meta. Paralelamente quiero agradecer a mi familia, en especial a mis tíos y primos, que tuvieron la amabilidad de abrir las puertas de su hogar para recibirme mientras lograba este sueño. No podría olvidar a la señorita Jeannette Alejandra, la mujer que me ha acompañado desde hace casi seis años, dando su apoyo incondicional en las situaciones más adversas y llevándose toda señal de fatiga o estrés con una sola sonrisa.

Quiero darle las gracias a don Reinaldo Sánchez Arriagada por el tiempo dedicado en su labor como profesor guía. Como también a don Vicente Pita Vives por su rol como académico y coordinador de titulación. Nombrar también a don Santiago Riquelme Castillo y don Carlos Campos, con los cuales tuve la dicha de hacer ayudantías en laboratorio, lo que reforzó mi gusto por el área de los Termofluidos.

Agradecer también a don Jorge Morales S. Gerente General de Climatización S.A. por su calidad humana y humildad, ejemplo de persona. A don Edson Pérez O. y don Marcelo Quezada O. quienes fueron determinantes en momentos críticos donde se necesitaba el apoyo profesional y su experiencia como Ingenieros Mecánicos y en general, a todo el grupo de Climatización S.A.

Agradecer a todo el grupo humano conocido en esta gran universidad, donde nadie es tratado como un número, sino como una persona. Donde todos pueden aportar con su opinión o crítica, haciendo democracia desde las bases. Agradecer al equipo de bienestar estudiantil y a la unidad de formación integral.

Orgulloso de ser parte de una institución tan prestigiosa y reconocida en todo el país, no queda más que decirles a todos MUCHAS GRACIAS.

Philip.-

## RESUMEN.-

Ante el problema de suministro de agua de refrigeración industrial para las unidades condensadoras de los equipos de climatización de la sala eléctrica del sector aguas ácidas de la planta Enap, Refinería Bío Bío, la empresa Climatización S.A propuso dos alternativas para dar solución a esta falla.

En el presente estudio se buscó analizar la situación actual del sistema de acondicionamiento de aire, proponer dichas alternativas de solución al problema de suministro y evaluar los costos asociados a ambas propuestas.

Así, se determinó que se cuenta con 6 equipos compactos de climatización de precisión que controlan temperatura y humedad relativa con capacidad nominal de 17,5 kW de potencia frigorífica cada uno y que se encuentran funcionando a régimen parcial. Por lo que se propuso la instalación de una torre de enfriamiento, determinando que se necesitan 0,39 m<sup>3</sup>/h de agua de reposición, caudal que si se tiene disponible. Se seleccionó una torre marca INSUMIN, modelo 14/8 con ventilador axial de tiro inducido y a contraflujo con potencia del ventilador y de la bomba de 1,5 y 2,23 kW respectivamente. Por otra parte, se propuso la modificación de las unidades condensadoras, cambiando su tecnología de agua-refrigerante a aire-refrigerante, cambiando su condición de tipo compacto a Split. Se seleccionó una unidad condensadora marca Hispania, modelo HCB-12 de 4 filas, con ventilador incorporado de 8,95 kW de potencia.

Seleccionados los equipos involucrados en ambas propuestas, se procedió a hacer un estudio de los costos asociados. Ante esto se obtuvo un valor actual neto (VAN) de -\$29.526.192 para la propuesta de la torre y de -\$120.023.754 para la propuesta de modificación de las unidades condensadoras. También se evaluó el valor anual equivalente (VAE), resultando -\$4.805.252 y -\$19.533.313 para la propuesta de la torre y de modificación de condensadores respectivamente.

Finalmente se concluyó que la mejor opción es la torre de enfriamiento debido a que, como la temperatura del agua no variará significativamente durante el día, no variará la eficiencia de los equipos de manera importante. Además de ser la opción más económica y con menos modificaciones al sistema.

**GLOSARIO.-**

<u>Símbolo</u>	<u>Significado</u>	<u>Unidad</u>
$\alpha_{aw}$	Coefficiente convectivo entre el aire y el agua	$W / m^2 \cdot K$
$\phi_a$	Humedad relativa del aire	%
$\rho_{aire}$	Densidad del aire	$kg / m^3$
$\omega$	Humedad absoluta del aire	$kg_{agua} / kg_{as}$
A	Área de transferencia de calor	$m^2$
$c_{pa}$	Calor específico del aire a presión constante	$kJ / kg \cdot K$
$c_{pw}$	Calor específico del agua a presión constante	$kJ / kg \cdot K$
$C_{in.A}$	Costo inicial propuesta A	\$
$C_{in.B}$	Costo inicial propuesta B	\$
$CCE_{Cond.}$	Costo por consumo eléctrico en condensadores	\$
$CCE_{Torre}$	Costo por consumo eléctrico en la torre	\$
$h_{a1}$	Entalpía del aire a la entrada de la torre	$kJ / kg$
$h_{a2}$	Entalpía del aire a la salida de la torre	$kJ / kg$
$h_{w1}$	Entalpía del agua a la entrada de la torre	$kJ / kg$
$h_{w2}$	Entalpía del agua a la salida de la torre	$kJ / kg$
i	Tasa de descuento	%
M	Factor de corrección por tipo de compresor	—
$\dot{m}_a$	Caudal másico de aire	$kg / s$
$\dot{m}_{war.}$	Caudal de agua perdida por arrastre o niebla	$kg / s$
$\dot{m}_{wp}$	Caudal de agua perdido por purgas voluntarias	$kg / s$
$\dot{m}_{wr}$	Caudal de agua de reposición	$kg / s$
$\dot{m}_w$	Caudal másico del agua	$kg / s$
$\dot{m}_{weq.}$	Caudal másico de agua por equipo	$kg / s$
$\dot{m}_{wev.}$	Caudal de agua perdida por evaporación	$kg / s$
n	Número de divisiones o pisos	—
$P_{Cond.}$	Consumo eléctrico en los condensadores	W
$P_{Sel.}$	Potencia de selección del condensador	W
$P_{Torre}$	Consumo eléctrico en la torre	W

$P$	Potencia del motor del compresor	W
$P_c$	Potencia de compresión	W
$R$	Salto térmico en la torre	°C
$t_{a1}$	Temperatura de bulbo seco del aire de entrada	°C
$t_{a2}$	Temperatura de bulbo seco del aire de salida	°C
$t_{bha}$	Temperatura de bulbo húmedo del aire	°C
$T_e$	Temperatura de evaporación	°C
$t_{w1}$	Temperatura del agua a la entrada de la torre	°C
$t_{w2}$	Temperatura del agua a la salida de la torre	°C
$v$	Volumen específico del aire	$m^3 / kg$
$\dot{v}_{aire}$	Flujo volumétrico de aire	$m^3 / s$
VAE	Valor anual equivalente	\$
VAN	Valor actual neto	\$
$Q_c$	Potencia del condensador	W
$Q_e$	Potencia del evaporador	W

## **CONTENIDOS.-**

<b>DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS.....</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>II</b>
<b>GLOSARIO.....</b>	<b>III</b>
<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Planteamiento del problema y análisis de la situación actual del sistema de acondicionamiento de aire. ....	1
1.1.1. Condiciones de operación históricas.....	2
1.1.2. Detección del problema .....	2
1.1.3. El problema.....	3
1.1.4. Objetivos.....	4
1.2. Características técnicas de los equipos .....	5
1.2.1. Componentes principales .....	6
1.2.2. Componentes complementarios.....	10
<b>CAPÍTULO 2: ALTERNATIVA DE SEGUIR USANDO ACTUAL SUMINISTRO DE AGUA INDUSTRIAL ...</b>	<b>13</b>
2.1. Introducción.....	13
2.2. Torre de enfriamiento, definición.....	13
2.3. Tipos de torres de enfriamiento y clasificación .....	15
2.4. Componentes de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contraflujo.....	16
2.5. Memoria de cálculo de una torre de enfriamiento.....	22
2.5.1. Cálculo de la entalpía del aire de salida .....	23
2.5.2. Determinación de la temperatura de salida del aire.....	25
2.5.3. Cálculo del agua de reposición .....	29
<b>CAPÍTULO 3: ALTERNATIVA DE MODIFICACIÓN DE CONDENSADORES ACUATERMICOS A AEROTERMICOS. ....</b>	<b>34</b>
3.1. Introducción.....	34
3.2. Selección de los condensadores aerotérmicos.....	34
3.2.1. Cálculo de la masa de aire necesaria.....	34
3.2.2. Criterios de selección de condensadores aerotérmicos.....	35
<b>CAPÍTULO 4: ESTUDIO DE COSTOS DE LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS .....</b>	<b>41</b>

4.1. Introducción.....	41
4.2. Principales costos asociados a los proyectos.....	41
4.2.1. Alternativa A: Torre de enfriamiento .....	41
4.2.2. Alternativa B: Cambio de unidades condensadoras.....	43
4.3. Valor actual neto (VAN) de las propuestas .....	44
4.3.1. VAN Alternativa A.....	44
4.3.2. VAN Alternativa B.....	45
4.3.3. Ahorro neto escogiendo la alternativa A sobre la B.....	46
4.4. Cálculo del valor anual equivalente (VAE) de las propuestas.....	47
<b>CONCLUSIONES Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....</b>	<b>VII</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>IX</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>X</b>

## ▪ CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.

### 1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Se desea acondicionar el aire de la sala eléctrica del sector aguas ácidas de la planta Enap refinería Bío-Bío, donde operan tableros eléctricos de fuerza y control que en su funcionamiento normal, aportan una carga térmica significativa al recinto. Se tienen 6 equipos compactos de precisión con 17,5 kW de potencia frigorífica cada uno, los que funcionan alternada o simultáneamente para satisfacer las condiciones de temperatura y humedad óptimas para los equipos eléctricos. Están ubicados en 2 pisos de aproximadamente 40 m<sup>2</sup> cada uno, 3 en el primer nivel y el resto en el segundo, ubicados como muestra el esquema a continuación.

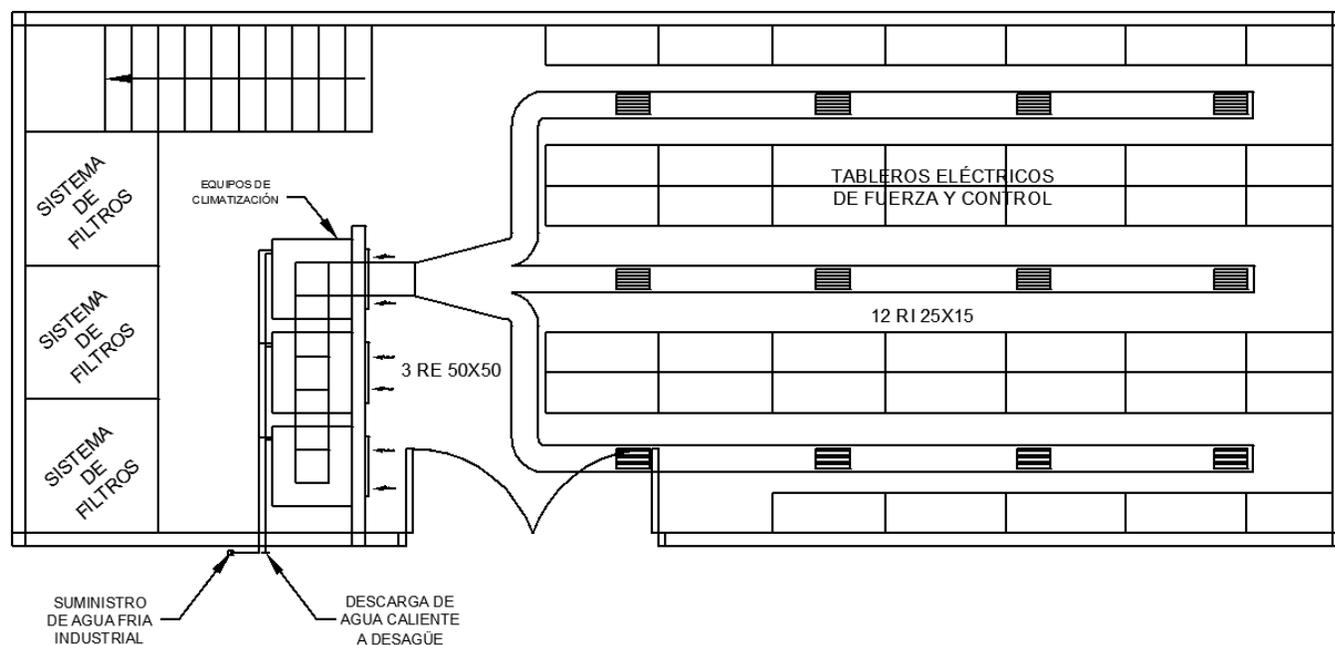


Figura 1.1: Esquema de la instalación.

En este capítulo se planteará el problema y se analizará la situación actual del sistema de acondicionamiento de aire.

### **1.1.1. CONDICIONES DE OPERACIÓN HISTÓRICAS.**

El sistema fue instalado en el año 2001 contando con 3 equipos similares, los que satisfacían las cargas térmicas del recinto de ese entonces. Como primer antecedente se tiene que inicialmente fue calculado para condiciones de operación diferentes a las que actualmente está sometido, ya que se aumentó la cantidad de equipos eléctricos en el recinto, aumentando la carga térmica a extraer.

Los equipos han sido sometidos a mantenencias trimestrales por parte de personal especializado. La empresa Climatización S.A. se hizo cargo del acondicionamiento del aire de dicha sala eléctrica hace aproximadamente 10 años, tiempo durante el cual los equipos de refrigeración han estado trabajando a régimen parcial, no contando con suficiente agua para la refrigeración de los condensadores.

