



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER, EN EMPRESA ECA GUATEMALA**

Carlos Alberto Salguero Herrera

Asesorado por el Ing. Edwin Estuardo Sarceño Zepeda

Guatemala, marzo de 2019

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO
DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER, EN EMPRESA ECA GUATEMALA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

CARLOS ALBERTO SALGUERO HERRERA

ASESORADO POR EL ING. EDWING ESTUARDO SARCEÑO ZEPEDA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MARZO DE 2019

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL I	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL II	Ing. Mario Renato Escobedo Martínez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Br. Luis Diego Aguilar Ralón
VOCAL V	Br. Christian Daniel Estrada Santizo
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
EXAMINADOR	Ing. Julio César Campos Paiz
EXAMINADOR	Ing. Roberto Guzmán Ortiz
EXAMINADOR	Ing. Carlos Anibal Chicojay Coloma
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER, EN EMPRESA ECA GUATEMALA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 6 de septiembre de 2018.



Carlos Alberto Salguero Herrera

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIDAD DE EPS

Guatemala, 11 de febrero de 2019
REF.EPS.DOC.136.02.19.

Ing. Oscar Argueta Hernández
Director Unidad de EPS
Facultad de Ingeniería
Presente

Estimado Ingeniero Argueta Hernández.

Por este medio atentamente le informo que como Asesor-Supervisor de la Práctica del Ejercicio Profesional Supervisado (E.P.S.), del estudiante universitario **Carlos Alberto Salguero Herrera** de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con carné No. 201212687, procedí a revisar el informe final, cuyo título es **PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER EN LA EMPRESA ECA GUATEMALA.**

En tal virtud, **LO DOY POR APROBADO**, solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"D y Enseñad a Todos"

Ing. Edwin Estuardo Sarceño
Asesor-Supervisor de E.P.S.
Área de Ingeniería Mecánica



c.c. Archivo
EDSZ/ra

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIDAD DE EPS

Guatemala, 11 de febrero de 2019
REF.EPS.D.41.02.19

Ing. Julio César Campos Paiz
Director Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Presente

Estimado Ingeniero Campos Paiz:

Por este medio atentamente le envío el informe final correspondiente a la práctica del Ejercicio Profesional Supervisado, (E.P.S) titulado: **PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER EN LA EMPRESA ECA GUATEMALA**, que fue desarrollado por el estudiante universitario **Carlos Alberto Salguero Herrera** quien fue debidamente asesorado y supervisado por el Ingeniero Edwin Estuardo Sarceño Zepeda.

Por lo que habiendo cumplido con los objetivos y requisitos de ley del referido trabajo y existiendo la aprobación del mismo por parte del Asesor - Supervisor de EPS, en mi calidad de Director apruebo su contenido solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,
"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Oscar Argueta Hernández
Director Unidad de EPS



OAH/ra

Ref.E.I.M.052.2019

El Revisor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor-Supervisor y del Director de la Unidad de EPS, al trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER EN LA EMPRESA ECA GUATEMALA** del estudiante **Carlos Alberto Salguero Herrera, CUI 2324176010101, Reg. Académico No. 201212687** y habiendo realizado la revisión de Escuela, se autoriza para que continúe su trámite en la oficina de Lingüística, Unidad de Planificación.

"Id y Enseñad a Todos"



Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Revisor
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, febrero de 2019
/aej

Ref.E.I.M.084.2019

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor-Supervisor y del Director de la Unidad de EPS, al trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER EN LA EMPRESA ECA GUATEMALA** del estudiante **Carlos Alberto Salguero Herrera**, CUI **2324176010101**, **Reg. Académico No. 201212687** y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Julio César Campos Paiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala marzo de 2019
/aej

Universidad de San Carlos
de Guatemala

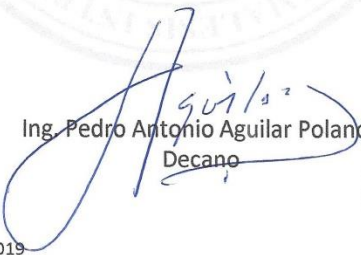


Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG. 167.2019

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **PROPUESTA PARA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMA DE PREENFRIAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL CHILLER, EN EMPRESA ECA GUATEMALA**, presentado por el estudiante universitario: **Carlos Alberto Salguero Herrera**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano



Guatemala, marzo de 2019

/gdech

ACTO QUE DEDICO A:

Mis padres

Miguel Ángel Salguero Pazos y Scarleth Maritza Herrera Leal, por tantas cosas que me han dado, por su apoyo incondicional, por motivarme a través de todo el camino para que nunca dejara mis responsabilidades y tampoco me diera por vencido ante las adversidades, para poder siempre alcanzar mis metas. Es gracias a ellos a quienes no solo les debo la vida que tengo, sino también la persona que soy, es gracias a sus enseñanzas y sus ejemplos. Dedico mi humilde esfuerzo porque no tengo palabras sinceras para describir lo agradecido que estoy por sacrificarse siempre para darme lo mejor. Gracias por todas las lecciones que en su momento parecieron duras, pero siempre me dejan una gran enseñanza. Estoy agradecido por haber nacido como su hijo en este tiempo y les pido siempre me acompañen y me brinden su consejo. Los quiero mucho.

AGRADECIMIENTOS A:

Mi madre

Scarleth Maritza Herrera Leal, por ser el apoyo en todo momento, por escucharme siempre y brindarme su consejo, apoyo y cariño siempre, por la paciencia que siempre me muestra y motivación para seguir adelante, aunque las cosas fueran duras.

Mi padre

Miguel Ángel Salguero Pazos, por ser un ejemplo de responsabilidad para mí, por cuidar de mí, por motivarme a siempre dar lo mejor de mí y brindarme apoyo toda mi vida para poder desarrollarme como profesional de forma plena y con ética.

Mi hermana

Veronica Salguero Herrera, por ser siempre un apoyo constante hacia mí, siempre ser una guía y un ejemplo, por motivarme siempre a seguir y alcanzar lo mejor.

Mis amigos

Por enseñarme tantas cosas diferentes, porque cada lección que me dan me muestra como ser mejor persona y es algo que no voy a olvidar nunca, a cada uno de ellos les agradezco de forma especial por su apoyo y amistad sincera que me han expresado a lo largo de los años;

José, Juan, Javier, Raúl, Luzangel, Vincenzo, Jessica, Carlos, Laura y María José. A todos les tengo un cariño muy especial. Un especial agradecimiento a Andrea García por el apoyo y la asesoría en la revisión de mi trabajo en general.

Los catedráticos de la Facultad de Ingeniería

Por darme los principios teóricos de la carrera de ingeniería mecánica, por motivarme a no conformarme y siempre dar más de mí, por la paciencia que siempre mostraron al impartirme clases para que no memorizara conceptos sino aprendiera aplicarlos y desarrollarlos.

Mi asesor de proyecto, Ing. Edwin Sarceño

Por apoyarme a lo largo del largo proceso de graduación, motivarme y ayudándome para culminar el proceso siempre de la mejor manera.

Mis compañeros en ECA

Por su paciencia en enseñarme y compartirme parte de su amplia experiencia en el campo laboral porque esos conocimientos me ayudarán a ser un mejor profesional de la ingeniería, en especial agradecer a: Sergio Ortiz, José Sánchez y Víctor Morales por sus enseñanzas prácticas que me dieron sin egoísmo alguno.

Mi familia en general

Por siempre apoyarme en cada proyecto que empiezo y siempre estar pendientes de mí.

A mis abuelos, tíos y toda mi familia porque no puedo imaginarme lograr esto sin que ustedes hubiesen estado a mi lado apoyándome cada uno de manera particular.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
GLOSARIO	XII
RESUMEN.....	XIII
OBJETIVOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	XVIII
1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. Temperatura	1
1.2. Calor	2
1.2.1. Tipos de calor	2
1.2.1.1. Calor sensible.....	2
1.2.1.2. Calor latente	3
1.2.2. Termodinámica	3
1.3. Leyes de la termodinámica.....	3
1.3.1. Primera ley.....	4
1.3.2. Segunda ley.....	4
1.3.3. Ley cero de la termodinámica.....	4
1.4. Transferencia de calor	4
1.4.1. Conducción.....	5
1.4.2. Convección.....	5
1.4.3. Radiación.....	6
1.5. Intercambiadores de calor	7
1.6. Principios de funcionamiento de un intercambiador de calor.....	7
1.6.1. Flujo paralelo.	8

1.6.2.	Contraflujo	9
1.6.3.	Flujo cruzado	10
1.7.	Tipos de intercambiadores de calor	11
1.7.1.	Enfriador	11
1.7.2.	Calentador	11
1.7.3.	Refrigerador	12
1.7.4.	Condensador	12
1.7.5.	Evaporador	12
1.7.6.	Vaporizador	13
1.7.7.	Rehervidor	13
1.7.8.	Generadores de vapor	13
1.7.9.	Sobrecalentador	13
1.8.	Intercambiadores de calor enfriados por aire	13
1.9.	Tubos aletado	14
1.10.	Tipos de intercambiador de calor enfriados por aire	15
1.10.1.	Radiador	15
1.10.1.1.	Tipos de radiador:	16
1.11.	Agua y sus propiedades como refrigerante	18
1.12.	Aire y sus propiedades	18
1.13.	Refrigeración	19
1.13.1.	Ciclo de refrigeración	20
1.13.2.	Partes de un ciclo de refrigeración	20
1.13.2.1.	Lado de baja	20
1.13.2.2.	Lado de alta	20
1.14.	Equipos de refrigeración	21
1.14.1.	El chiller	22
1.14.2.	Principio de funcionamiento	23
1.14.3.	Tipos de chiller	23

2.	FASE DE INVESTIGACIÓN	27
2.1.	Diagnóstico de la situación actual.....	27
2.2.	Fase técnico profesional.....	28
2.2.1.	Metodología y técnicas aplicadas	28
2.2.2.	Diseño	32
2.2.3.	Propuesta de mejora	34
2.3.	Fase de enseñanza aprendizaje.....	37
2.3.1.	Capacitaciones técnicas	37
2.3.2.	Resultados.....	37
2.3.2.1.	Diseño del intercambiador	38
2.3.3.	Interpretación de resultados	41
	CONCLUSIONES	45
	RECOMENDACIONES	47
	BIBLIOGRAFÍA.....	49
	APÉNDICES	79
	ANEXOS.....	61

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Flujo paralelo en un intercambiador de calor	8
2.	Contraflujo en un intercambiador de calor.....	9
3.	Flujo cruzado en un intercambiador de calor	11
4.	Tipos de aletas y tubos en intercambiadores de calor	15
5.	Partes de un radiador.....	16
6.	Flujo en diferentes tipos de aletas en un radiador.....	17
7.	Ciclo de refrigeración convencional	21
8.	Chiller enfriado por aire.....	24
9.	Chiller enfriado por agua.....	25
10.	Diagrama de instalación de intercambiadores	33
11.	Diagrama de instalación de chiller nuevo.....	34

TABLAS

I.	Dimensiones del intercambiador de calor propuesto	38
II.	Temperaturas de entrada y salida del intercambiador grados centígrados	38
III.	Temperaturas de entrada y salida del intercambiador grados Fahrenheit.....	39
IV.	Características de bomba requerida	39
V.	Capacidades de los equipos necesario y existente.....	40
VI.	Especificaciones de chiller existente	40
VII.	Costos actuales y costo propuesto	40

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
°	Ángulo en grados degrades
A	Área
hp	Caballo de fuerza
Q	Calor
Cp	Calor específico
Q _g	Calor generado
Cap	Capacidad de trabajo
COP	Coeficiente de eficiencia de un chiller trabajando en calefacción
EER	Coeficiente de eficiencia de un chiller trabajando en refrigeración
U	Coeficiente global de transferencia de calor
π	Constante pi
ρ	Densidad
Θ	Diámetro
ΔT	Diferencia de temperatura
\$	Dólares
m	Flujo másico
gpm	Galones por minuto
°C	Grado Centígrado
°F	Grado Fahrenheit
K	Grado Kelvin
R	Grado Rankin

h	Horas
h_{anual}	Horas de trabajo por año
h_{diarias}	Horas de trabajo por día
J/s	Joules por segundo
kW	Kilo Vatio
kWh	Kilo Vatio hora
kW/TR	Kilo Vatio por tonelada de refrigeración
kg/s	Kilogramos por segundo
psi	Libras de fuerza por pulgada cuadrada
Lb _f /ft	Libras por pie
L	Longitud
m ²	Metros cuadrados
m ³ /s	Metros cúbicos sobre segundo
m/s	Metros sobre segundo
mm	Milímetros
h_f	Pérdidas por fricción
γ	Peso específico
ft	Pies
%	Porcentaje
in	Pulgadas
in ²	Pulgadas cuadradas
Q	Quetzales
rpm	Revoluciones por minuto
T	Toneladas de refrigeración
TR	Toneladas de refrigeración
BTU	Unidad británica térmica
BTU/ft ² °F	Unidad británica térmica sobre pie cuadrado por grado Fahrenheit
IPLV	Valor de carga parcial integrado

W

Vatio

W/m² K

Vatio sobre metro cuadrado por grado Kelvin

V

Velocidad

GLOSARIO

Chiller	Equipo utilizado para enfriar agua utilizando el principio de refrigeración por compresión de gas.
Convección libre	Es el proceso natural de ascenso del aire caliente en la atmósfera por diferencias de densidad causadas por la expansión térmica.
<i>Display</i>	Pantalla que se conecta al HMI, puede ser de solo lectura o interactiva o táctil.
HMI	Interfaz hombre máquina; es el controlador de un equipo permite ver y modificar parámetros de operación del equipo al que esté conectado, así como, tomar lecturas de mediciones que realice el equipo para su funcionamiento.
Intercambiador	Dispositivo que intercambia el calor de un fluido y se lo transfiere a otro fluido.
Pico de demanda	La carga térmica aumenta considerablemente de su rango nominal por un tiempo limitado

RESUMEN

Diseñar un equipo auxiliar que ayude a mejorar la eficiencia del chiller no es algo sencillo, ya que se debe considerar: la temperatura del aire del ambiente durante el año, las dimensiones físicas que ocupará dicho equipo, el diseño del equipo para que sea siempre funcional, las temperaturas de operación, la disponibilidad de fabricación, el costo total de ejecución e instalación, entre otros. Para saber si la opción propuesta es realmente viable es necesario que el ahorro en consumo energético justifique tales consideraciones.

El proceso de diseñar un equipo auxiliar nuevo para agregar a la línea ya existente, comienza con un diagnóstico de la situación actual y establecer que problemas se tendrán de continuar con la forma de trabajo que actualmente se utiliza, al tener un diagnóstico completo, se realiza una propuesta para cambiar la situación actual y las ventajas de implementación. Junto con la idea de mejora se añade el diseño propuesto.

Al diseñar, el equipo el primer paso es evaluar cuanto ahorro teórico se podría obtener en un plazo, de 5 años, para saber si se justifica la inversión del mismo. Luego se hacen comparaciones en la fabricación de dos modelos de intercambiador y la viabilidad de la fabricación de ambos diseños para el medio, así como el costo de fabricación. Seguidamente optar por un diseño específico de intercambiador se procede a dimensionarlo tomando en cuenta la disponibilidad de espacio que posee la planta, así como su instalación y mantenimiento. Posteriormente se procede a calcular el calor necesario a extraer del agua y el área de transferencia disponible, dadas las dimensiones

propuestas se verifica que las cualidades necesarias de transferencia si son posibles dadas las dimensiones físicas presentadas, si no lo son se estiman nuevas dimensiones. Con estos datos se procede a verificar la temperatura de salida del aire para saber cuánto se puede reducir en realidad la temperatura de ingreso y si es necesario hacer algunos ajustes para obtener el máximo ahorro posible.

En la empresa ECA Guatemala se fabrican envases de aluminio. El proceso inicia en el preformado del envase desde una bobina de aluminio hasta el acabado final y empaçado. Es de suma importancia que todas las máquinas funcionen de forma óptima, es por ello que se han instalado controles y sensores que monitorean en tiempo real el estatus de los equipos que producen el envase de aluminio y se realizan pequeños cambios o ajustes con el fin de que puedan producir mayor cantidad de latas con menos recursos. Sin embargo, dada la creciente producción que se ha tenido, algunos equipos están trabajando por encima de su nivel diseñado y esto provoca que se agreguen equipos extras y vuelva ineficiente la producción.

Por ello, es importante brindar diferentes soluciones a estos inconvenientes para mantener la producción alta y eficiente que es lo que ha caracterizado desde siempre a la planta.

