



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# Trabajo de diploma

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Evaluación del sistema de agua de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.

**Autor:** Yosmel Abrahante Pérez

**Tutor:** Dr. C. Ever Góngora Leyva

**Moa, 2016**

## **DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

Yo: Yosmel Abrahante Pérez, autor de este trabajo de Diploma y en conjunto con los tutores, Doctor en Ciencias: Ever Góngora Leyva, declaramos la propiedad intelectual de este trabajo, al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

---

Yosmel Abrahante Pérez

---

Dr.C. Ever Góngora Leyva

## *PENSAMIENTO*

*En la tierra hacen falta personas que trabajen más y critiquen menos, que construyan más y destruyan menos, que prometan menos y resuelvan más, que esperen recibir menos y den más, que digan mejor ahora que mañana.*

*Ernesto Che Guevara*

## DEDICATORIA

*A mis padres, a mi abuelo, a mis tíos y demás seres queridos en general, pues ya que constituyen el motivo de inspiración para alcanzar las metas propuestas.*

*A la revolución Cubana por haberme dado la posibilidad de poder forjarme como un buen profesional.*

*A los nombrados y a quienes imperdonablemente no he recordado, a todos les dedico este éxito.*

*A todos les dedico este éxito*

*El autor*

## AGRADECIMIENTOS

*Agradezco enormemente a mi tutor Dr. C. Ever Góngora Leyva por apoyarme en el transcurso de la realización de este trabajo así como a los profesores del Departamento de Mecánica por los conocimientos impartidos a lo largo de la carrera. A mis padres, por su total entrega para poder llegar a ser un profesional de valores éticos, a mis abuelos Marcelino y Elena, a mis tíos y familia en general, por el apoyo brindado y por siempre estar dispuestos a ayudarme. A mis amistades y compañeros de escuela que con su apoyo desinteresado han contribuido a que alcanzara esta meta.*

*A todos mis seres queridos:*

*A Todos Muchas Gracias*

*El autor*

## **RESUMEN**

En el presente trabajo se realizó la evaluación del sistema de agua de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, con la finalidad de ubicar y cuantificar las pérdidas de agua de enfriamiento ajenas a la evaporación, purga y arrastre; las cuales ocasionan un incremento en el suministro de agua de reposición y mayor requerimiento de los químicos empleados en el tratamiento del agua de enfriamiento. Para ello se identificaron todas las características del sistema de enfriamiento a las condiciones de diseño y de operación; tomando en consideración los datos de diseño reportados en los manuales de la planta y los valores operacionales recolectados en campo. Se realizaron balances de masa y energía durante el trimestre (abril-junio), encontrándose que las pérdidas de agua no se localizan en ella y que la torre de enfriamiento mantiene un desempeño adecuado en función del calor retirado a través de esta. El estudio de los intercambiadores determinó que el intercambiador S-130-IS presentó un calor operacional actual de 4 772 kW siendo su valor de diseño de 7 049 kW, lo que representa una disminución de 2277kW respecto al diseño; esta disminución se ve reflejado en las altas temperaturas generadas en él y junto a la tendencia incrustante del agua de enfriamiento; lo transforman en un intercambiador crítico.

## **ABSTRACT**

You accomplished Fuel Oil's evaluation of the system of water of cooling of Base Generation's Entrepreneurial unit, Moa, with the purpose to locate and to quantify the not our own losses of water of cooling to the air humidity, purgative and dragging in the present work. Which cause an increment in the water supply of replacement and bigger request of the chemicals used in the treatment of the water of cooling hey identified to the designing and operation conditions all of the characteristics of the cooling system for it. Taking into consideration the designing data yielded in plant's manuals and the operational moral values recollected at field. Balances of mass had total success and energy during the trimester ( April- June ) , finding that they do not locate the losses of water in her and then the cooling tower maintains a performance made suitable in terms of the heat withdrawn through this. The inter-moneychangers' study determined than the inter-moneychanger S 130 IS an operational present-day heat of 4 772 kW being his value of design of 7 049 kW , what a decrease of 2 277 kW in relation to the design represents. This decrease is seen reflected in the loud temperatures generated in him and next to the incrustive tendency of the water of cooling. They turn it into a critical inter-moneychanger.

## ÍNDICE

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	3
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN .....	7
1.1.Introducción.....	7
1.2.Trabajos precedentes en equipos de intercambio térmico.....	7
1.3.Descripción del flujo tecnológico de la planta de Motores y el Circuito cerrado de enfriamiento .....	10
1.3.1. Circuito cerrado de enfriamiento .....	13
1.4.Descripción de los Intercambiadores .....	14
1.4.1. Según el flujo de los fluidos los intercambiadores de calor se clasifican en: .....	14
1.4.2. Funcionamiento, composición y tipos de intercambiadores de calor .....	14
1.5.Descripción del Intercambiador de placas S130-IS.....	15
1.6.Descripción de las Torres de Enfriamiento.....	16
1.6.1. Clasificación de las Torres de enfriamiento .....	17
1.7.Descripción de las torres de enfriamiento VAPF - 3560 - A0 - L1 .....	18
1.8.Caracterización del agua del circuito de enfriamiento.....	19
1.9.Conclusiones del capítulo .....	20
CAPÍTULO II MATERIALES Y MÉTODOS.....	21
2.1.Introducción.....	21
2.2.Cálculo del flujo total de calor transferido.....	22
2.3.Procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de placas .....	22
2.4.Cálculo de la temperatura media logarítmica .....	25
2.5.Cálculo hidráulico del intercambiador de calor.....	25
2.5.1. Número de Reynolds .....	26
2.6.Cálculo del área de transferencia de calor.....	26
2.7.Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas.....	26
2.8.Método de la relación efectividad y número de unidades de transmisión (NTU).....	26
2.9.Efectividad de la transferencia de calor .....	28
2.10. Características de los intercambiadores de calor del sistema de enfriamiento .....	30

2.11. Estimación del caudal de aporte, de purga y las pérdidas por vaporización de las torres de enfriamiento .....	30
2.11.1. Balances de masa y energía para los cálculos en las torres de enfriamiento.....	31
2.12. Rango de enfriamiento.....	33
2.13. Balance de Energía en una torre de enfriamiento.....	33
2.14. Ciclos de concentración .....	35
2.15. Determinación del valor de la purga.....	35
2.16. Agua de reposición .....	35
2.17. Cálculo de arrastre.....	35
2.18. Eficiencia Térmica.....	36
2.19. Calor retirado en la torre de enfriamiento.....	36
2.20. Determinación de los índices de estabilidad .....	36
2.21. Datos de diseño del sistema de agua de enfriamiento del circuito.....	38
2.21.1. Recopilación de las variables y datos a las condiciones de operación.....	38
2.22. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO.....	39
<b>CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS SU VALORACIÓN .....</b>	<b>41</b>
3.1. Introducción.....	41
3.2. Condiciones de diseño y operación actual de la torre de enfriamiento .....	41
3.3. Parámetros químicos del agua de la torre de enfriamiento a las condiciones de diseño y de operación actual .....	43
3.4. Porcentajes de desviación de las condiciones de operación actual de la torre de enfriamiento con respecto a las condiciones de diseño .....	44
3.5. Balances de masa y energía en la torre de enfriamiento .....	45
3.6. Rango de enfriamiento .....	46
3.7. Flujo másico del aire en la torre de enfriamiento.....	48
3.7.1. Relación líquido gas.....	48
3.8. Porcentaje de agua evaporada en la torre de enfriamiento.....	49
3.9. Arrastre en la torre de enfriamiento.....	50
3.10. Calor retirado en la torre de enfriamiento.....	51
3.11. Eficiencia térmica de la torre de enfriamiento .....	52
3.12. Estudio del funcionamiento de los intercambiadores de calor.....	53

3.13. Condiciones de diseño de operación actual de los intercambiadores de calor .....	53
3.14. Tendencia corrosiva o incrustante del agua de enfriamiento .....	56
3.15. Ciclos de concentración de la torre de enfriamiento .....	56
3.16. Valoración económica.....	57
3.17. Impacto ambiental.....	58
3.18. Conclusiones del capítulo .....	58
CONCLUSIONES GENERALES .....	59
RECOMENDACIONES .....	60
BIBLIOGRAFÍA.....	61
ANEXOS.....	64

## **INTRODUCCIÓN**

La energía eléctrica es un recurso de vital importancia por los aportes que ofrece al desarrollo económico y social de las naciones. Garantizar su generación eficiente significa que prevalezca mejor calidad de vida para la población. Proceso que debe avalar una explotación racional de los recursos naturales y el empleo de procesos tecnológicos eficientes.

Resulta imprescindible en la situación actual de la economía cubana la reducción de la demanda del consumo de energía, de los costos asociados con ellos y con las inversiones capitales en los equipos eléctricos utilizados en las instalaciones industriales y de servicios. Esta necesidad está potenciada por el impacto medioambiental de las tecnologías energéticas.

La energía es la fuerza que mueve a la industria, y para hacer un uso más racional de la misma, en Cuba se han llevado a cabo esfuerzos encaminados a elevar la eficiencia de los procesos productivos de las diferentes ramas industriales, dada a la gran importancia que tiene el ahorro de la energía eléctrica expresándolo en la revolución energética que ha llevado a cabo por varios años, con vista a alcanzar los más altos rendimientos económicos.

Un ejemplo es la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, la más reciente inversión llevada a cabo en el país, con una capacidad de 184 MW, ubicada en el noreste de la provincia Holguín. Tiene como objetivos, generar energía eléctrica con alta confiabilidad y eficiencia contribuyendo al desarrollo de las organizaciones económicas y sociales de la región e incrementar la calidad de vida de la población, garantizando el necesario equilibrio con el medio ambiente.

Esta Unidad Empresarial de Base, consta de tecnología de punta, con motores MAN 18V48/60B de fabricación Alemana, los cuales necesitan de un sistema de enfriamiento para su correcto funcionamiento. Para realizarlo, se utiliza el recurso natural agua. Diversos factores hacen que este recurso sea un excelente medio de enfriamiento; existe en abundancia, es de fácil disponibilidad, económica, de fácil manejo y puede eliminar cantidades grandes de calor, no se dilata ni comprime de una manera apreciable en los intervalos de temperatura para los que se usa y no se descompone.

## **Situación problemática**

Los sistemas de enfriamientos están constituidos por equipos que tienen un impacto directo en la gestión y operación de cualquier industria. Los problemas radican en una disminución de la vida útil de los conductos por donde circula el agua de enfriamiento que proviene de las torres de enfriamiento hasta los intercambiadores de calor de placas, en circuito cerrado.

En estos sistemas es necesario destacar la importancia del agua como sustancia de trabajo. Debido a que está aireada y experimenta elevaciones de temperaturas, provocando corrosión, acumulación de impurezas, incrustaciones y depósito de microorganismos, en los equipos que componen el sistema. A pesar de que estos problemas se regulan a través de un tratamiento químico específico, no se dispone de la instrumentación que permite monitorear las variables principales del sistema. Esto ocasiona que el tratamiento químico se vea como una medida que no genera soluciones a los problemas del sistema de enfriamiento, sin embargo, sin él no sería posible el funcionamiento del sistema.

Por otra parte, las torres de enfriamiento tienen un aporte de agua para contrarrestar las pérdidas que se producen por la evaporación parcial de la misma, el arrastre de gotas y las purgas efectuadas en el circuito de enfriamiento.

Para mejorar la calidad del agua de enfriamiento, estos aportes se han ido cambiando hasta conseguir una disminución apreciable de los problemas de acumulación de impurezas, incrustaciones, microorganismos y corrosión.

La evaporación parcial del agua en el circuito de enfriamiento de la torre provoca una concentración gradual de sales disueltas en la misma, que es necesario controlar mediante la purga del agua del circuito para así prevenir la formación de depósitos en el mismo.

En la actualidad, el aporte de agua y la purga se controlan de forma manual en todas las torres, y esto conlleva además, a un deficiente tratamiento de agua.

Los problemas del sistema de enfriamiento se agravan cuando se mantiene un equipo en servicio porque ocurre una acumulación de impurezas en el circuito (superior al normal), dando lugar a una baja transferencia de calor en los equipos y a una disminución del caudal efectivo de agua, generando zonas localizadas en el intercambiador de calor y aguas abajo, donde la calidad no es controlada.

En el sistema de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa” se identifican las siguientes deficiencias:

1. El tratamiento químico del agua en piscina (biosidas) no garantiza el funcionamiento eficiente de la instalación.
2. La presencia de polvo en suspensión en el aire y las fuertes precipitaciones provocan turbidez en el agua e incrustaciones en el interior de los intercambiadores de calor de placa.
3. Se desconoce si el caudal de agua de enfriamiento garantiza la eficiencia del proceso y si las dimensiones de la torre de enfriamiento es la adecuada para para los parámetros de operación requeridos.
4. Cada módulo de refrigeración consta de dos bombas en paralelo, cuándo el intercambiador comienza a alterar las variables de temperaturas por cuestión de suciedad, se hace necesario poner las dos bombas a trabajar para aumentar el flujo y mejorar el intercambio de calor, esto provoca pérdida en los consumos y pone en riesgo el sistema porque si fallase una de estas bombas no se podrían mantener los parámetros de temperatura en los intercambiadores de calor.
5. Los mantenimientos sistemáticos debido a las incrustaciones en los intercambiadores, exponiendo a las partes más sensibles del intercambiador (juntas y placas) a que se deterioren por el arme y desarme. Y pudiera ocurrir un accidente para los obreros que ejecutan este mantenimiento.

A partir de la situación problemática expuesta se define como **problema** a investigar: los parámetros de operación (temperatura, caudal y presión del agua) del sistema de enfriamiento de los motores diésel de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, bajo las condiciones actuales de explotación no garantizan el funcionamiento eficiente de la instalación incrementando los consumos energéticos, los costos de operación y las afectaciones al medio ambiente.

Como **objeto de la investigación** se establece: Sistema de agua de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.

Para dar solución al problema planteado se define como **objetivo del trabajo**:

Evaluar el sistema de agua de enfriamiento de la unidad de servicios “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.

Establecer los parámetros de operación que garanticen el funcionamiento eficiente del sistema de enfriamiento de agua de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, y la disminución de los consumos energéticos, los costos de operación y las afectaciones al medio ambiente.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis**: Si se realiza la evaluación termo energética del sistema de enfriamiento de agua en la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, se podrán establecer los parámetros de operación que garanticen el funcionamiento eficiente del sistema, la disminución de los consumos energéticos, los costos de operación y las afectaciones al medio ambiente.

#### **Objetivos específicos:**

1. Caracterizar el sistema de agua de enfriamiento a las condiciones de diseño y operación.
2. Estudiar el funcionamiento de los intercambiadores de calor que forman parte del sistema de enfriamiento de agua.
3. Realizar balances de masa y energía en la torre de enfriamiento a las condiciones actuales de operación.
4. Analizar los resultados obtenidos, teniendo en cuenta criterios técnicos, económicos y ambientales.

#### **Tareas de investigación:**

1. Revisión bibliográfica para el establecimiento de los fundamentos teóricos sobre el tema de investigación.
2. Caracterización del sistema de enfriamiento de agua de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.
3. Establecimiento del procedimiento para la evaluación termo energética del sistema de enfriamiento de agua de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.
4. Evaluación termo energética del sistema de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”.

5. Valoración de la implicación económica y de los efectos ambientales asociados a los resultados de la investigación.

## **CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.1. Introducción**

Debido a la gran utilidad que tienen los sistemas de enfriamiento en los procesos de intercambio de calor en las instalaciones industriales y su impacto directo en eficiencia y la producción, se hace necesario conocer las principales características de los equipos que lo componen. El objetivo de este capítulo es: establecer los fundamentos teóricos necesarios para la evaluación del proceso de enfriamiento del agua, a partir de la sistematización de los conocimientos científicos y técnicos establecidos en los trabajos precedentes.

### **1.2. Trabajos precedentes en equipos de intercambio térmico**

En el desarrollo de la investigación la revisión bibliográfica estuvo dirigida a la búsqueda de información relacionada con los aspectos comparativos de los diferentes equipos de transferencia de calor, los trabajos que exponen el procedimiento de cálculo para los aparatos de intercambio térmico, a partir de criterios teóricos y prácticos.

El intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El calor se transfiere sin que se produzca la mezcla de los fluidos (Incropera et al., 2007). La necesidad de llevar a cabo la modernización de estos equipos, que tuvo sus inicios alrededor del 1840 a partir de la teoría mecánica del calor, dio lugar a diversas publicaciones. Donde resulta interesante la revisión de Mijeev et al (1956), quienes examinaron las tesis fundamentales de la teoría de la semejanza y su aplicación en el estudio de los procesos de transferencia de calor.