### **1.1.2. DETECCIÓN DEL PROBLEMA.**

Aproximadamente hace unos 10 años cuando Climatización S.A. comenzó a operar y mantener los equipos de refrigeración de precisión, se detectó de manera directa por parte de los trabajadores que ingresaban a la sala eléctrica del sector aguas ácidas de Enap Refinería Bío Bío, los que notaron una elevada temperatura en el interior del recinto. Posteriormente a este hecho, se procedió a efectuar acciones de mantenimiento y verificación de los sistemas de refrigeración de precisión instalados. Ante esta acción, se determinó que la falla era causada por una baja en la presión de agua de enfriamiento en el condensador, lo que impedía retirar la carga térmica del recinto.

### **1.1.3. EL PROBLEMA.**

Mediante el análisis en terreno del sistema de acondicionamiento de aire de la sala eléctrica, se determina que el problema es causado por un bajo caudal de agua de refrigeración disponible para refrigerar los condensadores de los equipos, lo que impide retirar el calor aportado por los tableros eléctricos al local.

Actualmente y mediante mediciones en terreno, se aprecia que se cuenta con un caudal de aproximadamente  $5,5 \text{ m}^3/\text{h}$  de agua, insuficiente para extraer el total del calor rechazado en los condensadores. Entre las causas de esta falla del sistema, está el uso del agua aguas arriba en la planta, sumado a la ampliación posterior de la sala eléctrica donde se ubican, lo que hizo aumentar las cargas térmicas en el lugar y disminuir la capacidad de retirar calor por parte del agua industrial.

#### **1.1.4. OBJETIVOS.-**

El desarrollo de este estudio se fundamenta en el cumplimiento de ciertos objetivos. Se tienen:

a) Objetivo Principal:

- Estudiar alternativas de modificación de unidades condensadoras de equipos de climatización de tipo compacto en planta Enap Refinería Bío-Bío.

b) Objetivos Específicos:

- Evaluar situación actual de la operación de unidades condensadoras refrigeradas por agua.
- Proponer solución para suministro de agua sin modificar las instalaciones actuales de las unidades de climatización.
- Evaluar alternativa de modificación, sustituyendo las unidades condensadoras actuales por unidades aerotérmicas externas, esto implica cambiar su condición de modelo tipo compacto a split.
- Efectuar estudio de costo de las alternativas evaluadas.

## 1.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS.

Actualmente se dispone de 6 equipos de aire acondicionado del tipo compacto de precisión (controla temperatura de bulbo seco y humedad relativa). Son de marca Liebert® Challenger 3000 de la compañía Global Emerson Network Power™. Su capacidad frigorífica nominal es de 17,5 kW (5 Ton. estándar de refrigeración) cada uno. Proveen las opciones de control de temperatura, humedad y filtrado del aire.

El modelo (Figura 1.2.) de estos equipos es el BU070WG de flujo de aire ascendente, usa refrigerante R22, cuenta con un humidificador infrarrojo con descarga automática, un recalentador eléctrico de 2 etapas, un circuito de bypass de gas caliente y otros instrumentos como sensores remotos y los respectivos accesorios del sistema como válvulas, filtros deshumidificadores, entre otros.

Estos equipos cuentan con tecnología del tipo agua-refrigerante en la unidad condensadora y fan-coil (Aire-refrigerante) en la evaporadora.

Nominalmente, absorbe 17,5 kW de calor en el evaporador, usando 5,27 kW en el motor eléctrico. Lo que se traduce en un coeficiente de performance (COP) de refrigeración nominal de 3,32. Lo que representa que por cada unidad de energía usada para la compresión del gas refrigerante, se logran extraer 3,32 unidades de energía en el evaporador.



Figura 1.2: Modelo BU070WG, Liebert® Challenger 3000.

### 1.2.1. COMPONENTES PRINCIPALES.

Los equipos de acondicionamiento de aire en estudio se basan en el método de refrigeración por compresión de vapor (MRCV). Estos equipos se componen de 4 elementos principales, dos unidades intercambiadoras de calor; condensador y evaporador, un compresor y un dispositivo de expansión, además de diversos accesorios y configuraciones que determinan sus características fundamentales.

A continuación se describen los 4 elementos fundamentales nombrados anteriormente.

#### a) COMPRESOR:

Las características de compresión están ligadas directamente a la masa de refrigerante que se desea comprimir para lograr el efecto refrigerante deseado.

En este caso corresponde a un compresor hermético del tipo Scroll marca Copeland®, modelo ZR72KC, con control de vibración y ruido integrado, trifásico, 50 Hz de frecuencia, voltaje 380 V. Para ver otros datos mecánicos ver Tabla 1.1.

**Tabla 1.1: Datos Técnicos del Compresor.**

Compresor (Modelo)	Potencia (kW)	Vol. Desplazado (m <sup>3</sup> /h)	RPM del motor	Cilindrada (cm <sup>3</sup> /rev)	Potencia del motor (kW)	Peso líquido (kg)
ZR72KC	4,5	17,06	2.900	98,04	5,27	38,6



**Figura 1.3: Compresor hermético Copeland® tipo Scroll.**

**b) CONDENSADOR:**

El sistema cuenta con un condensador refrigerado por agua del tipo tubo en tubo o coaxial, donde el tubo con gas comprimido de refrigerante R22 ingresa a otro tubo de mayor diámetro donde es inundado por un tubo con agua de refrigeración industrial, permitiendo el intercambio de calor desde el refrigerante hacia el agua, la que lo retira para desecharlo en otro punto de la planta (Ver Figura 1.4).

Para facilitar la lectura y extracción de la información se presentan los datos técnicos del condensador en la siguiente tabla:

**Tabla 1.2: Datos Técnicos del Condensador.**

Condensador (Tipo)	Capacidad (kW)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro refrigerante (mm)	Diámetro agua (mm)	Presión condensación (MPa)
Coaxial	23,8	28,57 (1 1/8")	12,7 (1/2")	25,4 (1")	1,65

**c) VÁLVULA DE EXPANSIÓN:**

En este dispositivo, el líquido a alta presión proveniente del condensador se expande y se genera un vapor húmedo de baja presión, el que está listo para ingresar al evaporador a retirar el calor y generar la refrigeración en cuestión.

Se tiene una válvula de expansión termostática (VET, Figura 1.5.), la que cuenta con un bulbo sensible que la abre o cierra para regular el flujo de refrigerante que va a entrar al evaporador y a la vez controlar un excesivo sobrecalentamiento a la salida de éste por falta de carga de refrigerante. El fluido al pasar a través de este dispositivo sufre una caída de presión importante, por lo que parte del fluido en forma líquida, se evapora a baja temperatura.

**d) EVAPORADOR:**

El sistema de refrigeración de flujo ascendente cuenta con un evaporador de doble radiador en V de 0,62 m<sup>2</sup>, 4 filas y velocidad de aire de 9,2 m/s (Ver Figura 1.6.). El caudal de aire caliente hace contacto con la superficie fría del evaporador y le cede calor, consiguiéndose así el cambio de fase del refrigerante que retira dicho calor y lo transporta a la unidad condensadora donde finalmente se disipa en el agua de refrigeración para luego ser desechado al desagüe.

La siguiente tabla muestra los datos técnicos más ordenadamente:

**Tabla 1.3: Datos Técnicos del Evaporador.**

Evaporador (Tipo)	Capacidad Nominal (kW)	Área (m <sup>2</sup> )	Nº de filas	Velocidad entrada aire (m/s)	Presión de evaporación (MPa)
Doble en V	17,5	0,62	4	9,2	0.4



**Figura 1.4: Condensador coaxial.**



**Figura 1.5: Válvula de expansión termostática.**



**Figura 1.6: Evaporador de doble radiador en V.**

Para hacerse una idea de la configuración y posición de los distintos elementos, se presenta el siguiente esquema del equipo:

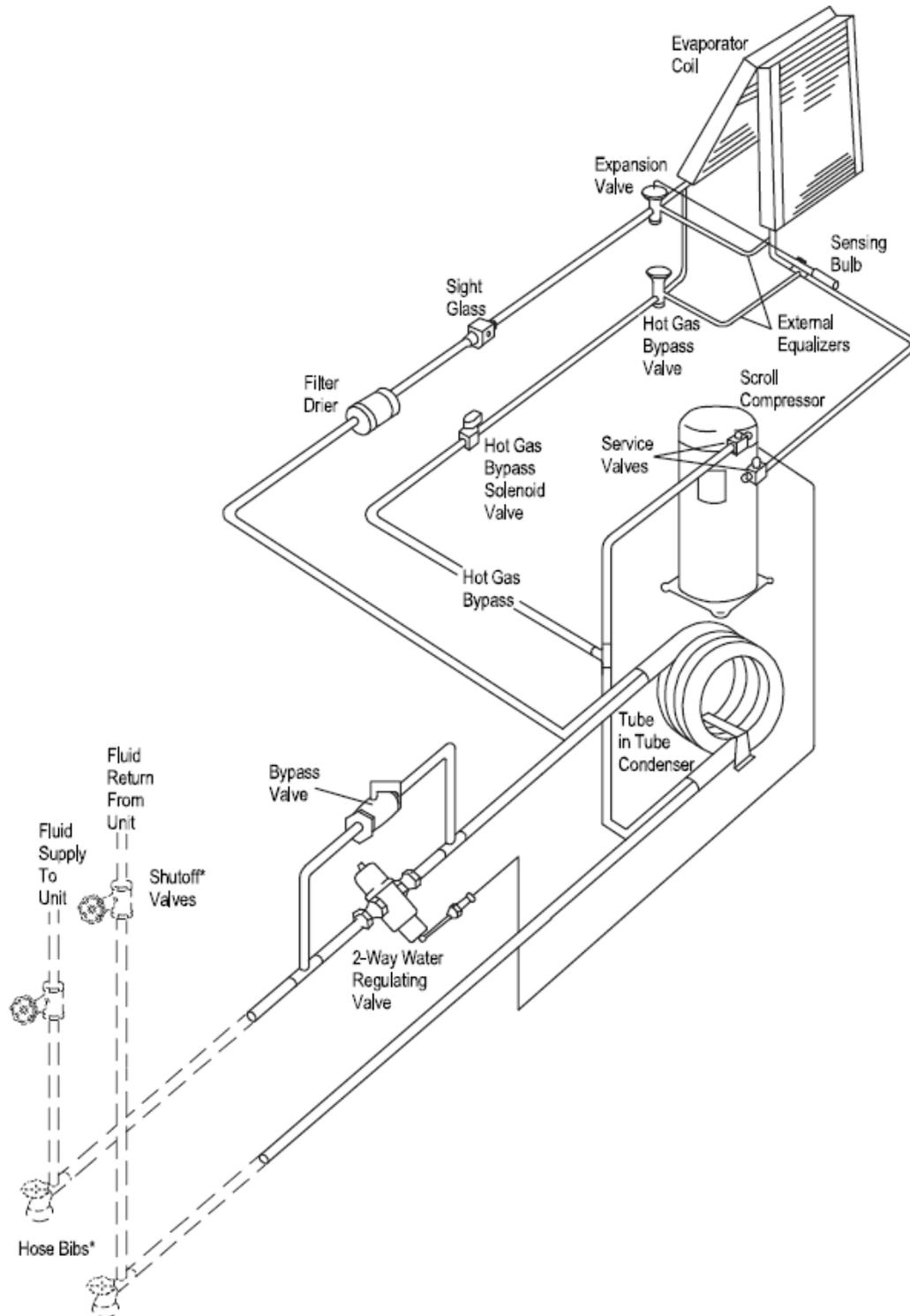


Figura 1.7: Esquema de la instalación.

### **1.2.2. COMPONENTES COMPLEMENTARIOS.**

Como se dijo anteriormente, el ciclo de refrigeración requiere de otros accesorios o elementos complementarios para su adecuado funcionamiento. A continuación se describen los más importantes, presentes en el equipo de precisión.

#### **a) VENTILADOR.**

Para generar el flujo de aire a tratar en la unidad evaporadora, se utiliza un ventilador del tipo centrífugo de 1,5 kW (2 HP). Este ventilador impulsa 0,85 m<sup>3</sup>/s de aire a una velocidad de 9,2 m/s. A la salida se presenta un aumento de presión estática de unos 75 Pa.

#### **b) BYPASS DE GAS CALIENTE (HGBP).**

Parte del gas comprimido y sobrecalentado se hace pasar nuevamente por el compresor mezclado con el vapor de baja presión que sale del evaporador, esto permite mantener una presión de succión estable para el compresor y además ayuda a evitar la entrada de líquido al mismo, lo que sería muy perjudicial para éste. El sistema HGBP se constituye de un tubo de cobre de 12,7 mm, una válvula solenoide de 3 vías, y una válvula de retención de refrigerante. Tiene una capacidad de 15 kW.

#### **c) RECALENTADOR ELÉCTRICO DE DOS ETAPAS.**

Este dispositivo consta de unas bobinas eléctricas de bajo voltaje dentro de un tubo aleteado de acero inoxidable. Sirve para corregir la temperatura de bulbo seco cuando el equipo se encuentra en trabajos de desescarchado del evaporador. Tiene una capacidad de 15 kW (sensible) controlado en dos etapas.

**d) HUMECTADOR INFRAROJO.**

El humectador infrarrojo consta de una bandeja de acero inoxidable con agua y unas lámparas de cuarzo, las que se activan para evaporar agua y así mantener las condiciones de humedad relativa del aire al nivel seleccionado. Utiliza una porción de aire desviado para evitar que se sobre humecte. Tiene la característica de auto descarga incorporada para eliminar depósitos en la bandeja. Tiene una potencia de 4,8 kW y una capacidad de 5 kg/h de humectación.

**e) FILTROS DE AIRE.**

Para mantener las condiciones de pureza del aire, se utilizan filtros planos, de 724x749 mm, área efectiva 2.2 m<sup>2</sup>, espesor de 50,8 mm (2”), desechables, eficiencia del 20% (partículas de 1 micra o mayores), arrestancia alrededor de un 65% (partículas de 5 micras o mayores). Datos según norma ASHRAE 52.1. Presentan una caída de presión inicial de 62,23 Pa y al final de su vida útil de unos 248,92 Pa.