OBJETIVOS

Generales

Evaluar el ahorro en costos de operación de enfriar el agua de ingreso a los chiller. Además, del diseño de un sistema que puedan reducir la temperatura de ingreso al chiller hasta alcanzar la óptima. Y por último, capacitar al personal de mantenimiento sobre el nuevo sistema de enfriamiento para los chiller y mantenimiento general.

Específicos

1. Analizar el consumo energético actual de los chiller en operación, para evaluar la diferencia del potencial de ahorro al reducir la temperatura de ingreso.
2. Comparar el consumo energético anual si se disminuye la temperatura de entrada al chiller.
3. Evaluar cuanto ahorro anual que se tendría si se redujera la temperatura del chiller por cada grado de temperatura menos en la escala de Fahrenheit.
4. Realizar los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor para el caudal de trabajo.

5. Realizar los cálculos para el diseño de sistema de enfriamiento para el caudal de trabajo.
6. Evaluar la viabilidad y eficiencia de ambos diseños y comparar costos de fabricación y mantenimiento.
7. Realizar una capacitación sobre el apropiado mantenimiento de bombas centrífugas, y motores en general.

INTRODUCCIÓN

En la industria competitiva de hoy se busca hacer eficientes todos los procesos involucrados en la fabricación de productos para el consumo humano, ya que al hacer esto se da un ahorro económico por el menor consumo energético de los equipos. Para ahorrar costos en funcionamiento de los equipos es imprescindible que estos funcionen de manera óptima, buscando las condiciones ideales. Para esto es necesario que en algunos casos, se añadan equipos auxiliares que mejoren las condiciones de funcionamiento de los equipos principales y así lograr una mayor eficiencia en el proceso en general; cabe destacar que es de suma importancia que dichos equipos sean altamente eficientes o no consuman energía eléctrica para funcionar, ya que se busca que se produzca ahorro al momento de funcionar, y por consiguiente, no producir mayor gasto al agregar más equipos.

En el caso de los chiller que son máquinas diseñadas para enfriar agua, la eficiencia se traduce en la potencia de enfriamiento que provee por cada kilowatt consumido, de manera que si se reduce el esfuerzo que realiza para enfriar el agua también significa que consumirá menor energía para lograrlo, esto de muchas formas posibles de hacer el equipo más eficiente.

En la planta ECA Guatemala los equipos con mayor consumo son los compresores de aire que en total son 11 y los chiller de agua fría son 4. En el caso de los chiller si se reduce la temperatura de ingreso, el esfuerzo realizado para enfriar el agua hasta la temperatura de trabajo en la planta será menor, esto se reflejará en su consumo energético, traduciéndose en ahorro económico para la planta.

Existen varias maneras para que un chiller sea un equipo más eficiente. Una de ellas es agregar un equipo adicional que disminuya la temperatura antes de ingresar al chiller para que el salto de temperatura que este realiza sea menor y no necesite mucha energía para realizar el trabajo.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Temperatura

La Temperatura es una magnitud del nivel térmico o el calor que un cuerpo posee. Toda sustancia en determinado estado de agregación (sólido, líquido o gas), está constituida por moléculas que se encuentran en continuo movimiento. La suma de las energías de todas las moléculas del cuerpo se conoce como energía térmica; y la temperatura es la medida de esa energía promedio.

Temperatura también se define como una propiedad que fija el sentido del flujo de calor, ya que éste pasa siempre del cuerpo que posee temperatura más alta al que la presenta más baja. Cualitativamente, un cuerpo caliente tiene más temperatura que uno frío; cuantitativamente, se suele medir la temperatura aprovechando el hecho de que la mayoría de los cuerpos se dilatan al calentarse.

Actualmente se utilizan cuatro escalas de temperatura, dos relativas y dos absolutas, grados Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$) y Celsius ($^{\circ}\text{C}$) como escalas relativas ya que dependen de las propiedades del punto de congelación y evaporación de sustancias conocidas; y Kelvin (K) y Rankin (R), que son escalas absolutas ya que parten de cero absoluto.

La diferencia entre calor y temperatura es básicamente que el calor es una forma de energía de las partículas de un cuerpo que se encuentran en

constante movimiento, y temperatura es la magnitud del promedio de la energía cinética que producen las partículas de un cuerpo.

1.2. Calor

En física, el término calor siempre se refiere a transferencia de energía de un cuerpo o sistema a otro a causa de una diferencia de temperatura, nunca a la cantidad de energía contenida en un sistema dado. Se puede modificar la temperatura de un cuerpo agregándole o quitándole calor, o agregándole o quitándole energía de otras formas, como trabajo mecánico si se corta un cuerpo a la mitad cada mitad tiene la misma temperatura que el todo. No obstante, para elevar la temperatura de una mitad un intervalo dado, se agrega la mitad del calor que se agregaría al todo.

1.2.1. Tipos de calor

Los tipos de calor se diferencian por la forma en medición y en que miden específicamente siendo uno la medición de una sensación térmica y el otro una medición directa de la energía necesaria para el cambio de fase de una sustancia.

1.2.1.1. Calor sensible

Es aquel que recibe un cuerpo u objeto, resultando en aumento de su temperatura sin afectar la estructura molecular y por lo tanto el estado.

En general, se ha observado experimentalmente que la cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo es directamente proporcional a la

masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico.

1.2.1.2. Calor latente

Es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización). Se debe tener en cuenta que esta energía en forma de calor se invierte para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura. Cuando se aplica calor a un trozo de hielo, va subiendo su temperatura hasta que llega a 0°C (temperatura de cambio de estado); a partir de ese momento, aunque se le siga aplicando calor, la temperatura no cambiará hasta que se haya fundido del todo. Esto se debe a que el calor se emplea en la fusión del hielo. Una vez fundido el hielo la temperatura volverá a subir hasta llegar a 100°C; desde ese momento, la temperatura se mantendrá estable hasta que se evapore toda el agua.

1.2.2. Termodinámica

Es el estudio del calor y temperatura, como estos se relacionan con la energía y el trabajo, así también el estudio de cómo una forma de energía puede ser transformado a otro.

1.3. Leyes de la termodinámica

Las leyes de la termodinámica son normas universales que rigen el comportamiento de la materia en lo que se refiere a la transmisión de energía de un cuerpo a otro o de una sustancia a otra.

1.3.1. Primera ley

La energía, no se crea ni se destruye solo se puede transformar de una forma a otra, por ejemplo, cuando un auto está en movimiento lleva una energía cinética y al detenerse la energía que llevaba el auto no se pierde se transforma en calor disipado por las pastillas de freno que aprietan contra el disco de freno y calor de las llantas contra el asfalto.

1.3.2. Segunda ley

La segunda ley de la termodinámica es un principio general que impone restricciones a la dirección de la transferencia de calor, y dice que el calor será transferido desde el cuerpo con mayor energía y temperatura hasta el cuerpo con menor energía y temperatura pero no al contrario; esta transferencia de energía ocurrirá hasta que ambos cuerpos encuentren el equilibrio térmico, es decir, se encuentren con la misma cantidad de energía.

1.3.3. Ley cero de la termodinámica

Solo hay transferencia de calor entre regiones que se encuentren a diferente temperatura, y la dirección de flujo siempre es de la temperatura más alta hacia la más baja, nunca al revés. Esta es una ley originada de la primera ley de la termodinámica. Se denomina ley cero debido a que fue reconocida como tal después de reconocer y nombrar la primera ley de la termodinámica.

1.4. Transferencia de calor

El calor como fuente de energía puede clasificarse bajo tres grandes sistemas de transferencia.

1.4.1. Conducción

Cuando un cuerpo recibe calor, este se transfiere hacia todo el cuerpo o sistema de la siguiente forma: a nivel atómico, los átomos de las regiones más calientes tienen más energía cinética, en promedio, que sus vecinos más fríos, así que empujan a sus vecinos, transfiriéndoles algo de su energía. Los vecinos empujan a otros vecinos, continuando así a través del material. A este fenómeno o característica se le denomina conducción.

En el caso de los metales sucede otro mecanismo más eficaz para conducir calor. Dentro del metal algunos electrones pueden abandonar sus átomos originales y deambulan por la red cristalina. Estos electrones “libres” pueden llevar energía rápidamente de las regiones más calientes a las más frías, por ello, los metales generalmente son buenos conductores de calor.

La cantidad de calor que puede conducir un material es específico de la naturaleza del material y se le denota por el coeficiente de conductividad térmica. Este valor es específico para cada material, y se utiliza para el cálculo de la corriente de calor que transmite un cuerpo o sistema.

1.4.2. Convección

La convección es la transferencia de calor por movimiento de una masa de fluido de una región del espacio a otra. Como ejemplos conocidos están los sistemas de calefacción domésticos de aire caliente y de agua caliente, el sistema de enfriamiento de un motor de combustión y el flujo de sangre en el cuerpo. Si el fluido circula impulsado por un ventilador o bomba, el proceso se llama convección forzada, si el flujo se debe a diferencias de densidades causadas por expansión térmica, como el ascenso del aire caliente, el proceso

se llama convección natural o convección libre. La convección libre en la atmósfera desempeña un papel dominante en la determinación del estado del tiempo, y la convección en los océanos es un mecanismo importante de transferencia global de calor. En una escala menor, el halcón que planea y los pilotos de planeadores, aprovechan las corrientes térmicas que suben del suelo caliente. El mecanismo de transferencia más importante dentro del cuerpo humano (necesario para mantener una temperatura casi constante en diversos entornos) es una convección forzada de sangre, bombeada por el corazón.

1.4.3. Radiación

La radiación es la transferencia de calor por ondas electromagnéticas como la luz visible, el infrarrojo y la radiación ultravioleta. Todos sienten el calor de la radiación solar y el intenso calor de un asador de carbón, o las brasas de una chimenea. Casi todo el calor de estos cuerpos no llega por medio de conducción ni por convección en el aire intermedio, sino por radiación. Esta transferencia de calor se lograría aunque solo hubiera vacío entre la fuente de calor y la masa a menor temperatura.

Todo cuerpo, aun a temperaturas ordinarias, emite energía en forma de radiación electromagnética. A temperaturas ordinarias, de 20 °C, casi toda la energía se transporta en ondas de infrarrojo con longitudes de onda mucho menores que las de la luz visible. Al aumentar la temperatura, las longitudes de onda se desplazan hacia valores muchos menores. A 800 °C un cuerpo emite suficiente radiación visible para convertirse en un objeto luminoso al rojo vivo, aunque aún a esta temperatura la mayoría de la energía se transporta en ondas de infrarrojo. A 3 000 °C, la temperatura de un filamento de bombilla incandescente, la radiación contiene suficiente luz visible para que el cuerpo se vea al rojo blanco.

La tasa de radiación de energía de una superficie es proporcional a su área superficial y aumenta rápidamente con la temperatura, según la cuarta potencia de la temperatura absoluta (kelvin). La tasa también depende de la naturaleza de la superficie. Esta dependencia se describe con la cantidad llamada emisividad. Un número adimensional entre 0 y 1 que representa la relación entre la tasa de radiación de una superficie dada y la de un área igual a una superficie radiante igual a la misma temperatura. La emisividad también depende un poco de la temperatura.

1.5. Intercambiadores de calor

El calor, es la energía en tránsito debido a la diferencia de temperaturas. Un intercambiador de calor es un dispositivo que cambia la entalpía de una corriente, es decir, que transfiere el calor de un cuerpo a otro alcanzando un equilibrio térmico, ya sea para enfriar uno de los cuerpos o para calentarlo. Regularmente, se utilizan líquidos para este propósito y se aplica el principio de convección. Entre los fluidos más utilizados se encuentra el agua, que es el refrigerante más antiguo que se conoce, luego se utilizó el amoníaco y posteriormente se crearon los refrigerantes para lograr una transferencia de calor más efectiva y eficiente. Usualmente no existen partes móviles en un intercambiador de calor, sin embargo, hay excepciones tales como los regeneradores.

1.6. Principios de funcionamiento de un intercambiador de calor

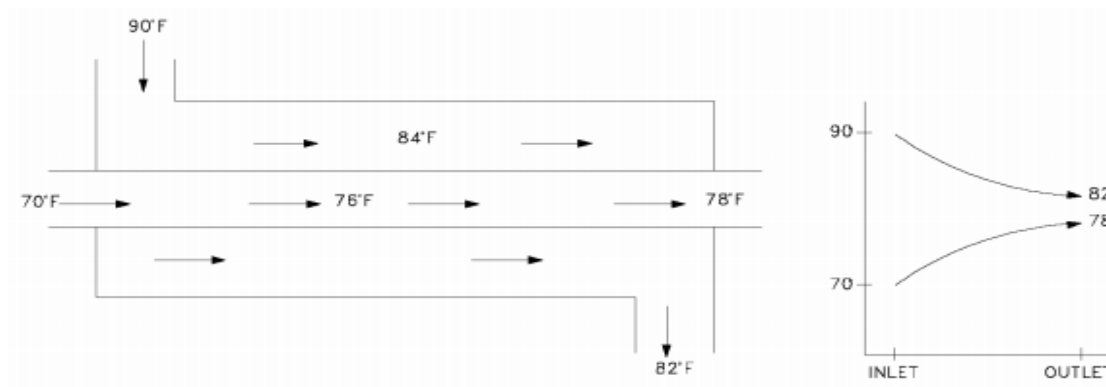
Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos se categorizan de acuerdo a características comunes. Una de las características comunes que se

puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

1.6.1. Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 1, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa, ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

Figura 1. Flujo paralelo en un intercambiador de calor



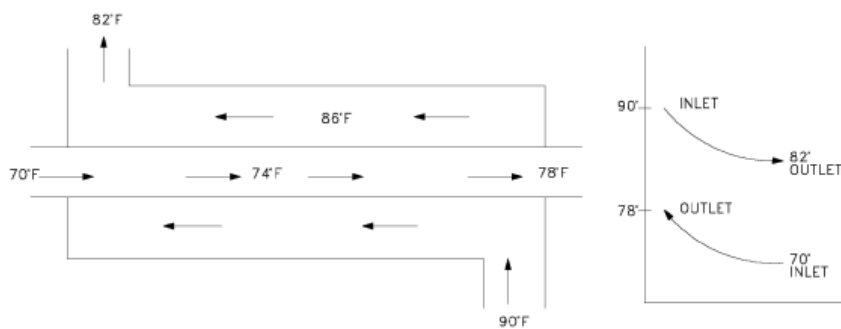
Fuente: JARAMILLO, Oscar. *Intercambiadores de calor de flujo paralelo*.

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>. p. 25. Consulta: julio de 2018.

1.6.2. Contraflujo

Como se ilustra en la figura II, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen de la misma forma que el anterior pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

Figura 2. **Contraflujo en un intercambiador de calor**



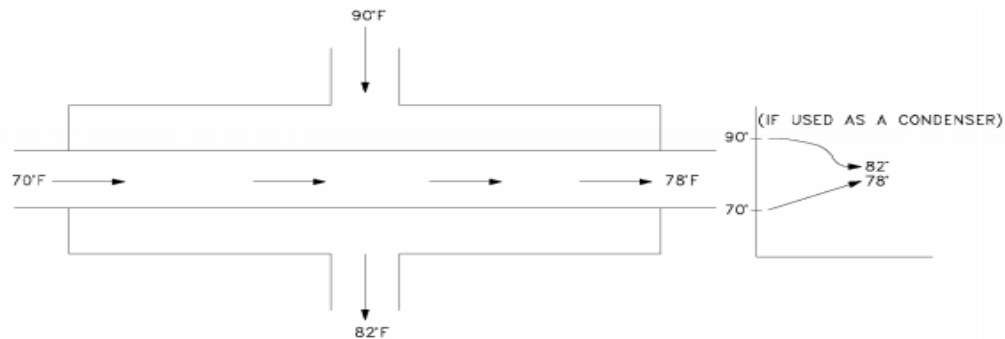
Fuente: JARAMILLO, Oscar. *Intercambiadores de calor de flujo paralelo*.

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf> . p. 26. Consulta: julio de 2018.

1.6.3. Flujo cruzado

En la figura III se muestra cómo en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos de manera perpendicular. Uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase, y por lo tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en 2 fases es decir, bifásico. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador se da en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor, este se condensa y forma agua. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor al utilizar este tipo de intercambiadores de calor. En la actualidad, la mayoría de intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo o cruzado, sino una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos o tres tipos de intercambio, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiado.

Figura 3. **Flujo cruzado en un intercambiador de calor**



Fuente: JARAMILLO, Oscar. *Intercambiadores de calor de flujo paralelo*.

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>. p. 28. Consulta: julio de 2018.

1.7. Tipos de intercambiadores de calor

Existen muchos tipos de intercambiadores de calor pero su función se basa principalmente en extraer el calor de un fluido y transferirlo a otro ya sea por contacto directo o de forma indirecta.