Por su parte, Faires (1991), presentó los principios básicos termodinámicos con aplicaciones de gran importancia en la ingeniería mecánica. Analizó el tema del calor, como fuente de energía que interviene en los procesos de transferencia y se insertan estudios en el campo de tuberías de gas, propulsión a chorro, compresores y refrigeración, sin embargo, su enfoque está basado en las principales teorías referentes al calor y a los principios fundamentales de la termodinámica.

Fernández (1994), planteó las leyes termodinámicas empleadas en el análisis de los procesos térmicos y los conceptos fundamentales empleados en el estudio de éstos, detallando con claridad la metodología empleada en la solución de problemas prácticos.

Este trabajo analiza térmicamente los procesos industriales a partir de la inserción del concepto de energía, el cual se aplica para realizar el balance energético de equipos industriales como: turbina de gas; bombas y generadores de vapor.

Pietro (1994) evaluó las posibles causas por las cuales la torre de enfriamiento de una línea de producción en una planta productora de cemento, desde la puesta en marcha, presentó problemas en cuanto al consumo energético que se manifestaba en exceso de vapor admitido por las turbinas. Por su parte, Walker (1923) propuso balances de masa y energía para torres de enfriamiento e intercambiadores de calor. Así mismo, se reconocen los aportes de Merkel (1925), quien estructuró la teoría básica de estos. Khan et al (2003) modificaron lo expuesto por Walker, al relacionar el calor sensible y el calor latente en los balances de masa y energía.

Guaramata (2002) realizó una evaluación del funcionamiento de los sistemas de enfriamiento por recirculación de agua en la empresa metalúrgica, Orinoco Iron C.A. La finalidad de su estudio fue mantener las condiciones operacionales en los límites de control establecidos. Para alcanzar su objetivo determinó las fugas de agua en el sistema haciendo seguimientos a las líneas de tubería y los equipos involucrados en el sistema de enfriamiento, lo cual permitió identificar los equipos críticos del sistema y así lograr disminuir el flujo de agua de reposición. Determinó las variables operativas de la torre de enfriamiento, permitiéndole hacer una evaluación con base en el diseño. Este trabajo es tomado como referencia para determinar las pérdidas de agua no cuantificadas en el Mejorador Petromonagas, tomando en consideración su estudio de las líneas de tubería; como también hallar equipos críticos presentes en el sistema de agua de enfriamiento del Mejorador que permitan lograr una disminución en el flujo de agua de reposición en dicho sistema.

Vital en el 2003 realizó una evaluación del sistema de agua de enfriamiento para la optimización del proceso productivo de una planta de fertilizantes nitrogenados. Ejecutó una recopilación de las condiciones de diseño y de operación normal del sistema de agua de

enfriamiento. En dicho estudio estableció los fundamentos para la evaluación del sistema, así como los parámetros básicos para determinar los equipos críticos presentes en él; previa a la evaluación determinó la eficiencia actual de los equipos. Realizó hojas de cálculos que permiten estimar de manera automática las condiciones generales del sistema. Esta evaluación constituye la base fundamental para estudiar los equipos críticos pertenecientes al sistema de agua de enfriamiento del Mejorador Petromonagas.

Ramírez (2004) evaluó la eficiencia real de una torre de enfriamiento y a su vez propuso ideas que permitieron que el sistema de enfriamiento trabajara bajo condiciones estables.

Kloppers y Kröger (2005), plantearon un modelo matemático en ecuaciones diferenciales ordinarias para determinar la transferencia de masa y energía en torres de enfriamiento e intercambiadores de calor, usaron el método de Poppe para calcular diferencialmente la integral de Merkel, la solución numérica la obtuvo con el método Runge-Kutta de cuarto orden y con buenos resultados.

García (2005), relacionó los problemas existentes en un sistema de enfriamiento, constituido por intercambiadores, torres y el sistema de bombeo: corrosión, incrustaciones, acumulación de impurezas, y formación de microorganismos; originados por el incremento de las fugas de hidrocarburos. El autor hizo recomendaciones acerca del comportamiento de los parámetros fundamentales que caracterizan el sistema.

Para la selección de intercambiadores de calor de placa, y de tubos y coraza, se propone el uso de expresiones empíricas a partir del análisis de los diferentes procesos de transferencias de calor y de los métodos computacionales asociados a los procedimientos de cálculo, como por ejemplo el software INTERC v1.12 (Betancourt, 2005; Wang, 2004; Bergles, 2005; James, 2005; Sundén, 2006 y Anderson, 2007). Se destacan las técnicas experimentales usadas para obtener los coeficientes de transferencia de calor, de forma experimental y su dependencia de diferentes números adimensionales, como por ejemplo: Nusselt, Reynolds y Prandtl. (Raju, 1987; Zahid, 2003; Picón, 2004; James, 2005; Abril, 2008; González, 2008; Góngora, 2009)

Martínez en el 2008, evaluó la eficiencia del tratamiento químico aplicado a las torres de enfriamiento de la refinería Puerto La Cruz; en ella realizó pruebas de pH, alcalinidad, dureza, entre otros parámetros para el cálculo de los índices de Langelier y Ryznar. En

segundo lugar realizó cálculos en función de las cantidades de tratamiento químico anticorrosivo y anti-incrustante, con la finalidad de analizar la tendencia corrosiva e incrustante de los sistemas de enfriamiento. Con base en este estudio se realizaron los respectivos análisis y cálculos necesarios para determinar la eficiencia química del agua de enfriamiento.

Es oportuno destacar que en todos los casos, los resultados son aplicables a las condiciones específicas en que se desarrollaron los experimentos, por lo que en escenarios diferentes, se deberá realizar comprobaciones experimentales que permitan determinar la aplicabilidad de los resultados.

### **1.3. Descripción del flujo tecnológico de la planta de Motores y el Circuito cerrado de enfriamiento**

La Central Diésel Eléctrica de Moa es la encargada de producir energía eléctrica para el Sistema Electro Energético Nacional, mediante la transformación de la energía calorífica del combustible en energía mecánica y luego en energía eléctrica. Para ello utiliza diez motores de combustión interna (MAN 18V48/60B) acoplados a generadores de 18,4 MW , que trabajan con combustible pesado fuel-oíl sin embargo, su puesta en operación y paradas lo realizan con combustible diésel para evitar incrustaciones en el sistema de inyección.

La recepción del combustible comienza en el depósito. El *fuel-oíl* llega a través de un sistema de bombas hasta los tanques de recepción, desde donde se alimentan las centrífugas que lo purifican y se envía a los tanques de almacenamiento. Otro sistema de bombas succiona el combustible pasándolo por un módulo de filtro automático y recirculándolo para el mismo tanque al pasar por un cabezal para cada nave, de donde se succiona para su consumo en los motores.

El diésel es recibido por las bombas P082 A y B, y enviado para el tanque T003 de donde lo succionan las bombas P008 A o B y C o D las cuales lo impulsan pasándolo por un módulo de filtro MOD-003 A y B, y se recircula al mismo tanque mediante dos cabezales, uno para cada nave en los que de igual forma toman los motores para su consumo.

En el caso del aceite lo reciben las bombas P083, lo envían para el tanque T012 hasta que se vaya a usar para el relleno de algún cárter de los motores usando las bombas P012 A o B.

La instalación cuenta con diez calderas recuperativas, que utilizan los gases de escape producto de la combustión de los motores, para la producción de vapor de agua. Este último se emplea para disminuir la viscosidad del combustible pesado fuel-oíl. Además existe una caldera auxiliar de dos etapas, que garantiza la generación de vapor cuando no hay motores en servicio.

### **Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B**

Los motores MAN 18V48/60B se enfrían con agua desmineralizada a alta temperatura. Esta es enfriada con agua desmineralizada a baja temperatura después de haber enfriado el aceite de lubricación de los motores y con el empleo de agua cruda en la torre de enfriamiento. En este proceso de intercambio térmico se emplean tres intercambiadores de calor de placas, en la sección agua-agua, en la sección agua-aceite, y en la sección agua-agua de la torre de enfriamiento.

### **Sistema agua a alta temperatura**

Se utiliza para refrigerar el aire de sobrealimentación en la primera etapa del turbo cargador mediante el enfriador HE010 y enfriar los cilindros del motor.

En operación normal, la bomba P-002 (propia del motor) trasiega el medio de enfriamiento (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) hacia el motor pasando primeramente por el enfriador del aire de sobrealimentación de admisión HE010 (fase1) luego se dirige internamente hacia los cilindros y fluye fuera del motor. A continuación se dirige al enfriador del agua refrigerante del motor HE-053, donde vuelve a entrar en circulación a través de la válvula de regulación de temperatura MOV002 hacia la bomba P-002.

El sistema agua a alta temperatura está compuesto por los siguientes equipos:

- Bomba P-002, circula el agua de enfriamiento del motor durante la marcha a revoluciones completas. Bomba centrífuga accionada por eje acoplado al cigüeñal, con un flujo de 220 m<sup>3</sup>/h y una presión de 4,5 bar .

- Válvula de regulación de temperatura MOV002 (tipo mezcladora): Mantiene el agua de enfriamiento hacia el motor a una temperatura constante de 90°C durante toda la carga.
- Recipiente de expansión T002 (500 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. El depósito en ambas mitades tiene instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- Enfriador del circuito de agua de enfriamiento del motor: Se utiliza para retirar el calor acumulado en el sistema del agua de enfriamiento de los cilindros HE-053.
- Intercambiador de calor central (baja temperatura-torre de enfriamiento) HE-019.
- Bomba P-070: Bomba de enfriamiento centrífuga accionada por un motor eléctrico, circula el agua en el esquema de HT durante el arranque y parada del Motor, flujo de 36 m<sup>3</sup>/h y presión 3,162 bar .
- T-081: Estación dosificadora / agua de enfriamiento del sistema, capacidad 50 L .

### **Sistema agua a baja temperatura**

Se utiliza para enfriar el aire de sobrealimentación de la fase 2 del turbo cargador HE008, el enfriador de aire del alternador A001, enfriar los cojinetes del alternador y del motor, el enfriador de agua del Sistema de Enfriamiento Toberas HE005, el enfriador del sistema de aceite de lubricación del motor HE002, el enfriador de agua del sistema de enfriamiento del motor HE003, el enfriador del combustible HE007 en el MOD008, cuando hace cambio el motor para diésel.

En operación normal, la bomba P-025 (propia del motor) trasiega el fluido (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) a presión de 11 bar y caudal de 310 m<sup>3</sup>/h desde su medio de enfriamiento (intercambiador de placas HE-019) hasta la segunda etapa de enfriamiento del aire de sobrealimentación en el turbo cargador, pasando por la válvula de tres vías MOV003.

Esta válvula determina según su temperatura la recirculación del agua al turbo, así mismo interviene en el enfriamiento del módulo de toberas y del diésel en el MOD008 booster, llegando al intercambiador HE002 para enfriar el aceite de lubricación del motor y finaliza

su recorrido en el intercambiador HE053 al intercambiar temperaturas con el agua a alta temperatura (se repite el ciclo).

El sistema de agua a baja temperatura está compuesto por los siguientes equipos:

- Bomba 01-P-025: Bomba centrífuga para la circulación del agua con protección antioxidante en todo el circuito con una capacidad de 340 m<sup>3</sup>/h y 4,5 bar en la descarga, accionada por un motor eléctrico de 440 V , 66 kW , 97,8 A y 1 750 rpm.
- Válvula de regulación de temperatura MOV003 (tipo mezcladora): Ajusta flujo de agua de enfriamiento al enfriador de aire de carga de la fase 2 mediante un controlador automático que toma como referencia la temperatura del aire del ambiente en la zona de aspiración y del aire comprimido en dicha etapa del turbo cargador, evitando así entrada de condensado al motor.
- Recipiente de expansión T004 (1 000 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. En ambas mitades tienen instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- Enfriador de Aire de Carga Etapa 2 HE008: Enfría el aire de sobrealimentación antes de entrar a los cilindros del motor.
- T-082: Estación dosificadora / agua de enfriamiento del sistema, capacidad 50 L .
- HE003 (sección de agua a baja temperatura): Enfriador del agua del circuito de agua a alta temperatura.

### **1.3.1. Circuito cerrado de enfriamiento**

El fluido (agua cruda clarificada con aditivo) de la torre de enfriamiento es succionada desde una piscina de 2 406 x 913 x 100 cm para una capacidad total de 137,09 m<sup>3</sup>, las bombas NB 150-200/218 202 A y B se encargan de trasegar el líquido hasta los intercambiadores pasando por una válvula auto neumática M-329 que permite la circulación del agua según la bomba seleccionada, descargando a la entrada del Intercambiador S130-IS con una presión y caudal de 1,1 bar y 362 m<sup>3</sup>/h respectivamente.

Al salir el agua, cae por la torre de enfriamiento en forma de llovizna, los ventiladores de tiro forzado 250 S/M A y B extraen el calor adquirido en el intercambio que ocurre en los intercambiadores.

#### **1.4. Descripción de los Intercambiadores**

El intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de manera eficiente de un fluido a otro, estando separados éstos por una barrera sólida o encontrándose en contacto. Según la forma de trabajo para conseguir transferir calor, se tendrá la siguiente clasificación:

Regeneradores: los dos fluidos pasan alternativamente a través de la misma superficie, primero lo hace el fluido caliente y seguidamente el frío, tratando que se produzca la menor mezcla física entre las dos corrientes.

- Mezcladores o de contacto directo: dispositivos en los cuales las corrientes (fría y caliente) fluyen hacia una cámara abierta donde se produce una mezcla física completa, obteniéndose una sola corriente.
- Recuperadores: son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. corrientes fluidas involucradas están separadas entre sí por una pared termoconductora, por la cual se transmitirá el calor del medio caliente al medio frío. La transferencia de calor será por convección y conducción.

##### **1.4.1. Según el flujo de los fluidos los intercambiadores de calor se clasifican en:**

- Flujo paralelo: ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido, siendo éste poco utilizable.
- Flujo contracorriente: el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro. Son los que se utilizan normalmente. La transferencia de calor en este intercambiador es más efectiva que la del anterior.

##### **1.4.2. Funcionamiento, composición y tipos de intercambiadores de calor**

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas; de manera alternativa. Un fluido es conducido por

los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares. Los dos fluidos se encuentran separados por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor sin mezclarse. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente.

Un intercambiador de placas está formado por un grupo de placas de metal corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales circulan los fluidos de trabajo. Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales:

- El bastidor: se encarga de mantener las pilas de placas unidas. Sus componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, las conexiones de entrada y salida tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos.
- Las placas: permiten el intercambio térmico de los fluidos, su fabricación es en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades, pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0,5 y 0,9 mm . Con el objetivo de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25 a 1 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones.
- Por otro lado, se encuentran las juntas, que son fabricadas de elastómeros, seleccionándose de acuerdo con el tipo de servicio para que sean compatibles con el fluido utilizado.
- Las juntas se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.

### **1.5. Descripción del Intercambiador de placas S130-IS**

La compañía Sondex es la propiciadora de los intercambiadores de placa S130-IS que se encuentran instalados en el sistema de enfriamiento de agua de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”. Estos están diseñados y calculados

de acuerdo con la más reciente tecnología, según se pudo observar en los puntos anteriores, están provistos de dos componentes fundamentales (bastidor y placas):

- El bastidor está compuesto de: placa frontal fija, placa de cierre móvil, barras guías superiores, inferior y apoyo. Tornillos, tuercas y arandelas de apriete, todos estos elementos están fabricados de acero inoxidable AISI 316L.
- Placas: Tiene una cantidad de 588, son acanaladas con los canales estampados en forma espina de pescado.

Los intercambiadores de placa S130-IS en el proceso de funcionamiento cuenta con características esenciales como:

- Capacidad nominal 12 790 kW
- 324 x 170 l x h
- 458,85 m<sup>2</sup>
- 989 mm
- 588 placas

El funcionamiento como un sistema cíclico hace que existan dependencias lógicas entre cada uno de los dispositivos del intercambiador, en su relación con la torre de enfriamiento, la que posee sus peculiaridades en cuanto a estructura y funcionamiento, de ahí que resulte importante que se conozca acerca de las torres de enfriamiento.

## **1.6. Descripción de las Torres de Enfriamiento**

El mecanismo termodinámico que controla el comportamiento de las torres de enfriamiento es la interacción de una corriente de aire no saturado en contacto directo con el agua.

En el proceso se produce un doble fenómeno, transmisión de calor sensible (energía extraída o aportada al fluido cuando se aumenta o reduce la temperatura) por diferencia de temperatura entre el agua (T) y el aire (t) y la transferencia de masa por difusión de vapor de agua en la película de aire de la interface agua-aire.