**f) OTROS COMPONENTES.**

El sistema además de los componentes señalados cuenta con otros elementos que le permiten mantener un correcto funcionamiento. Entre estos dispositivos se encuentran:

- Filtro deshumidificador: Este filtro protege al sistema de refrigeración de la presencia de agua en su interior lo que puede provocar corrosión y daño en ciertos elementos. Básicamente es un depósito de Sílica, que absorbe la humedad presente hasta saturarse.

- Presostatos: Estos elementos de control permiten evitar una sobrecarga de presión cortando la alimentación de corriente al motor del compresor cuando se alcanza una presión determinada.
- Válvulas de paso: Permiten el control manual del flujo de agua de refrigeración.
- Visor de líquido: Corresponde a un cristal que permite visualizar el paso de refrigerante, si la cantidad es suficiente, su estado, la presencia de algún contaminante, etc.
- Carcasa: El conjunto de accesorios que conforman el sistema, se encuentran debidamente localizados dentro de una carcasa o cuerpo rígido que las soporta y provee de protección de posibles daños por exposición. Esta carcasa contiene controles de vibración y ruido. Además es ahí donde se monta la placa madre que controla los componentes eléctricos del sistema.

Conociendo estos datos técnicos, se tiene una idea de la capacidad y funcionamiento del sistema de refrigeración de precisión.

Para dar solución al problema de suministro de agua y como quedó expresado en los objetivos, se propondrán 2 alternativas. La primera será evaluar la instalación de una torre de enfriamiento para tratar el agua caliente que sale de los condensadores, enfriándola, para luego recircularla al sistema de aire acondicionado mediante el uso de una bomba. Por otra parte, se propondrá una segunda alternativa que implica modificar la condición de equipos compacto a equipos del tipo Split, cambiando las unidades condensadoras de acuatermicas a aerotermicas usando aire ambiente del exterior del recinto.

## ▪ **CAPÍTULO 2: ALTERNATIVA DE SEGUIR USANDO ACTUAL SUMINISTRO DE AGUA INDUSTRIAL.**

### **2.1. INTRODUCCIÓN.**

El uso eficiente del agua representa una alternativa de gran valor para una empresa por el ahorro que representa, ya que se trata de una sustancia muy usada y a la que se le deben realizar varios tratamientos para hacerla útil para los procesos. Como también por las políticas y normas ambientales que son cada vez más rigurosas en este tema.

En este capítulo se evaluará la instalación de una torre de enfriamiento para bajar la temperatura del agua disponible y recircularla a los condensadores, sin modificar la instalación actual.

### **2.2. TORRE DE ENFRIAMIENTO, DEFINICIÓN.**

Una torre de refrigeración o enfriamiento es un equipo que permite disminuir la temperatura del agua u otra sustancia usada para extraer potencia térmica en distintos procesos dentro de una planta. En definitiva, en una torre de enfriamiento, mediante un intercambio de calor y materia principalmente por evaporación (calor latente entre un 70% y 90%, calor sensible entre un 30% y 10%), se produce una disminución en la temperatura del agua.

El agua ingresa distribuida por la parte superior a un relleno sintético o de madera, el que aumenta el área de contacto aire-agua, facilitando la transferencia de calor. Por su parte, el aire generalmente ingresa por la parte inferior de la torre, recorriéndola a contraflujo del agua que cae, para salir por la parte superior en forma saturada (humedad relativa cercana al 100%) impulsada por un ventilador axial. El agua fría resultante cae a una balsa o bandeja donde se le agrega el agua de reposición para suplir pérdidas y está lista para volver al proceso de extracción de calor.

### 2.3. TIPOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO Y CLASIFICACIÓN.

Las torres de refrigeración se suelen clasificar por la forma y dirección con la que se mueve el aire en su interior.

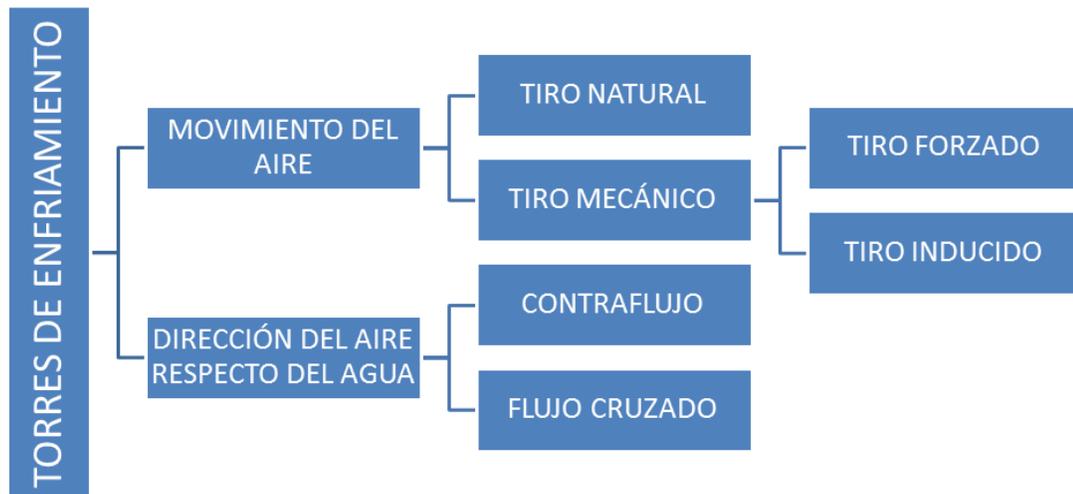


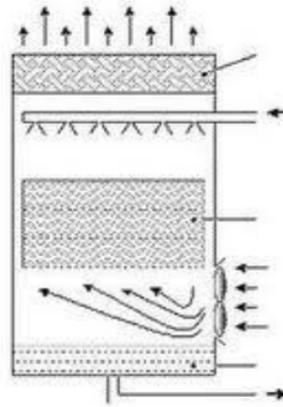
Figura 2.1. Clasificación de las torres de enfriamiento.

- a) Tiro natural: Se basa en el mismo principio de una chimenea en donde el aire caliente menos denso (más liviano), sube de manera natural. Esto sumado a la diferencia de velocidad del viento entre el suelo y la parte superior de la torre, generan un flujo natural de aire que pasa a través del agua que se desliza por el relleno en el interior de la torre.



Figura 2.2. Torres de enfriamiento de tiro natural en una central nuclear.

- b) Tiro forzado: Son aquellas en las que se usa un ventilador mecánico para impulsar el aire hacia el interior de la torre. Con esto se posee un gran control del flujo de aire, disminuyendo drásticamente los efectos por cambios climáticos. Poseen la ventaja de que se ve facilitada la inspección y el mantenimiento ya que el motor y el ventilador se encuentran afuera de la torre. Su desventaja es que existe una alta probabilidad de recirculación de aire saturado por la baja velocidad con la que sale de la torre, lo que conlleva una importante disminución en su eficiencia. Generalmente son de contraflujo (o contracorriente).



**Figura 2.3. Torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo.**

- c) Tiro inducido: En este tipo de torre el ventilador impulsa el aire desde la torre hacia la atmosfera a gran velocidad, con esto reduce la posibilidad de que haya recirculación del aire hacia el interior. Las del tipo contracorriente son las más usadas, en éstas el aire recorre el relleno de forma vertical, por lo que tiene la misma dirección que el agua que cae, pero sentido opuesto. La otra opción son las de flujo cruzado, donde el aire atraviesa la torre de forma perpendicular al agua.

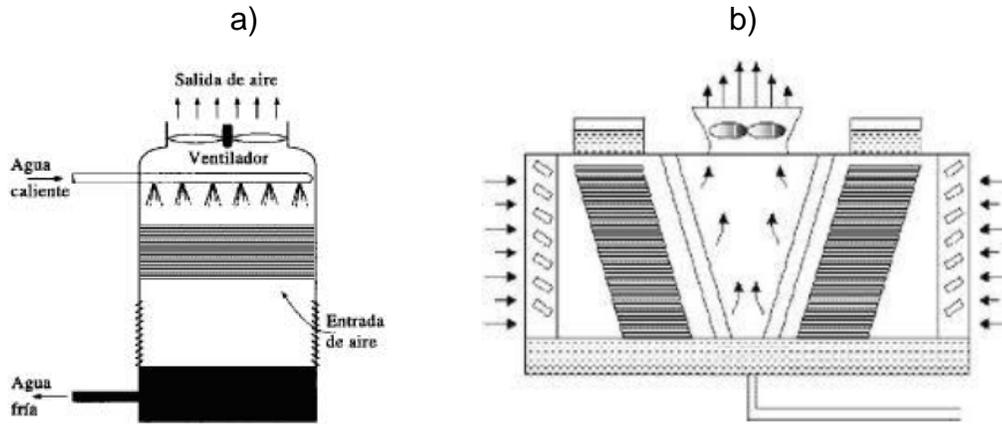


Figura 2.4. Torres de enfriamiento de tiro inducido de a) contraflujo y b) flujo cruzado.

## 2.4. COMPONENTES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO A CONTRAFLUJO.

Las torres de refrigeración de tiro inducido son las más usadas y a continuación se nombran las partes más importantes que la constituyen. Previamente se muestra un esquema con dichos componentes.

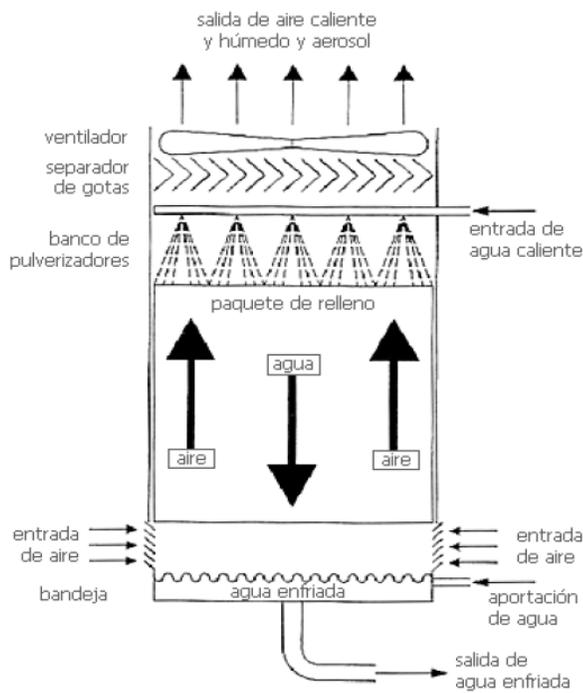


Figura 2.5. Componentes de una torre de refrigeración.

- **VENTILADOR:**

Es el encargado de generar el caudal de aire. Se compone de un motor, un sistema de transmisión de potencia y el mecanismo de aspas.

Corresponde a un componente crítico, ya que de detenerse, no se lograría el enfriamiento adecuado del agua de refrigeración. Este equipo opera en un ambiente de alta humedad y temperatura, por lo que el motor debe estar protegido.

Las aspas suelen ser de aluminio o plástico debido a que son livianos y a que poseen alta resistencia a la corrosión. Un alto número de aspas determina una menor presión ejercida sobre éstas y a la vez favorece el equilibrio, consiguiendo menos probabilidad de vibraciones y fallas por fatiga.

El ventilador se selecciona de acuerdo a las siguientes características:

- ✓ Caudal de aire.
- ✓ Presión estática a vencer.
- ✓ Nivel sonoro.

- **RELLENO:**

El relleno representa uno de los componentes más importantes de una torre de refrigeración ya que es el que distribuye el agua aumentando el área de transferencia de calor y el tiempo de contacto aire-agua. El relleno es el que permite el intercambio de calor, por lo tanto el tipo de relleno es el que finalmente determina el tamaño de la torre.

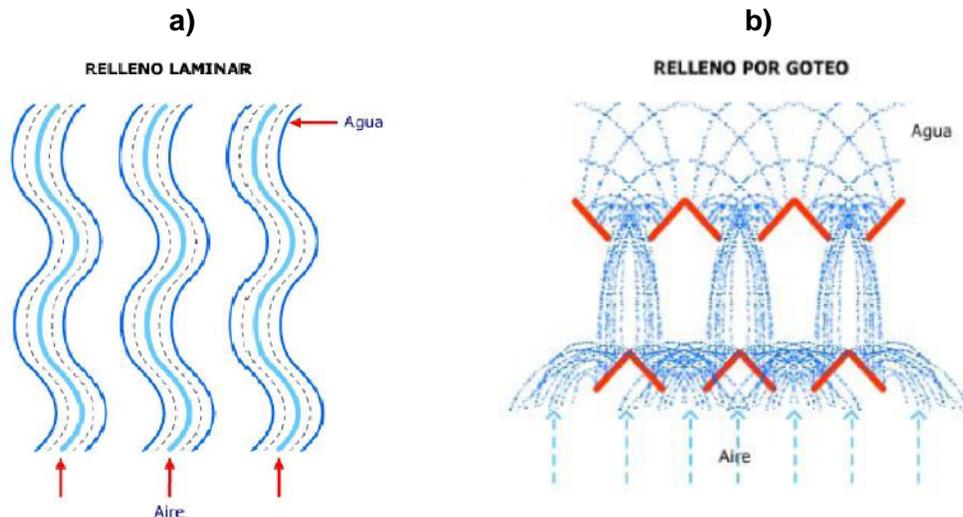
El agua puede distribuirse por el relleno de tres maneras:

- a) Goteo o salpicadura.
- b) Laminar o de película.
- c) Mixto.

A continuación se presenta una tabla con las principales diferencias en los sistemas de relleno para la distribución de agua.