1.7.1. Enfriador

Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

1.7.2. Calentador

Es un intercambiador de calor que aumenta la entalpía de una corriente sin que normalmente ocurra cambio de fase. Como fuente de calor se utiliza una corriente de servicio, la cual puede ser vapor de agua, aceite caliente,

fluidos especiales para transferencia de calor, o una corriente de proceso con entalpia alta, por ejemplo, la descarga de un reactor operando a temperaturas elevadas.

1.7.3. Refrigerador

Es una unidad que utiliza un refrigerante como medio para absorber el calor y enfriar el fluido, hasta una temperatura menor a la obtenida si se usara agua o aire como medio de enfriamiento.

1.7.4. Condensador

Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El término condensador de superficie se refiere específicamente a aquellas unidades de carcasa y tubos que se utilizan para la condensación de vapor de desecho que proveniente de las máquinas y turbinas de vapor. Un condensador de contacto directo es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante el contacto con gotas de agua.

1.7.5. Evaporador

Los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones mediante la evaporación de una parte del agua.

1.7.6. Vaporizador

Es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El término vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

1.7.7. Rehervidor

Es un vaporizador que suministra calor latente de vaporización al fondo, usualmente, de una torre fraccionadora. Hay dos tipos generales de rehervidores, aquellos que envían dos fases a la torre para separar el vapor del líquido y los que retornan vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante circulación natural o circulación forzada.

1.7.8. Generadores de vapor

Son un tipo especial de vaporizadores usados para producir vapor de agua. Como fuente de calor emplean generalmente el calor en exceso que no se utiliza en el proceso; por ello a estos rehervidores de les llama “calderas de recuperación de calor”.

1.7.9. Sobrecalentador

Un sobrecalentador lleva el vapor por encima de sus temperaturas de saturación.

1.8. Intercambiadores de calor enfriados por aire

En las últimas décadas debido a la creciente escasez de agua, tanto para el consumo humano como industrial, cada vez tienen mayor aplicación los

equipos de intercambio de calor enfriados por aire. Los intercambiadores de calor enfriados por aire se utilizan en refinerías, industrias químicas, industrias de alimentos, papeleras, entre otros.

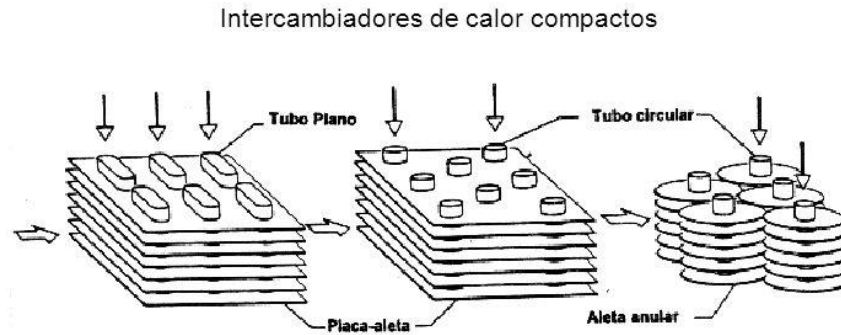
De este tipo de equipos, uno de los más utilizados actualmente es el condensador. Los condensadores se instalan en las centrales termoeléctricas de ciclo combinado para condensar el vapor proveniente de una o varias turbinas de vapor. El vapor, desde los cabezales de entrada, se distribuye entre los tubos condensándose a medida que descienden por gravedad, ya en forma de condensado, hasta los cabezales de salida.

1.9. Tubos aletado

Los tubos aletado son el elemento principal de cualquier intercambiador de calor de tipo gas – líquido. Los bancos de tubos aletado son unidades compactas, de construcción robusta y resistente a la corrosión. Dependiendo de los requisitos específicos de cada equipo y proceso se escoge el tipo de tubo aletado, el aletado del tubo y la combinación de los materiales. De los tipos de tubos más utilizados actualmente, se tienen los de sección circular con aletas en espiral.

Tubo redondo con aletas de acero en espiral: este es el tubo aletado que ha probado su eficacia por muchos años. Su alta eficiencia en transferencia de calor, la baja caída de presión y su tamaño compacto son sus principales características.

Figura 4. Tipos de aletas y tubos en intercambiadores de calor



Fuente: Tipos de aletas y tubos intercambiadores de calor

<https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6682/03Ogv03de05.pdf>, p. 18. Consulta: noviembre de 2018.

1.10. Tipos de intercambiador de calor enfriados por aire

Los intercambiadores de calor de tipo enfriados por aire como su nombre lo indica son los intercambiadores que utilizan el aire como fluido de intercambio de calor, regularmente se utilizan para disipar el calor de un sistema.

1.10.1. Radiador

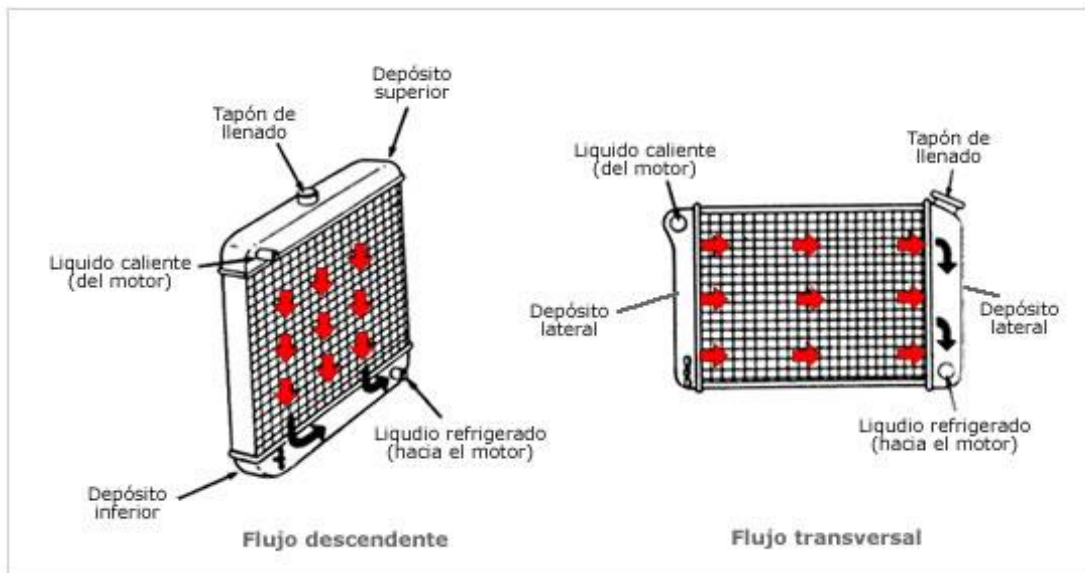
Es un intercambiador de calor que recibe agua caliente o refrigerante y lo hace circular por tubos hacia un receptor para enfriar el fluido. El intercambio de calor se realiza por medio de los principios de convección y radiación haciendo pasar el líquido caliente por los tubos en contacto con el aire del exterior por medio de paletas que regulan el paso del aire por el radiador y es así como se transmite el calor del fluido hacia el aire exterior.

1.10.1.1. Tipos de radiador

Por la dirección del flujo, los radiadores se dividen en radiadores de flujo transversal y radiadores de flujo descendente.

La diferencia entre estos es que en el radiador de flujo transversal el fluido circula de un lado del depósito hacia el otro de forma horizontal, mientras que el de flujo descendente circula desde arriba y se enfría en su paso hacia el depósito inferior.

Figura 5. Partes de un radiador



Fuente: Aficionados a la Mecánica. *Refrigeración de un motor*

<http://www.aficionadosalamecanica.com/refrigeracion-motor.htm>. Consulta: noviembre 2018.

También se encuentran clasificados por su construcción en: radiadores tubulares, de panel y de láminas de agua.

Los radiadores tubulares son los más utilizados en la actualidad, y están formados por una serie de tubos ya sea cilíndricos o planos que son largos y finos, en posición horizontal o vertical dependiendo de qué tipo de radiador sea, rodeados por unas aletas de gran conductividad térmica que le sirven de soporte y a la vez de superficie refrigerante.

Los radiadores de panel están formados por unos tubos ensanchados en los extremos de manera hexagonal. Estos tubos van soldados unos a otros de manera que entre ellos haya espacio para que pase el refrigerante y por los tubos circulará aire. Estos radiadores son poco utilizados debido a su alto precio y por la complejidad de las soldaduras en su construcción.

Los radiadores de láminas de agua están constituidos por tubos anchos y achatados por donde circulará el agua o líquido refrigerante, soldados entre sí de tal manera que forman unas ondulaciones, o bien van separados siendo sostenidos por unas finas chapas de latón, las cuales dan rigidez a los pasos hexagonales del aire formando un falso panel.

Figura 6. **Flujo en diferentes tipos de aletas en un radiador**



Fuente: Aficionados a la mecánica. *Refrigeración de un motor.*

<http://www.aficionadosalamecanica.com/refrigeracion-motor.htm>. Consulta: noviembre 2018.

1.11. Agua y sus propiedades como refrigerante

Entre las curiosas propiedades del agua está la de ser la sustancia habitual más difícil de calentar. Para elevar la temperatura de un gramo de agua hace falta entregarle una cantidad de calor de una caloría, mientras que para hacer lo mismo con un gramo de otra sustancia se requiere menos calor. Por ejemplo, en el caso del cobre hace falta algo menos de 0,1 calorías. Esta idea corresponde al calor específico de los materiales.

Calor específico del agua = 1 caloría por gramo y por grado centígrado.

Calor específico del cobre = 0,09 calorías por gramo y por grado centígrado.

El elevado calor específico del agua le confiere un gran poder refrigerante: puede absorber mucho calor sin aumentar demasiado su propia temperatura.

Una vez que el agua alcanza los 100 °C comienza a hervir, es decir, que se empieza a transformar desde el estado líquido al estado gaseoso (vapor). Para ello necesita una cantidad de calor que se conoce como calor latente de vaporización y es de 540 calorías por cada gramo. Algo semejante ocurre cuando se funde el hielo, es decir, cuando el agua se transforma de sólido a líquido. En este caso el calor requerido (calor latente de fusión) es de 80 calorías por gramo.

1.12. Aire y sus propiedades

Es la mezcla de gases que conforman la atmósfera terrestre, que permanece alrededor de la Tierra debido a la fuerza de la gravedad. Está compuesto por composiciones variables de nitrógeno en un 78 %, oxígeno 21 %, y 1 % de otras sustancias tales como el ozono, dióxido de carbono,

hidrógeno y algunos gases nobles, como el criptón o el argón. Esta es la composición aproximadamente del aire seco. En la naturaleza se encuentra que el aire contiene vapor de agua, el cual se comporta como un gas más de la mezcla y su proporción varía alrededor del 0 % al 7 %.

1.13. Refrigeración

Es el proceso de acondicionar un área o reducir la temperatura de un lugar o cuerpo determinado con el objetivo de extraer calor y expulsarlo hacia el ambiente logrando así que disminuya su temperatura.

1.13.1. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración se utiliza tanto para aire acondicionado como para refrigeración, siempre es el mismo y consiste en 5 diferentes componentes que son: el compresor, el condensador, el evaporador, el dispositivo de expansión y líquido refrigerante.

- El compresor: sus funciones consisten en extraer el vapor del evaporador y en aumentar la temperatura y presión del vapor para que éste pueda condensarse con los medios de condensación normalmente disponibles.
- El condensador: su función es proporcionar una superficie de intercambio de calor a través de la cual el calor pasa del vapor refrigerante caliente a un medio de condensación (aire o agua, generalmente).
- El dispositivo de expansión: tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema. Tiene dos funciones: la de controlar el caudal de refrigerante en estado

líquido que ingresa al evaporador y la de sostener un sobrecalentamiento constante a la salida de este.

- Evaporador: su función consiste en proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual el calor pasa del ambiente refrigerado al refrigerante evaporado.
- Líquido refrigerante: es el medio por el cual se intercambia el calor desde la zona de alta temperatura a la zona de baja temperatura.

1.13.2. Partes de un ciclo de refrigeración

Las partes de un ciclo de refrigeración se refiere a los pasos necesarios o fundamentales para completar un ciclo de refrigeración convencional en donde el calor se absorbe de un entorno y se libera hacia un depósito térmico generalmente.

1.13.2.1. Lado de baja

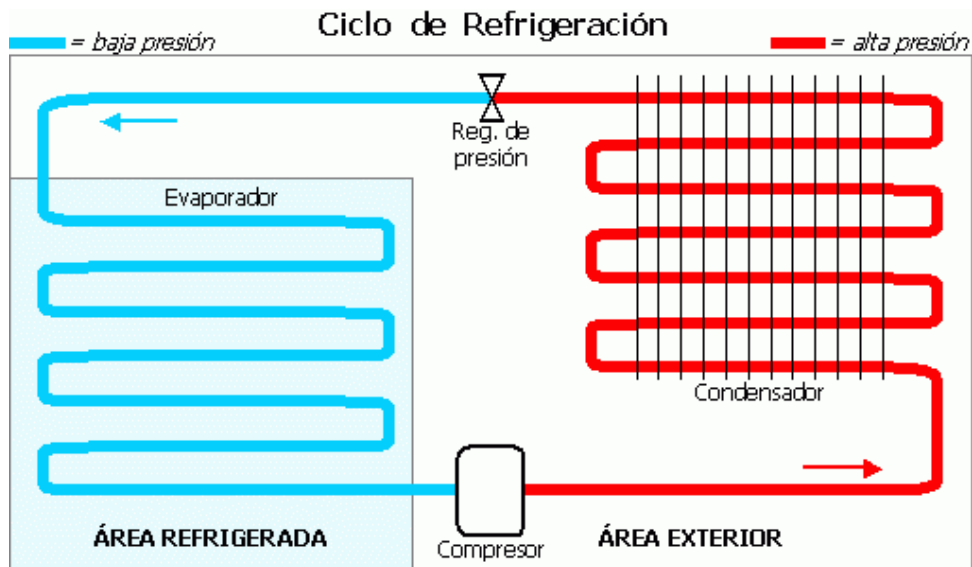
La parte de baja presión del sistema se compone del dispositivo de expansión, el evaporador y la línea de aspiración. La presión que ejerce el refrigerante en estas partes es la presión baja necesaria para que el refrigerante se evapore en el evaporador. Esta presión se conoce como presión baja, presión del lado baja, presión de aspiración o presión de evaporación.

1.13.2.2. Lado de alta

La parte de alta presión del sistema se compone del compresor, la línea de descarga, el condensador, el receptor y la línea de líquido. La presión que

ejerce el refrigerante en esta parte del sistema es la presión alta necesaria para la condensación del refrigerante en el condensador. Esta presión se llama presión alta, presión de descarga o presión de condensación.

Figura 7. **Ciclo de refrigeración convencional**



Fuente: Compresores. *Ciclo de Refrigeración*

https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ciclo_de_Refrigeraci%C3%B3n.png. Consulta: noviembre de 2018.

1.14. Equipos de refrigeración

Los equipos de refrigeración son aquellos que utilizan el principio de refrigeración por compresión para extraer el calor de un cuarto o sustancia y transportarla por un medio hasta un depósito térmico u otro sistema.

1.14.1. El chiller

Un Chiller es una unidad enfriadora de líquidos. Un chiller es capaz de enfriar el ambiente usando la misma operación de refrigeración que los aires acondicionados o deshumidificadores, enfría el agua, aceite o cualquier otro fluido. Esta solución enfriada puede ser usada en un amplio rango de operaciones. El chiller tiene dos funciones principales que son: mantener el líquido refrigerado cuando trabaja como función frío y mantener el líquido calentado cuando funciona como bomba de calor.

Normalmente se denomina como chiller al equipo que se utiliza para enfriar agua, aunque también enfriar otros fluidos como las salmueras, esto es necesario cuando se requieren temperaturas inferiores a la temperatura de congelación del agua. Los chiller se presentan en diferentes tamaños y formas, dependiendo del fabricante sus capacidades están dadas por las toneladas de refrigeración (TR).

La tonelada de refrigeración (TR) es la unidad nominal de potencia empleada en algunos países, especialmente en Estados Unidos de América, para referirse a la capacidad de extracción de carga térmica (enfriamiento) de los equipos frigoríficos y de aire acondicionado.

Se emplean diferentes tipos de compresores de refrigeración; de tipo hermético, semi hermético o de tornillo. Los evaporadores suelen ser del tipo casco y tubo aunque pueden ser también de placas, todo depende de la aplicación. Los condensadores de los chiller suelen ser refrigerados por aire aunque pueden haber refrigerados por agua.

1.14.2. Principio de funcionamiento

Los enfriadores de líquido son sistemas de refrigeración mecánica; su funcionamiento se basa en el movimiento de calor por medio de un refrigerante el cual absorbe el líquido a enfriar y lo transporta hacia un medio donde se disipa. De esta manera se obtiene tener un líquido muy por debajo de las condiciones ambientales.