El aire en su camino ascendente se humedece y calienta, mientras que el agua al ir

descendiendo se enfría, llegando incluso a alcanzar una temperatura inferior a la de bulbo seco del aire. A partir de este instante la transmisión de calor sensible se invierte pasando del aire al agua, continuando la difusión de vapor en el aire y manteniendo el gradiente de presión de vapor entre la interface y fuera de ella.

En la medida que continúe la disminución de la temperatura del agua, la transmisión de calor sensible va aumentando, aproximándose más al valor del calor latente (entalpía de vaporización, cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado), llegándose en el caso teórico de una superficie y tiempo de contacto infinito a que ambas magnitudes se igualen.

### 1.6.1. Clasificación de las Torres de enfriamiento

Dentro de lo que actualmente se considera como torre de enfriamiento, existen varios tipos que se diferencian por sus características de funcionamiento y disposición de los elementos que la componen:

Tipo de aire	Sentido del flujo	Sistema de contacto
Natural	Contracorriente	Goteo
Mecánico	Cruzado	Laminar
Mixto	Mixto	Mixto

De esta clasificación, se explicará a continuación los sistemas que dispone la Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa.

#### Torres de tiro inducido

La torre de enfriamiento de corriente de aire inducida tiene uno o varios ventiladores en la parte superior que succionan el aire del agua a medida que baja por la empaquetadura. La circulación es de flujo invertido, donde el agua de la base más fría, se ponen en contacto con el aire más seco y de ello resulta una transferencia de calor más eficiente que la que se logra con la torre de corriente de aire forzada.

## **Torres de enfriamiento con corriente de aire mecánica**

Las torres de enfriamiento con corriente de aire mecánica usan ventiladores para aumentar la circulación del aire en el intercambiador y se dividen en dos clases: la de corriente de aire forzada y la inducida, en dependencia de cómo el aire se mueve por la torre.

Las torres con corriente de aire forzada usan el ventilador para hacer circular el aire en la torre. El ruido y las vibraciones no son preocupantes ya que el ventilador se monta en una base sólida. El aire que pasa por el ventilador es bastante seco lo que reduce problemas con la erosión, corrosión y la acumulación de incrustaciones en el mismo.

Este tipo de torres cuenta con una cubierta externa sólida. El aire pasa por el ventilador y sale por ambas salidas antes de que estas sea soplada por unas series de bandejas que provoca que el agua caiga en forma de cascadas y sea convertida continuamente en niebla.

### **1.7. Descripción de las torres de enfriamiento VAPF - 3560 - A0 - L1**

Las torres VAPF - 3560 - A0 - L1 son de tiro inducido (ver figura 1.3), tienen dos ventiladores tipo (250 S/M) colocados en la parte superior, que tienen la finalidad de impulsar el aire, creando un pequeño vacío en el interior. Esta torre está formada por equipos necesarios para su adecuado funcionamiento en sistema cíclico. En su composición están presentes materiales como:

- Carcasa de poliéster
- Estructura interna PPH (Polipropileno homopolímero)
- Distribución PEHD (Polietileno de alta densidad; X-STEEL: F18MT)
- Separadores PVC ( Policloruro de vinilo)

Las condiciones de funcionamiento para una torre de enfriamiento deberán tener variados parámetros con niveles de dependencia. Entre estos parámetros están:

- Caudal nominal Q (320 m<sup>3</sup>/h)
- Agua caliente (74,5 °C)
- Agua fría (40 °C)
- Bulbo húmedo (21 °C)

- Caudal de evaporación (16,2 m<sup>3</sup>/h)
- Potencia térmica (12 790 kW)
- Diámetro toberas HPM 24
- Potencia nominal (kW)
- Pérdida de los separadores de gotas (%Q - m<sup>3</sup>/h) <0,01
- Tipo de separadores LPVC-177/45
- Tipo de estructura interna PP
- Presiones sonoras 4D\* a 20 m 65 (Promedio de presiones sonoras en 4 direcciones horizontales, a 1,5 m del suelo, campo libre (+/- 2dBA))



**Figura 1.1. Torre de enfriamiento VAPF - 3560 - A0 - L1.**

### **1.8. Caracterización del agua del circuito de enfriamiento**

El agua de enfriamiento es un medio que debe ser cuidadosamente seleccionado, tratado y controlado. De lo contrario, en las superficies de contacto del sistema de enfriamiento con el agua puede producirse corrosión, erosión, airamiento, cavitación y pueden formarse depósitos. Estos dificultan la transferencia de calor, y una sobrecarga térmica en los elementos a enfriar.

Antes de la primera puesta en servicio del sistema, se debe realizar un tratamiento con agentes anticorrosivos. Para el servicio posterior, se deben mantener siempre las concentraciones prescritas por el fabricante, cuestión que es especialmente relevante en lo relativo a la incorporación de aditivos químicos.

Requisitos: El agua de enfriamiento a utilizar es clarificada, en otro caso las propiedades deben encontrarse dentro de los valores límites siguientes: Agua destilada o dulce, sin sustancias extrañas con valores de dureza total máximo de  $10^{\circ}\text{dH}^*$ , el pH entre los 6,5 y 8, y contenido en iones de cloruro máximo de  $50 \text{ mg/l}^{**}$ .

### **Daños en el sistema de agua de enfriamiento en caso de violar los requisitos antes mencionados**

- **Corrosión:** La corrosión es un proceso electroquímico que puede evitarse si se elige la calidad del agua apropiada y se trata con cuidado el agua del sistema de enfriamiento en las torres.
- **Cavitación por flujo:** En áreas con alta velocidad de flujo y altas turbulencias puede producirse una cavitación por flujo. Si se alcanza la presión de vapor, se forman burbujas de vapor que se rompen entonces en las áreas de alta presión causando así la destrucción de material en zonas limitadas.
- **Erosión:** La erosión es un proceso mecánico con desgaste de material y destrucción de películas protectoras a causa de sustancias sólidas arrastradas, se da especialmente en zonas con altas velocidades de flujo o altas turbulencias.
- **Corrosión bajo tensión:** La corrosión bajo tensión es un mecanismo de deterioro mediante esfuerzo dinámico y corrosión al mismo tiempo. Ésta puede causar la formación de grietas y la rápida propagación de grietas en piezas refrigeradas por agua y con carga mecánica, si el agua de enfriamiento no se trata correctamente.

### **1.9. Conclusiones del capítulo**

- Se explicó el flujo tecnológico de la central, así como el sistema de enfriamiento de las torres.
- Quedaron establecidos los fundamentos teóricos que caracterizan los circuitos de enfriamiento atendiendo a sus componentes, funcionamiento, aplicaciones, tipos, así como la del agua como fluidos involucrados en el sistema.
- La unidad empresarial de base Generación de Fuel Oil, Moa” tiene un alto nivel de automatización, que permite el control y la manipulación de los parámetros operacionales en función de las necesidades energéticas de la planta.

## CAPÍTULO II MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Introducción

La evaluación adecuada de los sistemas de enfriamientos, para agua que se utiliza en las industrias, requiere del conocimiento de los métodos para el cálculo de eficiencia en función de los parámetros de funcionamiento general que intervienen en el proceso de transferencia de calor.

#### Objetivo del capítulo

Establecer la metodología de cálculo, adecuada para la evaluación del sistema de enfriamiento.

- Método para el cálculo verificativo de los intercambiadores de calor de placas.
- Método para el cálculo verificativo de las torres de enfriamiento, balances de masa y energía, eficiencia.

En la evaluación de un sistema de intercambio térmico es posible el uso de dos métodos:

- Método de la diferencia efectiva de temperatura.
- Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión del calor.

El método de la diferencia efectiva de temperatura se emplea cuando se conocen los valores de temperaturas en la entrada y salida del intercambiador, este método encuentra en la literatura especializada y en trabajos relacionados con el tema tratado (Herrera, O.; 1986; Holman, J. P.; 2000; Incropera F. P. and David P. W.; 2002; Izquierdo M. M.; 2002; Kays, W. M. y A.L. London.; 1984).

La ecuación fundamental para el análisis de los intercambiadores de calor está referida al flujo de calor que se debe suministrar o extraer de una sustancia de trabajo teniendo en cuenta el área de intercambio térmico (ecuación 2.1):

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.1)$$

Donde:

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor, ( $W/(m^2 K)$ )

$A$ : Área de transferencia de calor, ( $m^2$ )

$\Delta T_{lm}$ : Diferencia de temperatura media logarítmica, (K).

## 2.2. Cálculo del flujo total de calor transferido

El flujo de calor transferido en un equipo de intercambio térmico se obtiene a partir del conocimiento de las temperaturas de entrada y salida del fluido; o mediante el conocimiento del coeficiente global de transferencia de calor, el área de intercambio térmico y la diferencia de temperatura media logarítmica (Incropera, 2003). Asumiendo que la cantidad de calor cedido por el fluido caliente es igual a la cantidad de calor absorbido por el fluido frío se determina el flujo de calor transferido (ecuación 2.2)

$$q = m_h \cdot C_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.2)$$

Donde:

$m_h$ : Flujo másico del agua (fluido caliente),  $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

$C_{ph}$ : Capacidad calorífica del agua clarificada,  $\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$

$T_{hi}$ : Temperatura de entrada del fluido caliente, (K)

$T_{ho}$ : Temperatura de salida del fluido caliente, (K)

## 2.3. Procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de placas

Una parte esencial y a menudo la más incierta de cualquier análisis de los intercambiadores de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U). Este se determina a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío (tabla 2.1), de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados.

Tabla 2.1. Coeficiente global de transferencia de calor, fuente (Incropera, 2010)

Combinación de fluidos	U (W/(m <sup>2</sup> ·K))
Agua – agua	850 a 1700
Agua – aceite	110 a 350
Vapor condensado	1000 a 6000

Esta forma es más fácil pero menos exacto ya que los valores de los coeficientes de transferencia de calor no abarcan todos los casos y además los rangos que brinda la tabla 2.1 son amplios y en algunos casos se introducen ciertos errores en el cálculo.

Para intercambiadores de placas el coeficiente se estima a partir de los resultados compilados por Kays y London (1984).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{e}{k_m} + R_h + R_c} \quad (2.3)$$

Donde:

$h_i$  : Coeficiente de transferencia de calor por convección del caliente,  $(W/m^2K)$

$h_o$  : Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido frío,  $(W/m^2K)$

$k_m$  : Conductividad térmica del material de la placa,  $(W/m K)$

$e$  : Espesor de las placas,  $(mm)$

$R_h$  : Resistencias térmicas contaminantes del fluido caliente,  $(m^2 K)/W$

$R_c$  : Resistencias térmicas por los contaminantes del fluido,  $(m^2 K)/W$

Estas resistencias térmicas de ensuciamiento se generan como consecuencia de los contaminantes que transportar los fluidos, y con el paso del tiempo se depositan sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor generando una resistencia térmica adicional. El valor del coeficiente para el agua desmineralizada  $R_h = 0,0002 (m^2 K)/W$  y para el agua cruda  $R_h = 0,0002 (m^2 K)/W$  (Herrera, O., 1986; Incropera F. P. and David P. W.; 2002).

Los coeficientes de convección de los fluidos están en función de sus propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se calculan a partir de correlaciones o bien se obtienen de manera aproximada de gráficas como las propuestas por Cooper y Usher (1983), exclusivas para fluidos Newtonianos y placas de pequeño tamaño. Las diferencias entre las gráficas son debido al tipo de corrugaciones: “intermating” y “chevron”.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma  $f(Nu, Re, Pr) = 0$ , En el caso estudiado es ampliamente utilizada la siguiente expresión 2.4 (Izquierdo M. M.; 2002).

$$Nu = C \cdot Pr^n \cdot Re^m \quad (2.4)$$

Donde los valores de  $n$ ,  $m$  y  $C$  dependen de las características del flujo (laminar o turbulento). El número de Reynolds se determina a través de la ecuación 2.5.

$$Re = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (2.5)$$

Donde:

$L_c$ : Longitud característica del canal, (m)

$\rho$ : Densidad del fluido, (kg/m<sup>3</sup>)

$v$ : Velocidad del fluido, (m/s)

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, (Pa.s)

El número de Prandtl relaciona la difusividad viscosa y la difusividad térmica (ecuación 2.6):

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.6)$$

Donde:

$Pr$ : Número de Prandtl, *adimensional*

$k$ : Conductividad térmica del fluido, (W/(m · K))

$C_p$ : Calor específico del fluido, (kJ/kg K)

El coeficiente de transferencia de calor para ambos fluidos tanto para el caliente como para el frío se determina por la ecuación 2.7:

$$h = \frac{c \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (2.7)$$

Los valores de  $c$  y  $n$  son coeficientes que dependen del tipo de flujo y se obtienen de forma experimental.

## 2.4. Cálculo de la temperatura media logarítmica

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con el flujo de los fluidos en contracorriente. Como se sabe por la teoría general de intercambiadores, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva se hará uso de la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos (ecuación 2.8).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}} \quad (2.8)$$

Donde:

$T_{hi}$ : Temperatura de entrada del fluido caliente, (K)

$T_{ho}$ : Temperatura de salida del fluido caliente, (K)

$T_{ci}$ : Temperatura de entrada del fluido frío, (K)

$T_{co}$ : Temperatura de salida del fluido frío, (K)

## 2.5. Cálculo hidráulico del intercambiador de calor

Tanto para el cálculo del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt es necesario el cálculo previo de la longitud característica del canal. Podemos obtenerla por la siguiente expresión (también denominada diámetro hidráulico); (Izquierdo.; 2002) (ecuación 2.9).

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot b + W} \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b \quad (2.9)$$

Donde:

$S_c$ : Sección transversal del canal, ( $m^2$ )

$P_c$ : Perímetro de la sección del canal, (m)

$b$ : Ancho del canal o distancia entre placas, (m)

$W$ : Ancho de la placa;  $m \ b \ll \ll \ll W$

### 2.5.1. Número de Reynolds

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot l_c}{\mu} \quad (2.10)$$

Donde:

$l_c$ : Longitud característica del canal, (m)

$\rho$ : Densidad del fluido, ( $kg/m^3$ )

$v$ : Velocidad del fluido, (m/s)

$\mu$ : Viscosidad del fluido, ( $N \cdot \frac{s}{m^2}$ )

Nota: Las propiedades físicas de los fluidos se seleccionan para el valor medio de la temperatura de entrada y de salida del agua de operación y el agua de enfriamiento.

### 2.6. Calculo del área de transferencia de calor

Usando la ecuación 2.1 y el valor del coeficiente global de transferencia de calor, se determina el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (2.11)$$

### 2.7. Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas

La eficiencia es el porcentaje (%) que representa la relación del desempeño real del equipo con respecto al desempeño máximo, ecuación 2.12 (Raju & Chand; 1987; Varona; 2007; Abril; 2008).

$$\eta = \left( \frac{T_{el} - T_{sl}}{T_{el} - T_{ea}} \right) \cdot 100 \quad (2.12)$$

### 2.8. Método de la relación efectividad y número de unidades de transmisión (NTU)

El método de la relación Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (NTU) consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura. El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es un parámetro adimensional que es ampliamente usado para el análisis de los intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.13)$$

Donde:

$C_{\min}$ : coeficiente mínimo de capacidad del calor, (W/K)

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se debe primero determinar el flujo máximo de calor transferido para el intercambiador a partir de las ecuaciones 2.14 o 2.15 según sea el caso.

Si  $C_c < C_h$

$$C_c = m_c \cdot C_{pc} \quad (2.14)$$

$$C_h = C_c \cdot \frac{(T_{c_o} - T_{c_i})}{(T_{h_i} - T_{h_o})} \quad (2.15)$$

Entonces el flujo máximo de calor transferido se determina por:

$$q_{\max} = C_c (T_{h_i} - T_{c_i}) \quad (2.16)$$

De forma similar si  $C_h < C_c$  el fluido caliente debe experimentar el mayor cambio de temperatura y se debe enfriar hasta la temperatura de entrada del fluido frío ( $T_{h_o} = T_{c_i}$ ) y se obtiene:

$$q_{\max} = C_h (T_{h_i} - T_{c_i}) \quad (2.17)$$

Siendo:

$$C_h = m_h \cdot C_{ph} \quad (2.18)$$

Donde:

$C_c$ : Coeficiente de la capacidad de calor del fluido frío, (W/K)

$C_h$ : Coeficiente de la capacidad de calor del fluido caliente, (W/K)

$T_{h_i}$ : Temperatura de entrada del fluido caliente, (K)

$T_{c_i}$ : Temperatura de entrada del fluido frío, (K)

$m_c$ : Flujo del fluido frío, (kg/s)

$C_{p_c}$ : Calor específico del fluido frío, (kJ/(kg K))

A partir de estos resultados se puede plantear que:

$$q_{\max} = C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (2.19)$$

Donde  $C_{\min}$  es igual a  $C_c$  o  $C_h$  dependiendo de cuál sea más pequeño.