**Tabla 2.1. Tipos de relleno y sus diferencias.**

SISTEMA DE RELLENO	DESCRIPCIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
GOTEO O SALPICADURA	Las gotas caen a través de listones o rejillas que están superpuestos en escalones, fraccionando las gotas haciéndolas cada vez más pequeñas las que tendrán una gran área de transferencia.	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Menor pérdida de carga.</li> <li>✓ Se consigue mayor salto térmico.</li> <li>✓ No se obstruye con la suciedad o incrustamientos.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>× Superficie de transferencia menor, por lo que la altura de relleno será mayor.</li> <li>× El arrastre de agua es mayor, por lo que se necesita de separadores de gotas de alto rendimiento.</li> </ul>
PELÍCULA O LAMINAR	Acá se distribuye el agua a través de unas láminas onduladas de PVC o PP donde se forma una fina capa de agua. La superficie de esta fina película será el área de transferencia.	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Más área de transferencia por unidad de volumen, torre más pequeña, menor costo.</li> <li>✓ Al no haber gotas, el aire puede ir más rápido, disminuyendo la altura del relleno y los costos asociados.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>× Acumulan mayor suciedad y residuos, por lo tanto necesita mayor mantención.</li> <li>× Es muy sensible a las variaciones del caudal de aire y de agua.</li> </ul>



**Figura 2.6. Esquema de distribución de agua en relleno a) laminar y b) por goteo.**

- **SEPARADORES DE GOTAS:**

Junto con el aire, en la descarga salen arrastradas pequeñas gotas de agua que deben ser capturadas para prevenir deficiencias en la carga de agua fría disponible y daños en el exterior de la torre o a equipos e instalaciones cercanas a ésta por presencia de humedad. Esto se logra cambiando drásticamente la dirección del flujo de aire a 60° para que el agua choque y se precipite hacia el relleno.



Figura 2.7. Ejemplo de un separador de gotas.

- **SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA:**

La torre cuenta con un sistema que distribuye el agua sobre el relleno. Básicamente es un sistema de tuberías que transporta el agua hacia el relleno uniformemente. Esta distribución puede ser por gravedad o por presión, en el primer caso, el agua es llevada a un estanque en la parte superior de la torre, para luego dejarla caer por su propio peso. En el caso de la distribución por presión, el agua es llevada a presión hasta unos aspersores que la distribuyen sobre el relleno. La presión es entregada por las bombas del circuito de refrigeración.

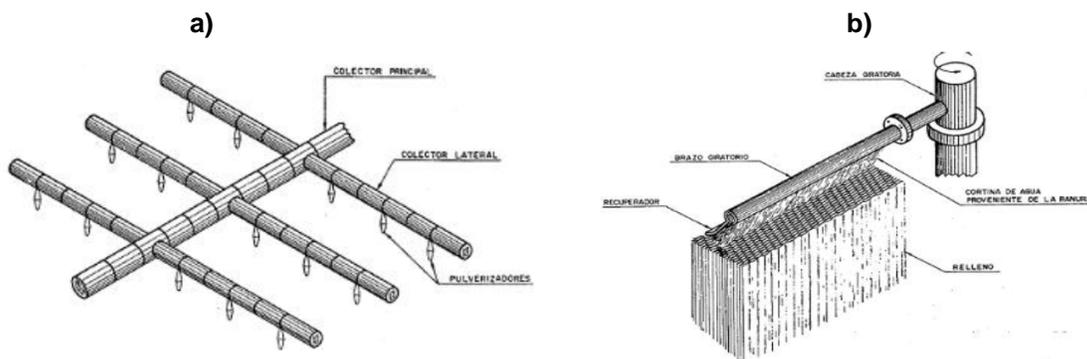


Figura 2.8. Sistemas de distribución de agua por a) gravedad y b) presión.

- **PULVERIZADORES:**

Estos dispositivos disminuyen el tamaño de las gotas de manera que se dispersen en toda el área de relleno, sin que sean suficientemente pequeñas como para que el aire las arrastre fuera de la torre. Hay de dos tipos:

- a) Plato de salpicadura: Comunes en los sistemas de distribución de agua por gravedad. El agua que cae golpea el plato dividiéndose en gotas pequeñas que cubren el área de relleno.
- b) Boquillas de baja presión: Se usan en los sistemas de distribución de agua por presión. Se pueden situar en la parte inferior del tubo del sistema de distribución (down-spray) o en su parte superior (up-spray), el segundo tipo se suele utilizar cuando hay poco espacio entre el relleno y el sistema de distribución de agua para facilitar el mantenimiento e inspección.

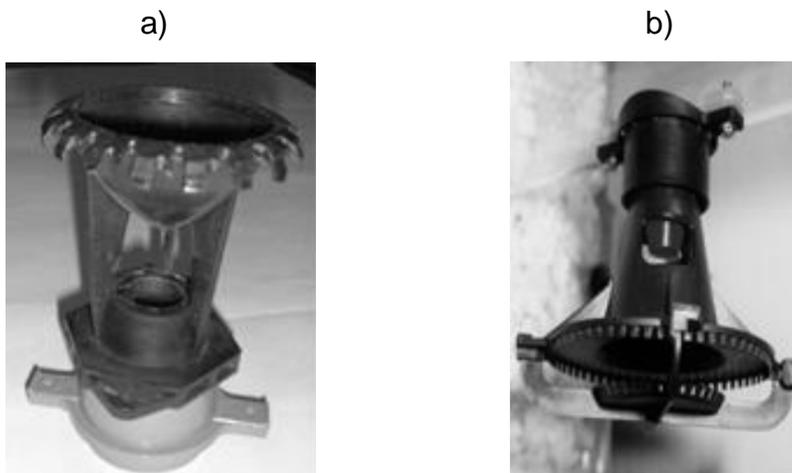


Figura 2.9. Boquillas de baja presión tipo a) up-spray y b) down-spray.

- **BANDEJA O BALSA:**

Generalmente son de hormigón y sirven tanto como para almacenar el agua fría, como también de cimentación para la torre.

- **SISTEMA DE AGUA DE REPOSICIÓN:**

La corriente de aire que sale, lleva una gran cantidad de agua que se desprende del sistema por evaporación y por arrastre. Esto sumado a que la concentración de sales y carbonatos en el agua fría del estanque hace necesario que se efectúen purgas al sistema. Para compensar estas pérdidas de carga de agua, se debe implementar un circuito de agua de reposición.

- **CHIMENEA O VIROLA:**

Este simple dispositivo permite encausar el aire reduciendo la potencia absorbida y previniendo problemas por recirculación del aire. Sirve también para proteger a los elementos mecánicos de golpes u objetos externos y a los operadores que realizan tareas de mantención. Hay varios tipos, algunos se ilustran en la figura siguiente:



Figura 2.10. Tipos de chimeneas para torres de enfriamiento.

## 2.5. MEMORIA DE CÁLCULO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

A modo de análisis teórico, se hará una serie de cálculos para determinar las características de una torre de enfriamiento, para esto se usarán los siguientes datos de análisis:

Tabla 2.2. Datos para el análisis teórico de la torre de enfriamiento.

	Dato	Símbolo	Valor y unidad
AIRE	Temperatura bulbo seco del aire.	$t_{a1}$	23 °C
	Temperatura bulbo húmedo del aire	$t_{bha}$	19 °C
	Humedad relativa del aire	$\phi_a$	70 %
AGUA	Temperatura de entrada del agua	$t_{w1}$	40 °C
	Temperatura de salida del agua	$t_{w2}$	28 °C

- Consideraciones:
  - ✓ La temperatura de bulbo seco del aire ambiente corresponde a un valor muy típico en verano, seleccionado para ajustar el análisis a condiciones normales de esta estación. Los datos de temperatura de bulbo húmedo y humedad relativa del aire son los necesarios para la selección de la torre de enfriamiento.
  - ✓ Por su parte la temperatura de entrada del agua se asume igual a la temperatura con que sale de la unidad condensadora, que debería ser la máxima temperatura que alcance el agua al pasar por el equipo.
  - ✓ La temperatura de salida del agua corresponde a la temperatura de bulbo húmedo del aire a la salida de la torre, que es la mínima temperatura que puede alcanzar el agua en la torre.
  - ✓ En el proceso de enfriamiento del agua por contacto con el aire, existe transferencia simultánea de energía por diferencia de temperaturas y materia por diferencias de presión en el vapor de la película de aire saturado en contacto con el agua y el aire ambiente.

### 2.5.1. CÁLCULO DE LA ENTALPÍA DEL AIRE DE SALIDA.

Se realiza un balance de energía en la torre, asumiendo que el calor cedido por el agua, es igual al calor que absorbe el aire.

$$\dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w1} - t_{w2}) = \dot{m}_a \cdot (h_{a2} - h_{a1}) \quad [1]$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : Caudal másico de agua

$c_{pw}$ : Calor específico del agua a presión constante: 4,186 (kJ/kg·K)

$t_{w1}$ : Temperatura de entrada del agua en la torre (°C).

$t_{w2}$ : Temperatura de salida del agua en la torre (°C).

$\dot{m}_a$ : Caudal másico de aire seco (kg<sub>as</sub>/s).

$h_{a2}$ : Entalpía específica del aire húmedo que sale de la torre (kJ/kg<sub>as</sub>).

$h_{a1}$ : Entalpía específica del aire ambiente que entra a la torre (kJ/kg<sub>as</sub>).

Despejando la ecuación [1], se puede obtener la entalpía del aire húmedo en la salida.

$$h_{a2} = h_{a1} + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \cdot c_{pw} \cdot (t_{w1} - t_{w2}) \quad [2]$$

A la relación  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  se le denomina factor de enfriamiento, este valor suele

estar comprendido entre 0,75 y 1,5 [1]. Un valor muy típico y que se utilizará para efecto de cálculo es  $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$ . En el balance de energías realizado, se asume que este valor es constante, aunque en la práctica esto no es totalmente exacto, ya que se presentan pequeñas pérdidas en el caudal de agua, sin embargo, el efecto de tales pérdidas no es importante.

El estado 1 (entrada) puede determinarse con los datos de análisis presentados en la tabla 2.2. Luego, usando el software EES, se obtiene el valor de la entalpía del aire de entrada (ver Anexo D), resultando:

$$h_{a1} = 54,48 \text{ kJ / kg}$$

Entonces, 
$$h_{a2} = 54,48 + 1 \cdot 4,186 \cdot (40 - 28)$$

$$h_{a2} = 104,7 \text{ kJ / kg}$$

La ecuación [2] corresponde a una recta con pendiente  $\dot{m}_w / \dot{m}_a$ , representada en un diagrama  $h-t$  como el mostrado en la figura 3.12. Dicha recta se conoce como línea de funcionamiento del aire, o simplemente, línea del aire. Representa el proceso de enfriamiento al interior de la torre.

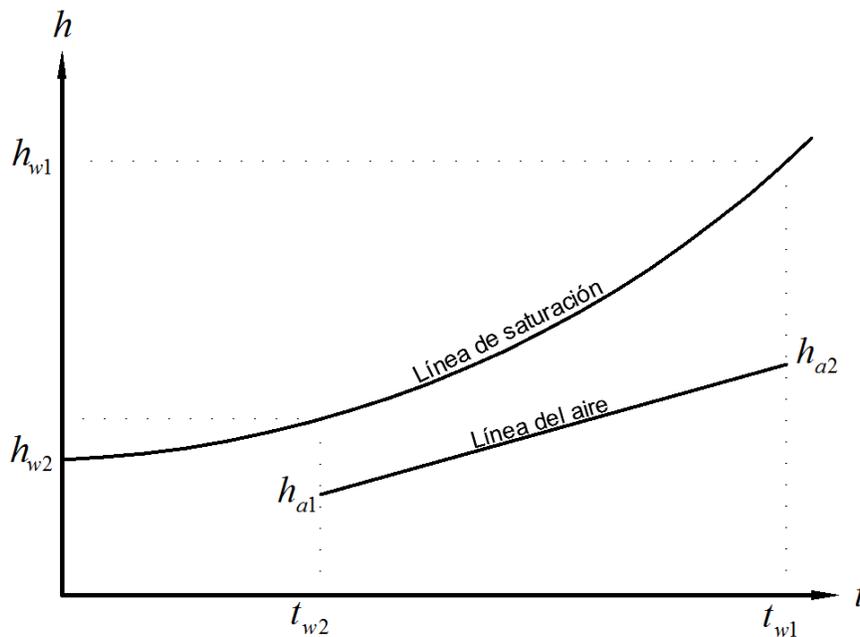


Figura 2.11. Proceso de enfriamiento representado en un diagrama  $h-t$ .

El área comprendida entre la línea de saturación y la línea del aire representa el potencial de transferencia que tendrá la torre. Así, para determinadas condiciones de diseño, mientras más grande sea esta área, mayor tasa de transferencia tendrá la torre y su tamaño será menor.

### 2.5.2. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE.

Para determinar la temperatura de salida del aire de la torre, se dividirá el volumen total de transferencia en un número finito de volúmenes o pisos (tal como muestra la figura 2.12.), de modo que por cada piso la temperatura del agua caiga de manera uniforme, analizando cada piso, hasta llegar al último piso donde se conocerán las condiciones de salida. En el caso de estudio, y como es usual en la práctica, se asumirá una caída en la temperatura del agua de 1 °C por piso. Por lo tanto:

$$(\Delta t_w)_{piso} = \frac{R}{n} \quad [3]$$

Donde:

$(\Delta t_w)_{piso}$ : Caída de temperatura del agua por piso. (1 °C).

$R$ : Salto térmico (°C).

$n$ : Número de divisiones o pisos.