1.14.3. Tipos de chiller

Los chillers se clasifican por su forma de disipación de calor, ya sea si son refrigerados por aire, por medio de condensadores donde se fuerza el paso de aire, por medio de ventiladores para que ocurra el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire del ambiente, o refrigerados por agua donde el intercambio se produce mediante un intercambiador de calor de concha y tubos, o de placas provenientes de una torre de enfriamiento.

Figura 8. **Chiller enfriado por aire**



Fuente: Carrier. <http://chillercarrierenmexico.com/>. Consulta: noviembre de 2018.

Figura 9. **Chiller enfriado por agua**



Fuente: Carrier. <http://www.carrier.com.mx/industrial/agua/>. Consulta: noviembre de 2018.

2. FASE DE INVESTIGACIÓN

2.1. Diagnóstico de la situación actual

Actualmente se encuentran en operación 3 chiller de 180 toneladas y 1 de 140 toneladas; 2 chiller de 180 T (chiller 1 y 2) trabajan de forma paralela y el chiller de 140 T (chiller 4) como apoyo a los 2 anteriores, dejando al chiller 3 en stand by para sustituir a alguno de los anteriores en caso sea necesario.

Las temperaturas de operación de los chiller son: 75 °F el ingreso y 65 °F en la salida de los chiller, para ser bombeado hacia planta. La temperatura de operación de los equipos dentro de planta en relación al agua fría es de 65 °F.

El promedio de capacidad en que operan durante la jornada normal de trabajo de 8 horas, de 8 am a 5 pm, oscila entre 60 % y 68 % de su capacidad total, para los chiller de 180 T y entre 70 % a 75 % para el chiller de 140 T. Esto está sujeto directamente a las condiciones del clima del ambiente alrededor, ya que al caer la temperatura ambiente también disminuye la capacidad de trabajo de los chiller y de igual forma al subir la temperatura del aire, aumenta la capacidad de trabajo de los chiller. De esta forma, al caer la tarde y durante la noche, las capacidades de trabajo de los chiller decaen sustancialmente.

Se poseen 2 bombas centrífugas trabajando de forma simultánea para proveer de agua a los chiller para su posterior enfriamiento. Una bomba de 20 hp y una de 10 hp. La bomba de 20 hp es la principal, mantiene el caudal de agua necesario en los chiller y la bomba de 10 hp funciona de apoyo a la principal debido a que ahora operan 3 chiller de manera simultánea.

Las bombas operan en un rango de presión de 15 a 20 psi y mantienen un flujo de agua constante hacia los chiller de 800 gpm.

2.2. Fase técnico profesional

En la fase técnico profesional se aplican las técnicas aprendidas durante la carrera para determinar el problema, así como su causa y establecer posibles soluciones al problema planteado.

2.2.1. Metodología y técnicas aplicadas

El primer paso fue la observación de las condiciones actuales para establecer el promedio de capacidad de trabajo de operación de cada chiller en función. Para esto fue necesario tomar nota de la hora del día, las temperaturas de ingreso y salida del chiller, así como la capacidad de trabajo mostrada en ese instante y el amperaje consumido por el equipo en conjunto. Esta información es desplegada en tiempo real por el display o HMI de cada equipo.

Después de eso se planteó el problema de continuar produciendo de la manera actual. Una vez establecidos y delimitados los problemas principales, se prosiguió con una lluvia de ideas para determinar qué soluciones viables se le podían dar al problema planteado, al final se resumieron en 2 propuestas que se analizan posteriormente.

Se establecieron dos diseños. Para la primera propuesta, que se ajustan a las necesidades y condiciones planteadas. Se discutió ambos diseños de forma comparativa en ventajas y desventajas para escoger un diseño operativo del cual se basarán los cálculos posteriores.

Luego de decidir el diseño final se establecieron las temperaturas de ingreso y como pueden afectar teóricamente las capacidades de trabajo de los equipos, se establecieron las capacidades teóricas de trabajo de los equipos según con cada grado de temperatura que se disminuya el agua de ingreso a los chiller.

Se realizó una relación teórica para el consumo eléctrico del equipo y la capacidad de trabajo. Al obtener esta relación se prosiguió con establecer el consumo energético promedio de cada equipo durante el año y así aproximar el costo en consumo energético por cada equipo a cada temperatura de ingreso previamente descrita.

Se define la nueva temperatura a la cual debe ingresar el agua al chiller, para establecer los rangos de temperatura al cual deberá trabajar el nuevo equipo.

Al tener el rango de operación del nuevo equipo se procede a calcular el calor necesario a transferir del agua de ingreso hacia el ambiente.

Obteniendo el calor necesario a transferir al ambiente se procede a calcular el flujo de calor apropiado del equipo.

Se establecen las medidas físicas para el equipo, tomando en cuenta el área disponible para la colocación de los equipos nuevos.

Para calcular el área de transferencia total de trabajo se establece el diámetro de los tubos para el intercambiador de calor, así como el largo máximo de la tubería.

Luego se establece una relación de cuantos tubos debe utilizar el intercambiador de calor por medio del caudal de trabajo, y manteniendo el principio de que para que ocurra una adecuada transferencia de calor el fluido debe viajar a máximo es 2 m/s.

Con estos datos se establece el área de transferencia que tendrá el intercambiador.

Luego de tener el área de transferencia se supone un factor de corrección y utilizando un valor promedio de coeficiente universal de transferencia de calor dado por la tabla IX.

Al tener los datos anteriores se relaciona con el calor necesario a transferir del agua de ingreso y utilizando las temperaturas de trabajo con la temperatura de aire del ambiente promedio según el mes del año, se establece la temperatura final del aire o la temperatura, a la cual deberá salir el aire del intercambiador.

Al finalizar los cálculos de transferencia de calor, se establece la pérdida de carga por fricción dentro de los intercambiadores de calor para establecer si la bomba extra que se posee como apoyo será suficiente para suplir la pérdida de carga provocada por los intercambiadores de calor.

Con los datos de la pérdida de carga se analiza si la bomba que actualmente está de apoyo a la bomba principal de alimentación de los chiller es suficiente para cubrir la necesidad agregando la nueva carga. Si no es suficiente, se debe calcular el tamaño de la bomba necesaria para cubrir la pérdida.

Si es necesario agregar una nueva bomba, luego de establecer el tamaño de ésta se procede a calcular el consumo energético anual y los costos por operación para agregarlos al costo de los equipos en existencia.

Para finalizar se recopilan los datos necesarios: tamaño en dimensiones del intercambiador, número de tubos necesarios para transferencia, tamaño de bomba ideal de apoyo para la caída de presión adicional, temperaturas nominales de trabajo del agua y del aire en el ambiente, y forma de operación de los equipos.

Para la segunda propuesta se estableció el tamaño ideal por medio del cálculo del tamaño que se necesitaría para un equipo nuevo según las condiciones de trabajo establecidas antes.

Se comparó la capacidad del nuevo equipo a instalar con un equipo de similares características que ya se encontraba en la planta en estado de abandono por sus características más bajas que los equipos actualmente en operación.

Se realizó el cálculo de las pérdidas por fricción en las tuberías nuevas a agregar para determinar el tamaño de una bomba nueva a instalar como apoyo a las existentes.

Luego del cálculo de la nueva bomba se comparó con la bomba de apoyo actual para de igual forma determinar si las características son similares.

Al comparar los equipos existentes con equipos nuevos se determina si es necesario agregar equipos nuevos o los equipos actuales son suficientes para cubrir la nueva carga.

Por último, se estableció de forma matemática las temperaturas nuevas de ingreso a los chiller.

2.2.2. Diseño

- Propuesta 1

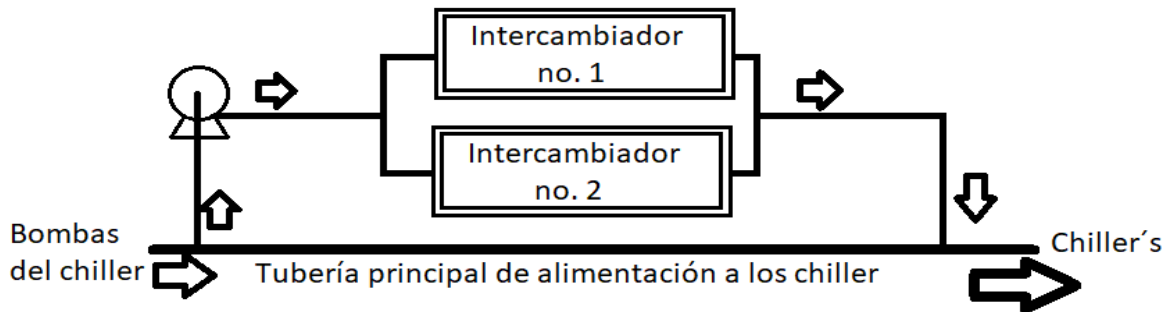
El diseño escogido como propuesta 1, es de un intercambiador de calor de tubo aletado también conocido como termopermutador de tubo aletado. De la variedad, de intercambiadores de calor este fue el seleccionado debido a que el fluido al cual se transmitirá el calor es aire a temperatura ambiente, puesto que el trabajo del intercambiador de calor será disipar un poco el calor del agua de ingreso a los chiller. Este tipo de intercambiador de calor es el que mejor se adapta a la situación, ya que por el diseño el agua circula dentro de los tubos y el aire por afuera de ellos, extrayendo el calor del agua por medio de las aletas en los tubos de cobre.

En el diseño del sistema el caudal total se dividirá a la mitad dejando 400 gpm que atravesarán los intercambiadores y 400 gpm llegarán directamente al chiller. Antes de ingresar al chiller los 400 gpm que ingresaron a los intercambiadores retornarán a la tubería principal para unirse al caudal principal.

De ser necesario se colocará una bomba de apoyo se deberá colocar antes de la entrada a los intercambiadores y después de la derivación de la tubería principal según se muestra el diagrama.

Los intercambiadores estarán dispuestos de forma paralela para trabajar con 200 gpm, cada uno de acuerdo a la figura 10.

Figura 10. Diagrama de instalación de intercambiadores



Fuente: elaboración propia.

- Propuesta 2

Para la segunda propuesta se plantea la utilización de un equipo para enfriar el agua que utilice el principio de refrigeración, con un medio de transporte del calor del agua hacia el ambiente, es decir, que trabaje con refrigerante. De esta forma se garantiza la disminución de la temperatura en el agua en cualquier mes del año independientemente de las condiciones climáticas.

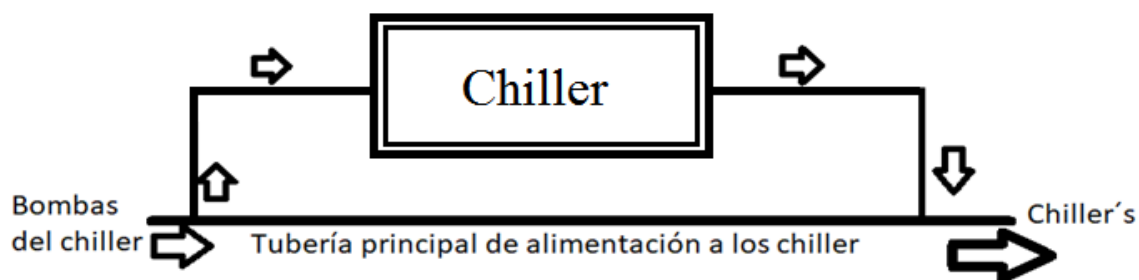
Una ventaja de esta propuesta es que existe ya en la empresa un chiller que se encuentra en desuso ya que la capacidad es muy baja comparada a los chillers que se encuentran en operación. Este chiller se utilizaba antiguamente para el enfriamiento exclusivo del agua que operaba en las Decoradoras ya que, estas trabajaban con un set point muy específico de 65 °F y del cual no podían variar porque esto creaba deficiencias en la imprimación en la lata.

De modo que al adaptar el chiller que ya se encuentra en desuso para enfriar parte del caudal en este caso sería al igual que la propuesta 1, un caudal

de 400 gpm pero a diferencia de la propuesta anterior en este caso se necesitara utilizar un solo equipo. Esto reduce los gastos de inversión inicial por la adquisición de un nuevo equipo.

Para realizar el mantenimiento respectivo al equipo será necesario colocar una tubería adicional a la tubería de alimentación del chiller nuevo como *by pass* en caso sea necesario inhabilitar este por alguna razón.

Figura 11. **Diagrama de instalación de chiller nuevo**



Fuente: elaboración propia.

2.2.3. Propuesta de mejora

- Diseño 1

Para mejorar el problema de la eficiencia en los chiller antiguos y el problema del consumo alto de energía eléctrica, por mantener un chiller extra en operación cuando no es necesario, se plantea colocar un arreglo de intercambiadores de calor de tipo agua aire para que disipen un poco el calor del agua antes de ingresar a los chiller utilizando como medio de intercambio el aire a temperatura ambiente.

El caudal total es de 800 gpm, pero por la forma del arreglo de las tuberías de conducción hacia cada chiller se establecerá el caudal de trabajo de 400 gpm y se utilizará un arreglo de 2 intercambiadores de calor trabajando de forma paralela enfriando 200 gpm cada uno para luego unirse al caudal principal antes de ingresar a los equipos para ser enfriados.

Las dimensiones físicas serán basadas en las medidas de un intercambiador de calor ya existente en planta, se proponen las medidas iguales. Se ha descartado la idea de realizar un intercambiador de calor para el flujo completo de 800 gpm por diferentes razones, pero la razón principal es la dificultad de fabricación de un intercambiador de tales especificaciones en el medio. Actualmente, se posee una bomba de agua de 10 hp que funciona como apoyo a la bomba principal, pero se prevé utilizar una o más bombas como apoyo para hacer circular el agua por los intercambiadores.

Con esta propuesta se pretende mejorar la eficiencia de los chiller que ya están en operación, y así prescindir de mantener un chiller extra en operación todo el tiempo.

En la propuesta se incluye un estimado del ahorro producido al prescindir de la operación de un chiller así como un cálculo estimado del costo anual de las operaciones de los chiller en su situación actual.

- Diseño 2

Para mejorar el consumo energético actual por tener un chiller de 140 T en operación todo el tiempo, aunque no sea necesario, se plantea la incorporación de un chiller de menor capacidad que reduzca la temperatura de la mitad del caudal de trabajo (400 gpm) por 5 grados fahrenheit. Pero se plantea utilizar un

chiller ya existente en la planta que no se encuentra en operación debido a que su capacidad es mejor a la de los chiller en ejecución. De esta manera se producirá un ahorro sustancial ya que, al garantizar la reducción de la temperatura se podrá mantener dos chiller de 180 T trabajando y el chiller de 140 T quedará en *stand by*.

Esto se plantea como una solución viable también, cuando el proceso de expansión llegue a concluir puesto que no será necesario que trabajen los 4 chiller de forma paralela sino solo 2 chiller de 180 T y un chiller de 140 T como apoyo como se había planificado al inicio de la expansión. Al garantizar que trabajen los equipos mencionados dejara un chiller de 180 T en stand by para rotación por mantenimiento o por emergencia. Evitando así pérdidas por paros no programados.

Adicionalmente se le dará un uso más eficiente a la bomba de 10 hp que se encuentra actualmente como apoyo a la bomba principal de alimentación de los chiller.

En resumen, se propone que, mediante la reutilización de recursos ya disponibles en la empresa, pero de una manera más adecuada se puedan percibir ahorros en consumo energético, así como garantizar la confiabilidad y disponibilidad de los equipos que ya se adquirieron, a un futuro a mediano y largo plazo.

2.3. Fase de enseñanza aprendizaje

La idea de esta investigación conlleva una fase de enseñanza aprendizaje, con la que se busca por medio de capacitaciones técnicas enseñar y a la vez aprender de los mismos resultados obtenidos.

2.3.1. Capacitaciones técnicas

Se realizaron capacitaciones a los técnicos del área de proyectos y servicios del departamento de ingeniería sobre conceptos básicos de la planta y operación de los equipos, así como el mantenimiento preventivo que se le da a los mismos. Los equipos abordados en las capacitaciones fueron los compresores de aire, las bombas de vacío y los chiller. Como parte de las capacitaciones se muestra que es el equipo, la identificación de cada equipo en la planta, una breve explicación de cómo funciona o los principios en los que operan, los rangos de operación, y los servicios menores que se les dan a cada uno, se adjunta en los anexos página 81 la muestra de una de las presentaciones expuesta a los técnicos como parte de la capacitación que fue cedida por parte de la empresa.

2.3.2. Resultados

A continuación, se muestra la sección de resultados para ambos diseños de intercambiadores propuestos como: dimensiones, rangos de trabajo y costos de operación de cada uno para establecer su viabilidad.