El calor transferido al fluido frío se obtiene según la expresión 2.20:

$$q_c = m_c \cdot C_{p_c} \cdot (Tc_o - Tc_i) \quad (2.20)$$

Para la selección de las propiedades de la sustancia que se va a calentar, se calcula la temperatura media entre la entrada y la salida (ecuación 2.21 y 2.22).

$$T_c = \frac{Tc_i + Tc_o}{2} \quad (2.21)$$

$T_c$ : Temperatura media del fluido frío, (K)

$Tc_o$ : Temperatura a la salida del fluido frío, (K)

$$Th = \frac{Th_i + Th_o}{2} \quad (2.22)$$

$Th$ : Temperatura media del fluido caliente, (K)

$Th_o$ : Temperatura a la salida del fluido caliente, (K)

Luego con estos valores por medio de la tabla A.6 Incropera (2003), se obtiene el calor específico  $C_{p_c}$  y  $C_{p_h}$  del fluido frío y caliente respectivamente.

## 2.9. Efectividad de la transferencia de calor

Es lógico definir la efectividad ( $\varepsilon$ ) como la relación entre el flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la máxima transferencia de calor posible mediante la expresión (2.23).

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.23)$$

Donde:

$q$ : Flujo de calor transferido, ( $W$ )

$q_{\max}$ : Flujo máximo de calor transferido, ( $W$ )

Cuando  $C_c = C_{\min}$ .

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (Th_i - Th_o)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.24)$$

Cuando  $C_h = C_{\min}$ .

$$\varepsilon = \frac{C_c (Tc_o - Tc_i)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.25)$$

$Tc_o$ : Temperatura a la salida del fluido frío, ( $K$ )

$Th_o$ : Temperatura a la salida del fluido caliente, ( $K$ )

Por definición la efectividad, que es adimensional, debe estar en el rango  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , si ( $Th_i$  y  $Tc_i$ ) se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la expresión 2.26.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (Th_i - Tc_i) \quad (2.26)$$

Para cualquier intercambiador de calor se cumple que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.27)$$

Donde  $C_{\min} / C_{\max}$  es igual a  $C_c / C_h$  o  $C_h / C_c$ .

Luego de la ecuación (2.15) se procede a encontrar el área

$$A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} \quad (2.28)$$

Con los valores de la efectividad y la relación  $C_h / C_c$ , se busca en la figura 11.15 de Incropera (2010), el (NTU).

## 2.10. Características de los intercambiadores de calor del sistema de enfriamiento

En el proceso de enfriamiento del agua, existen intercambiadores cuyas características se exponen a continuación en la tabla 2.2, son de la firma alemana GEA-ECOFLEX y fabricante SONDEX A/S.

**Tabla 2.2. Características físicas de los intercambiadores de calor S-130IS.**

Características	Valor	U/m
Espesor de las placas	0,0004	m
Material de las placas	AISI 316	
Longitud de las placas	2,5	m
Ancho de las placas	1	m
Distancia entre placas	$3 \times 10^{-3}$	m
Número de placas	588	
Área de intercambio térmico	458,85	m <sup>2</sup>

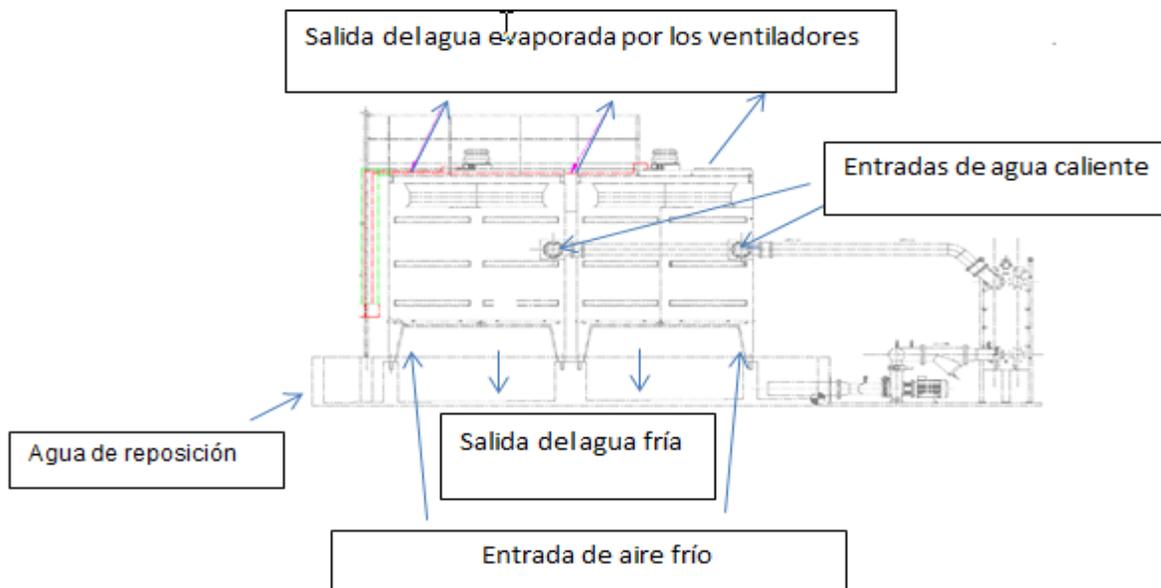
## 2.11. Estimación del caudal de aporte, de purga y las pérdidas por vaporización de las torres de enfriamiento

En la figura 2.1 se muestra un diagrama de flujo simplificado de la torre de enfriamiento donde se exponen las variables involucradas. En el diagrama, el aire con humedad  $y_1$  y temperatura  $t_1$  entra por la base de la torre y la abandona por la parte superior con una humedad  $y_2$  y temperatura  $t_2$ . El agua entra por la parte superior a temperatura  $T_2$  y sale por la base a temperatura  $T_1$ .

El flujo másico del aire se expresan en kg de aire seco por segundo ( $kg_{as}/s$ ). Los flujos másicos de agua a la entrada y a la salida son  $L_2$  y  $L_1$ , respectivamente.

La evaluación de la torre de enfriamiento del circuito agua - agua, a las condiciones actuales de operación, se realiza a través de balances de masa y energía donde no ocurre reacción química, por lo que se hace necesario conocer diariamente todas las variables involucradas.

Conocer las temperaturas de entrada y salida a la torre, tanto del aire como del agua, así como el flujo de agua de retorno, que permitirán obtener un valor diario de las pérdidas de agua que se producen en la torre de enfriamiento producto de la evaporización, purga y arrastre.



**Figura 2.1: Diagrama de flujo simplificado de la torre de enfriamiento.**

### **2.11.1. Balances de masa y energía para los cálculos en las torres de enfriamiento**

Para realizar un balance de masa en los equipos industriales se debe saber si existe reacciones químicas en los componentes que por ellos pasan. Los Balances globales se basan en los principios de conservación de la masa y la energía y se estudian a partir de la expresión general 2.31:

$$L_2 + G_s = L_1 + G_s \quad (2.29)$$

Donde:

$L_1$  : Flujo de agua fría, (kg agua/h)

$L_2$  : Flujo de agua caliente, (kg agua/h)

$G_s$ : Flujo másico del aire seco, (kg aire seco/h)

### 2.11.1.1. Balance de masa referido al agua

$$L_2 + G_s \cdot y_1 = L_1 + G_s \cdot y_2 \quad (2.30)$$

Donde:  $y_1$  y  $y_2$  : Humedad específica del aire a la entrada y salida de la torre respectivamente buscadas en la carta psicométrica, con el porcentaje de humedad relativa y las temperaturas de entrada y salida.

Agrupando términos semejantes se tiene:

$$L_2 - L_1 = G_s(y_1 - y_2) \quad (2.31)$$

Con esta expresión se deduce que el agua evaporada es igual al agua absorbida por el aire.

agua evaporada= agua absorbida por el aire

$$E = G_s \cdot (y_1 - y_2) \quad (2.32)$$

$E$ : Cantidad de agua evaporada, (kg vapor de agua/h)

La cantidad de agua evaporada es la cantidad de agua perdida a la atmósfera producto del enfriamiento. La tasa de evaporación depende de la cantidad de agua que se esté enfriando y del porcentaje de agua evaporada (McCabe Wy Smith; 1991)

El porcentaje de agua evaporada en una torre de enfriamiento se obtiene a partir de la expresión 2.34 (McCabe; 1991):

$$\%E = \frac{E}{F_w} \cdot 100 \quad (2.33)$$

Donde:

$\%E$  : Porcentaje de agua evaporada, ( $m^3/h$ )

$F_w$  : Caudal de agua de recirculación, ( $m^3/h$ )

$F_w$  Es el caudal de agua que se está recirculando en el sistema de enfriamiento; normalmente su valor se obtiene de los datos de las bombas recirculantes. Para efectos de cálculos se utiliza entre 80 y 90 % del valor teórico señalado en los datos de las bombas. Tanto el caudal de recirculación como el rango necesario para calcular el agua de evaporización (Martínez V.; 2008).

A partir del balance de masa a la torre de enfriamiento también se obtiene el porcentaje de agua evaporada, el cual es el porcentaje de agua de recirculación perdida a la atmosfera por efecto del enfriamiento a través de la torre.

$$\%E = \frac{G_s(y_1 - y_2)}{L_2} \cdot 100 \quad (2.34)$$

Otra forma de obtener este porcentaje de agua evaporada es a través de la ecuación (2.35), descrita por Neiperville (1980).

$$\%E = \left[ \left( \frac{5}{9} \right) \cdot (1,8 \cdot R + 32) \right] \cdot \left[ \left( \frac{5}{9} \right) \cdot ((1,8 \cdot T_{BS} + 32) - 33,667) \cdot K + 0,01098 \right] \quad (2.35)$$

Donde:

$K$ : Constante de evaporización

$T_{BS}$ : Temperatura del bulbo seco del aire de entrada a la torre, (°C)

$R$ : Rango de enfriamiento, (°C)

## 2.12. Rango de enfriamiento

Es la diferencia entre la temperatura del agua caliente que entra a la torre y la temperatura del agua fría que sale de la ecuación (2.36) (Neiperville, 1980).

$$R = TL_2 - TL_1 \quad (2.36)$$

Donde:

$TL_1$ : Temperatura del agua fría a la salida de la torre, (°C)

$TL_2$ : Temperatura del agua caliente a la entrada de la torre, (°C)

## 2.13. Balance de Energía en una torre de enfriamiento

Considerando que la torre opera en forma adiabática ( $Q = 0$ )

$$G_s \cdot H_{g1} + L_2 \cdot HL_2 = G_s \cdot H_{g2} + L_1 \cdot HL_1 + Q \quad (2.37)$$

Donde:

$H_{g1}$ : Entalpía del aire de entrada, (kJ/kg aire seco)

$H_{g2}$ : Entalpía del aire de salida, (kJ/kg aire seco)

$HL_1$ : Entalpía del agua fría, (kJ/kg agua)

$HL_2$ : Entalpía del agua caliente, (kJ/kg agua)

$L_2$ : Flujo de agua caliente, (kg agua / h)

$L_1$ : Flujo de agua fría, (kg agua / h)

Considerando que  $L_2$  es aproximadamente igual a  $L_1$  e igual a toda el agua que entra a la torre  $L$ , se obtiene la ecuación (2.38) que:

$$L(HL_2 - HL_1) = G_s(H_{g2} - H_{g1}) \quad (2.38)$$

Utilizando la definición de entalpía del líquido:

$$HL_1 = Cp_{L1} \cdot (TL_1 - T_r) \quad (2.39)$$

$$HL_2 = Cp_{L2} \cdot (TL_2 - T_r) \quad (2.40)$$

Donde:

$Cp_{L1}$ : Calor específico del agua a la  $TL_1$ , (4,18kJ/kg agua °C)

$TL_1$ : Temperatura del líquido a la salida de la torre, (°C)

$Cp_{L2}$ : Calor específico del agua a la  $TL_2$ , (4,18kJ/kg agua °C)

$TL_2$ : Temperatura del líquido a la entrada de la torre, (°C)

$T_r$ : Temperatura de referencia, (0 °C)

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y sustituyendo las ecuaciones (2.38) y (2.39) en la ecuación (2.40) se obtiene:

$$L \left( Cp_{L2}(TL_2 - T_r) - Cp_{L1}(TL_1 - T_r) \right) = G_s(H_{g2} - H_{g1}) \quad (2.41)$$

Considerando que el calor específico del agua no cambia apreciablemente con la temperatura, se asume que  $Cp_{L1} = Cp_{L2} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

Sustituyendo en la ecuación (2.20) el calor específico del agua.

$$L \cdot Cp_L(TL_2 - TL_1) = G_s(H_{g2} - H_{g1}) \quad (2.42)$$

Reordenando la ecuación (2.42) se obtiene la ecuación para línea de operación en una torre de enfriamiento.

$$(H_{g2} - H_{g1}) = \frac{L \cdot Cp_L}{G_s} \cdot (TL_2 - TL_1) \quad (2.43)$$

A partir de la ecuación de la línea de operación, se puede calcular el flujo másico del aire seco, tal como se muestra en la ecuación (2.44).

$$G_s = \frac{L \cdot Cp_L (TL_2 - TL_1)}{(H_{g2} - H_{g1})} \quad (2.44)$$

Donde:

$G_s$  : Flujo másico del aire seco, (*kg aire seco/h*)

Definición de términos asociados al tratamiento químico del agua y a la evaluación de la torre de enfriamiento.

#### 2.14. Ciclos de concentración

Es la relación que existe entre las concentraciones de sales del agua de recirculación y las de reposición. También se define como el número de veces que un componente del agua de reposición se concentra en el agua recirculante (Neiperville Illions.; 1980).

$$\text{Ciclos de concentración} = \frac{\text{concentración de sólidos}}{\text{concentración de sólidos en la reposición}} \quad (2.45)$$

#### 2.15. Determinación del valor de la purga

En un sistema de enfriamiento, se define como la cantidad de agua que se libera o se drena en una torre de enfriamiento; para desconcentrar y remover los sólidos que están presentes en el agua (LIPESA.; 1998).

#### 2.16. Agua de reposición

Es el agua necesaria para remplazar el agua perdida por la purga, arrastre, más el agua evaporada. Para mantener el equilibrio, el agua que entra es igual a la que sale.

$$\text{Reposición} = \text{arrastre} + \text{evaporización} \quad (2.46)$$

#### 2.17. Cálculo de arrastre

Cantidad de agua perdida por la inducción del aire hacia la torre a través de los ventiladores. El arrastre en la torre es de 0,02 % de la recirculación (LIPESA.; 1998).

$$A = 0,0002 \cdot F_w \quad (2.47)$$

## 2.18. Eficiencia Térmica

La eficiencia térmica de una torre de enfriamiento se define como la fracción de calor absorbido que se obtiene como trabajo producido. También se define como una relación de rango real a rango teórico (LIPESA.; 1998).

$$E = \frac{R_{real}}{R_{teórico}} \cdot 100 \quad (2.48)$$

Donde:

$E$  : Eficiencia térmica, (%)

$R_{real}$ :  $(TL_2 - TL_1)$ , (°C)

$R_{teórico}$ :  $(TL_2 - T_{bh})$ , (°C)

$T_{bh}$  : Temperatura del bulbo húmedo, (°C)

## 2.19. Calor retirado en la torre de enfriamiento

Se refiere a la cantidad de calor que la torre transfiere al aire para lograr el enfriamiento evaporativo del agua dentro de la misma (Neiperville Illions.; 1980).

$$Q = (H_{g2} - H_{g1}) \cdot G_s \quad (2.49)$$

Donde:

$Q$ : Calor retirado de la torre, (kW)

$G_s$ : Flujo másico del aire seco que circula por la torre, (kg aire seco/h)

## 2.20. Determinación de los índices de estabilidad

Uno de los principales problemas en un sistema de enfriamiento es la formación de incrustaciones de carbonato de calcio en las áreas de transferencia de calor. En este sentido se han propuesto y establecido métodos para predecir la formación del carbonato de calcio, los cuales están basados en el equilibrio termodinámico del ácido carbónico, la alcalinidad y sólidos disueltos. Los índices de estabilidad más comunes son el de Langelier y el de Ryznar, los cuales se calculan mediante las ecuaciones siguientes (2.52 y 2.53)(Rondón, R.; 2005).

Estos índices indican solamente la tendencia del carbonato de calcio a depositarse o si un agua es corrosiva, medianamente corrosiva o no corrosiva. La tabla 2.3 muestra los índices y sus respectivas tendencias.

$$\text{Índice de Langelier } (IL) = pH - pHs \quad (2.50)$$

$$\text{Índice de Ryznar } (IR) = 2pHs - pH \quad (2.51)$$

Donde:

$pH$ :  $pH$  del agua

$pHs$ :  $pH$  de saturación

$$pHs = A + B - \log[C_a] - \log[M] \quad (2.52)$$

Donde:

$pHs$ :  $pH$  de saturación (*adimensional*)

$A$  y  $B$ : Constantes relacionadas con la temperatura y el contenido de sólidos disueltos.