Despejando  $n$ :

$$n = \frac{R}{(\Delta t_w)_{piso}} = \frac{12}{1} = 12 \quad \text{pisos.}$$

Ahora se puede proceder a calcular el salto entálpico del aire por piso:

$$(\Delta h_a)_{piso} = \frac{h_{a2} - h_{a1}}{n} \quad [4]$$

Entonces:

$$(\Delta h_a)_{piso} = \frac{104,7 - 54,48}{12} = 4,18 \quad \text{kJ / kg}_{as}$$

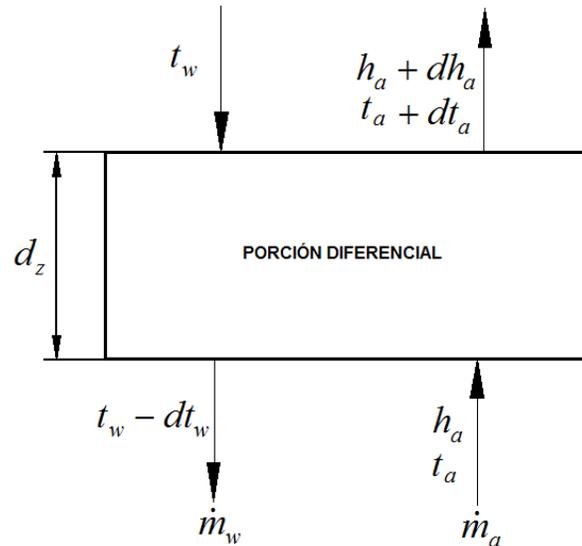


Figura 2.12. Porción diferencial de una torre de enfriamiento.

En la situación mostrada en la figura anterior, la energía absorbida por el aire se puede expresar como:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot dh_a \quad [5]$$

Como se dijo anteriormente, en el proceso de enfriamiento del aire hay convección y difusión del vapor de agua de la interfase al aire, por lo tanto la energía también puede expresarse como:

$$d\dot{Q} = K \cdot (h_w - h_a) \cdot dA \quad [6]$$

Dividiendo [5] en [6] miembro a miembro se tiene:

$$\frac{\dot{m}_a \cdot dh_a}{K \cdot (h_w - h_a) \cdot dA} = 1 \quad [7]$$

Análogamente se puede hacer un balance de calor sensible en el elemento diferencial. Entonces el diferencial de calor sensible absorbido por el aire será:

$$d\dot{Q}_s = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot dt_a \quad [8]$$

Donde:

$d\dot{Q}_s$ : Variación de energía responsable sólo de la variación en la temperatura.

$c_{pa}$ : Calor específico del aire.

$dt_a$ : Variación de la temperatura del aire (°C).

Esta variación calor sensible también puede expresarse por un coeficiente convectivo:

$$d\dot{Q}_s = \alpha_{aw} \cdot (t_w - t_a) \cdot dA \quad [9]$$

Donde  $\alpha_{aw}$  es el coeficiente convectivo entre el aire ambiente no saturado y el aire saturado de la interfase.

Dividiendo [8] en [9] miembro a miembro se tiene:

$$\frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot dt_a}{\alpha_{aw} \cdot (t_w - t_a) \cdot dA} = 1 \quad [10]$$

Igualando la ecuación [7] con la anterior se tiene:

$$\frac{\dot{m}_a \cdot dh_a}{K \cdot (h_w - h_a) \cdot dA} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot dt_a}{\alpha_{aw} \cdot (t_w - t_a) \cdot dA} \quad [11]$$

Como se dijo anteriormente, para sistemas de aire-agua la relación de Lewis puede asumir un valor unitario. Por lo tanto despejando  $K$ :

$$K = \frac{\alpha_{aw}}{c_{pa}}$$

Sustituyendo en [11] y ordenando la expresión, se tiene:

$$\frac{dh_a}{dt_a} = \frac{h_w - h_a}{t_w - t_a} \quad [12]$$

Luego obtenida la ecuación, se procede a aplicarla para el primer piso, entonces:

$$\frac{(\Delta h_a)_{piso}}{(\Delta t_a)_{piso}} = \frac{h_{wl} - h_{al} + h_{wII} - h_{aII}}{t_{wl} - t_{al} + t_{wII} - t_{aII}} \quad [13]$$

De la ecuación anterior se poseen todos los datos a excepción de  $t_{aII}$ , por lo que se puede obtener la temperatura del piso número 2, y así sucesivamente hasta llegar a obtener la temperatura de salida del aire.

De los resultados del análisis anterior se puede extraer la siguiente tabla:

**Tabla 2.3. Aumento de la temperatura del aire por piso.**

	$h_{wl}$	$h_{wII}$	$h_{al}$	$h_{aII}$	$t_{wl}$	$t_{wII}$	$t_{al}$	$t_{aII}$
1	166,10	158,00	54,48	58,67	40	39	23,00	23,64
2	158,00	150,20	58,67	62,85	39	38	23,64	24,29
3	150,20	142,90	62,85	67,04	38	37	24,29	24,95
4	142,90	135,80	67,04	71,22	37	36	24,95	25,62
5	135,80	129,10	71,22	75,41	36	35	25,62	26,30
6	129,10	122,70	75,41	79,60	35	34	26,30	26,98
7	122,70	116,50	79,60	83,78	34	33	26,98	27,66
8	116,50	110,70	83,78	87,97	33	32	27,66	28,34
9	110,70	105,10	87,97	92,15	32	31	28,34	29,00
10	105,10	99,75	92,15	96,34	31	30	29,00	29,61
11	99,75	94,64	96,34	100,53	30	29	29,61	29,06
12	94,64	89,76	100,53	104,71	29	28	29,06	29,34
	$kJ / kg_{a}$				$^{\circ}C$			

Según el análisis anterior, y corroborando con la carta sicrométrica se obtiene un valor de la temperatura de salida del aire de 29,34 °C.

Realizados los análisis anteriores se conocen los estados de entrada y salida del aire y agua. Con ayuda del programa EES se obtienen los demás datos de estos estados (Ver anexo E).

**Tabla 2.4. Datos de entrada y salida para el aire y agua respectivamente.**

	Dato	Entrada	Salida
AIRE	$t_a$	23 °C	29,34 °C
	$t_{bha}$	19,15 °C	29,34 °C
	$h_a$	54,48 kJ/kg <sub>as</sub>	104,7 kJ/ kg <sub>as</sub>
	$v$	0,855 m <sup>3</sup> /kg <sub>as</sub>	0,893 m <sup>3</sup> /kg <sub>as</sub>
	$\phi$	70 %	100 %
	$\omega$	0,01232 kg <sub>agua</sub> /kg <sub>as</sub>	0,02943 kg <sub>agua</sub> /kg <sub>as</sub>
AGUA	$t_w$	40 °C	28 °C
	$h_w$	166,1 kJ/kg	89,76 kJ/kg

Además se determina que para extraer los 23,8 kW de calor de cada condensador de la sala eléctrica, y contando los 6 equipos, se deberá enfriar un caudal de 4 kg/s de agua. Esto según el siguiente análisis.

$$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_{w_{eq.}} \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_{agua}$$

Donde  $\dot{m}_{w_{eq.}}$  es el caudal másico de agua por equipo.

Despejando y reemplazando los valores:

$$\dot{m}_{w_{eq.}} = \frac{23,8}{4,186 \cdot 10} = 0,57 \quad kg / s$$

Si se considera que la sala eléctrica consta de 6 equipos con las mismas características, el caudal total de agua a enfriar será de:

$$\dot{m}_w = 0,57 \cdot 6 = 3,41 \quad kg / s$$

Para efecto de cálculo se utiliza un caudal de 4 kg/s que será suficiente para la extracción segura del calor del recinto.

### 2.5.3. CÁLCULO DEL AGUA DE REPOSICIÓN.

Se tiene el siguiente esquema de comportamiento de las masas de agua involucradas:

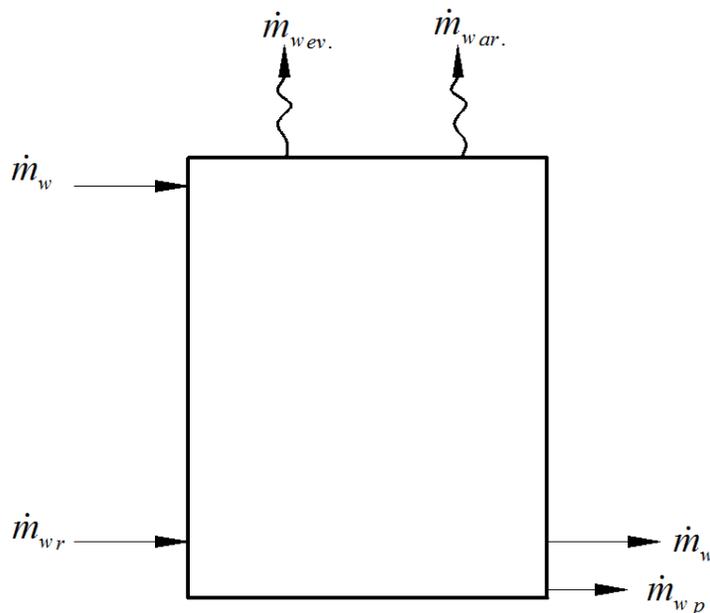


Figura 2.13. Masas de agua involucradas en el proceso de enfriamiento.

Donde:

$\dot{m}_{w ev.}$  : Caudal de agua perdida por evaporación.

$\dot{m}_{w ar.}$  : Caudal de agua perdido por arrastre o niebla.

$\dot{m}_{w p}$  : Caudal perdido por descargas o purgas voluntarias.

$\dot{m}_{w r}$  : Caudal de agua de reposición.

Tal y como se aprecia en la figura 2.13. el caudal que será bombeado fuera de la torre para ser ocupado en el proceso de enfriamiento de los condensadores, es el mismo que regresa con la carga térmica a disipar en el aire. Por lo que el agua de reposición será igual a la suma de las pérdidas por concepto de evaporación en el aire, arrastre fuera de la torre en forma de pequeñas gotas o niebla y las pérdidas generadas por la evacuación voluntaria de parte del agua que acumula carbonatos y sales, además de algunos componentes biológicos.

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{wr} = \dot{m}_{wev.} + \dot{m}_{war.} + \dot{m}_{wp} \quad [14]$$

Es sabido que por concepto de purgas y arrastre de agua en forma de pequeñas gotas o niebla, rara vez se pierde más de un 1%, por lo tanto, se englobarán estas dos pérdidas de caudal de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{w\text{ pérdidas}} = \dot{m}_{war.} + \dot{m}_{wp} \quad [15]$$

Entonces:

$$\dot{m}_{w\text{ pérdidas}} = 0,01 \cdot \dot{m}_w = 0,01 \cdot 4$$

$$\dot{m}_{w\text{ pérdidas}} = 0,04 \quad \text{kg / s}$$

Por otro lado, se tiene que el agua perdida por evaporación en el aire corresponde al aumento de la humedad del aire en la torre. Así:

$$\dot{m}_{wev.} = \dot{m}_a \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad [16]$$

En el apartado 2.5.1. del presente análisis teórico de la torre de enfriamiento, se determinó que el factor de enfriamiento  $\dot{m}_w / \dot{m}_a$  tendría un valor de  $\dot{m}_w / \dot{m}_a = 1$ . Por lo tanto se asume que el caudal de aire que debe pasar por la torre es de 4 kg/s.

Entonces:

$$\dot{m}_{wev.} = 4 \cdot (0,02943 - 0,01232)$$

$$\dot{m}_{wev.} = 0,068 \quad \text{kg / s}$$

Así, el agua de reposición que habrá que incorporar para compensar las pérdidas de caudal por evaporación, arrastre y purgas será:

$$\dot{m}_{wr} = 0,04 + 0,068$$

$$\dot{m}_{wr} = 0,108 \quad \text{kg / s} \quad \text{Ó} \quad 0,39 \quad \text{m}^3 / \text{h}$$

Obtenidos los parámetros de funcionamiento de la torre para las condiciones establecidas, se solicitó al proveedor que propusiera una torre de enfriamiento adecuada. Finalmente se seleccionó una torre de tiro inducido marca INSUMIN, modelo TL 14/8 con ventilador axial de motor a prueba de explosión de 1,5 kW (2 HP) de potencia y carcasa autosoportante. Está construida en aluminio y cuenta con una bomba centrífuga INSUMIN, modelo CB 50 – 16H de 2" x 2", diámetro rodete 165 mm, monoblock con motor de 2,23 kW (3 HP) a prueba de explosión a 2950 Rpm, 380 Volts, 50 Hz. Para datos de dimensiones ver tabla 2.5.

Tabla 2.5. Dimensiones de la torre de enfriamiento.

Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (pulg.)	F (pulg.)	Peso en seco (kg)	Peso en Operación (kg)
TL 14/8	750	1.200	2.000	2.400	3"	4"	320	880

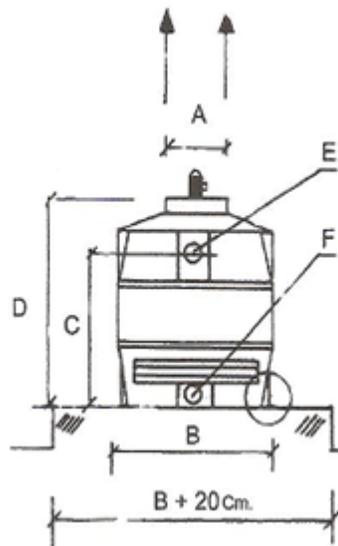


Figura 2.14. Esquema de la torre de enfriamiento.

La situación con la torre de enfriamiento instalada, quedaría de la siguiente manera.