2.3.2.1. Diseño del intercambiador

Un intercambiador de calor de flujo cruzado del tipo tubo aletado donde pasa agua por el interior del tubo y aire por el exterior. Con las siguientes especificaciones:

Tabla I. **Dimensiones del intercambiador de calor propuesto**

Número de tubos a utilizar	90
Diámetro de tubos (cobre)	3/8 in
Área de total de transferencia	3,76 m ²
Calor total a transferir	146 570 W
Largo del intercambiador	60 in
Ancho del intercambiador	60 in
Altura del intercambiador	120 in

Fuente: elaboración propia.

Temperaturas de ingreso y salida del agua y aire en el intercambiador durante un año promedio, según datos históricos, grados centígrados:

Tabla II. **Temperaturas de entrada y salida del intercambiador grados centígrados**

Mes	Enero	Feb	Mar	Abr	Mayo	Junio	Julio	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Ingreso Agua	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89	23,89
Ingreso aire	20,70	21,10	22,30	22,70	22,90	22,10	22,10	22,00	21,70	21,40	20,70	20,40

Fuente: elaboración propia.

Temperatura de ingreso y salida del agua y aire en el intercambiador durante un año promedio, según datos históricos, grados Fahrenheit:

Tabla III. **Temperaturas de entrada y salida del intercambiador grados Fahrenheit**

Mes	Enero	Feb	Mar	Abr	Mayo	Junio	Julio	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Ingreso Agua	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Ingreso aire	69,26	69,98	72,14	72,86	73,22	71,78	71,78	71,60	71,06	70,52	69,26	68,72

Fuente: elaboración propia.

Potencia de bomba requerida para caudal de trabajo.

Tabla IV. **Características de bomba requerida**

Potencia de motor	75 hp
Caudal de trabajo	400 gpm
Altura de presión	60 ft
Velocidad de rotación	1 750 rpm

Fuente: elaboración propia.

- El consumo anual de la bomba es de: 482 895 KW
- El costo anual por el consumo de la bomba será de: Q 362 171,25
- Propuesta 2

El chiller a utilizar deberá tener la capacidad de:

Tabla V. **Capacidades de los equipos necesario y existente.**

Capacidad de chiller necesaria	83,333 TR
Capacidad de chiller actual	100 TR

Fuente: elaboración propia.

Especificaciones del chiller existente:

Tabla VI. **Especificaciones de chiller existente**

Capacidad	100 toneladas de refrigeración
Capacidad real	95,7 TR
IPLV para refrigeración	13,6 KW/TR

Fuente: elaboración propia.

- Pérdidas de fricción en tuberías nuevas: 4,91 m = 16,13 ft
- Potencia de bomba necesaria: 1,63 hp
- Temperatura nueva de ingreso a los chiller: 72,5 °F = 22,5 °C

Costos anuales actuales y costos teóricos nuevos con la implementación de los intercambiadores de calor.

Tabla VII. **Costos actuales y costo propuesto**

Costo anual de energía actual	Q32 002 506,14
Costo anual de energía teórico nuevo	Q 29 214 556,20
Diferencia anual	Q 2 787 949,94

Fuente: elaboración propia.

2.3.3. Interpretación de resultados

- Propuesta 1
 - Temperatura a reducir

Según los cálculos realizados se pueden obtener ahorros sustanciales de dinero al reducir la temperatura de ingreso al chiller. La temperatura máxima que se puede reducir es de 4 grados fahrenheit, ya que la temperatura del aire a lo largo del año no permite una reducción mayor. Con esta temperatura de ingreso es posible dejar 2 chiller trabajando en lugar de 3.

- Tipo de intercambiador

El intercambiador de calor escogido para esta aplicación es un termopermutador de tubo aletado. Este intercambiador es el que mejor se adapta ya que disipa el calor del agua por medio del intercambio con aire del ambiente.

Para esta aplicación se escoge colocar 2 intercambiadores en paralelo de 200 gpm cada uno por las siguientes razones:

- La construcción de un intercambiador de calor de 400 gpm tiene un costo mayor que construir 2 de 200 gpm.
- Un intercambiador de calor de 400 gpm demanda más área de transferencia de calor, lo cual incrementa el tamaño total del intercambiador a diferencia de 2 intercambiadores de 200 gpm.

- Un intercambiador de calor para 400 gpm demanda una mayor cantidad de tubos para la circulación del agua a la velocidad de transferencia adecuada de 2 m/s como máximo, al aumentar la cantidad de tubos se incrementa sustancialmente el tamaño final del intercambiador y por lo mismo el costo de construirlo.
- En caso de mantenimiento un intercambiador de calor de 400 gpm, por ser solo uno, debe desviarse el cauce del agua para dejarlo fuera de operación mientras esté en mantenimiento. Mientras que en un arreglo de 2 intercambiadores al hacer mantenimiento a uno, se queda en operación el siguiente con menor eficiencia de la diseñada, pero siempre en operación mientras se termina el mantenimiento, programando así los mantenimientos de los 2 en diferentes fechas durante el año.

También se debe instalar una bomba de 75 hp para ayudar al tránsito de flujo de los intercambiadores debido a la fricción del consumo anual por la operación. El mantenimiento de esta bomba está descrito e incluido en la tabla de costos.

Según los cálculos de temperatura de salida del aire muestra un signo negativo, es decir, no es posible reducir la temperatura del agua utilizando solo el aire del ambiente, esto puede deberse a:

- Que el salto de temperatura es muy reducido por lo tanto no puede disipar de forma eficiente el calor que posee el agua.
- Que el área de transferencia es muy pequeña para transferir todo el calor del agua hacia el ambiente.

- Que el caudal sea demasiado grande para un intercambiador de las dimensiones propuestas.
- Propuesta 2
 - Capacidad necesaria:

La capacidad necesaria para que se pueda reducir la temperatura del agua al *set point* deseado es de 83.3 TR que es por menor de la capacidad del chiller que actualmente se encuentra en la planta como extra. Por tanto, es posible utilizar este chiller como apoyo a los chiller en operación.

- Temperatura a reducir:

La temperatura a reducir estará seteada a 70 °F y la temperatura a la cual ingresará al chiller el agua luego de unirse ambos flujos: el caudal proveniente del equipo a reutilizar y el caudal proveniente de la planta sin preenfriamiento es de 72.5 °F con esta reducción de temperatura es posible apagar el chiller de 140 T y mantener los dos chiller de 180 T trabajando a una capacidad adecuada de 75 % y el chiller de 100 T a una capacidad de 80 % de esta forma se garantiza que se cubra las necesidades durante los picos de demanda y ayuda a un funcionamiento más eficiente de los equipos en operación.

- Equipos adicionales a agregar:

Debido a que la potencia de la bomba necesaria para el equipo a colocar es de 1.63 hp y esta es menor a la potencia de la bomba que ya se encuentra en apoyo a la bomba principal, se puede prescindir de colocar un equipo nuevo adicional puesto que, la bomba que se encuentra en apoyo tendrá la capacidad

suficiente para mover el flujo de agua a través de los nuevos equipos y accesorios. Reduciendo más los gastos en operación.

CONCLUSIONES

1. Según la tabla 7 se proyecta el consumo eléctrico actual de los chiller en operación. En esta tabla se toman en cuenta los 2 chiller grandes en operación y el chiller de apoyo.
2. Según las tablas 13, 15 y 17 se puede ver la diferencia de consumo cuando la temperatura del agua que ingresa al chiller es menor por cada 5 % de capacidad menos que está ligada a cada grado menos en la escala de temperatura Fahrenheit.
3. En la tabla 13, 15 y 17 se observa que el consumo eléctrico anual es menor por cada 5 % de capacidad menos que está ligada a cada grado menos en la escala de temperatura Fahrenheit, al igual que el costo por energía anual también disminuye.
4. Según el caudal de trabajo de 400 gpm para la propuesta 1: cada intercambiador de calor trabajará con 200 gpm y debe de tener 90 tubos de 3/8 in para distribuir el caudal con una velocidad moderada de 2 m/s para la adecuada transferencia de calor entre el agua y el aire. Para la propuesta 2 el chiller a agregar deberá ser de 83,3 TR para reducir el calor en el agua por 5 grados Fahrenheit.
5. Según los cálculos de ambos diseños la fabricación de un intercambiador de calor o varios intercambiadores de calor no es posible por varias razones presentadas antes. Por lo que la mejor alternativa es el segundo diseño, que consiste en re utilizar un chiller de menor capacidad para

enfriar de manera efectiva el agua antes de su ingreso a los chiller en operación.

6. La pérdida de carga por fricción total de los 2 intercambiadores es de 510 ft y se deberán operar 1 bomba de 75 hp. La pérdida por fricción en el diseño 2 es de 16,13 ft por lo tanto, es muy baja y no es necesario la adición de una bomba extra.
7. Al sumar los gastos en consumo eléctrico generado por el nuevo equipo a instalar y agregando el nuevo consumo de los equipos ya en operación se obtendrá un ahorro de Q 2 787 949,94 anual.
8. Las capacitaciones realizadas al personal fueron basadas en el conocimiento de los equipos ya operando y el nuevo equipo a instalar, sobre su correcto uso y mantenimiento preventivo.

RECOMENDACIONES

A gerencia general:

1. A gerencia general, capacitar al personal sobre cómo hacer eficiente los procesos para disminuir el consumo energético general de la planta. Porque al reducir procesos innecesarios se pueden mejorar los tiempos de producción o reducir los tiempos de paradas.
2. Capacitar al personal sobre el mantenimiento adecuado de los equipos para evitar paros de emergencia o consumos altos de energía por equipos con mal mantenimiento.
3. Al departamento de ingeniería, evaluar sistemas alternativos de ahorro en consumo eléctrico en otros equipos que consumen mucha energía eléctrica, como los compresores de aire y bombas de vacío. Ya que estos son los equipos que consumen mayor energía en la planta y presentan oportunidades para mejorar el consumo de los mismos.
4. Realizar un programa de evaluación preventiva de mantenimiento de los equipos dentro de la planta para la programación de mantenimientos predictivos.
5. Realizar un programa de evaluación periódica de los equipos, así como, evaluación de las condiciones climáticas para asegurarse que los equipos operan de manera correcta y ofrecen la capacidad para la que fueron diseñados.

6. Automatizar el sistema de arranque de los chiller por capacidad para que no trabajen todo el tiempo sino solo cuando sea necesario.
7. Al área de servicios, colocar un sistema de monitoreo continuo en los chiller para evaluar la capacidad de trabajo de cada uno a lo largo del día.
8. Colocar controles de temperatura en la entrada del chiller adicional para comprobar el buen funcionamiento del mismo.
9. Realizar una orden de mantenimiento para el chiller extra con las mismas actividades que las órdenes de mantenimiento existentes para los demás chiller.
10. A los técnicos mecánicos del área de servicios, mantener un control permanente sobre las capacidades de los chiller y una alerta cuando estas incrementen demasiado. Para advertir posibles paros en el chiller extra.
11. Mantener controles de presión a la salida de las bombas de alimentación de los chiller para evaluar posibles taponamientos en las tuberías o cambios en la presión o flujo.

BIBLIOGRAFÍA

1. AGUILAR MIRANDA, Cherry Dalí. *Evaluación energética de sistemas frigoríficos chillers*. Trabajo de graduación. Universidad Nacional de Ingeniería. Managua, 2008. 142 p.
2. Climata data.org. *Condiciones ambientales en Amatitlán, Guatemala; [en línea]*. <<https://es.climate-data.org/location/53795/>>. [Consulta: agosto de 2018].
3. WARK, Kenneth Jr. *Termodinámica*. 2010. Mc Graw Hill, México: 5a ed. 535 p.
4. JARAMILLO, Oscar. *Intercambiadores de calor*, Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. 23 p.
5. PAZ MARROQUÍN, Priscilla María. *Implementación de un sistema de recuperación de calor en un compresor de tornillo rotatorio de 75 hp para el precalentamiento del agua de una caldera*. Trabajo de graduación de Ing. Química, Facultad de Ingeniería, Universidad San Carlos de Guatemala, 2010. 174 p.
6. SALAZAR, José. Fernando. *Diseño de equipos de transferencia de calor*. Trabajo de graduación. Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza, 2001. 192 p.

7. ZEMANSKY et. all. *Física Universitaria*, 12a ed. México. Pearson, 2009.
763 p.
8. PYSMENNY, Yevgen. et. all. *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. Editorial Reverté S.A 228 p.

APÉNDICES

Apendice 1. **Tablas de información sobre consumo energético y costos de los chiller por cada grado de temperatura disminuido**

Chiller's de 180 T:

Temperatura de salida = 65 °F

Tabla 1. **Calor generado y relación con temperatura inicial del agua**

Temperatura inicial	Diferencia de temperaturas	Calor específico	Calor generado	TR
75	10	4 193	4 000 000	333,33333
74	9	4 190	3 600 000	300
73	8	4 187	3 200 000	266,66667
72	7	4 185	2 800 000	233,33333
71	6	4 183	2 400 000	200
70	5	4 181	2 000 000	166,66667
69	4	5 181	1 600 000	133,33333

Fuente: elaboración propia.

Para chiller de 180 T

Una temperatura final del agua = 65 °F

Continuación apéndice 1.

Precio del kWh = \$ 0,10, Q 0,75

Tabla 2. **Costos anuales según porcentaje de capacidad de trabajo del chiller**

Capacidad real	% de capacidad	capacidad actual	IPLV	consumo diario	consumo anual	costo anual
171,3	80	137,040	14,2	46 703,232	17 046 679,7	Q12 785 009,76
171,3	75	128,475	14,2	43 784,280	15 981 262,2	Q11 985 946,65
171,3	70	119,910	14,2	40 865,328	14 915 844,7	Q11 186 883,54
171,3	65	111,345	14,2	37 946,376	13 850 427,2	Q10 387 820,43
171,3	60	102,780	14,2	35 027,424	12 785 009,8	Q9 588 757,32

Fuente: elaboración propia.

Chiller de 180 T Green speed

Temperatura de salida = 65 °F

Tabla 3. **Calor generado y relación con temperatura inicial del agua**

Temperatura inicial	Diferencia de temperaturas	Calor específico	Calor generado	TR
74	9	4 190	36 000,00	300
73	8	4 187	32 000,00	266,666667
72	7	4 185	28 000,00	233,333333
71	6	4 183	24 000,00	200
70	5	4 181	20 000,00	166,666667

Fuente: elaboración propia.

Continuación apéndice 1.

Una temperatura final del agua = 65 °F

Precio del kWh = \$ 0.10, Q 0,75

Tabla 4. **Costos anuales según porcentaje de capacidad de trabajo del chiller**

Capacidad real	% de capacidad	capacidad actual	IPLV	consumo diario	Consumo anual	costo anual
169,2	80	135,36	17,3	56 201,472	20 513 537,3	Q15 385 152,96
169,2	75	126,90	17,3	52 688,880	19 231 441,2	Q14 423 580,90
169,2	70	118,44	17,3	49 176,288	17 949 345,1	Q13 462 008,84
169,2	65	109,98	17,3	45 663,696	16 667 249,0	Q12 500 436,78
169,2	60	101,52	17,3	42 151,104	15 385 153,0	Q11 538 864,72

Fuente: elaboración propia

Chiller de 140 T Green speed, temperatura de salida = 65 °F

Tabla 5. **Calor generado y relación con temperatura inicial del agua**

Temperatura inicial	Diferencia de temperaturas	Calor específico	Calor generado	TR
75	10	4 193	20 000,00	333,33333
74	9	4 190	18 000,00	300
73	8	4 187	16 000,00	266,66667
72	7	4 185	14 000,00	233,33333
71	6	4 183	12 000,00	200
70	5	4 181	10 000,00	166,66667

Fuente: elaboración propia.

Continuación apéndice 1.

Para chiller de 140 T Green Speed

Una temperatura final del agua = 65 °F

Precio del kWh = \$ 0,10, Q 0,75

Tabla 6. Costos anuales según porcentaje de capacidad de trabajo del chiller

Capacidad real	% de capacidad	capacidad actual	IPLV	consumo diario	Consumo anual	costo anual
131,7	80	105,360	17,3	43745,472	15 967 097,3	Q11 975 322,96
131,7	75	98,775	17,3	41011,380	14 969 153,7	Q11 226 865,28
131,7	70	92,190	17,3	38277,288	13 971 210,1	Q10 478 407,59
131,7	65	85,605	17,3	35543,196	12 973 266,5	Q9 729 949,91
131,7	60	79,020	17,3	32809,104	11 975 323,0	Q8 981 492,22

Fuente: elaboración propia.