$\log[C_a]$  : Logaritmo de la concentración de la dureza cálcica, (*ppm CaCO<sub>3</sub>*)

$\log[M]$  : Logaritmo de la concentración de la alcalinidad total, (*ppm CaCO<sub>3</sub>*)

Para el cálculo del  $pHs$  se necesitan conocer los valores de las constantes  $A$  y  $B$ . Estos valores se detallan en las tablas 2.3 y 2.4 respectivamente.

Los valores de las constantes ( $A$ ) a diferentes temperaturas se escogieron de la tabla 2.5 según (LIPESA, 1998).

Las constante  $B$  a diferentes valores de Sólidos totales disueltos se escogieron de la tabla 2.6 según (LIPESA; 1998)

Los valores de los índice de estabilidad de Langelier ( $IL$ ) y Ryznar ( $IR$ ) y sus tendencias se escogieron de la tabla 2.7 según (LIPESA.; 1998)

Otra forma de expresar los índices de Langelier y de Ryznar es mediante las siguientes correlaciones empíricas (2.55 y 2.56) (LIPESA.; 1998)

## Correlación empírica para el cálculo del Índice de Langelier

$$IL = pH - [44,15 + 0,1 \cdot \log(0,5 \cdot cond)] - [13,12 \cdot \log(T^{\circ}\text{C} + 273)] - (\log Alc) - (\log DurezaT) \quad (2.53)$$

Donde:

*IL*: Índice de Langelier, (*adimensional*)

*cond* : Conductividad del agua, ( $\mu\text{mho/cm}$ )

*T*: temperatura en, ( $^{\circ}\text{C}$ )

*Alc* : Alcalinidad del agua, (*ppm*)

*DurezaTotal* : Dureza total del agua, (*ppm*)

## Correlación empírica para el índice de Ryznar

$$IR = 2[[44,15 + 0,1 \cdot \log(0,5 \cdot cond)] - [13,12 \cdot \log(T^{\circ}\text{C} + 273)] - (\log Alc) - (\log DurezaT)] - pH \quad (2.54)$$

### 2.21. Datos de diseño del sistema de agua de enfriamiento del circuito

Para recopilar los datos de diseños del sistema de agua de enfriamiento de la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa” se realizó un estudio de aquellos documentos en los cuales se establecieron los lineamientos de construcción del circuitos de enfriamiento (documentos de diseño).

Estos documentos fueron ubicados en los archivos del departamento de ingeniería de proceso de la planta, a través de hojas de datos de los equipos, manuales, diagramas de flujos de procesos de la planta y balances de agua de enfriamiento, realizados por los diseñadores a las condiciones de diseño y de operación normal, así como la revisión de bibliografías para conocer las características de los sistemas de aguas de enfriamiento y obtener los parámetros fisicoquímicos establecidos por diseño para agua de enfriamiento.

#### 2.21.1. Recopilación de las variables y datos a las condiciones de operación

La recopilación de datos a las condiciones operacionales reales del sistema de enfriamiento se fundamentó en la realización de medidas en campo, las cuales se basaron en la distribución actual del agua de enfriamiento consumida y en las temperaturas a la entrada y salida del agua en cada equipo del sistema de enfriamiento; así como la temperatura de entrada y salida del aire en la torre.

La inspección visual permitió ubicar cada equipo asociado al sistema de enfriamiento, para lograr una recopilación de los datos operacionales a las condiciones actuales.

Se realizaron observaciones de los valores en tiempo real, reportados por los analizadores que se encuentran enlazados con el sistema de control distribuido en la empresa (SCADA); el cuál es el encargado de almacenar y mostrar todos los valores reportados por los medidores, transmisores y analizadores que miden las variables del proceso.

Los instrumentos de medición utilizados en la obtención de los valores de las variables de operación de los equipos, que conforman el sistema de enfriamiento se muestran en la tabla 2.6.

**Tabla 2.6 Instrumentos utilizados en la recolección de datos operacionales actuales**

Equipos	Variables	Instrumentos de medición
Torre de enfriamiento	Temperatura del agua	Transmisores de temperatura de línea/ termómetros de mercurio
Torre de enfriamiento	Flujo de recirculación	Transmisores de flujo en línea
Torre de enfriamiento	Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire Porcentaje de humedad	Psicrómetro-Higrómetro
Intercambiador de calor	Temperatura de entrada	Pirómetro transmisor de temperatura en línea
Intercambiador de calor	Temperatura de salida del flujo	Transmisores de flujo en línea

## 2.22. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

- ❖ Se establecieron los métodos para el cálculo del área de intercambio térmico, para el sistema de enfriamiento del agua.

- ❖ Los métodos de cálculo para la comprobación del intercambiador de calor y de la torre de enfriamiento expresan una dependencia entre estos equipos, así como su régimen de operación y las ecuaciones usadas corresponden respectivamente a estos dos equipos.

## CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS SU VALORACIÓN

### 3.1. Introducción

En este trabajo se da cumplimiento a los principios básicos que deben cumplir de forma rigurosa las investigaciones en Cuba: factibilidad económica y que la misma contribuya de forma eficiente a la preservación de medio ambiente. En correspondencia con lo anterior este capítulo tiene como objetivo: analizar los resultados de los parámetros de operación del intercambiador de calor y de la torre de enfriamiento, considerando el impacto económico y medioambiental asociado a estos dos equipos.

### 3.2. Condiciones de diseño y operación actual de la torre de enfriamiento

En la tabla 3.1 se muestran las condiciones de diseño y de operación actual de la torre de enfriamiento, durante los meses de estudio (abril, mayo y junio de 2016).

**Tabla 3.1 Condiciones de diseño y operación actual de la torre de enfriamiento**

Parámetros	Variables	Unidad de medida	Diseño	Meses de estudio		
				Abril	Mayo	Junio
Datos de la torre	Temperatura del agua de retorno a la torre	°C	74,50	41,81	41,81	43,08
	Temperatura de salida de agua de retorno	°C	40,00	30,34	31,89	32,30
	Caudal de reposición	m <sup>3</sup> /h	16,2	6,83	6,83	6,83
	Caudal de recirculación	m <sup>3</sup> /h	320	362	362	362
Condiciones del aire	Temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre	°C	21,00	27	26,3	26,2
	Temperatura de bulbo húmedo a la salida de la torre	°C	21,00	29	28,5	29,6
	Temperatura de bulbo seco a la entrada de la torre	°C	31,67	31,37	31,24	31,59

**Tabla 3.1 Condiciones de diseño y operación actual de la torre de enfriamiento (continuación)**

Parámetros	Variables	Unidad	Diseño	Meses de estudio		
				Abril	Mayo	Junio
Condiciones del aire	Porcentaje de humedad relativa de entrada	%	80,00	74,67	75,17	74,50
	Porcentaje de humedad relativa de salida	%	95,00	81,37	79,90	81,63
	Temperatura de bulbo seco a la salida de la torre	°C	39,00	39,00	33,38	33,37

En la tabla 3.1, se observa que los valores de operación nominal difieren de las condiciones de diseño del equipo. La diferencia de temperatura que se logra en la torre de enfriamiento es 11,47 °C, menor que la propuesta por diseño (35,5 °C).

Este comportamiento incide en la disminución del rango de enfriamiento en las condiciones operacionales actuales de la torre.

Se considera que el flujo de agua de recirculación es contante y su valor es mayor que el de diseño en 42 m<sup>3</sup>, lo que trae consigo que aumenten las pérdidas por evaporización, purga y arrastre por haber mayor recirculación de agua.

Con respecto a las condiciones del aire, se comprueba que la temperatura de bulbo húmedo a la entrada presentó una variación promedio de 6 °C mayor con respecto a las condiciones de diseño, cuestión que es considerable de acuerdo a las condiciones climatológicas de los meses de estudio.

La temperatura de bulbo húmedo a la salida de la torre exhibió una diferencia de 8 °C mayor que la de diseño, influenciado por el incremento de la temperatura de bulbo seco y de la humedad que absorbe el aire dentro de la torre.

Con respecto a la temperatura de bulbo seco a la entrada, se conservó el valor de diseño, y la temperatura de bulbo seco a la salida de la torre presentó una variación de 6 °C, en los meses de mayo y junio, manteniéndose con el valor de diseño en el mes de abril, lo cual se atribuye a que en los meses de estudio (abril, mayo y junio) la temperatura del aire atmosférico estuvo más alta con respecto a la condición tomada en el diseño.

### 3.3. Parámetros químicos del agua de la torre de enfriamiento a las condiciones de diseño y de operación actual

La tabla 3.2 muestra el rango de diseño establecido para los parámetros químicos del agua de enfriamiento; así como los valores promedios durante los meses de estudio. También presenta los valores mínimos y máximos, promedios de operación actual. Se observa que los mismos se ubican dentro de sus respectivos límites de control.

**Tabla 3.2 Parámetros químicos del agua de la torre de enfriamiento a las condiciones de diseño y de operación actual (abril a junio de 2016)**

Parámetros	Unidad	Rango de diseño	Promedio	Mínimo	Máximo
pH	Adimensional	6,5 a 8,5	8,51	8,43	8,56
Conductividad	( $\mu\text{S/cm}$ )	<2500	969,38	871,36	1 056,15
Alcalinidad	(ppm $\text{CaCO}_3$ )	460 máx	175,85	147,95	198,07
Dureza Cálcica	(ppm $\text{CaCO}_3$ )	800 máx	373,85	363,37	381,78
Dureza total	(ppm $\text{CaCO}_3$ )	800 máx	418,89	381,00	438,60
Fosfato soluble	(ppm $\text{PO}_4$ )	4,0 a 7,0	6,33	5,87	6,64
Fosfato total	(ppm $\text{PO}_4$ )	4,0 a 7,1	6,96	6,50	7,45
HPS	(ppm Polímero)	8,0 -18,0	14,21	12,89	15,12
Cloro libre	(ppm $\text{Cl}_2$ )	0,2 - 10	0,57	0,00	1,360
Turbidez	(NTU)	15 máx	7,86	4,40	10,18
Sílice	(ppm $\text{SiO}_2$ )	150 máx	20,15	18,43	23,32
Ciclos de concentración	Adimensional	4,9 máx	3,56	3,25	3,72

El agua de enfriamiento que llega a la piscina de la torre fue también objeto de estudio, ya que si no se controlan los parámetros químicos del agua, se presentan problemas en el sistema de agua de enfriamiento, tales como ensuciamiento microbiológico, deposición, incrustaciones y corrosión.

El cloro libre, a pesar de estar dentro de los límites de control promedio, exhibió valores mínimos de 0,000 ppm cuando se estableció por diseño 0,2 ppm; de igual forma el valor máximo de cloro alcanzado durante los meses de estudio fue de 1,360 ppm y por diseño se espera un máximo de 10 ppm ; es decir es una desviación de más del 50 % .

Esta variación respecto al diseño tiene una incidencia directa sobre la calidad del agua, originado por la incorrecta dosificación del sodio, debido a que el paquete de inyección del hipoclorito no se encuentra operativo actualmente y se sustituyó por un sistema de alimentación portátil de hipoclorito (portafieed de cloro), con pequeñas bombas dosificadoras y con líneas de suministro (conductos). Estas condiciones han originado falta de continuidad en la dosificación debido a efectos mecánicos, fallas presentes en las bombas y la corrosión que se origina en las roscas metálicas de los conductos de suministro, reflejado en la variación del residual de cloro de 0,2 a 10 ppm.

#### **3.4. Porcentajes de desviación de las condiciones de operación actual de la torre de enfriamiento con respecto a las condiciones de diseño**

En la tabla 3.3 se aprecia que algunos valores promedios de las condiciones de operación actual fueron mayores que los establecidos para el diseño, que indica que la torre estuvo y está operando a condiciones desfavorables. Se observa que el caudal de reposición presentó un 57,83 % de desviación con respecto al diseño, evidenciando, que se estaba reponiendo un poco menos de la mitad de agua establecida por diseño al suministrar 320 m<sup>3</sup>/h de agua de recirculación a la torre. Actualmente se suministra un promedio de 362 m<sup>3</sup>/h de caudal de recirculación, que es mayor al de diseño con una desviación de 13,125%.

Los valores de operación actual, mayores al diseño, se deben a las condiciones actuales del aire y el bajo rango de enfriamiento en la torre. Considerando esto se considera viable disminuir el flujo de agua de alimentación para así garantizar la explotación eficiente de las torres con el mínimo de variaciones y paradas por mantenimiento. Por otra parte, la temperatura de entrada del agua de la torre o temperatura de retorno, presentó una desviación 48,99 %, mientras que la temperatura de salida un 21,21 %.

Estas desviaciones indican que la torre de enfriamiento trabaja por debajo de su capacidad de diseño, lo cual permite un buen desempeño de la misma y a su vez ofrece la capacidad de aumentar las cargas en el proceso.

**Tabla 3.3 Porcentajes de desviación de operación actual con respecto al diseño de la torre de enfriamiento**

Parámetros	Variables	Unidad	Diseño	Promedio	% Desviación
Datos de la torre	Temperatura del agua de retorno a la torre	°C	74,50	42,23	48,99
	Temperatura de salida de agua de retorno	°C	40,00	31,51	21,21
	Caudal de reposición	m <sup>3</sup> /h	16,2	6,83	57,83
	Caudal de recirculación	m <sup>3</sup> /h	320	362	-13,25
Condiciones del aire	Temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre	°C	21,00	27,16	-31,42
	Temperatura de bulbo húmedo a la salida de la torre	°C	24,00	29,36	-22,33
	Temperatura de bulbo seco a la entrada de la torre	°C	27,00	27,8	-0,85
	Temperatura de bulbo seco a la salida de la torre	°C	34,00	33,44	14,31
	Porcentaje de humedad relativa de entrada	%	75,00	74,78	6,52
	Porcentaje de humedad relativa de salida	%	95,00	80,99	14,77

### 3.5. Balances de masa y energía en la torre de enfriamiento

En la tabla 3.4 se muestran los resultados promedios del funcionamiento de la torre de enfriamiento, obtenidos mediante los balances de masa y energía realizados. Los cálculos

se realizaron según el procedimiento descrito en el capítulo tres, con ayuda del software profesional Excel.

**Tabla 3.4 Resultados de la evaluación del funcionamiento de la torre de enfriamiento**

Resultados	Unidad	Diseño	Abril	Mayo	Junio
Rango de enfriamiento	°C	34,50	11,47	9,92	10,77
Flujo másico del aire	kgas/h	42 738,56	363 539	933 383,9	1 989 987
Relación líquido/gas	kgas/kgas	0,99	0,99	0,40	0,18
Agua evaporada	%	2,60	1,54	1,17	2,72
Arrastre	(m <sup>3</sup> /h)	0,70	0,0724	0,0724	0,0724
Calor retirado	kW	12 790	4 766,40	4122,44	4 477,47
Eficiencia térmica	%	81,00	77,42	63,96	63,36

### 3.6. Rango de enfriamiento

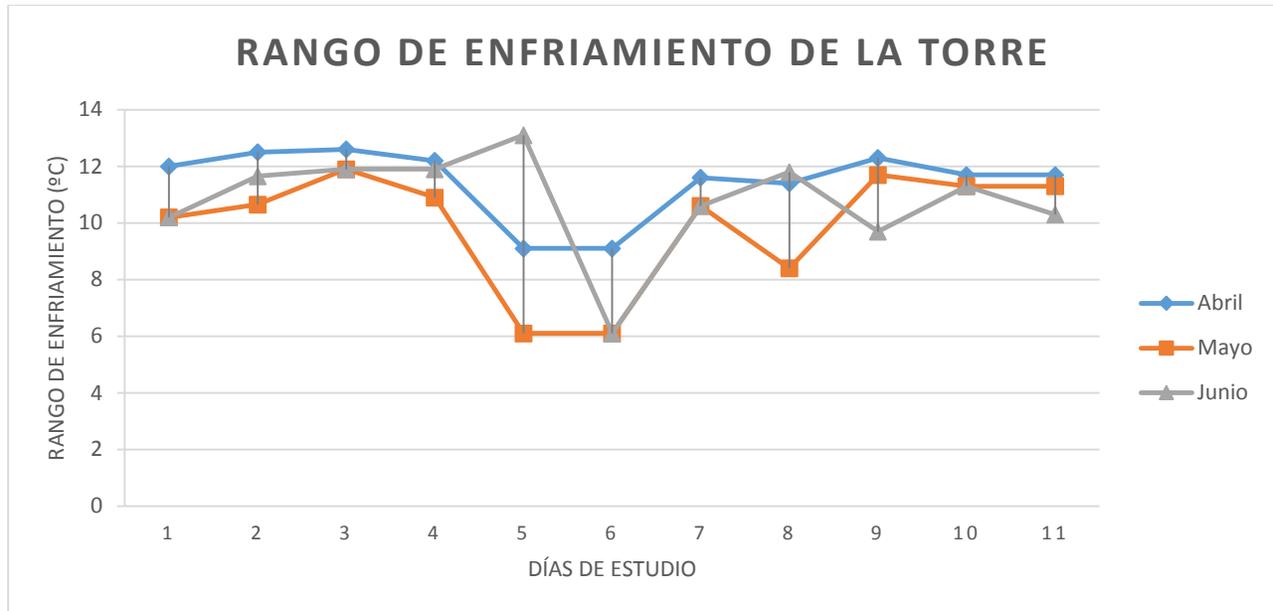
El rango de enfriamiento se mantuvo entre 6,1 °C como mínimo y 13,1 °C como máximo, durante el trimestre de estudio. Ello indica una disminución de aproximadamente de 20 °C del rango de operación actual con respecto al diseño; lo que representa una desviación de 61,9 % y 57,77 % con respecto al rango de diseño de la torre.