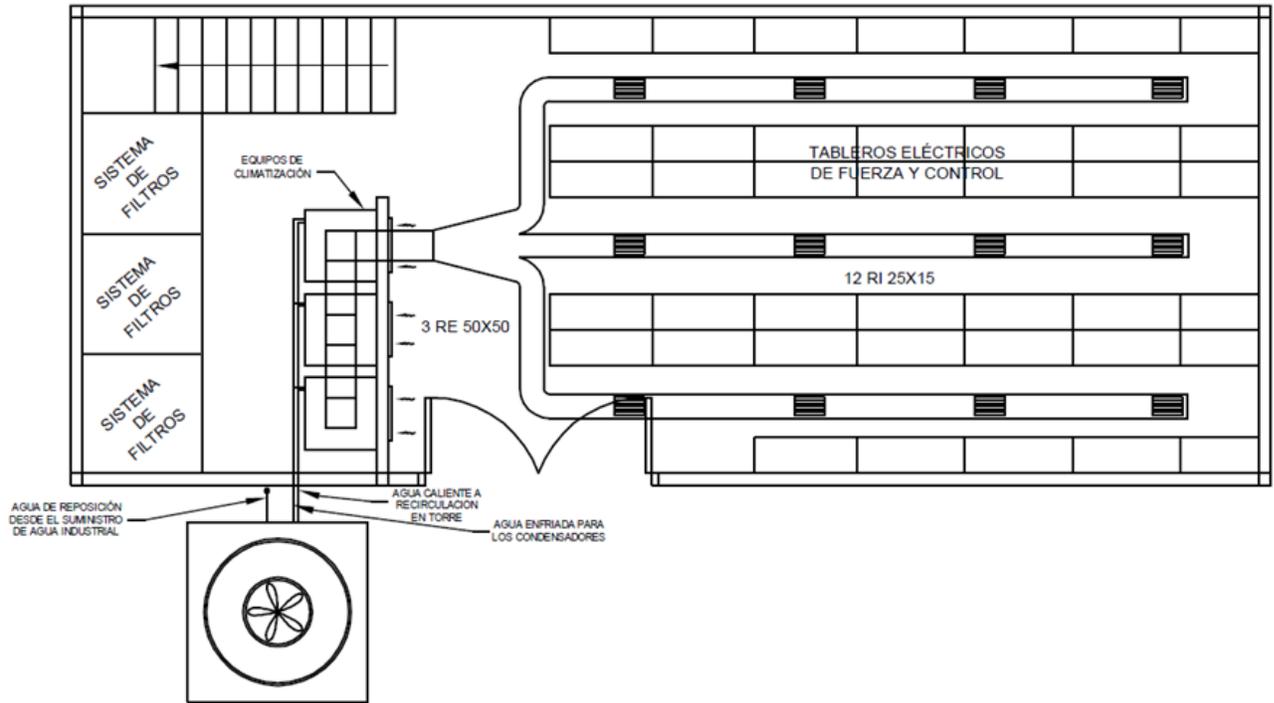


Figura 2.15. Esquema de la situación con torre de enfriamiento.

## ▪ **CAPÍTULO 3: ALTERNATIVA DE MODIFICACIÓN DE CONDENSADORES ACUATERMICOS A AEROTERMICOS.**

### **3.1. INTRODUCCIÓN.**

En este capítulo se evaluará la posibilidad de cambiar la instalación, modificando la tecnología de las unidades condensadoras de agua-refrigerante a aire-refrigerante, lo que implicaría modificar la red de cañerías de refrigerante para sacar el gas caliente de la sala y por medio de un serpentín intercambiador de calor, extraer dicha potencia térmica usando aire ambiente forzado por ventiladores.

### **3.2. SELECCIÓN DE LOS CONDENSADORES AEROTERMICOS.**

Actualmente se tienen 6 condensadores coaxiales de 23,8 kW, cuentan con tecnología agua-refrigerante. Se desean cambiar por refrigerados por aire. Un parámetro importante es saber el caudal de aire para seleccionar el ventilador. Para esto se calcula preliminarmente la masa de aire requerido.

#### **3.2.1. CALCULO DE LA MASA DE AIRE NECESARIA.**

Se asume que el calor rechazado por el condensador será captado en su totalidad por el aire que pasa a través del serpentín intercambiador de calor.

$$Q_{cond.} = Q_{aire}$$
$$23,8 = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \Delta t_{aire}$$

Se estima un aumento en la temperatura del aire de 15°C (según norma europea UNE-EN 327:2001).

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{23,8}{1,15} = 1,58 \quad \text{kg} / \text{s}$$

Como la densidad del aire ambiente es:  $\rho_{\text{aire}} = 1,2 \quad \text{kg} / \text{m}^3$

$$\text{Y,} \quad \rho_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{v}_{\text{aire}}} \quad \text{entonces,} \quad \dot{v}_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}} = \frac{1,58}{1,2}$$

El caudal de aire necesario para extraer los 23,8 kW de calor en el condensador será de:

$$\dot{v}_{\text{aire}} = 1,32 \quad \text{m}^3 / \text{s}$$

### 3.2.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN DE CONDENSADORES AEROTÉRMICOS.

Usando criterios de selección proporcionados por fabricantes, y ajustándose a los estándares de la norma europea UNE-EN 327:2001 de “Intercambiadores de calor. Aerocondensadores de convección forzada. Procedimiento de ensayo para determinar sus prestaciones.”, se calcula la capacidad del condensador.

#### a) Criterio 1: Empresa Intercal®.

Según la norma nombrada anteriormente las condiciones estándar son:

$$T_{\text{aire}} = 25^{\circ}\text{C} \quad , \quad T_{\text{cond.}} = 40^{\circ}\text{C}$$

Este criterio considera la potencia de condensación como:

$$Q_c = Q_e + 910 \cdot P$$

Dónde:

$Q_c$  : Pot. Condensador (kcal/h).

$Q_e$  : Pot. Evaporador (kcal/h).

$P$  : Pot. Motor del compresor (kW).

El valor de 910 corresponde a la equivalencia de kW a kcal/h, aplicando un rendimiento del motor de 95%.

Entonces:

$$Q_c = 15.050 + 910 \cdot 5,27$$

$$Q_c = 19.845,7(kcal / h)$$

Ahora se procede a aplicar los factores de corrección pertinentes extrayéndolos de la tabla que aparece a continuación.

$$Q_{cond.} = Q_c \cdot C_r \cdot C_a \cdot C_h \cdot F_{\Delta T}$$

Dónde:

$Q_{cond.}$  : Pot. Cond. Corregida (kcal/h).

$Q_c$  : Pot. Condensador (kcal/h).

$C_r$  : Factor de tipo de refrigerante.

$C_a$  : Factor por temperatura Ambiente.

$C_h$  : Factor altitud (msnm).

$F_{\Delta T}$  : Factor para R-407c (para otros refrigerantes usar 1).

**Tabla 3.1. Factores de corrección para potencia de condensación.**

**Factor de corrección por tipo de refrigerante (Cr)**

REFRIGERANTE	R-22	R-134a	R-404a	R-507	R-407C
Cr	1,00	1,04	0,96	0,96	1,09

**Factor de corrección por temperatura de aire ambiente (Ca)**

TEMPERATURA AIRE [°C]	20	25	30	35	40	45	50
Ca	0,98	1,00	1,01	1,03	1,05	1,06	1,08

**Factor de corrección por altitud (Ch)**

ALTITUD m.s.n.m.	0	500	1.000	1.500	2.000	2.500
Ch	1,00	1,03	1,07	1,11	1,16	1,21

De la tabla se extraen los factores para  $\Delta T = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$  , ( $T_a = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ ):

$$C_r = 1 \quad , \quad C_a = 1 \quad , \quad C_h = 1 \quad , \quad F_{\Delta T} = 1$$

Por lo tanto:

$$Q_{cond.} = 19.845,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$Q_{cond.} = 19.845,7 \text{ kcal/h } \quad \text{ó} \quad 23,07 \text{ kW}$$

La capacidad del condensador propuesto por la empresa proveedora (Hispania, modelo HCB – 12), posee una capacidad nominal de 44,6 (kW). Por lo cual se hicieron las consultas necesarias. Antes esto, la respuesta de la empresa fue que el condensador fue calculado para distintas condiciones de operación (distintos  $\Delta T$ ), por lo que se efectuaron los cálculos pertinentes.

Para  $\Delta T = 20$  ( $T_a = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{cond.} = 19.845,7 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1$$

$$Q_{cond.} = 19.448,78 \text{ kcal/h } \quad \text{ó} \quad 22,6 \text{ kW}$$

Para  $\Delta T = 10$  ( $T_a = 30$  °C):

$$Q_{cond.} = 19.845,7 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot 1$$

$$Q_{cond.} = 20.044,15 \text{ kcal/h} \quad \text{ó} \quad 23,3 \text{ kW}$$

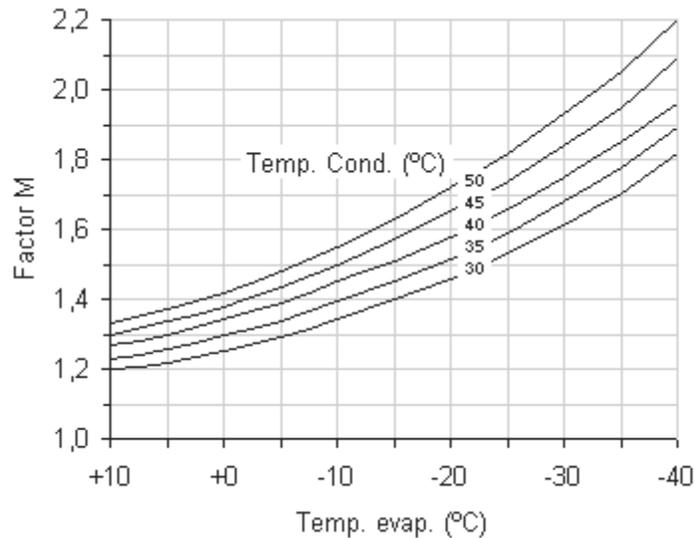
**b) Criterio 2: Proporcionado por la empresa Sistemas y Suministros de ingeniería S.A.**

Siguiendo con los datos estándar de la norma nombrada anteriormente las condiciones son:

$$T_{aire} = 25^\circ C$$

$$T_{cond.} = 40^\circ C$$

En este criterio, se multiplica la capacidad de compresión por el factor M obtenido del siguiente gráfico (Figura 3.1.), además se ajusta el  $\Delta T$  a las condiciones de diseño requeridas.



**Figura 3.1. Factor de corrección M.**

Se tiene la siguiente ecuación:

$$P_{Sel.} = P_c \cdot M \cdot \frac{15}{\Delta T}$$

Donde:

$P_c$  : Potencia de compresión (W).

$\Delta T$  :  $T_c - T_a$

$M$  : Factor de corrección.

$T_e$  : Temperatura de evaporación (°C).

$P_{Sel.}$  : Potencia de selección del condensador (W).

Se tienen los siguientes datos de selección:

$$P_c = 17.500 \text{ W} , \quad \Delta T = 40 - 25 = 15 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad T_e = -5 \text{ } ^\circ\text{C} (\text{Estimado}) , \quad M = 1,4$$

Entonces:

$$P_{Sel.} = 17.500 \cdot 1,4 \cdot \frac{15}{40 - 25}$$

$$P_{Sel.} = 24.500 \text{ W} \quad \text{ó} \quad 24,5 \text{ kW}$$

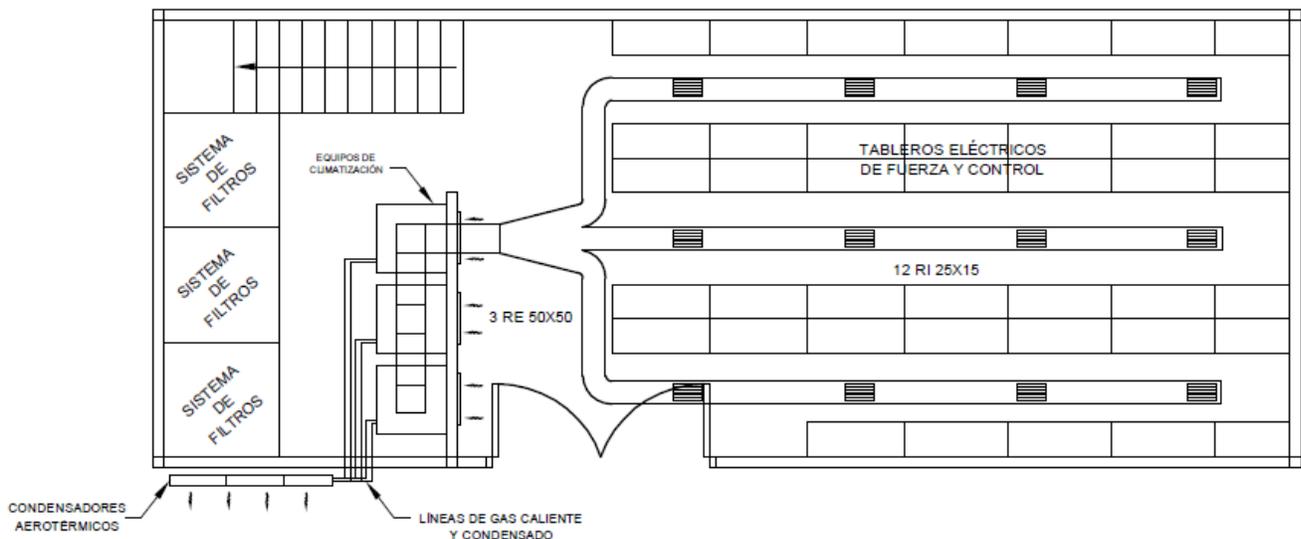
Los cálculos realizados anteriormente se repitieron para distintas temperaturas ambiente. Con los resultados obtenidos de ambos criterios se puede construir la siguiente tabla:

**Tabla 3.2. Capacidades necesarias a diferentes  $\Delta T$ .**

$T_c$ (°C)	$T_a$ (°C)	$\Delta T$ (°C)	Criterio 1	Criterio 2
			$Q_c$ (kW)	$P_{sel.}$ (kW)
40	20	20	22,6	18,37
40	25	15	23,07	24,5
40	30	10	23,3	36,75

Realizados los cálculos anteriores, se puede estimar una capacidad para el condensador enfriado por aire ambiente. Las capacidades calculadas no consideran pérdidas de carga en la línea de presión entre el compresor y el condensador, por lo que es conveniente sobredimensionar dicha capacidad para ajustarse a las condiciones de carga reales.

En la tabla 3.2. mostrada anteriormente se aprecia que la capacidad del condensador a seleccionar va a variar significativamente con el cambio de temperatura ambiente y de condensación. Esto, sumado a las pérdidas de carga en las líneas y nuevas particularidades que se tengan que efectuar, hace que se acepte la sobredimensión propuesta en el presupuesto entregado por la empresa Sistemas y Suministros de Ingeniería S.A.