Chiller de 100 toneladas, temperatura de salida = 70 °F

Tabla 7. Calor generado y relación con temperatura inicial del agua. Chiller de 100 toneladas

Temperatura inicial	Diferencia de temperaturas	Calor específico	Calor generado	TR necesarias
75	5	4193	1 000 000	83,3333333
74	4	4190	800 000	66,6666667
73	3	4187	600 000	50
72	2	4185	400 000	33,3333333
71	1	4183	200 000	16,6666667

Fuente: elaboración propia.

Continuación apéndice 1.

Para chiller de 100 Toneladas

Una temperatura final del agua = 70 °F

Precio del KWh = \$ 0,10, Q 0,757

Tabla 8. **Costos anuales según porcentaje de capacidad de trabajo del chiller de 100 toneladas**

Capacidad real	% de capacidad	capacidad actual	IPLV	consumo diario	Consumo anual	costo anual
95.7	80	76.56	13.6	24989.184	9121052.16	Q6,840,789.12
95.7	75	71.775	13.6	23427.36	8550986.4	Q6,413,239.80
95.7	70	66.99	13.6	21865.536	7980920.64	Q5,985,690.48
95.7	65	62.205	13.6	20303.712	7410854.88	Q5,558,141.16
95.7	60	57.42	13.6	18741.888	6840789.12	Q5,130,591.84

Fuente: elaboración propia.

Apéndice 2. **Muestra de cálculo**

Cálculo para determinar valores de operación actuales de los chiller y costos anuales de operación con diferentes temperaturas:

Dado que la temperatura de salida siempre es la misma no se agrega en ninguna tabla, ésta siempre será 65 °F o 18,33 °C

$$\Delta T = \text{Temperatura Inicial} - 65$$

La diferencia de temperaturas se representará por ΔT

El calor generado o calor se representa por:

$$Q_g = Q * 500 * \Delta T$$

Donde Q es el caudal de trabajo en galones por minuto (gpm), ΔT es la diferencia de temperaturas en °F y 500 es constante

Las toneladas de refrigeración necesarias (TR) para un solo chiller se encuentran:

$$TR = \frac{Q * \Delta T}{24}$$

Esta es la capacidad necesaria de un equipo para enfriar el calor generado a la diferencia de temperatura deseada.

Continuación apéndice 2.

Esto se realiza con cada temperatura que se quiera disminuir para establecer el calor que se genera y las toneladas de refrigeración necesarias para enfriar el calor generado.

La capacidad utilizable es la capacidad real a la cual opera el equipo está dada por las especificaciones técnicas de cada equipo y es constante.

$$\text{Capacidad utilizable} = \text{Capacidad real} * \text{porcentaje de trabajo (\%)}$$

Para obtener la cantidad de energía consumida por el equipo durante un año, así como el costo, se multiplica la capacidad utilizable por el factor IPLV (valor de carga integrada), provisto en las especificaciones de cada fabricante para el equipo en cuestión por la cantidad de horas que trabaja el equipo en un año y el costo por hora que la empresa pone al kilovatio.

$$\text{costo anual (Q)} = \text{Cap} * \text{IPLV} * h_{\text{diarias}} * h_{\text{anual}} * \text{Costo}_{KWh}$$

Este procedimiento se realizó con cada grado de temperatura disminuido y con la capacidad de trabajo del chiller reducida en un porcentaje de 5 % con cada equipo

Ejemplo:

Para el chiller 1 con una capacidad real de 171,3 TR, una temperatura de ingreso del agua de 75 °F y salida de 65 °F, que trabaja a un porcentaje de capacidad del 75 %; y un caudal de trabajo de 800 gpm:

Continuación apéndice 2.

$$\Delta T = 75 - 65 = 10^{\circ}F$$

La diferencia de temperatura es de 10 grados, luego se obtiene el calor generado empleando el caudal de trabajo de 800 gpm,

$$Q_g = 500 * 800 * (10) = 4000000 \text{ BTU}$$

De igual forma se obtiene las toneladas de refrigeración necesarias de un equipo para enfriar a la diferencia de temperaturas establecida por el caudal de trabajo:

$$TR = \frac{800 * 10}{24} = 333,333 \text{ TR}$$

El valor 333.333 es la capacidad necesaria que debe tener un equipo en toneladas de refrigeración para enfriar el agua del caudal de trabajo ya sea un solo equipo o varios equipos juntos, en el caso de ECA Guatemala se poseen 2 equipos de 171,3 TR trabajando de forma simultánea generando en total 342.6 TR.

Para los costos anuales de operación se utiliza un porcentaje de capacidad para obtener la capacidad que utiliza el equipo en ese momento dadas las condiciones de temperatura de ingreso y salida del agua, este porcentaje se obtuvo por medio de la observación ya que al caer la noche la temperatura de ingreso disminuye y se observó su relación con la capacidad de trabajo.

Continuación apéndice 2.

Continuando con el mismo ejemplo un chiller con una capacidad neta de 171,3 TR la capacidad utilizada es:

$$\text{Capacidad utilizable} = 171,3 * 0,75 = 128,47$$

El IPLV del chiller de 171,3 toneladas es de 14,2 kW/TR

$$\text{Consumo} = 128,47 * 14,2 = 1\ 824,27$$

Por las condiciones de trabajo actuales estos equipos trabajan durante todo el año las 24 h y el precio de la energía es de \$ 0,10 el kWh es aproximadamente Q 0,75.

$$\text{Consumo diario} = 1\ 824,27 * 24h = 43\ 782,57\ kWh$$

$$\text{Consumo anual} = 43\ 782,57 * 365 = 15\ 980\ 638,05\ kW$$

$$\text{Costo anual} = 1\ 824,27 * 24 * 365 * 0,75 = Q11\ 985\ 453,90$$

Se concluye que al trabajar en un promedio de 75 % de su capacidad el chiller está consumiendo anualmente 15 980 640,24 kW a un costo total de Q 11 985 480,18.

Esto se realiza con cada chiller cuya capacidad nominal sea diferente y se obtienen los consumos teóricos anuales para los equipos, al final del cálculo individual de cada equipo se suman los costos anuales para obtener el costo anual de energía de operación de los chiller:

Continuación apéndice 2.

Para una configuración de trabajo con el chiller 1 y 2 trabajando al 65 % de su capacidad y el chiller de apoyo, chiller trabajando al 75 % de su capacidad se obtiene un costo anual por consumo de energía en los 3 chiller en operación de:

$$\text{Costo anual} = 10\,387\,820 + 10\,387\,820 + 11\,226\,865,28 = Q32\,002\,505,28$$

Propuesta 1

Cálculo para el diseño del intercambiador:

Para el diseño del intercambiador lo esencial es obtener el flujo de calor que deberá disipar y el área que necesita para disipar ese calor, la incógnita para esto será la temperatura a la cual saldrá el aire luego de que ocurra el intercambio de calor con el agua.

El primer paso consiste en definir a qué temperatura ingresará y deberá salir el agua. En este caso se establece que la temperatura del agua ingresará a 75 °F y deberá ser enfriada hasta 70 °F aproximadamente, por lo tanto, se maneja un salto de temperatura de 5 °F. Para confirmar la temperatura de ingreso del aire es necesario establecer una temperatura promedio, esto presenta una complicación ya que la temperatura del aire varía a lo largo del año, por lo tanto, se establece una temperatura promedio del aire por meses como se aprecia en la tabla 11.

Una vez establecidas las temperaturas de trabajo del agua se procede a calcular el calor a extraer del agua:

Continuación apéndice 2.

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * (\Delta T)$$

Donde:

\dot{Q} = representa el calor a extraer del agua

\dot{m} = es el flujo másico del caudal de trabajo

C_p = es el calor específico del agua

ΔT = es el salto de temperatura al cual debe enfriar.

Luego se procede a calcular el área de transferencia que tendrá el intercambiador. Para esto se definieron previamente las dimensiones físicas que tendrá el intercambiador basándose en un intercambiador construido previamente, así como el espacio físico para la instalación de los mismos.

Cada intercambiador tendrá una longitud final de 65 pulgadas de ancho por 65 pulgadas de largo y una altura de 80 pulgadas, ocupando un área de 4 225 in² y un área total de 16 900 in² o alrededor de 2,72 m²

La longitud de los tubos será de 55 pulgadas o 1,397 m y el diámetro será convencional de 3/8 in hecho de tubería de cobre.

Como serán 2 intercambiadores dispuestos de forma paralela el caudal de trabajo de cada uno será de 200 gpm.

Para una adecuada transferencia de calor la velocidad máxima permisible del flujo es de 2 m/s por tanto el caudal de cada tubo puede definirse como:

$$\dot{Q} = A * V$$

Continuación apéndice 2.

Donde A representa el área transversal de la tubería, y V es la velocidad a la cual viajará el fluido dentro del tubo que sería 2 m/s.

El área entonces se define como:

$$A = \frac{\pi}{4} * \theta^2$$

Siendo el diámetro del tubo de 3/8 in o 0.009525 m

La cantidad de tubos que tendrá cada intercambiador está definida por el teorema de tuberías en paralelo de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_t = \sum \dot{Q}_i$$

El caudal total es igual a la suma de todos los caudales parciales, debido a que todas las entradas de un intercambiador están de forma paralela y todas poseen el mismo diámetro se puede concluir que:

$$\dot{Q}_t = n\dot{Q}_i$$

El caudal total es igual a n veces el caudal parcial de un tubo del intercambiador. Por lo tanto, el número de tubos necesarios para distribuir el caudal total de trabajo en las tuberías del intercambiador está dado por:

$$n = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_i}$$

Continuación apéndice 2.

Con el número de tubos necesarios para el intercambiador se puede definir el área de transferencia como el área superficial de un cilindro como:

$$A = \pi \theta L(n)$$

Donde Θ es el diámetro del tubo en el intercambiador, L es el largo que se le dará al tubo y n el número de tubos en la entrada definido anteriormente.

Con el dato del área de transferencia necesaria, el calor a extraer del agua y la diferencia de temperaturas se puede encontrar la temperatura final del aire a la cual saldrá del intercambiador. Pero antes es necesario definir un factor de corrección para el trabajo del intercambiador.

Con estos valores se puede encontrar la temperatura final del aire utilizando la expresión para el flujo de calor, que es:

$$Q = AUF\Delta T_{LMTD}$$

De la cual se sabe que Q es el calor o flujo de calor, A es el área de transferencia, F es un factor de corrección definido previamente, U es el coeficiente global de transferencia de calor que se puede encontrar en la tabla 9. Para un termopermutador de tubo aletado con agua en el interior de los tubos o aire en el exterior los valores son iguales, y la incógnita sería ΔT_{LMTD} , es la diferencia media logarítmica de temperaturas, de esta se puede extraer la temperatura final del aire ya que se define como:

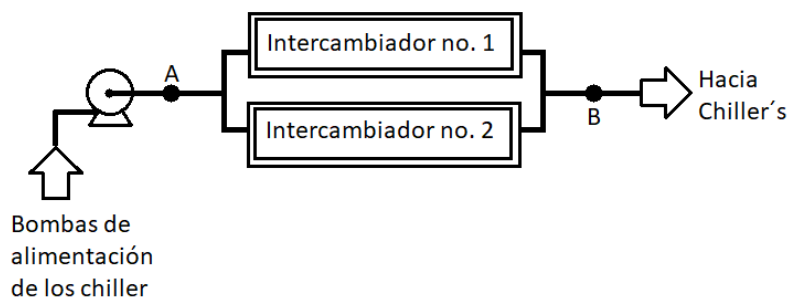
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$

Continuación apéndice 2.

Luego de establecer la temperatura final del aire de salida y de comprobar que es posible para el aire reducir la temperatura por el salto térmico establecido, se procede a calcular la pérdida de carga que le agregarán los nuevos equipos al circuito de bombeo de agua del chiller, esto con el fin de establecer si es necesario adicionar una bomba extra como apoyo a las que están en operación.

Para iniciar se realiza un análisis de energía. Puesto que el circuito de agua de alimentación de los chiller ya existe se analizarán únicamente los equipos nuevos a añadir en el circuito. Al hacer el balance de energía se establece si la bomba que actualmente está funcionando de apoyo a la bomba principal tiene la capacidad suficiente para hacer circular el agua a través de los nuevos equipos de manera apropiada, considerando la nueva carga que estos agregarán. Para esto se establece como punto de análisis la salida de una nueva bomba teórica, y como punto final la salida de los intercambiadores, como se aprecia en el diagrama:

Figura C. **Diagrama con puntos para análisis de energías de Bernoulli**



Fuente: elaboración propia.

Continuación del apéndice 2.

Una vez establecidos los puntos se realiza un análisis de energías utilizando el teorema de Bernoulli, que establece que en un sistema donde el fluido no intercambia energía con el exterior la energía permanecerá constante en dos puntos de análisis AB, para el análisis de energías en nuestro sistema tenemos:

$$Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + h_b = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + h_{A \rightarrow B}$$

Donde Z se refiere a la energía potencial y puede reducirse como la altura a la cual se encuentran los 2 puntos respecto a un marco de referencia dado, $\frac{P_A}{\gamma}$ es la energía dada por la presión y $\frac{V_A^2}{2g}$ se refiere a la energía cinética del fluido, h_b es la carga que proporciona la bomba que no se conoce y $h_{A \rightarrow B}$, es la carga por pérdidas en la tubería, en este caso se refiere a las pérdidas por fricción en el camino desde el punto A hacia el punto B.

Una vez establecidas las energías de cada punto se deben encontrar las pérdidas totales por fricción en el sistema. Para esto se recurre de nuevo al teorema de tuberías en paralelo ya que establece que para tuberías dispuestas en arreglo de paralelo el caudal total es igual a la suma de todos los caudales parciales, al igual que la pérdida por fricción total es igual a la suma de la pérdida por fricción parcial de cada tubería.

$$H_{ft} = \sum h_{fi}$$

Continuación del apéndice 2.

Para obtener la pérdida de carga por fricción se calcula mediante la ecuación de Hazen-Williams que describe la pérdida por fricción en una tubería recta de la siguiente forma:

$$h_f = 10.643 \frac{\dot{Q}^{1.85} * L}{C^{1.85} * \theta^{4.87}}$$

Donde \dot{Q} es el caudal de trabajo en m^3/s , L es la longitud de la tubería en m, C es el coeficiente de fricción para diferentes tipos de tuberías dado por la tabla 10, y θ es el diámetro de la tubería en m, el 10,643 es constante. Una vez obtenido este valor se traslada la pérdida a unidades inglesas en ft para utilizarlo en el análisis de Bernoulli y así obtener la altura de carga que debe otorgar la bomba para mover el agua por los intercambiadores.

Luego de tener la carga de la bomba se puede transformar a potencia hidráulica mediante la ecuación:

$$Pot_h = \gamma * \dot{Q} * h_b$$

Donde γ es el peso específico del agua, \dot{Q} es el caudal de trabajo y h_b es la carga encontrada mediante el análisis de Bernoulli.

Por último, se transforma la potencia hidráulica en potencia eléctrica por medio de la conversión:

$$Pot_e[hp] = \frac{Pot_h}{550}$$

Continuación apéndice 2.

Esta potencia muestra el tamaño del equipo nuevo a utilizar, si es de 10 hp lo puede suplir la bomba que se utiliza de apoyo, pero sí el valor es arriba de 10 hp debe considerarse la compra de 1 o más equipos que para cubrir las pérdidas de carga por fricción.

Por último, se evalúa el costo anual de consumo energético que presentarían estos nuevos equipos. Para esto es necesario calcular el costo por hora, día y año de los equipos nuevos, considerando que deberán trabajar las 24 horas del día, los 365 días del año de la siguiente forma:

$$\text{consumo energético} = Pot_e * 0,735 \text{ kW} * 24h * 365 \text{ días}$$

A este consumo se multiplica por el valor establecido del kWh para saber cuál sería el costo de energía que presenten los nuevos equipos.

$$\text{Costo energético} = \text{consumo energético} * 0,75 [Q]$$

Ejemplo:

$$Q = \dot{m}C_p(\Delta T)$$

De la ecuación de densidad $\rho = m/v$, se puede decir que la masa se puede expresar como $m = \rho V$, si sustituimos el volumen por el caudal de trabajo se obtiene que $\dot{m} = \rho \dot{Q}$, donde ρ es la densidad, \dot{Q} es el caudal de trabajo y el resultado \dot{m} , es el caudal másico correspondiente.

$$\dot{m} = 1\,000(0,01262) = 12,62 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Continuación apéndice 2.

$$Q = 1\,262(4\,186)(2,77778)$$

Donde 12,62, es el flujo másico, 4 186 es una constante y se refiere al calor específico del agua y 2,7778 es la diferencia de temperaturas en grados centígrados entre 23 889 °C y 21 111°C, correspondiente a 75 °F y 70 °F, que es la temperatura inicial a la cual ingresa al agua a los chiller y la temperatura final a la cual ingresará ahora.

$$Q = 146\,742,5556\text{ J/s}$$

Luego se procede a calcular el área total de transferencia. Para iniciar se define el caudal que deberá tener cada tubo mediante:

$$\dot{Q} = A * V$$

$$\dot{Q} = \left(\frac{\pi}{4} * (0,009525^2)\right) * 2$$

El caudal parcial es: 0,000142511 m³/s.