Estas tendencias presentadas durante el periodo de estudio, tiene su razón de ser en las variaciones de las condiciones del ambiente; así como el funcionamiento de la torre. El periodo estudiado correspondió a una estación lluviosa en los meses de abril y mayo; de ahí la influencia que tienen las temperaturas de bulbo húmedo, bulbo seco y la humedad relativa, sobre la eficiencia térmica de la torre y su capacidad de enfriamiento.

Por otra parte en la figura 3.1 se muestra el rango de enfriamiento durante los días de estudios para los meses de abril, mayo y junio. En ella se observa un aumento en el rango de enfriamiento de operación actual, la cual se origina en la medida que la temperatura del bulbo húmedo y el porcentaje de humedad relativa se incrementa.

Ajustar el rango de enfriamiento actual a las condiciones de diseño, representaría un potencial de ahorro energético que permitirá ahorrar el consumo de energía en la torre de

enfriamiento. Esto quiere decir que si se ajusta el rango de enfriamiento actual hasta llevarlo al de diseño (34,50), manteniendo las condiciones del aire, la torre puede trabajar con un consumo de energía menor en las bombas y ventiladores.



**Figura 3.1 Rangos de enfriamiento para el trimestre de estudio.**

Para alcanzar el rango de enfriamiento de diseño (35 °C) es necesario ajustar las temperaturas de salida en los intercambiadores de calor, hasta alcanzar la temperatura de retorno establecida por diseño (74,50 °C) a través de las restricciones de flujo que no alteren las condiciones del proceso.

Como el rango de enfriamiento actual se encuentra por debajo del diseño (10,72 °C), los consumos eléctricos del equipo se reducen sin alterar las condiciones de operación normal, tanto del proceso como del sistema.

Estas condiciones permiten asegurar que la torre trabajaba por debajo de su capacidad de enfriamiento real; es decir que el equipo es capaz de enfriar una cantidad de agua mayor a la que estaba enfriando durante los meses de estudio. Esto implica que la energía necesaria para que la torre lleve a cabo el proceso de enfriamiento debe ser menor que la requerida por diseño.

### **3.7. Flujo másico del aire en la torre de enfriamiento**

En la tabla 3.4 se muestra que el flujo másico de aire en la torre de enfriamiento establecido por diseño es de 42 738,6 kg as/h, y durante los meses de estudio se obtuvieron flujos mayores al diseño 288 353,9 kg as/h como mínimo, y 2 418 871 kg aire/h como máximo. Lo que representa un incremento de más del 100 % a las condiciones de operación con respecto al diseño. Este incremento en el flujo másico del aire pudo estar influenciado por las bajas temperaturas del aire a las condiciones actuales.

Durante los meses de estudio las temperaturas de bulbo seco a la entrada de la torre se mantuvieron en el rango establecido por diseño 27 °C, mientras que las temperaturas de bulbo seco a la salida presentaron una diferencia de aproximadamente 4 °C por debajo de la de diseño (34 °C); de ahí que las bajas temperaturas de bulbo seco obtenidas, tienen influencia en los valores de entalpías más bajas en el agua de salida, las cuales inciden directamente en el cálculo del flujo másico del agua.

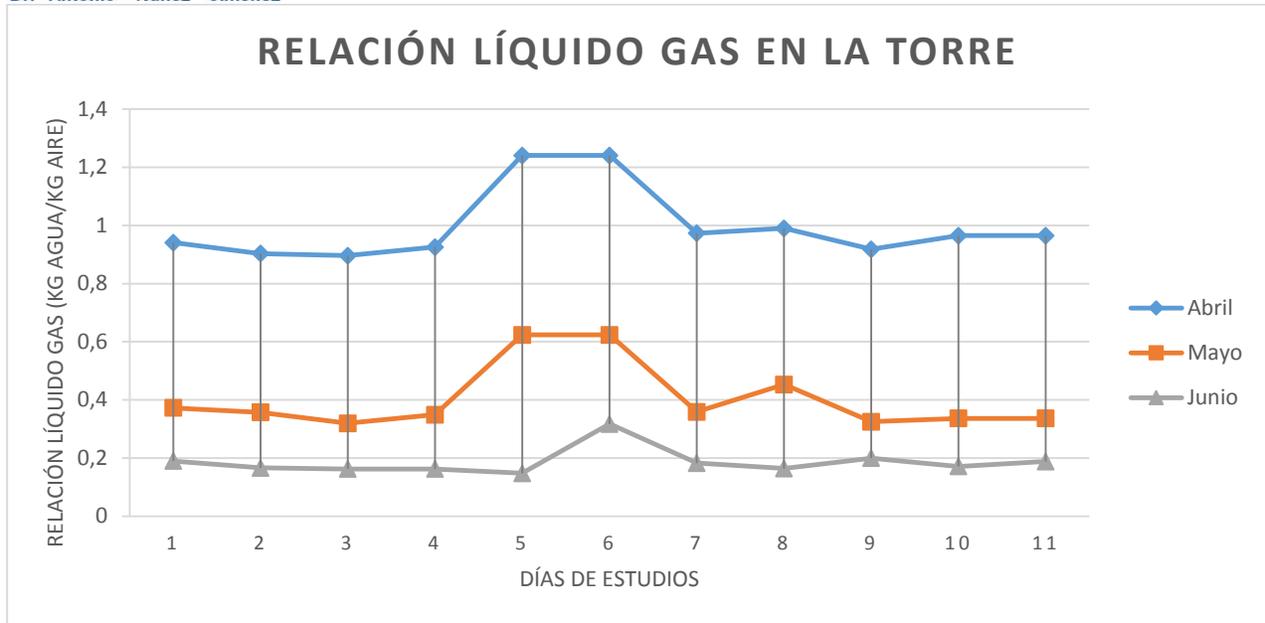
Esta disminución en las temperaturas de bulbo seco a la salida de la torre, ocasionó la reducción en las entalpías, y por consiguiente incidió directamente en el incremento del flujo másico del aire, al mantener la condición de alimentación de flujo másico del agua.

#### **3.7.1. Relación líquido gas**

El Instituto para Torres de Enfriamiento (CTI, establece que la condición de diseño para la relación líquido/gas en una torre de enfriamiento ha de estar entre 0,75 y 1,5. La torre de enfriamiento que se analiza en el mes de abril su relación es de 0,99 kg de agua/kg de aire, como se puede observar se comporta dentro de ese rango, no siendo así para los meses de mayo 0,40 kg de agua/kg de aire y junio 0,18 kg de agua/kg de aire que disminuyó considerablemente al ser el aire más seco y disminuyendo así las entalpías.

En la figura 3.2 se muestra la variación operacional de la relación líquido/gas en los meses de estudio respecto al diseño; se observa que durante los días de estudio de los meses de mayo y junio se mantuvieron casi constantes las condiciones del aire y sus valores se reportan muy por debajo de la relación líquido/gas establecida por diseño.

Para el mes de abril en la tabla 3.4 se muestra que el flujo másico de aire disminuyó y por ende en la figura 3.2 se observa un aumento en la relación líquido/gas.



**Figura 3.2** Relación líquido/gas para el trimestre de estudio.

### 3.8. Porcentaje de agua evaporada en la torre de enfriamiento

La tasa de evaporación en la torre de enfriamiento depende del rango de enfriamiento de la misma y de la cantidad de agua de recirculación.

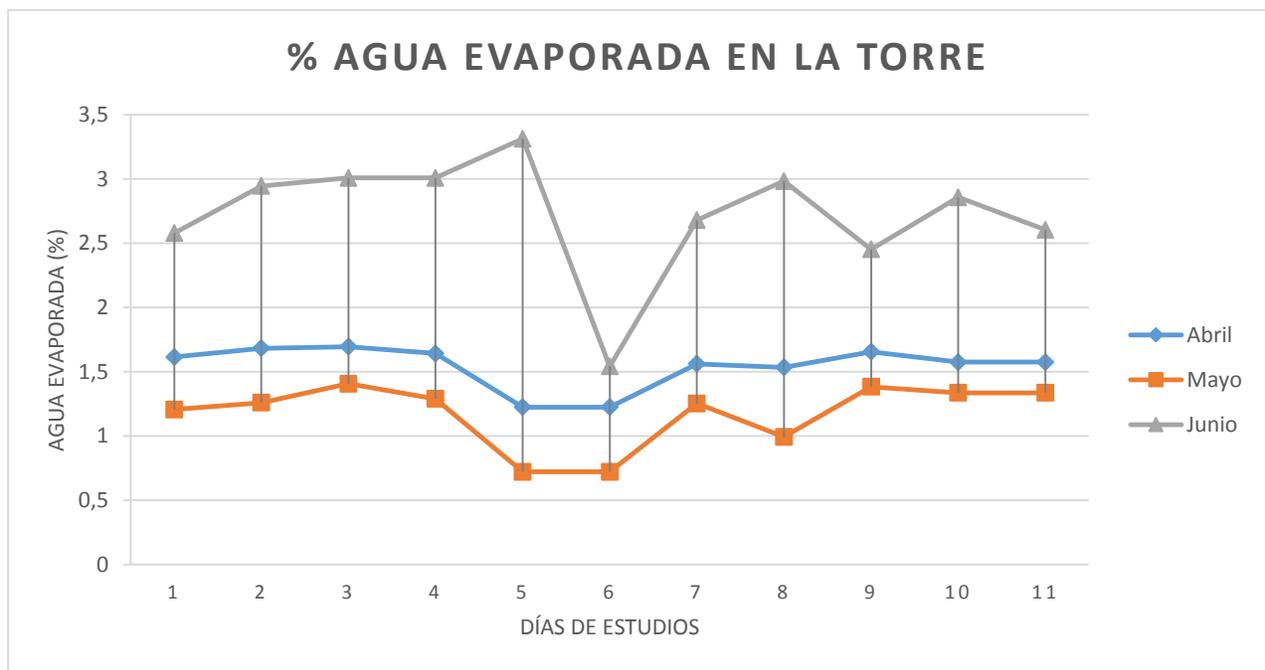
En la tabla 3.4 se observa que para el mes de junio se obtuvo el porcentaje de agua evaporada más alto; esto se atribuye a que el rango de enfriamiento aumentó a 13,1 °C , e influye directamente en el porcentaje de agua evaporada de la torre de enfriamiento. La condición de diseño del porcentaje de agua evaporada en una torre de enfriamiento ha de oscilar alrededor de 2 %.

La torre de enfriamiento de la Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa” ha sido diseñada para evaporar un máximo de 2,6 %, el cual está dentro de lo esperado en una torre de enfriamiento.

En la tabla se observa que el porcentaje de agua evaporada durante los meses de estudio osciló entre 0,72 % como mínimo y 3,31 % como máximo; lo que representa un valor por encima de lo establecido en el mes de junio, establecido en el diseño de la torre (máximo 2,6 %). Esto significa que la torre en este mes evaporaba más de la mitad de la cantidad para la cual fue diseñada. Dicha variación en el porcentaje de evaporación está relacionada con la temperatura en la torre. Se ha establecido para el diseño de la misma, un rango de

enfriamiento de 34,50 °C, cuando operacionalmente se obtiene un máximo de 13,1 °C; de allí que por diseño la cantidad de agua evaporada sea 2,6 % por presentar un mayor gradiente de temperatura; mientras que en la operación actual el gradiente fue mayor en junio, por lo tanto se redujo la evaporación en un máximo de 3,31%.

La figura 3.3 muestra que el mayor porcentaje de agua evaporada resultó ser de 3,31 % y correspondió al quinto día de estudio del mes de junio. También se observa que durante los demás días estudiados en este mes, el porcentaje de agua evaporada se mantuvo por encima del 2 %. Estas condiciones son ideales para ajustar el rango de enfriamiento actual, a las condiciones de diseño; que representaría un potencial de ahorro energético que permita optimizar el consumo de energía en dicha torre de enfriamiento.



**Figura 3.3** Porcentaje de agua evaporada para el trimestre de estudio.

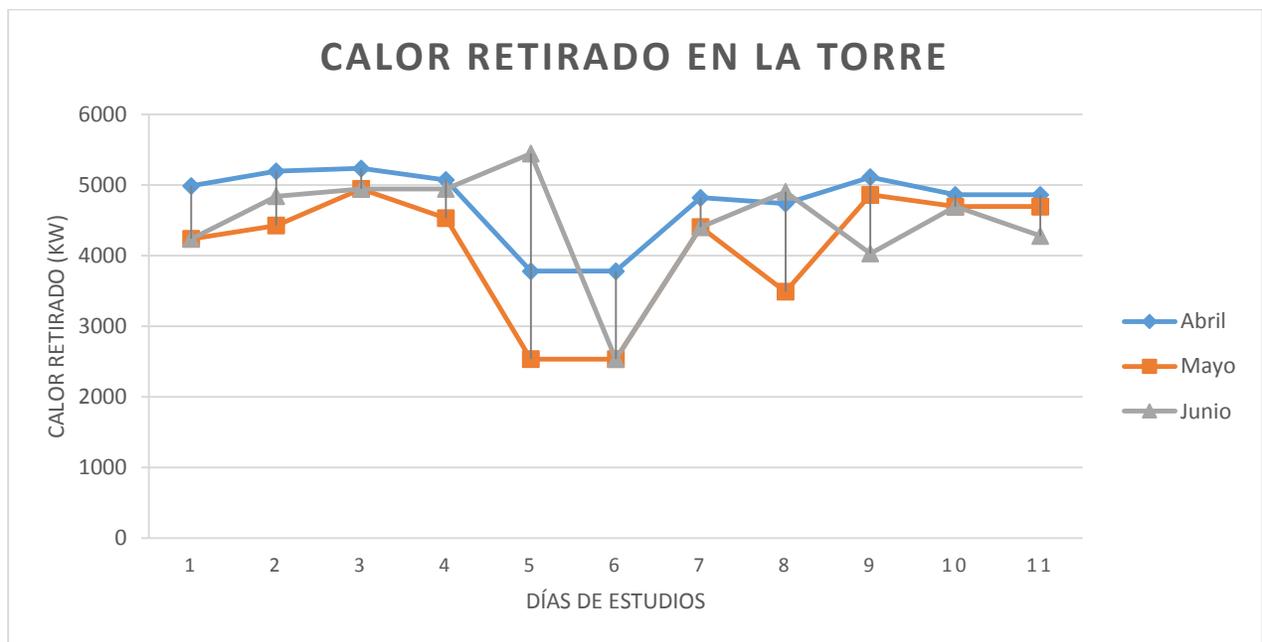
### 3.9. Arrastre en la torre de enfriamiento

En la tabla 3.2 se muestra que la torre de enfriamiento durante los meses de abril, mayo y junio mantuvo una pérdida de agua de enfriamiento por arrastre de 0,0724 m<sup>3</sup>/h; motivado por las condiciones del aire y la dirección del viento.

### 3.10. Calor retirado en la torre de enfriamiento

En la tabla 3.4 se observa que para el mes de junio se obtuvo la mayor cantidad de calor retirado en la torre 5 442,45 kW, por ser el mes más caliente el cual se ve reflejado en su rango de enfriamiento. Por consiguiente, la torre está diseñada para retirar una cantidad de calor de 12 790 kW. También se aprecia que durante el trimestre los intercambiadores de calor trabajaban en condiciones críticas de operación. El calor generado por el proceso también depende de los porcentajes de carga manejados por las unidades de producción; así como del calor retirado por cada uno de los intercambiadores.