**Figura 3.2. Situación con condensadores aerotérmicos.**

## ▪ **CAPÍTULO 4: ESTUDIO DE COSTOS DE LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS.**

### **4.1. INTRODUCCIÓN.**

En el presente capítulo se hará un análisis de los principales costos asociados a la adquisición de los equipos y operación de éstos. No se considerará valor residual o de salvamiento. Para poder comparar, la vida útil a usar será de 10 años, muy típica en el caso de ventiladores industriales, pero teniendo en cuenta que para el caso de la torre de enfriamiento puede llegar a 20 o 25 años promedio.

### **4.2. PRINCIPALES COSTOS ASOCIADOS A LOS PROYECTOS.**

Basándose en los datos recogidos de las cotizaciones anexas (Anexo A y B respectivamente), se tienen los siguientes costos de inversión y operación respectivamente:

#### **4.2.1. ALTERNATIVA A: TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

El costo de adquirir la torre de enfriamiento será de \$4.838.820 neto, mientras que la bomba necesaria para recircular los 15 m<sup>3</sup>/h de agua a través de la torre y los condensadores representará costos de inversión de \$604.362 neto.

En total, como costo de inversión ( $C_{in,A}$ ) para la adquisición de los equipos para esta alternativa se tiene:

$$C_{in,A} = \$5.443.182$$

Por otra parte se tiene que el consumo nominal de potencia para el ventilador de la torre es de 2 HP, que equivalen a 1,49 kW, también se tiene el consumo por parte de la bomba hidráulica nombrada anteriormente, que corresponde a 3 HP, unos 2,24 kW. Así el consumo total de potencia en la torre ( $P_{Torre}$ ) será la suma de ambos consumos, resultando:

$$P_{Torre} = 3,73 \text{ kW}$$

Por lo tanto, considerando que la torre funcionará 24 horas al día durante los 365 días del año, a un costo de  $120 \frac{\$}{\text{kW} \cdot \text{h}}$ , el costo anual por consumo eléctrico de la torre ( $CCE_{Torre}$ ) será:

$$CCE_{Torre} = P_{Torre} \frac{\text{kW}}{\cancel{\text{kW}}} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 365 \frac{\text{día}}{\text{año}} \cdot 120 \frac{\$}{\cancel{\text{kW}} \cdot \cancel{\text{h}}}$$

$$CCE_{Torre} = 3.919.399 \frac{\$}{\text{año}}$$

#### 4.2.2. ALTERNATIVA B: CAMBIO DE UNIDADES CONDENSADORAS.

El costo vinculado a la adquisición de las nuevas unidades condensadoras con tecnología aire-refrigerante será de \$737.550 cada una. Considerando que se necesitan 6 unidades condensadoras, el costo de inversión para la adquisición de dichas unidades ( $C_{in.B}$ ) será de:

$$C_{in.B} = \$4.425.300$$

Por su parte, el consumo eléctrico nominal de los ventiladores para dichas unidades es de 12 HP, que equivalen a 8,95 kW. Considerando que trabajarán simultáneamente al menos 2 unidades (una por piso), se tiene que el consumo de potencia en las unidades condensadoras ( $P_{Cond.}$ ) será de:

$$P_{Cond.} = 17,9 \text{ kW}$$

Suponiendo que dichas unidades trabajarán 24 horas al día, los 365 días del año a un costo de  $120 \frac{\$}{\text{kW} \cdot \text{h}}$ , se tiene un costo total por consumo eléctrico ( $CCE_{Cond.}$ ) de:

$$CCE_{Cond.} = P_{Cond.} \text{ kW} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 365 \frac{\text{día}}{\text{año}} \cdot 120 \frac{\$}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

$$CCE_{Cond.} = 18.813.116 \frac{\$}{\text{año}}$$

Obtenidos estos datos, se puede elaborar la siguiente tabla para ordenar la información:

**Tabla 4.1. Costos asociados a las alternativas propuestas.**

	Torre de enfriamiento	Condensadores Aire-refrigerante
Costo inicial	\$5.443.182	\$4.425.300
Costo operación	\$3.919.399	\$18.813.116
Vida útil	10 años	10 años

Conocidos los costos de adquisición de equipos y los generados por consumo eléctrico de éstos, se procederá a calcular el valor actual neto (VAN) para ambas alternativas. Adicionalmente se evaluará el valor anual equivalente (VAE) de las propuestas para ver cual generará más costos por año.

### 4.3. VALOR ACTUAL NETO (VAN) DE LAS PROPUESTAS.

Como se dijo anteriormente, se evaluarán los proyectos usando el criterio del valor actual neto (VAN) que lleva los distintos costos o egresos a un valor presente, para poder comparar las propuestas. Se escogerá el proyecto con mayor VAN, que en este caso será el menos negativo.

#### 4.3.1. VAN ALTERNATIVA A.

El esquema a continuación representa el flujo de caja neto para la alternativa de instalar una torre de enfriamiento.

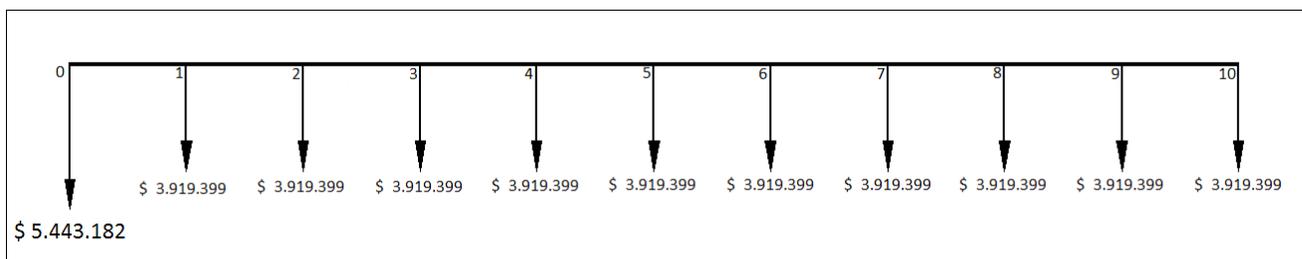


Figura 4.1. Flujo de caja alternativa A.

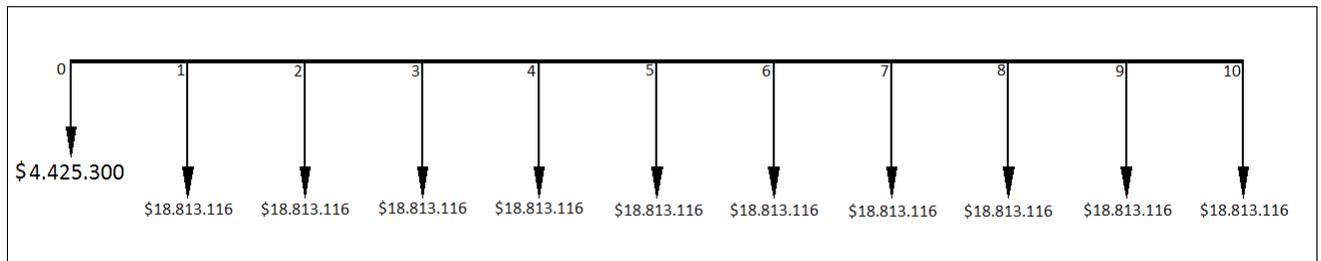
En el criterio del VAN se llevan todos los flujos de caja futuros a un valor presente, aplicando una tasa de descuento. Para el caso de estudio se usará un valor muy típico para efecto de evaluación económica, 10%.

Así usando el software Office Excel® se puede obtener el VAN a partir del flujo de caja neto mostrado en la figura anterior. Resultando:

$$VAN_{A.} = -\$29.526.192$$

### 4.3.2. VAN ALTERNATIVA B.

El esquema a continuación representa el flujo de caja neto para la alternativa de modificar los condensadores de acuatermicos a aerotermicos.



**Figura 4.2. Flujo de caja alternativa B.**

Al igual que para la alternativa A, la tasa de descuento utilizada para el cálculo del valor actual neto de la alternativa B será de 10%.

Así usando el software Office Excel® se obtiene el VAN a partir del flujo de caja neto mostrado en la figura anterior. Resultando:

$$VAN_{B.} = -\$120.023.754$$

Como se puede apreciar, la alternativa más barata es la A, instalar una torre de enfriamiento para recircular el agua a los condensadores.

Adicionalmente a este análisis, y como se trata de proyectos mutuamente excluyentes, se puede cuantificar el ahorro que representa la alternativa de instalación de una torre de enfriamiento sobre la alternativa de modificación de las unidades condensadoras.

### 4.3.3. AHORRO NETO ESCOGIENDO LA ALTERNATIVA A SOBRE LA B.

Como se trata de proyectos mutuamente excluyentes, es decir, si se elige uno se rechaza el otro, y como se apreció en el apartado 4.3. la alternativa más barata es la A de instalación de una torre de enfriamiento, por lo tanto se procederá a calcular el valor actual neto de la alternativa A sobre la B.

Como el proyecto B no se implementaría, pasa a representar beneficios netos en el flujo de caja, tal como se muestra en la figura 4.3. a continuación.

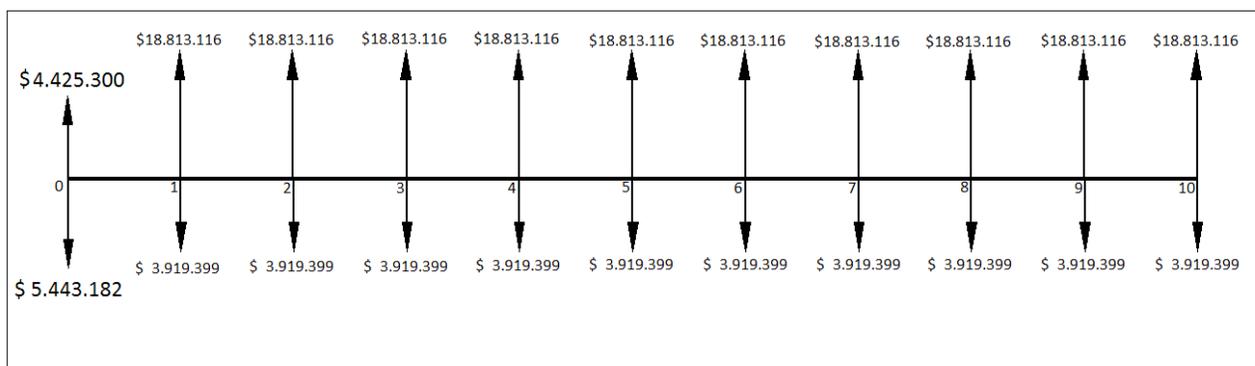


Figura 4.3. Flujo de caja alternativa A sobre B.

Como en los casos vistos por separado anteriormente, se usará una tasa de descuento del 10%.

Usando el software de Microsoft Office Excel® Se obtiene el valor actual neto de la propuesta. Resultando:

$$VAN_{A/B} = \$90.497.562$$

Lo que significa que con la propuesta de instalación de una torre de enfriamiento en vez de cambiar las unidades condensadoras, se estarán percibiendo beneficios netos por concepto de ahorro (principalmente por consumo energético) por \$90.497.562 en moneda actual.

#### 4.4. CÁLCULO DEL VALOR ANUAL EQUIVALENTE (VAE) DE LAS PROPUESTAS.

Para llevar los costos de inversión a costos anuales (R), se usará:

$$R = \frac{C_{in.} \cdot (1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad [17]$$

Donde:

$i$ : Tasa de descuento (10%)

$n$ : Número de periodos.

##### a) VAE ALTERNATIVA A.

Tomando como referencia el flujo de caja neto mostrado en la figura 4.1. se aplica la ecuación [17]:

$$R = \frac{-5.443.182 \cdot (1+0,1)^{10} \cdot 0,1}{(1+0,1)^{10} - 1} = -\$885.852,8$$

Esto sumado a los gastos por consumo anual de energía eléctrica de \$3.919.399 hacen un valor anual equivalente de:

$$VAE_A = -\$4.805.251,8$$

##### b) VAE ALTERNATIVA B.

Tomando como referencia el flujo de caja neto mostrado en la figura 4.2. se aplica la ecuación [17]:

$$R = \frac{-4.425.300 \cdot (1+0,1)^{10} \cdot 0,1}{(1+0,1)^{10} - 1} = -\$720.197,2$$

Esto sumado a los gastos por consumo anual de energía eléctrica de \$18.813.116, hacen un valor anual equivalente de:

$$VAE_B = -\$19.533.313,2$$

## CONCLUSIONES Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.-

Ante el problema de bajo suministro de agua en la red que alimentaba a los equipos de aire acondicionado de la sala eléctrica del sector aguas ácidas de la planta Enap Refinería Bío Bío, la empresa Climatización S.A. propuso dos alternativas para solucionar esta falla al sistema.

Elaborado el estudio y como primera conclusión se tiene que la primera propuesta presenta la ventaja que en dicha alternativa no hay modificaciones en los equipos, dejando la instalación tal como está, modificando solo la red de suministro de agua industrial. En la segunda propuesta en cambio, se considera modificar el circuito de refrigerante, lo que hará variar las pérdidas en dichas líneas, teniendo que ajustar los demás componentes al nuevo circuito.

Como segunda ventaja de la propuesta de la torre de enfriamiento se tiene que la temperatura de bulbo húmedo del agua no varía considerablemente durante el día. No así la temperatura del aire, por lo que los condensadores aeroventilados que son muy sensibles a los cambios de temperatura del aire, tenderán a hacer variar significativamente la eficiencia de la unidad condensadora y por consecuencia el COP de refrigeración de los equipos.