Luego se define la cantidad de tubos que deberá llevar cada intercambiador, $\dot{Q}_t = \sum \dot{Q}_i$

Como todas las tuberías tienen el mismo diámetro se reduce la ecuación

$$a: n = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_i}$$

Continuación apéndice 2.

El caudal total es de 200 gpm, que es igual a 0,012618 m³/s y el caudal parcial encontrado anteriormente es de 0,000142511 m³/s.

$$n = \frac{0,012618}{0,000142511} = 88,54 \approx 90$$

El número de tubos a utilizar en cada intercambiador es de 90. El área total de transferencia se puede definir entonces como:

$$\dot{A} = \pi(0,009525)(1,397)(90) = 3,7623 \text{ m}^2$$

Luego se colocan estos datos en la ecuación del flujo de calor para encontrar la diferencia de temperaturas media logarítmica con un factor de corrección de 1 y un coeficiente global de transmisión de calor U = 165:

$$Q = AUF\Delta T_{LMTD}$$

$$\frac{Q}{AUF} = \Delta T_{LMTD}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{146742,5556}{3,7623 * 1 * 165} = 236,384$$

Luego se establece la temperatura inicial del aire que será el promedio de temperaturas de aire de cada mes del año dado por la tabla 11, para encontrar la temperatura final correspondiente para cada mes.

Continuación apéndice 2.

$$236,384 = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$

Para el mes de noviembre la temperatura de ingreso del agua es de 75 °F o 23 889 °C, y la salida será a 70 °F o 21,11 °C. Y la temperatura de ingreso del aire es de 20,7

$$236,3384 = \frac{(23,889 - 20,7) - (21,11 - T_{f\text{aire}})}{\ln\left(\frac{23,889 - 20,7}{21,11 - T_{f\text{aire}}}\right)}$$

La temperatura final del aire es $T_{f\text{aire}} = - 1\,428,61\text{ °C}$

Luego se continúa con el análisis de la pérdida de carga que añaden los equipos al sistema para evaluar si es necesario agregar una o más bombas extra al sistema.

Para iniciar se realiza el análisis de 2 puntos mediante el teorema de energía de Bernoulli:

$$Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g}$$

Para esto se ampliará la ecuación para agregar la carga que debía otorgar la bomba y las pérdidas por fricción en las tuberías de los intercambiadores.

$$Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + h_b = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + h_{A \rightarrow B}$$

Continuación apéndice 2.

Para el análisis se establece los puntos analizados tienen la misma altura sobre la referencia, y deben tener el mismo diámetro de tubería, pues el diámetro solo varía en la entrada a los intercambiadores por lo mismo se puede reducir la ecuación a:

$$h_B = h_{A \rightarrow B}$$

Que significa que la carga que debe otorgar la bomba es igual a las pérdidas por fricción que agreguen las tuberías de los intercambiadores.

Entonces se deben encontrar las pérdidas por fricción de los intercambiadores mediante el teorema de tuberías en paralelo y la ecuación de Hazen Williams.

$$H_{ft} = \sum h_{fi}$$

Como serán 90 tubos en total la ecuación se escribe así:

$$H_{ft} = n * h_{fi} = 90 * h_{fi}$$

Y las pérdidas por fricción parcial se pueden encontrar mediante la ecuación de Hazen Williams para un tubo del intercambiador de diámetro 0,009525 m, un caudal de 0,000142511 m³/s y una longitud de tubería de 1,397 m.

$$h_{fi} = 10,643 \frac{(0,000142511)^{1,85} * (1,524)}{(130)^{1,85} * (0,009525)^{4,87}} = 1,063655 \text{ m}$$

Continuación apéndice 2.

La pérdida total sería de 95,67 m o 313,983 ft. Y la pérdida sumada de ambos intercambiadores sería de 627,96 ft

Entonces la carga que debe levantar la bomba es de 627,96 ft, luego se convierte esa carga en potencia hidráulica mediante la ecuación:

$$Pot_h = \gamma * \dot{Q} * h_b$$

Donde, γ es el peso específico del agua igual a 62,4 Lb_f / ft^3 y el caudal es 0,891204 ft^3/s , y la carga es la encontrada anteriormente de 627,96 ft

$$Pot_h = 62,4 * 0,891204 * 627,96 = 34890,0604 \frac{Lb_f}{ft * s}$$

Y transformado a unidades de hp:

$$Pot_e [hp] = \frac{Pot_h}{550} = 63,43 \text{ hp}$$

La bomba que existe de apoyo es de 10 hp, por lo tanto, no es suficiente para cubrir la carga total, por lo que se recurre a una bomba de 75 hp para cubrir la demanda.

Una vez establecido el tamaño de la bomba a emplear se continúa esclareciendo el consumo de energía anual que tendrá y posteriormente el costo de energía que la nueva bomba sumará al sistema.

$$\text{consumo energético} = Pot_e * 0,735 \text{ kW} * 24h * 365 \text{ días}$$

Continuación apéndice 2.

$$\text{consumo energético} = 75 * 0,735 \text{ kW} * 24\text{h} * 365 \text{ días} = 482895 \text{ kWh anuales}$$

$$\text{costo energético} = 482 895 * Q 0,75 = Q 362 171,25$$

Apéndice 3. **Propuesta 2**

Para el diseño del chiller de apoyo se necesitan dos parámetros fundamentales que son: el caudal volumétrico con el cual deberá trabajar el nuevo equipo (Q) y la diferencia de temperaturas que se busca reducir, o salto térmico (ΔT). El resultado se muestra en toneladas de refrigeración (TR).

Para esto se puede realizar por medio de dos ecuaciones:

$$TR = \frac{500 * Q * \Delta T}{12 000}$$

Donde:

Q = es el caudal volumétrico en galones por minuto (gpm)

ΔT = es el salto de temperatura en grados Fahrenheit

500 = es constante

12 000 = es la conversión de BTU a TR.

En seguida se establece el diámetro de las tuberías a reemplazar por medio de la ecuación de caudal, pero despejada para el área:

$$A = \frac{Q}{V}$$

Continuación apéndice 3.

Donde:

A = es el área transversal de la tubería nueva

Q = es el caudal de trabajo que tendrá cada tubería

V = es la velocidad a la cual se pretende que viaje el fluido.

Luego se procede al cálculo de la fricción en las tuberías ya que, al agregar un nuevo equipo es necesario cambiar las tuberías que conducían el agua de las bombas hacia los chillers y calcular la nueva pérdida de carga de estas y las tuberías nuevas para el nuevo equipo. Por medio de la ecuación de Hazen-Williams pero con el coeficiente C del hierro nuevo de 130 y el diámetro encontrado antes.

Ya que se necesita desviar el cauce del flujo de trabajo en dos, así como la instalación de un *by pass* al costado del nuevo equipo para mantenimiento se consideró el teorema de longitud de tubería equivalente para la pérdida de carga por accesorios y por medio de la tabla no. 10 se sumó estas pérdidas por accesorios a las pérdidas por fricción en tuberías.

Cuando se tenga la pérdida de carga de las tuberías se establecerá el tamaño de la bomba necesaria para cubrir estas pérdidas para determinar si la bomba de 10 hp que se encuentra como apoyo actualmente puede cubrir las nuevas caídas de presión presentadas.

Luego de establecer el tamaño de una bomba nueva se establece a que temperatura ingresará el agua a los chiller luego de unirse el agua preenfriada y el agua caliente proveniente de la planta, que fueron separadas antes.

Continuación del apéndice 3.

Para esto se establece una temperatura final en común para ambos flujos por lo que la suma de ambos calores deberá ser 0

$$Q_1 + Q_2 = 0$$

$$Q_1 = -Q_2$$

El signo negativo nos indica que está perdiendo calor y se refiere al flujo de agua caliente que ingresa a los chiller, proveniente de la planta, que al unirse al agua que se pre enfrió pierde calor para igualar su temperatura.

Para determinar la temperatura final de ambos fluidos al unirse se realiza por medio de la ecuación de calor vista anteriormente:

$$\dot{m}C_p\Delta T_1 = \dot{m}C_p\Delta T_2$$

Ya que el fluido es el mismo, y que ambas tuberías tendrán el mismo caudal se puede cancelar el flujo másico y calor específico de la ecuación.

Al igualar las diferencias de temperaturas tenemos una en común que es la temperatura final que es la variable al despejar esta temperatura nos queda:

$$T_f = \frac{T_{f1} + T_{c1}}{2}$$

Continuación apéndice 3.

Donde:

Tf1 = es la temperatura fría inicial

Tc1= es la temperatura caliente inicial.

Por último, se calcula los nuevos costos teóricos sumando los consumos de los equipos actuales y los nuevos para establecer el consumo energético teórico y su costo anual, para ser comparados con los costos actuales.

Ejemplo:

Cálculo de capacidad del nuevo chiller, para un caudal de trabajo de 400 gpm, y un salto térmico de 5 grados Fahrenheit

$$TR = \frac{500 * 400 * 5}{12\ 000} = 83,333$$

La capacidad del nuevo chiller deberá ser de 83,3 TR

El diámetro para la nueva tubería dado un caudal de 400 gpm = 0,025236 m³/s, y una velocidad de máxima permisible de 2 m/s. está dado por:

$$A = \frac{0,025236 \frac{m^3}{s}}{2 \frac{m}{s}} = 0,012618 m^2$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4(0,012618)}{\pi}} = 0,12675 m \approx 5 in$$

Continuación apéndice 3.

La pérdida de carga por fricción en las nuevas tuberías de 5 in de diámetro es:

$$h_f = 10,643 \frac{(0,025236)^{1,85} * 147}{(130)^{1,85} * (0,127)^{4,87}} = 4,9181 \text{ m}$$

Se consideró una longitud de tubería de 147 m ya que es la distancia sumada de las tuberías rectas y accesorios convertidos a longitudes de tubería recta por el teorema de longitud equivalente.

La potencia necesaria tomando como caudal de trabajo 0,891204 ft³/s y una pérdida por fricción igual a 16,1314 ft, es:

$$Pot_h = 64,2 * 0,891204 * 16,1314 = 897,0891 \frac{Lb_f}{ft * s}$$

$$Pot_e = \frac{897,0891}{550} = 1,63 \text{ hp}$$

Ya que la bomba de apoyo es de 10 hp se puede concluir que no es necesaria la adición de una nueva bomba para apoyar a las actuales.

La temperatura final de la mezcla de ambos fluidos se define como:

$$T_f = \frac{75 + 70}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ F$$

Continuación apéndice 3.

La temperatura de ingreso a los chiller será de 72,5 °F lo cual aumentará la capacidad de trabajo de los chiller actuales, pero podrá ser posible apagar el chiller de 140 toneladas ya que el chiller pequeño de 100 toneladas será suficiente apoyo a los equipos operando.

Por último, el consumo anual esperado es de:

$$\begin{aligned} \text{Costo anual por energia nuevo: } & Q 11\ 186\ 883,54 + Q 11\ 186\ 883,54 \\ & + Q 6\ 840\ 789,12 \\ & = Q 29\ 214\ 556,20 \end{aligned}$$

Los datos de los consumos se tomaron de las tablas no. referente a la capacidad de trabajo esperada de 70 % para los chiller de 180 T y 80 % para el chiller de 100 T.

Fuente: elaboración propia.

ANEXOS

Anexo 1. **Coefficientes de Hazen Williams para diferentes tipos de tuberías**



Tabla de coeficientes de Hazen-Williams

Material	Coefficiente de Hazen-Williams
Asbesto-cemento (nuevo)	135
Cobre y Latón	130
Ladrillo de saneamiento	100
Hierro fundido, nuevo	130
Hierro fundido, 10 años de edad	107 – 113
Hierro fundido, 20 años de edad	89 – 100
Hierro fundido, 30 años de edad	75 – 90
Concreto, acabado liso	130
Concreto, acabado común	120
Acero galvanizado (nuevo y usado)	125
Acero remachado nuevo	110
Acero remachado usado	85
PVC	140
PE	150
Plomo	130 -140
Aluminio	130

Fuente: SOTELO, Gilberto *Hidráulica General*

<https://es.slideshare.net/lorencholl/hidraulica>. Consulta: noviembre 2018.

Anexo 2. **Valores aproximados del coeficiente global de transmisión de calor U**








<i>Ventana de cristal plano</i>	<i>1,1</i>	<i>6,2</i>
<i>Ventana de doble cristal plano</i>	<i>0,4</i>	<i>2,3</i>
<i>Condensador de vapor</i>	<i>20 a 1000</i>	<i>1100 a 5700</i>
<i>Calentador de agua del ciclo</i>	<i>200 a 1500</i>	<i>1100 a 8500</i>
<i>Termopermutador agua-agua</i>	<i>150 a 300</i>	<i>850 a 1700</i>
<i>Termopermutador tubo aleteado (agua interior a tubos)</i>	<i>5 a 10</i>	<i>30 a 300</i>
<i>Termopermutador tubo aleteado (aire exterior a tubos)</i>	<i>5 a 10</i>	<i>30 a 300</i>
<i>Termopermutador agua-aceite</i>	<i>20 a 60</i>	<i>110 a 340</i>
<i>Vapor a gas</i>	<i>5 a 50</i>	<i>30 a 300</i>
<i>Agua a gas</i>	<i>10 a 20</i>	<i>55 a 200</i>

JARAMILLO, Oscar *Intercambiadores de calor*

<http://files.pfernandezdiez.es/CentralesTermicas/PDFs/05CT>. Consulta: noviembre 2018

Anexo 3. **Longitud equivalente en tubería recta por pérdidas por fricción en accesorios**


PERDIDAS POR FRICCIÓN EN ACCESORIOS
(LONGITUD EQUIVALENTE DE CAÑO RECTO DEL MISMO DIAMETRO EN METROS)

Diámetro nominal de los caños normales		 Válvula esclusa totalmente abierta	 Válvula globo totalmente abierta	 Válvula ángulo totalmente abierta	 Válvula de retención	 Codo normal o Te de 6 mm de reducción	 Curva normal o Te normal	 Te normal
mm.	Pulg.							
12	1/2	0,12	5,18	2,44	1,22	0,46	0,30	1,00
19	3/4	0,15	6,71	3,36	1,83	0,61	0,45	1,37
25	1	0,18	8,24	4,27	2,44	0,82	0,52	1,74
32	1 1/4	0,24	11,00	5,49	3,66	1,07	0,70	2,32
38	1 1/2	0,30	13,12	6,71	4,27	1,31	0,82	2,74
51	2	0,36	16,78	8,24	5,80	1,68	1,07	3,66
63	2 1/2	0,43	20,43	10,06	7,01	1,98	1,28	4,27
76	3	0,52	25,01	12,50	9,76	2,44	1,59	5,18
102	4	0,70	33,55	16,16	13,12	3,36	2,14	6,71
127	5	0,88	42,70	21,35	17,69	4,27	2,74	8,24
152	6	1,07	51,85	24,40	20,74	4,88	3,36	10,00
203	8	1,37	68,02	36,60	—	6,10	4,27	13,12
254	10	1,77	85,40	42,70	—	7,93	5,18	16,16
305	12	2,07	100,65	48,80	—	9,76	6,10	20,74
356	14	2,44	115,90	58,00	—	11,28	7,32	23,79
406	16	2,74	134,20	67,10	—	12,81	8,24	26,84

Fuente: VERA, Raysha *Singularidades en tuberías pérdidas de carga.*

<http://maquinariasyequiposindustriales.blogspot.com/2014/03/singularidades-en-tuberias-perdidas-de.html>. Consulta: noviembre 2018.