La figura 3.4 muestra las variaciones del calor durante los meses de abril, mayo y junio respecto al diseño; observando un comportamiento estable, hasta el mes de mayo cuando hay una descenso del calor retirado el cual se origina por un aumento en el rango de enfriamiento de la torre; así como un crecimiento originado en el mes de abril ya que en él se reporta un aumento en el rango de enfriamiento.



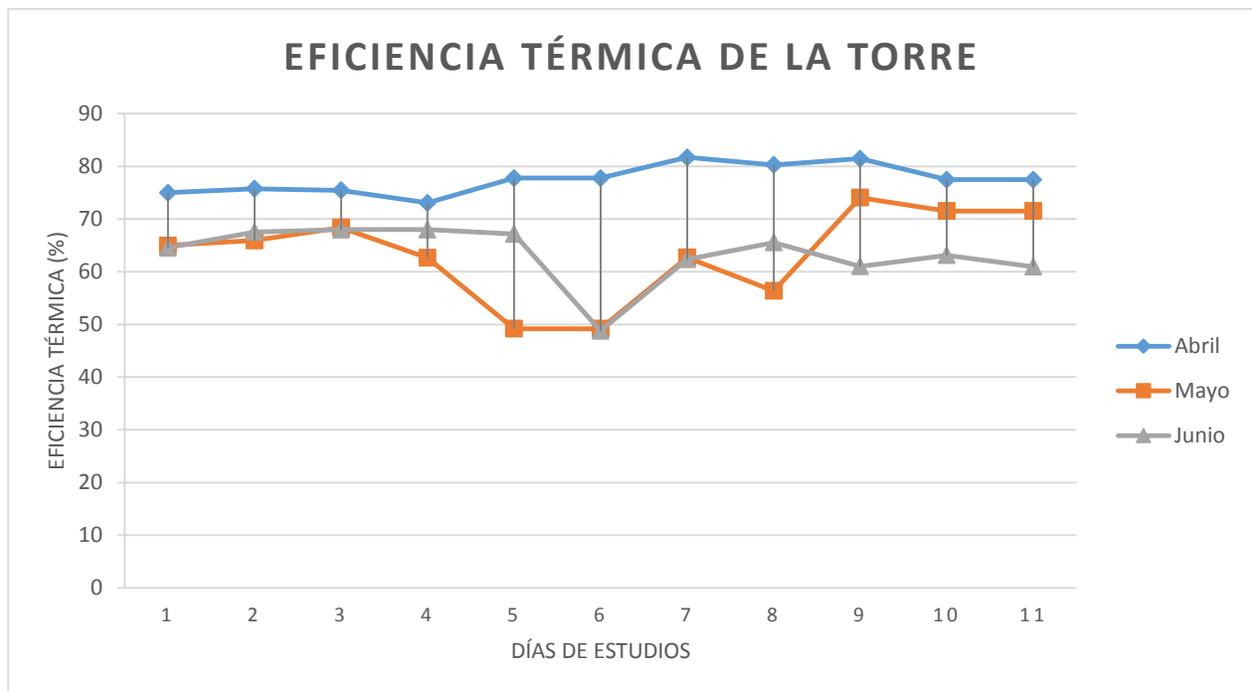
**Figura 3.4 Calor retirado para el trimestre de estudio.**

En la figura 3.4 se muestran los valores del calor retirado, mayores que el de diseño, debido a que el rango de enfriamiento actual de la torre es menor que el que se establece por diseño, para lograr retirar 12 790 kW (tabla 3.4); los valores de calor retirados actualmente obedecen a los bajos rangos de enfriamiento a las condiciones de operación actual.

### 3.11. Eficiencia térmica de la torre de enfriamiento

En la tabla 3.4 se observa que la torre de enfriamiento ha sido diseñada con una eficiencia térmica de 81 %. También se muestra que durante los meses de estudio se mantuvo una eficiencia menor a la establecida por el diseño; reportando un valor máximo de 81,69 % para el mes de abril y un mínimo de 48,8 % para el mes de junio. Este comportamiento se debe principalmente a las tendencias ascendentes en la temperatura de bulbo húmedo durante este periodo.

En la figura 3.5 se observa que durante los días de estudios se manifestó una tendencia de la eficiencia térmica, menor que la establecida por diseño; lo que indica que la torre tiene baja capacidad de enfriamiento y que actualmente posee una menor flexibilidad operacional.



**Figura 3.5 Eficiencia térmica para el trimestre de estudio.**

En la tabla 3.5 se presentan los resultados obtenidos de las temperaturas a la entrada y salida, durante el estudio del balance de agua en los límites de batería a la entrada y salida de la torre de enfriamiento. Se observa que dichas temperaturas son menores que las de diseño, lo cual incide directamente sobre el rango de enfriamiento de la torre, y se transforma en una menor cantidad de calor liberada por ésta.

**Tabla 3.5 Pérdidas de calor actual en la torre de enfriamiento y su porcentaje de desviación operacional respecto al diseño**

	<b>VARIABLES</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>DISEÑO</b>	<b>OPERACIÓN</b>	<b>% DESVIACIÓN DE CALOR</b>
Agua de Recirculación	Temp Entrada	°C	74,50	42, 23	59, 96
	Temp Salida	°C	40,00	31, 51	
	$\Delta T$	°C	34,5	10, 72	
	Flujo	(m <sup>3</sup> /h)	310	362	
	Calor	kW	12 790	10 188, 72	

Se aprecia que si se mantiene un rango de enfriamiento menor y un flujo de agua mayor que el reportado para el diseño, se obtienen porcentajes de desviación altos; lo cual indica que se puede aumentar la cantidad de agua enfriamiento que entra y sale a la torre de enfriamiento, sin sobrepasar la capacidad que tiene esta de retirar calor. Para aumentar el flujo de agua en la torre hay que considerar la capacidad de funcionamiento de las bombas.

### **3.12. Estudio del funcionamiento de los intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor se incluyen dentro de los equipos que pueden afectar la continuidad y confiabilidad del sistema de enfriamiento, debido a que el desempeño de estos equipos depende de las condiciones y propiedades del agua de enfriamiento, y de las condiciones del fluido caliente.

Un intercambiador de calor que presente valores de temperatura de salida del fluido caliente, alejados del valor preestablecido para el equipo, estaría afectando la confiabilidad del agua de enfriamiento en cuanto a su capacidad de enfriar dentro del equipo; mientras que una obstrucción o ruptura de las placas por donde fluye el agua puede generar una parada de emergencia, afectando la continuidad operacional del sistema de agua de enfriamiento en la sección donde se encuentra el intercambiador.

### **3.13. Condiciones de diseño de operación actual de los intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor se incluyen dentro de los equipos que pueden afectar la continuidad y confiabilidad del sistema de enfriamiento, debido a que el desempeño de estos

equipos depende no sólo de las condiciones y propiedades del agua de enfriamiento, sino también de las condiciones del fluido caliente.

En la tabla 3.4 se muestra una comparación del desempeño del intercambiador de calor entre los valores de diseño y de operación. Es posible medir las temperaturas de entrada y de salida con un pirómetro pero con el limitante de flujo para poder evaluar el intercambiador.

Se procedió entonces a buscar los parámetros necesarios en la consola de la empresa (SCADA). Obteniendo así las variables de entrada y salida de temperaturas en el intercambiador.

**Tabla 3.4 Valores de diseño y operación del intercambiadores de calor S-130IS**

Lado	Parámetros	Unidad	Diseño	Operacional
Proceso	Temperatura de entrada	°C	80	51,74
	Temperatura salida	°C	30	40,50
	Flujo Proceso	m <sup>3</sup> /h	430	310
Agua	Temperatura entrada	°C	80	42,23
	Temperatura salida	°C	30	31,51
	Flujo de agua	m <sup>3</sup> /h	510	362

Se observa que en el intercambiador S130-IS la temperatura de entrada son menores que las de diseño, si operacionalmente el agua entra al intercambiador más fría que la establecida por diseño (80 °C), se espera que su salida sea más fría que lo establecido por diseño (30 °C); se confirma que no se cumple porque el agua sale más caliente (40,50 °C), a pesar de utilizar un flujo de agua mayor al de diseño (362 m<sup>3</sup>/h). Se observa que el intercambiador opera en el rango de parámetros de diseño.

En la tabla 3.5 se observa que para el intercambiador estudiado, se presentan temperaturas de salidas mayores que las del proceso, comparadas con la establecida por diseño para el equipo.

En este sentido, se reporta una temperatura de proceso por diseño de 30 °C y operacionalmente se reportó una temperatura de 40,51 °C que representa un 0,35 % de desviación respecto al diseño.

En la tabla 3.5 se muestra los resultados de los cálculos de velocidad del agua en el intercambiador, así como los calores.

**Tabla 3.5 Resultados obtenidos de las condiciones de operación actual del intercambiador de calor con respecto al diseño**

Lado proceso		Lado agua				Velocidad del fluido (m/s)	Calor retirado (kW)	
Temperatura (°C)		Flujo (m³/h)	Temperatura (°C)		Flujo (m³/h)		operación	diseño
E	S		E	S				
56,9	42,2	310	31,8	42	362	0,123	5599	7 049
56,5	42	310	31,8	42,45	362	0,123	4677	
55,8	41,8	310	31,8	43,7	362	0,123	4855	
55,7	41,8	310	32,8	43,7	362	0,123	4926	
56,3	42,1	310	32,6	38,7	362	0,123	4642	
56,7	42,2	310	32,6	38,7	362	0,123	3933	
56,3	42,01	310	32,23	41,54	362	0,123	4772	
80	30	430	30	80	510			

Para el intercambiador se muestra que las temperaturas de entrada y salida del lado agua y lado proceso estuvieron asociados a una cantidad de calor muy pequeña en el intercambiador de 4 772 kW; tomando en cuenta que para este intercambiador se reportan 7 049 kW por diseño. Esto indica que se pueden aumentar los flujos en el intercambiador, lo cual conduce a aumentos de temperatura y del calor retirado; pero que no sería desfavorable, ya que el intercambiador operacionalmente se encontraba trabajando muy por debajo de sus condiciones de diseño.

Las altas temperaturas y el elevado flujo del lado del proceso convierten a este intercambiador de calor en un equipo crítico del sistema de agua de enfriamiento.

### 3.14. Tendencia corrosiva o incrustante del agua de enfriamiento

La tabla 3.6 muestra los resultados obtenidos en los cálculos de los índices de estabilidad de Langelier y Ryznar durante los meses de abril, mayo y junio; así como la tendencia del agua de enfriamiento.

**Tabla 3.6 Tendencia del agua de enfriamiento del módulo de enfriamiento; por Langelier y Ryznar**

Mes	Condición actual		Rango establecido		Tendencia del agua
	Langelier	Ryznar	Langelier	Ryznar	
Abril	1,6	5,4	<0,5 y >2	5 a 6	Ligeramente incrustante
Mayo	1,4	5,6	<0,5 y >2	5 a 6	Ligeramente incrustante
Junio	1,3	5,9	<0,5 y >2	5 a 6	Ligeramente incrustante

Se observa que durante el trimestre de estudio el índice de Langelier más bajo (1,3) correspondió al mes de mayo y presentó una tendencia del agua ligeramente incrustante. El índice más alto (1,6) para el mes de abril aún mantuvo la tendencia ligeramente incrustante del agua.

El índice de Ryznar arrojó un mínimo de 5,4 y un máximo de 5,9 para los meses de abril y mayo respectivamente; lo cual se encuentra dentro del rango establecido por Ryznar de 5 a 6, para un agua ligeramente incrustante. Lo que evidencia que el agua de enfriamiento del circuito de enfriamiento tiene una tendencia ligera a formar incrustaciones.

### 3.15. Ciclos de concentración de la torre de enfriamiento

En la tabla 3.7 se muestra que los ciclos de concentración durante los meses de abril, mayo y junio, se mantuvieron en un rango de 3,22 como mínimo y 3,76 como máximo; lo que representa un 34,33 y 23,33 % de desviación respecto al diseño (4,90).

La cantidad de agua de reposición, calculada por medio de balances de masa, fue comparada con la cantidad de agua de reposición suministrada por los operadores de la planta, y se encontró que esta fue mayor que la obtenida por los balances. Por lo tanto, los iones no llegan a concentrarse en corto tiempo y por ende no es necesario realizar purgas.

**Tabla 3.7 Ciclos de concentración de la torre de enfriamiento a las condiciones actuales respecto a su diseño**

Meses	Ciclo de concentración del agua (adimensional)
Abril	3,76
Mayo	3,74
Junio	3,22
Diseño	4,90

### 3.16. Valoración económica

Valoración económica de la mano de obra y la limpieza de la superficie de transferencia de calor de intercambiador.

- Cantidad de hombres empleados para la limpieza: 4
- Categoría ocupacional de los hombres empleados en la limpieza: 3 mecánicos "A" y 1 ayudante.
- Tiempo empleado en la limpieza de estos intercambiadores: 56 horas
- Ciclo de limpieza de los intercambiadores de calor: se realizan individualmente sin interrumpir el funcionamiento de los intercambiadores restantes.

#### Gasto por concepto de mano de obra.

- Salario de los mecánicos:  $S_{mec} = 1,63 \text{ \$/h}$
- Salario de los ayudantes:  $S_{ayud} = 1,17 \text{ \$/h}$

#### Gasto de salario (Gs).

$$Gs = 1,63 \cdot 3 + 1,17 \cdot 1$$

$$Gs = 6,06\$/h \cdot 56h$$

$$Gs = 339,36\text{\$}$$

Debido a que el ciclo de limpieza de estos intercambiadores se realiza cada 36 días (10 veces al año), el gasto total anual por concepto de trabajadores es:

$$Gs = 339,36\$ \cdot 10$$

$Gs = 3339,6\$$  para las condiciones actuales de explotación.

El gasto por mantenimiento por concepto de mano de obra y de salario de los trabajadores es relativamente alto. Esto se debe a la imperiosa necesidad de realizar el mantenimiento de limpieza, debido a la rapidez con que surgen las incrustaciones en el intercambiador.

### **3.17. Impacto ambiental**

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científicos técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años, ha llegado a niveles sin precedentes la contaminación ambiental y de las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y las plantas. Actualmente en la “Unidad Empresarial de Base Generación de Fuel Oil, Moa”, con vía a aumentar el rendimiento en el proceso de generación, se llevan a cabo diferentes medidas las cuales están estrechamente vinculadas al enfriamiento del agua. Para poder realizar este proceso se ha necesitado cambiar constantemente los químicos y las dosificaciones, en vista de disminuir los microorganismos e incrustaciones en los equipos y en las piscinas. Esto constituye un problema ya que se suministran estos químicos recomendados por segundos, sin siquiera conocerse los efectos nocivos que pueden traer, así sometiendo a los hombres que realizan las limpiezas de intercambiadores y piscinas a estos compuestos sin utilizar los medios de protección.

### **3.18. Conclusiones del capítulo**

- ❖ El flujo másico del aire a la condición de diseño de la torre de enfriamiento es de 42 738,568 kgas/h. Durante los meses de estudio se obtuvieron flujos mayores al diseño, 288 353,9 kgas/h como mínimo y 2 418 871 kgas/h como máximo. Lo que representa un incremento de más del 100 % del flujo másico del aire a las condiciones actuales de operación con respecto a su diseño.
- ❖ La valoración económica del intercambiador, expone los costos de limpieza y mantenimiento por concepto de mano de obra y de salario de los trabajadores, así como fundamenta brevemente la causa del resultado de estos.

## CONCLUSIONES GENERALES

1. La caracterización del sistema de agua de enfriamiento a las condiciones de operación durante los meses de estudio, y tomando como referencia los valores de los parámetros de diseño, muestra que las variables operacionales de la torre de enfriamiento se mantuvieron dentro de los parámetros de diseño.
2. Los balances de masa y energía realizados en la torre de enfriamiento durante el trimestre estudiado indican que las pérdidas de agua no se localizaron en ella.
3. Las condiciones de operación de la torre de enfriamiento permiten la aplicación del concepto de potencial de ahorro de energía; realizando un incremento del rango de operación actual 10,7 °C hasta el diseño 34,50 °C.
4. Si se mantienen las condiciones actuales del aire, se puede incrementar el flujo de agua de recirculación, hasta alcanzar su relación líquido/gas de diseño (0,99).
5. La torre de enfriamiento mantuvo un desempeño adecuado en función del calor retirado a través de ella, y presentó un calor retirado menor que el diseño, debido a un rango de enfriamiento más bajo que el establecido por diseño para retirar 12 790 kW.
6. Los parámetros químicos críticos del sistema de agua de enfriamiento resultaron ser el pH y el cloro residual, ya que producen mayor efecto sobre este sistema.