Por otra parte, la instalación de la torre de enfriamiento contempla el uso de un recurso del cual se posee, como lo es el agua de refrigeración industrial. Cabe recordar que en el panorama actual debería haber al menos unos  $12,3 \text{ m}^3/\text{h}$  de agua para enfriar la totalidad de las unidades condensadoras, para luego rechazar este recurso en otro punto de la planta. Pero en realidad por una falla en el suministro, no se cuenta con el agua necesaria. En cambio usando una torre de enfriamiento solo se utilizará agua para la reposición por pérdidas y purgas voluntarias al sistema. Lo que correspondería a unos  $0,39 \text{ m}^3/\text{h}$  de agua que si se tienen disponibles.

Mediante el estudio de costos de las alternativas propuestas, se demostró que la opción más económica es la instalación de la torre de enfriamiento, representando un valor actual neto de  $VAN_A = -\$29.526.192$  mientras que la opción de modificar las unidades condensadoras de acuatermicas a aerotermicas tiene un costo económico actual de  $VAN_B = -\$120.023.754$ . Lo que representa que la instalación de una torre de enfriamiento sobre la opción de modificación de las unidades condensadoras representa beneficios netos por concepto de ahorro (principalmente por consumo eléctrico) por  $VAN_{A/B} = \$90.497.562$ . Siendo la primera alternativa, la más económica. En términos de costos anuales, se evaluó el VAE de ambas propuestas, concluyendo que la alternativa de la torre de enfriamiento generará costos por  $VAE_A = -\$4.805.251,8$  anuales, mientras que la alternativa de modificación de las unidades condensadoras generará costos por  $VAE_B = -\$19.533.313,2$  anuales, lo que refuerza la alternativa A como la más económica.

Por otra parte se tiene que el consumo eléctrico de la propuesta de la torre de enfriamiento es de  $P_{Torre} = 3,73 \text{ kW}$ , mientras que el cambio de las unidades condensadoras supone un consumo de  $P_{Cond.} = 17,9 \text{ kW}$ . Representando costos anuales de  $CCE_{Torre} = 3.919.399 \frac{\$}{año}$  y  $CCE_{Cond.} = 18.813.116 \frac{\$}{año}$  respectivamente.

Finalmente se concluye que la mejor opción corresponde a la instalación de una torre de enfriamiento para bajarle la temperatura al agua de refrigeración industrial y recircularla a las unidades condensadoras de los equipos de climatización para extraer la carga térmica del recinto.

## **BIBLIOGRAFÍA.-**

- A. L. Miranda Barreras, P. Rufes Martínez. Torres de Refrigeración. España, grupo editorial CEAC, 1997.
- Llanos Ascencio, Cesar A. Análisis mecánico y estudio de transferencia de energía en torre de enfriamiento (Ingeniería de ejecución en Mecánica). Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío, depto. Ingeniería Mecánica. 2000. 120h.
- Burgos Osses, René A. Estudio sobre torre de enfriamiento (Ingeniería de ejecución en Mecánica). Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío, depto. Ingeniería Mecánica. 1982. 199h.
- Franco Lijó, Juan M. Manual de refrigeración. España, editorial Reverté, 2008.
- Tarquin, Anthony J. Blank, Leland T. Ingeniería Económica 6ta edición. Mc Graw Hill, 2006.

## ANEXOS.-

- Anexo A: Cotización Torre de enfriamiento.

Stgo. 24 julio 2013

Señores:

**Climatización S.A**

**At. Sr : Philip Fuentes Zamorano**

**Fono :401-2856242**

**Cel : (56-9) 62057894**

[phfuentes@alumnos.ubiobio.cl](mailto:phfuentes@alumnos.ubiobio.cl), [ingenieria@climatizacion.cl](mailto:ingenieria@climatizacion.cl)

De acuerdo a lo solicitado por usted, cotizamos lo siguiente:

### Características Torre

Q/total : 15 m3/hora.

T°entrada : 40° C.

T° salida : 28° C.

DT: : 12° C.

Bulbo húmedo : 19° C.

1 Torre de Enfriamiento **INSUMIN** modelo **TL 14/8** con ventilador tipo inducido axial, material en aluminio, carcasa autosoportante, con motor trifásico a prueba de explosión de 2 HP, 950 Rpm, 380 Volts, 50 Hz,, piscina incorporada.

**\$ 4.838.820 más IVA.**

### Características Bomba

Q : 15 m3/hr.

Hm : 20 mts.

1 Bomba centrífuga **INSUMIN** modelo **CB 50 – 16H** de 2” x 2”, diámetro rodete 165 mm, monoblock con motor de 3 Hp, a prueba de explosión a 2950 Rpm, 380 Volts, 50 hz.

**\$ 604.362.- más IVA.**

Plazo de entrega : 25 días hábiles

Cond. de pago : 50% con la orden de compra, saldo contra entrega.

Atte.

**VICENTE LOPEZ CASASUS**  
**INSUMIN S.A.**

- Anexo B: Cotización Condensadores aerotermicos.

**SISTEMAS Y SUMINISTROS DE INGENIERIA S.A.**  
 FABRICACION COMERCIALIZACION VENTA DE REPUESTOS  
 MAQUINAS Y EQUIPOS DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO  
 FONOFAX 222 03 20 CORREO 21 CASILLA 14 402  
 CORREO ELECTRONICO SYS@SISTEMASYSUMINISTROS.CL  
[HTTP://WWW.SISTEMASYSUMINISTROS.CL](http://WWW.SISTEMASYSUMINISTROS.CL)

R.U.T. 79.998.230-7  
**COTIZACION**  
**Nº 99993990**  
 Pendiente



Santiago 30 de Noviembre de 2012

SEÑOR(RES) : COTIZACIONES VARIAS  
 DIRECCION : MARIN 0319  
 GIRO : COMERCIAL  
 EMAIL:  
 VENDEDOR : MARIO CARMONA

RUT : 5.000.000-1  
 COMUNA : Providencia  
 TELEFONO :2220320

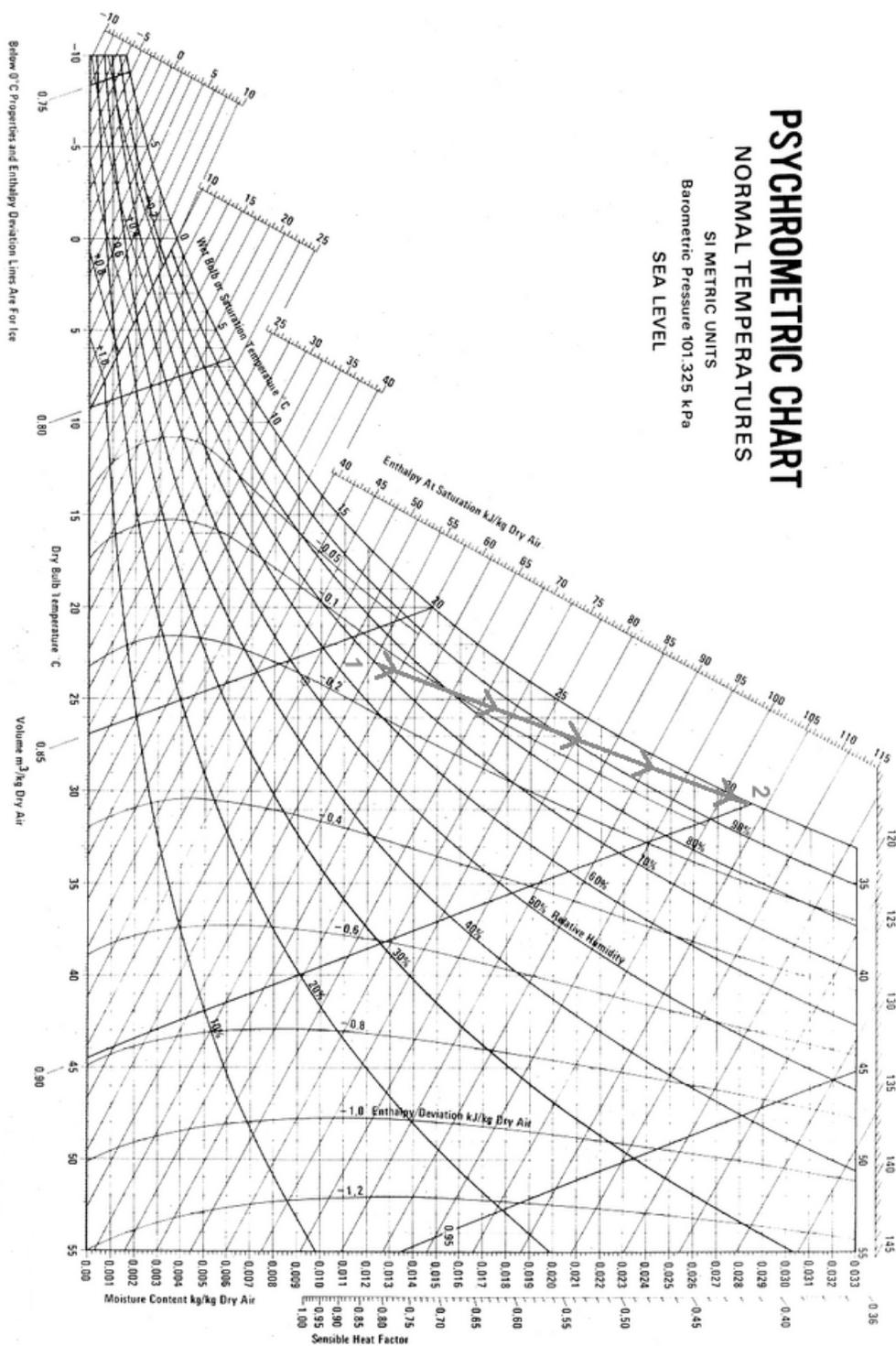
NOS ES GRATO COTIZAR LO SIGUIENTE:

CODIGO	CANTIDAD	DETALLE	PRECIO UNITARIO	TOTAL
0710075	1.	CONDENSADOR HCB-12 = C19 2x830mm	737,550	737,550
COND. DE PAGO :			SubTotal	737,550
Validez de la Oferta : 7 DÍAS SALVO VENTA PREVIA			Descto01 0	0
NOTA LOS VALORES SON UNITARIOS NO INCLUYEN IVA			Descto02 0	0
Observaciones :			Flete	
			Neto	737,550
			19 % IVA	140,135
			TOTAL	877,685

sin Otro Particular  
 Saludos Atentos.

\_\_\_\_\_  
 MARIO CARMONA

Anexo C: Trazado del ciclo de enfriamiento de agua en carta sicrométrica.



Anexo D: Obtención de la entalpía del aire de entrada con software EES®.

The image displays three sequential screenshots of the EES (Engineering Equation Solver) software interface, showing the process of calculating the enthalpy of inlet air.

**Top Screenshot: [Equations Window]**  
 The window title is "EES Commercial Version: C:\Users\Philip\Dropbox\seminario\calculos torre.EES - [Equations Window]". The menu bar includes File, Edit, Search, Options, Calculate, Tables, Plots, Windows, Help, and Examples. The toolbar contains various icons for file operations and calculations. The main text area contains the following input:  
 "Entalpía del aire de entrada."  
 $p[1]=101.3$   
 $t_{a,1}=23$   
 $\phi_1=0.7$   
 $h_{a,1}=\text{ENTHALPY}(\text{AirH2O}, T=t_{a,1}, P=P[1], R=\phi_1[1])$

**Middle Screenshot: [Arrays Table]**  
 The window title is "EES Commercial Version: C:\Users\Philip\Dropbox\seminario\calculos torre.EES - [Arrays Table]". The menu bar and toolbar are identical to the first screenshot. Below the toolbar is a table with 4 columns and 2 rows. The first row contains variable names and units. The second row contains numerical values.  

	1	2	3	4
	$t_{a,1}$	$h_{a,1}$ [kJ/kg]	$\phi_1$	$p_1$
[1]	23	54.48	0.7	101.3

**Bottom Screenshot: [Formatted Equations]**  
 The window title is "EES Commercial Version: C:\Users\Philip\Dropbox\seminario\calculos torre.EES - [Formatted Equations]". The menu bar and toolbar are identical to the previous screenshots. The main text area shows the formatted equations:  
 Entalpía del aire de entrada.  
 $p_1 = 101.3$   
 $t_{a,1} = 23$   
 $\phi_1 = 0.7$   
 $h_{a,1} = h('AirH2O', T=t_{a,1}, P=p_1, R=\phi_1)$

Anexo E: Obtención de los datos del aire de entrada y salida con software EES®.

The image shows two windows from the EES software. The top window, titled "Equations Window", contains the following code:

```

"Estado 1"
p1=101.3

h_1=54.48
t_1=23
phi_1=RELHUM(AirH2O,T=t_1,P=P1,h=h_1)
w_1=HUMRAT(AirH2O,T=t_1,P=P1,h=h_1)
v_1=VOLUME(AirH2O,T=t_1,P=P1,r=phi_1)
wb_1=WETBULB(AirH2O,T=t_1,P=P1,r=phi_1)

"Estado 2"

h_2=104.71
t_2=29.34
phi_2=1
w_2=HUMRAT(AirH2O,T=t_2,P=P1,h=h_2)
v_2=VOLUME(AirH2O,T=t_2,P=P1,r=phi_2)
wb_2=WETBULB(AirH2O,T=t_2,P=P1,r=phi_2)
h_m=ENTHALPY(AirH2O,T=t_2,P=P1,w=w_1)
    
```

The bottom window, titled "Solution", displays the calculated results:

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$h_1 = 54.48$	$h_2 = 104.7$	$h_m = 61$ [kJ/kg]	$p_1 = 101.3$	$\phi_1 = 0.7$	$\phi_2 = 1$
$v_1 = 0.8558$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_2 = 0.8931$ [m <sup>3</sup> /kg]	$w_{b1} = 19.15$ [C]	$w_{b2} = 29.34$ [C]	$w_1 = 0.01232$	$w_2 = 0.02943$
$t_1 = 23$	$t_2 = 29.34$				

Calculation time = .0 sec