Anexo 6. Hoja de datos chiller de 180 toneladas (chiller 1 y chiller 2)



Product Data

AQUAFORCE®
30XA080-500
Air-Cooled Liquid Chillers

80 to 500 Nominal Tons
(265 to 1615 Nominal kW)



ARI* capacity ratings (English and SI)



UNITS WITH AL/CU CONDENSER COILS

UNIT SIZE	CAPACITY		TOTAL POWER (kW)	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PRESSURE DROP	
	Tons	kW		EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
080	75.6	265.5	91.6	9.9	2.9	14.2	4.2	190.7	11.4	11.6	34.7
090	84.8	297.8	95.1	10.7	3.1	14.5	4.3	202.7	12.8	11.4	33.9
100	93.9	330.1	107.8	10.5	3.1	14.9	4.4	224.7	14.2	13.6	40.8
110	102.4	359.9	118.6	10.4	3.0	15.2	4.4	244.9	15.5	13.8	41.3
120	110.7	389.0	129.5	10.3	3.0	15.1	4.4	264.8	16.7	11.8	35.3
140	132.8	466.7	148.7	10.7	3.1	14.3	4.2	317.7	20.0	13.2	39.5
160	152.3	535.1	173.0	10.6	3.1	14.4	4.2	364.2	23.0	13.0	38.9
180	171.3	601.9	192.1	10.7	3.1	14.2	4.2	409.7	25.8	15.4	46.1
200	194.0	681.7	217.2	10.7	3.1	14.8	4.3	464.0	29.3	13.1	39.3
220	211.7	743.7	239.6	10.6	3.1	14.3	4.2	506.2	31.9	15.4	46.1
240	229.1	801.6	254.1	10.4	3.0	14.8	4.3	545.6	34.4	17.7	52.9
260	250.9	881.7	281.7	10.7	3.1	14.3	4.2	600.2	37.9	10.2	30.5
280	268.5	943.4	301.2	10.7	3.1	14.3	4.2	642.1	40.5	11.5	34.3
300	287.5	1010.2	325.3	10.6	3.1	14.5	4.2	697.6	43.4	13.1	39.0
325	306.6	1077.4	347.1	10.6	3.1	14.3	4.2	733.4	46.3	13.4	40.1
350	324.1	1158.7	374.8	10.4	3.0	14.2	4.2	775.1	48.9	14.8	44.4
400	383.6	1348.0	449.4	10.2	3.0	14.8	4.3	917.6	57.9	10.4	31.0
450	426.8	1499.5	509.3	10.1	2.9	14.1	4.1	1020.8	64.4	10.0	29.9
500	458.0	1609.4	549.2	10.0	2.9	14.3	4.2	1095.5	69.1	12.0	36.0

UNITS WITH MCHX CONDENSER COILS

MCHX COILS UNIT SIZE	CAPACITY		TOTAL POWER (kW)	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PRESSURE DROP	
	Tons	kW		EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
080	75.8	266.4	90.1	10.1	3.0	14.4	4.2	181.4	11.4	11.7	35.0
090	85.2	299.4	93.4	10.9	3.2	14.8	4.3	203.8	12.9	11.5	34.2
100	94.4	331.8	105.7	10.7	3.1	15.2	4.4	225.9	14.3	13.8	41.2
110	103.0	362.0	116.4	10.6	3.1	15.4	4.5	246.4	15.5	14.0	41.8
120	111.4	391.5	127.2	10.5	3.1	15.4	4.5	266.5	16.8	11.9	35.7
140	133.4	468.7	146.4	10.9	3.2	14.4	4.2	319.1	20.1	13.3	39.8
160	153.1	537.8	170.1	10.8	3.2	14.6	4.3	366.1	23.1	13.1	39.3
180	172.0	604.4	189.2	10.9	3.2	14.4	4.2	411.4	26.0	15.5	46.4
200	194.9	684.9	212.7	10.9	3.2	15.1	4.4	466.2	29.4	13.2	39.6
220	212.7	747.3	235.7	10.8	3.2	14.6	4.3	508.7	32.1	15.6	46.5
240	229.2	805.4	260.1	10.6	3.1	15.0	4.4	549.3	34.6	17.9	53.4
260	251.7	884.3	278.8	10.8	3.2	14.4	4.2	601.9	38.0	10.3	30.7
280	269.3	946.2	298.0	10.8	3.2	14.5	4.2	644.1	40.6	11.5	34.5
300	288.3	1012.9	323.3	10.7	3.1	14.7	4.3	689.5	43.5	13.1	39.2
325	307.1	1079.1	344.8	10.7	3.1	14.4	4.2	734.6	46.3	13.5	40.2
350	324.5	1140.2	372.7	10.4	3.1	14.4	4.2	776.2	49.0	14.9	44.5
400	385.0	1352.9	444.1	10.4	3.0	14.9	4.4	920.9	58.1	10.4	31.2
450	427.6	1502.6	505.5	10.2	3.0	14.2	4.2	1022.9	64.5	10.0	30.0
500	459.1	1613.2	544.8	10.1	3.0	14.4	4.2	1098.2	69.3	12.1	36.1

LEGEND

- AL — Aluminum
- COP — Coefficient of Performance
- CU — Copper
- EER — Energy Efficiency Ratio
- IPLV — Integrated Part Load Value
- MCHX — Microchannel Heat Exchanger

*Air Conditioning and Refrigeration Institute (U.S.A.).

NOTES:

1. Rated in accordance with ARI Standard 550/590 at standard rating conditions.
2. Standard rating conditions are as follows:
 Cooler Conditions:
 Leaving water temperature: 44 F (6.7 C)
 Entering water temperature: 54 F (12.2 C)
 Fouling Factor:
 0.00010 hr x sq ft °F/Btu (0.000018 m² x °C/W)
 Condenser Conditions:
 Entering air temperature: 95 F (35 C)




Fuente: Carrier. Product data AquaForce 30XA080-500

<https://www.manualslib.com/manual/748628/Carrier-Aquaforce-30xa080-500.html>

Consulta: noviembre 2018.

Anexo 7. Hoja de datos de los chiller de 180 toneladas y 140 toneladas Green Speed (chiller 3 y chiller 4)



Product Data

AquaForce®
30XA140-352

Variable Speed Air-Cooled
Liquid Chillers

with Greenspeed® Intelligence

140 to 350 Nominal Tons
(490 to 1230 Nominal kW)



AHRI* capacity ratings (English and SI)



UNITS WITH AL/CU CONDENSER COILS

30XA UNIT SIZE	CAPACITY		TOTAL POWER (kW)	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PRESSURE DROP	
	Tons	kW		EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
140	131.7	463.1	149.5	10.6	3.1	17.3	5.1	316.0	19.9	13.1	39.1
160	149.5	525.7	175.2	10.2	3.0	17.4	5.1	358.8	22.6	12.7	37.9
180	169.2	595.2	190.0	10.7	3.1	17.3	5.1	406.2	25.6	15.2	45.4
200	190.2	669.0	220.8	10.3	3.0	17.5	5.1	456.5	28.8	12.8	38.1
220	211.9	745.1	242.7	10.5	3.1	17.2	5.1	508.5	32.1	15.5	46.5
240	225.4	792.7	264.0	10.2	3.0	17.5	5.1	540.9	34.1	17.4	52.1
260	251.4	884.1	284.4	10.6	3.1	17.8	5.2	603.3	38.1	10.3	30.8
280	266.0	935.5	303.9	10.5	3.1	17.7	5.2	638.4	40.3	11.4	34.0
300	281.3	989.2	327.9	10.3	3.0	17.8	5.2	675.0	42.6	12.6	37.8
325	304.2	1069.8	347.5	10.5	3.1	17.8	5.2	730.0	46.1	13.3	39.8
350	320.7	1127.9	367.2	10.5	3.1	17.9	5.2	769.7	48.6	14.7	43.8

UNITS WITH MCHX CONDENSER COILS

MCHX COILS 30XA UNIT SIZE	CAPACITY		TOTAL POWER (kW)	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PRESSURE DROP	
	Tons	kW		EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
140	132.6	466.4	147.2	10.8	3.2	17.5	5.1	318.3	20.1	13.2	39.6
160	150.6	529.5	172.7	10.5	3.1	17.7	5.2	361.4	22.8	12.8	38.4
180	170.4	599.3	187.0	10.9	3.2	17.5	5.1	409.0	25.8	15.4	46.0
200	191.5	673.6	217.9	10.5	3.1	17.8	5.2	459.7	29.0	12.9	38.6
220	213.5	750.8	238.8	10.7	3.1	17.5	5.1	512.4	32.3	15.8	47.1
240	227.1	798.7	259.7	10.5	3.1	17.8	5.2	545.1	34.4	17.7	52.8
260	252.6	888.4	281.5	10.8	3.2	17.9	5.2	606.2	38.2	10.4	31.1
280	267.3	940.3	300.5	10.7	3.1	17.8	5.2	641.6	40.5	11.5	34.3
300	282.6	993.8	324.8	10.4	3.1	18.0	5.3	678.2	42.8	12.7	38.1
325	305.1	1073.1	345.0	10.6	3.1	17.9	5.3	732.3	46.2	13.4	40.0
350	321.6	1130.9	365.1	10.6	3.1	18.1	5.3	771.8	48.7	14.7	44.1

- LEGEND
- AL — Aluminum
 - COP — Coefficient of Performance
 - CU — Copper
 - EER — Energy Efficiency Ratio
 - IPLV — Integrated Part Load Value
 - MCHX — Microchannel Heat Exchanger
3. Units configured with no suction service valve or suction line insulation.
4. Unit performances will vary depending on the options configured. All data in the above tables was generated in Packaged Chiller Builder version 3.49h. Refer to the latest version of the Packaged Chiller Builder for the most up-to-date data.

*Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (U.S.A.).

NOTES:

1. Rated in accordance with AHRI Standard 550/590 at standard rating conditions.
2. Standard rating conditions are as follows:
Cooler Conditions:
Leaving water temperature: 44 F (6.7 C)
Flow rate: 2.4 gpm/ton (0.043 l/s per kW)
Fouling Factor: 0.00010 hr x sq ft °F/Btu (0.000018 m² x °C/W)
Condenser Conditions:
Entering air temperature: 95 F (35 C)




Fuente: Carrier air cooled, Product data AquaForce 30XA140-352.

<https://www.carrier.com/marine-offshore/en/worldwide/products/chillers/30xa/>.

Consulta: noviembre 2018.

Anexo 8. Hoja de datos de los chiller de 100 toneladas

	Product Data	AQUASNAP® 30RB060-390 Air-Cooled Chillers
	60 to 390 Nominal Tons (210 to 1370 kW)	



AHRI* capacity ratings

30RB UNIT SIZE	CAPACITY		COMP	FAN	TOTAL POWER	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PD	
	Tons	kW	kW	kW	kW	EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
060	57.1	200.8	60.1	10.3	70.4	9.7	2.9	13.1	3.9	136.5	8.6	8.9	26.6
070	66.5	233.9	73.1	10.3	83.4	9.6	2.8	13.4	3.9	159.0	10.0	11.7	35.0
080	76.0	267.3	85.0	10.3	95.3	9.6	2.8	14.2	4.2	181.7	11.5	7.0	20.9
090	86.4	303.8	91.1	15.5	106.6	9.7	2.9	13.4	3.9	206.7	13.0	8.9	26.6
100	95.7	336.5	104.0	15.5	119.5	9.6	2.8	13.6	4.0	229.0	14.4	10.7	32.0
110	105.5	371.0	116.6	15.5	132.1	9.6	2.8	13.7	4.0	252.1	15.9	8.8	26.3
120	118.4	416.4	129.5	18.1	147.6	9.6	2.8	13.7	4.0	283.2	17.9	10.9	32.6
130	127.3	447.7	137.5	20.6	158.1	9.7	2.8	13.6	4.0	304.4	19.2	12.5	37.4
150	144.4	507.8	158.4	20.6	179.0	9.7	2.8	13.8	4.0	345.3	21.8	7.5	22.4
160	153.0	538.0	162.8	25.8	188.6	9.7	2.9	13.4	3.9	366.0	23.1	8.4	25.1
170	166.4	585.5	182.4	25.8	208.2	9.6	2.8	13.5	4.0	398.1	25.1	9.8	29.3
190	188.5	662.9	205.6	31.0	236.6	9.6	2.8	13.4	3.9	450.9	28.4	12.4	37.1
210	201.9	710.0	217.6	31.0	248.6	9.7	2.9	13.7	4.0	482.7	30.5	9.9	29.6
225	214.2	753.3	236.8	31.0	267.8	9.6	2.8	13.8	4.0	512.3	32.3	11.2	33.5
250	237.8	836.2	261.5	36.1	297.6	9.6	2.8	13.6	4.0	568.8	35.9	13.6	40.7
275	260.2	915.0	284.0	41.3	325.3	9.6	2.8	13.7	4.0	622.4	39.3	16.2	48.4
300	282.6	993.8	308.1	46.5	354.6	9.6	2.8	13.5	4.0	675.6	42.6	19.0	56.8
315	306.0	1076.1	325.7	51.6	377.3	9.7	2.9	13.4	3.9	731.9	46.2	8.4	25.1
330	319.4	1123.6	345.2	51.6	396.8	9.6	2.8	13.5	4.0	764.1	48.2	9.8	29.3
345	332.9	1170.7	364.8	51.6	416.4	9.6	2.8	13.5	4.0	796.3	50.2	9.8	29.3
360	355.0	1248.4	388.0	56.8	444.8	9.6	2.8	13.5	4.0	849.0	53.6	12.4	37.1
390	377.0	1325.8	411.1	62.0	473.1	9.6	2.8	13.4	3.9	901.7	56.9	12.4	37.1

LEGEND

COP — Coefficient of Performance
EER — Energy Efficiency Ratios
IPLV — Integrated Part Load Value
PD — Pressure Drop

*Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute.

NOTE: Based on AHRI 550/590 standard rating conditions. Ratings are for standard chillers only. Ratings do not include options.



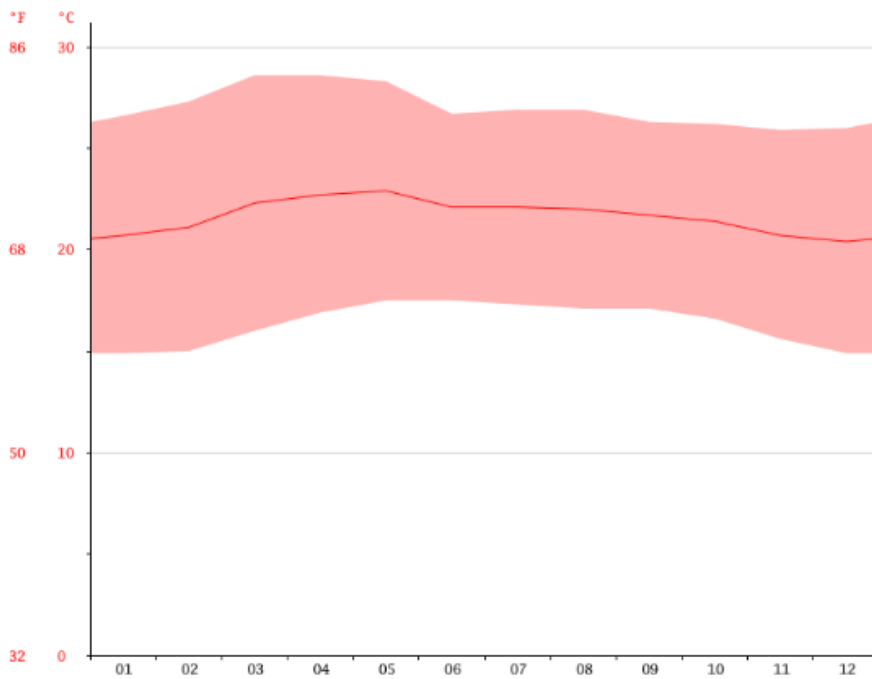
Carrier air cooled Product data AquaForce 30RB060-390.

<https://www.carrier.com/commercial/en/us/products/chillers-components/air-cooled-chillers/30rb/>. Consulta: noviembre 2018.

Anexo 9. Condiciones ambientales en Amatitlán, Guatemala

Amatitlán tiene un clima tropical. En invierno hay en Amatitlán mucho menos lluvia que en verano. La temperatura media anual es 21,7 °C en Amatitlán. Hay alrededor de precipitaciones de 1 177 mm.

Diagrama de promedio de temperaturas en Amatitlán, Guatemala



Continuación del anexo 9.

Datos históricos de temperaturas del ambiente en Amatitlán, Guatemala

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temperatura media (°C)	20.7	21.1	22.3	22.7	22.9	22.1	22.1	22	21.7	21.4	20.7	20.4
Temperatura min. (°C)	14.9	15	16	16.9	17.5	17.5	17.3	17.1	17.1	16.6	15.6	14.9
Temperatura máx. (°C)	26.6	27.3	28.6	28.6	28.3	26.7	26.9	26.9	26.3	26.2	25.9	26
Temperatura media (°F)	69.3	70.0	72.1	72.9	73.2	71.8	71.8	71.6	71.1	70.5	69.3	68.7
Temperatura min. (°F)	58.8	59.0	60.8	62.4	63.5	63.5	63.1	62.8	62.8	61.9	60.1	58.8
Temperatura máx. (°F)	79.9	81.1	83.5	83.5	82.9	80.1	80.4	80.4	79.3	79.2	78.6	78.8

Fuente: Historial de clima de Amatitlán Guatemala. Clima data.

<https://es.climate-data.org/america-del-norte/guatemala/guatemala/amatitlan-53795/>. Consulta:
noviembre de 2018.