## **RECOMENDACIONES**

1. Aplicar los conceptos de ahorro de energía a la torre de enfriamiento para mejorar el desempeño energético de la misma.
2. Colocar medidor de flujo en el agua de retorno para comprobar que retorna a la torre la cantidad de agua que se envía a proceso.
3. Realizar una evaluación a los ventiladores de la torre de enfriamiento para verificar el alto flujo másico de aire que se reporta actualmente.
4. Realizar mediciones de flujo a todos los equipos que conforman el sistema de enfriamiento, para cuantificar las pérdidas de agua en ellos y determinar cuáles son los equipos críticos del sistema.
5. Colocar termopares y medidores de flujo en línea, en los intercambiadores de calor que utilizan agua de enfriamiento; para mantener el monitoreo de las principales variables en los mismos y evitar que sean equipos críticos para el sistema.
6. Automatizar el sistema de inyección de productos químicos ya que la falta de continuidad en la dosificación de los mismos genera variaciones significativas de parámetros de calidad del agua de enfriamiento en el sistema (pH y crecimiento microbiológico).

- ABRIL J.J. Determinación del coeficiente superficial de transmisión del calor en los procesos que utilizan pulverización de agua. V congreso español de ingeniería. Barcelona, España. (2008)
- ANDERSON, D. A. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Bristol, PA. USA. (2007)
- ALCO, (1980). "Manual Técnico de Agua de Enfriamiento", Sección 1 y 3, Neiperville Illinois.
- BERGLES, a. E. (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
- BETANCOURT A. R. 2005. Interv1.12 Software para el cálculo y la selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Holguín, Cuba.
- COULSON J. y RICHARDSON J., "Ingeniería Química", Editorial Reverté, Tercera Edición, España (1979).
- CRUZMELIS C. (2010). Tesis en opción al título de ingeniero Químico. "Evaluación del sistema de agua de enfriamiento de la unidad de servicios industriales de una planta mejoradora de crudo extrapesado". Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui. Puerto La Cruz.
- FAIRES M. V. Equipos de transferencia de calor. Cuarta Edición. Santiago de Cuba, Universidad de Oriente, (1991)
- FERNÁNDEZ, E. Termodinámica Técnica. La Habana. Editorial "Félix Varela", (1994)
- GARCÍA N, (2005); Tesis en opción al título de ingeniero Químico "Mejoras en el monitoreo de torres de enfriamiento e intercambiadores de calor". Universidad Simón Bolívar. Tenerife.España.
- GÓNGORA L.E. (2009). Coeficientes de transferencia de calor en enfriadores de mineral laterítico a escala piloto. Revista Minería y Geología. 25(3), pp. 1-18. Cuba.

- GONZÁLEZ F. N. (2008). Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas. Trabajo de diploma. Universidad Carlos III, Madrid, España.
- HERRERA, O. (1986). Equipos de transferencia de calor. Edición Revolucionaria. La Habana. Cuba.
- INCROPERA, F. P. & DAVID P. W. 2003. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons. New York. USA.
- IZQUIERDO M. M. (2002). Intercambiadores de calor de placas. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
- KAYS, W. M. y A.L. London (1984), Compact heat Exchanger, 3ra ed., McGraw-Hill, Nueva York.
- JAMES, C.A. (2005). The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
- KHAN, J., M. YAQUB y A.M. ZUBAIR; Performance Characteristics of Counter Wet Cooling Towers, International Journal of Energy Conversion and Management: 44, 2073-2091 (2003).
- KIOPPERS, J y D.G. KRÖGER; The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet- cooling towers, International Journal of Thermal Sciences: 44, 879-884 (2005a).
- LIPESA, "Tratamiento Químico del Agua", Editorial IMPREGRAF, Caracas, Venezuela (1998).
- Manual, "Maintenance and cleaning instructions \_VAP"
- Manual, A0 - SOMMAIRE NOTICE VAP JACIR - SP - 11-8004
- MARTÍNEZ, V. (2008), "Evaluación de la Eficiencia del Tratamiento Químico Aplicado a las Torres de Enfriamiento 1,2 y 3 de Servicios Industriales de Refinería Puerto La Cruz". Tesis de grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Anzoátegui. (2008)
- MERKEL, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingeniero, 1925.

MIJEEV, M. Fundamentos de Termo-transferencia. Moscú: Editorial Mir, (1956)

Página Web. El cuarto mosquetero de la Faja”. (2003)

PICÓN N.M. 2004. Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor plato y marco en arreglo simple y multipaso. Revista mexicana de Ingeniería Química 17 (3), pp. 22-34.

RAJU K.S. & CHAND J. (1987). Consider the plate heat exchanger. Heat Transfer, the Chemical Engineering Guide, Volume 2, pp. 241- 252, McGraw Hill Public.

RONDÓN, R., “Evaluación del control de los parámetros de calidad del agua en los sistemas de generación de vapor y enfriamiento en una industria cervecera”. Tesis de Grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Barcelona. (2005)

SUNDÉN B (2006). Computer Simulations in Compact Heat Exchangers. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.

WALKER, Principles of Chemical Engineering Krieger Pub. Co. Malabar, Florida, 1923.

WANG C (2004). Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Volume 12, Number 3, pages 423-430. USA.

**ANEXOS**

**Anexo 1. Chapa técnica del intercambiador de calor S-130IS**



## Anexo 2. Ficha técnica torre de enfriamiento

HOJA DE DATOS TÉCNICOS DEL CLIENTE								
		Número de pedido		11-8004				
		Cliente		MAN DIESEL				
		Usuario		MAN DIESEL				
		Tipo de torre		VAPF - 3560 - A0 - L1				
		Cantidad de torres		10 TORRES + 10 SKIDS				
CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN								
Caudal nominal total (m <sup>3</sup> /h)		3200		Potencia térmica total (kW)		1625		
CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO PARA 1 SKID			GRUPO MOTOR VENTILADOR					
Caudal nominal Q (m <sup>3</sup> /h)		320		GRUPO MOTOR VENTILADOR				
Agua caliente (°C)		74,5		Tipo		250 S/M		
Agua fría (°C)		40		Factor de servicio		1,15		
Bulbo húmedo (°C)		21		Protección		IP55		
Caudal de evaporación (m <sup>3</sup> /h)		16,2		Tipo de protección térmica		CTP		
Potencia térmica (kW)		12790		Número de polos		12		
Diámetro toberas HPM		24		Velocidad nominal (rpm)		580		
Pérdida de los separadores de gotas (%Q - m <sup>3</sup> /h)		<0,01		Potencia nominal (kW)		18,5		
Tipo de separadores		LPVC-177/45		FAN				
Tipo de estructura interna		Interior PP		Tipo		FAN C - MAP 3N 222-05/D		
Presiones sonoras 4D* a 20m		65		Ángulo de inclinación		11		
				Velocidad nominal (rpm)		580		
MATERIALES			SKID					
TORRE		POLIÉSTER		INTERCAMBIADOR				
Carcasa		PPH		Tipo		S100 IS10		
Estructura interna		PEHD		Nº de placas		228		
Distribución		PVC		Pérdidas de carga (parte del cliente) (kPa)		50,8		
Separadores				BOMBAS				
				Tipo		NB 150-200/218 202		
				FILTRO				
				Tipo		Y		
				Diámetro		250		
SKID		Inox 316L		BOMBAS DE APORTE				
Tubos		Inox 316L		Tipo		NB 100-315/200 + Calentador		
Placas intercambiadoras								
CONEXIONES ELÉCTRICAS								
MFG		Opciones elegidas		Cantidad del pedido		Voltaje (V)	Potencia (W)	
		Motor del ventilador		X		20	480 Δ - 60 Hz	18 500
		Sonda CTP		X		20	5 V max	NA
		Calentador		X		20	230 V mono	30
SKID		Motor de la bomba de circulación		X		20	480 Δ / 690 Y - 60 Hz	22000
		Sonda CTP		X		20	ver aviso	NA
		Calentador		X		20	230 V mono	100
		Motor de la bomba de aporte		X		4	480 Δ / 690 Y - 60 Hz	30000
		Sonda CTP		X		4	ver aviso	NA
		Calentador		X		4	230V mono	100
		Valvula motorizada		X		20	24 V DC	NA
TRATAMIENTO DEL AGUA		Cuadro eléctrico		X		2	230V Mono	ver aviso

### Anexo 3. Cálculo del intercambiador de calor.

Cálculo de la velocidad y calor absorbido del intercambiador de la empresa Fuel Oil Moa

Métodos de cálculo NTU Y LMTD.

$T_{Eas_n}$  Temperatura de entrada del fluido caliente proveniente del motor

$T_{Sas_n}$  Temperatura de salida del fluido caliente para la torre de enfriamiento

$T_{Eagua_n}$  Temperatura de entrada del agua al intercambiador desde la piscina

$T_{Sagua_n}$  Temperatura de salida del fluido frio para enfriar los motores

$n := 0, 1.. 10$

$T_{Eas_n} :=$	$T_{Sas_n} :=$	$T_{Eagua_n} :=$	$T_{Sagua_n} :=$
327.65K	314.15K	300.0K	315.80K
324.85K	313.65K	301.95K	315.15K
324.75K	314.05K	301.95K	315.65K
325.55K	314.55K	301.95K	315.85K
323.65K	314.05K	300.75K	313.85K
321.95K	313.65K	300.75K	311.85K
321.75K	314.05K	300.75K	311.85K
323.15K	314.45K	301.55K	314.35K
323.55K	312.95K	301.55K	314.35K
323.05K	314.65K	300.95K	315.25K
323.45K	314.45K	300.95K	315.25K

$L_i := 2.5m$  Longitud de la placa

$W_i := 1m$  Ancho de la Placa

$L_c := 0.006m$

$$b_i := \frac{L_c}{2}$$

$b_i = 3 \times 10^{-3} m$  Distancia entre placas

$N_p := 588$  Número de placas

$N_c := 234$  Número de canales

Agua es el agua desmineralizada

Agua cruda

$$A_{\text{real}} := 458.85 \text{ m}^2$$

$$C_{p_{\text{agua}}} := 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_{\text{agua}} := 984 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{agua}} := 528 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k_{\text{agua}} := 645 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{caudal}A_n} :=$$

$$m_{\text{agua}_n} := m_{\text{caudal}A_n} \cdot \rho_{\text{agua}}$$

310 m <sup>3</sup> · hr <sup>-1</sup>

$$m_{\text{agua}_n} =$$

84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733
84.733

·  $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

### Cálculo Hidráulico

$$V_{\text{agua}_n} := \frac{m_{\text{agua}_n}}{N_c \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot b_i \cdot W_i}$$

$$R_{\text{agua}_n} := \frac{\rho_{\text{agua}} \cdot L_c \cdot V_{\text{agua}_n}}{\mu_{\text{agua}}}$$

$$Pr_{\text{agua}_n} := \frac{C_{p_{\text{agua}}} \cdot \mu_{\text{agua}}}{k_{\text{agua}}}$$

$$V_{\text{agua}_n} =$$

0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123
0.123

m  
s

$$R_{\text{agua}_n} =$$

1.372 · 10 <sup>3</sup>

$$Pr_{\text{agua}_n} =$$

3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423
3.423

$$Nu_{agua_n} := 0.2883 \left( R_{agua_n} \right)^{0.657} \cdot \left( Pr_{agua_n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{agua_n} =$$

50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022
50.022

$$Cp_{as} := 4179 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho_{as} := 994 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{as} := 631 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$$

$$k_{as} := 634 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

**Flujos de aguas nominales del lado operación y recirculación de agua.**

$m_{a_n} :=$   

$362 \cdot m^3 \cdot hr^{-1}$

$m_{as_n} := m_{a_n} \cdot \rho_{as}$   
 $m_{as_n} =$   

99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952
99.952

 $\cdot \frac{kg}{s}$

$m_{caudalA_n} :=$   

$310 \cdot m^3 \cdot hr^{-1}$

$$V_{as_n} := \frac{\frac{m_{as_n}}{234}}{\rho_{as} \cdot b_i \cdot W_i}$$

$V_{as_n} =$

0.143	m
0.143	s
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	
0.143	

$$R_{as_n} := \frac{\rho_{as} \cdot Lc \cdot V_{as_n}}{\mu_{as}}$$

$R_{as_n} =$

1.354·10 <sup>3</sup>

$$Pr_{as_n} := \frac{Cp_{as} \cdot \mu_{as}}{k_{as}}$$

$Pr_{as_n} =$

4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159
4.159

$$Nu_{as_n} := 0.2817 \left( R_{as_n} \right)^{0.657} \cdot \left( Pr_{as_n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$Nu_{as_n} =$

51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71
51.71

$$h_{agua_n} := \frac{Nu_{agua_n} \cdot k_{agua}}{Lc}$$

$h_{agua_n} =$

5.377·10 <sup>3</sup>	· $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
5.377·10 <sup>3</sup>	

$$h_{as_n} := \frac{Nu_{as_n} \cdot k_{as}}{Lc}$$

$h_{as_n} =$

5.464·10 <sup>3</sup>	· $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
5.464·10 <sup>3</sup>	

Espesor de la placa

$$\alpha := 0.4 \text{ mm}$$

Conductividad térmica del AISI 316

$$\kappa_p := 13.4 \frac{W}{m \cdot K}$$

**Calculo del coeficiente global de transferencia de**

$$U_n := \frac{1}{\frac{1}{h_{agua_n}} + \frac{1}{h_{as_n}} + \frac{\alpha}{\kappa_p} + 0.0007 \frac{K \cdot s^3}{kg}}$$

$U_n =$

910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057
910.057

$\cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$

**calor**

**Calor absorbido por el fluido frío**

$$Q_{abs_n} := m_{agua_n} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})$$

$Q_{abs_n} =$

5.599-106
4.677-106
4.855-106
4.926-106
4.642-106
3.933-106
3.933-106
4.536-106
4.536-106
5.067-106
5.067-106

W

$$\Delta T_{1_n} := T_{Eas_n} - T_{Sagua_n}$$

$\Delta T_{1_n} =$

11.85
9.7
9.1
9.7
9.8
10.1
9.9
8.8
9.2
7.8
8.2

K

$$\Delta T_{2_n} := (T_{Sas_n} - T_{Eagua_n})$$

$\Delta T_{2_n} =$

14.15
11.7
12.1
12.6
13.3
12.9
13.3
12.9
11.4
13.7
13.5

K

$$\Delta T_{ml_n} := \frac{\Delta T_{1_n} - \Delta T_{2_n}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1_n}}{\Delta T_{2_n}}\right)}$$

$\Delta T_{ml_n} =$

12.966
10.669
10.529
11.087
11.461
11.443
11.516
10.72
10.261
10.475
10.631

K

$$As_n := \frac{Q_{abs_n}}{U_n \cdot \Delta T_{ml_n}}$$

$$As_n =$$

474.483
481.758
506.651
488.176
445.057
377.706
375.296
464.943
485.738
531.584
523.774

$$A_{real} = 458.85m^2$$

$$As_n - A_{real} =$$

15.633
22.908
47.801
29.326
-13.793
-81.144
-83.554
6.093
26.888
72.734
64.924

### Área de transferencia de calor por el método LMTD

$$P_n := \frac{T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n}}{T_{Eas_n} - T_{Eagua_n}}$$

$$Rc_n := \frac{T_{Eas_n} - T_{Sas_n}}{T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n}}$$

$$P_n =$$

0.571
0.576
0.601
0.589
0.572
0.524
0.529
0.593
0.582
0.647
0.636

$$F_{c_n} := \frac{\sqrt{(T_{Eas_n} - T_{Sas_n})^2 + (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})^2} \cdot \ln \left[ \frac{(T_{Eas_n} + T_{Sas_n}) - (T_{Eagua_n} + T_{Sagua_n}) + \sqrt{(T_{Eas_n} - T_{Sas_n})^2 + (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})^2}}{[(T_{Eas_n} + T_{Sas_n}) - (T_{Eagua_n} + T_{Sagua_n})] - \sqrt{(T_{Eas_n} - T_{Sas_n})^2 + (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})^2}} \right]}{[(T_{Eas_n} - T_{Sas_n}) - (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})] \cdot \ln \left( \frac{T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n}}{T_{Eas_n} - T_{Eagua_n}} \right)}$$

$F_{c_n} =$

2.305
2.121
1.276
1.492
1.484
2.297
1.902
1.105
1.83
...

$$\Delta Tlm_n := \frac{(T_{Eas_n} - T_{Sagua_n}) - (T_{Sas_n} - T_{Eagua_n})}{\ln \left[ \frac{(T_{Eas_n} - T_{Sagua_n})}{(T_{Sas_n} - T_{Eagua_n})} \right]}$$

$\Delta Tlm_n =$

12.966
10.669
10.529
11.087
11.461
11.443
11.516
10.72
10.261
10.475
10.631

