



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y BIOTECNOLOGÍA

REINGENIERÍA Y DISEÑO DE LOS CIRCUITOS DE AGUA EN LA PLANTA
OXINOR

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL QUÍMICA

VANESSA PAULINA PALOMINOS ESCOBAR

PROFESOR GUÍA:
FELIPE DÍAZ ALVARADO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
JORGE CASTILLO GUZMÁN
ANDRÉS ROQUE VARGAS

Este Trabajo Ha Sido Parcialmente Financiado Por Air Liquide Chile S.A

SANTIAGO DE CHILE
2014

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO
DE: Ingeniera Civil Química
POR: Vanessa Paulina Palominos Escobar
FECHA: 05/12/2014
PROFESOR GUÍA: Felipe Andrés Díaz Alvarado

REINGENIERÍA Y DISEÑO DE CIRCUITOS DE AGUA EN LA PLANTA OXINOR

El agua es un recurso cada día más demandado en la población mundial y a su vez se ha convertido en un bien escaso debido a la creciente producción del sector minero en la II región de Chile, es por esto que los circuitos de agua son de suma importancia en los procesos productivos y en particular en la Planta Oxinor de la empresa Air Liquide ubicada en la ciudad de Antofagasta. Es por lo anterior que el presente trabajo tiene por objetivo diseñar, dimensionar y especificar la ingeniería básica de los circuitos de agua de enfriamiento de la planta, considerando las diferentes unidades operativas involucradas en el sistema y las nuevas necesidades dentro de los planes de desarrollo de la planta.

Dentro del presente trabajo se realizó en primer lugar el balance de masa y energía para los tres circuitos de enfriamiento que posee la planta, obteniendo como resultado que las plantas disipan energía en forma de calor y masa equivalente a 2,586 [Mcal/Ton * h], 2,037[Mcal/Ton * h] y 0,212[Mcal/Ton * h] para las plantas I, III y IV respectivamente. Por otro lado se estudió que el desempeño actual de las torres de enfriamiento, obteniendo como resultado que las torres están operando con un desgaste en el número de Merkel de 72% y 49% para Oxinor I y II respectivamente, en relación con los valores de diseño

En el planteamiento del rediseño de la torre de enfriamiento de Oxinor I se estudiaron 6 propuestas, las que contemplaron variaciones en intercambiador de placas y en el número de celdas presentes en la torre. Producto de un análisis económico y técnico, las propuestas viables consideran una torre de enfriamiento para un flujo de 0,39 [m³/Ton * h] y un calor disipado de 2,64 [Mcal/Ton * h] con 3 o 4 celdas, sin modificar el intercambiador de placas.

De los resultados obtenidos se destaca que los flujos pueden poseer leves diferencias con la realidad, principalmente por la serie de supuestos tomados debido a la falta de mediciones en los flujos y humedad atmosférica. A modo de conclusión se destaca que con la propuestas viables es posible operar con temperaturas adecuadas y además realizar mantenciones en las celdas de Oxinor I y III. En particular con la propuesta de 3 celdas es posible detener uno de sus ventiladores 1.195 horas al año, mientras que para la propuesta de 4 celdas el ventilador puede estar detenido 3.990 horas al año.

*Dedicada a todos los que hicieron esto posible
en especial a mi madre, que me ha apoyado en todos mis sueños.*

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mi familia, a mi madre por estar conmigo siempre, en los peores y mejores momentos que he vivido, a mi padre por enseñarme tantas cosas que me han hecho conocer la vida de distintas formas y a mí querida hermana por cuidarme siempre.

Por ser mi compañero, por apoyarme y subirme el ánimo en los peores momentos, por confiar en mí y por hacer que encontrara un hogar lejos del mío y por muchas cosas más, te agradezco ínfimamente Joaquín.

Quiero agradecer a mi tío Basael, que me abrió las puertas de su hogar en Antofagasta, que me cuidó y trató como una nieta más.

No puedo dejar de agradecer al grupo de Air Liquide, por haber hecho de esta etapa (tediosa para mucho) una muy buena experiencia, donde aprendí demasiado, gracias por el grato ambiente que me hicieron sentir dentro de la empresa y por todo lo que me enseñaron, Sarahid, Jaime, Boris, Rosita, Basilio, Don Francisco, Mauricios, Don Patricio, Don Miguel, Claudio, Gerard y Cristian.

Agradecer a mis compañeritos de generación, por ser como son, por sus palabras de aliento, distracciones y momentos vividos juntos que nunca se olvidaran, los quiero Carla, Eli, Xime, Andrea, Mimi, Gabriel, Dany, Jorge S, Jorge M, J.M., Willy, Vale, Ignacio, Rodrigo, Bayron, Negro, Emi, Mati, Ricardo y Juan.

A los TT.VV que me han hecho crecer como persona, aceptando desafíos que nunca pensé que lograría, además agradezco a los TT.VV por conocer a hermosas personas que confiaron en mí y que en conjunto realizamos cosas maravillas, gracias por los momentos vividos Carito, Eve, Nacho, Alina, Pastor, Pablo, Erik, Pepe, Nico, Pame, Jordan, Braulio, Mauri, Roberto, Gianina, JF, Leo y Álvaro.

Gracias Sergio, Missene, Tiffy, Fran, Maca, Pancho y Renzo por haberme acompañado los primeros años de esta etapa.

Por último, y no menos importante agradecer a la mejor comisión que pude tener, que como muchas veces dije, y lo reafirmo, elegí a los mejores, muchas gracias por todos sus comentarios, por compartir conmigo sus experiencias y por haber sido unos verdaderos guías en el desarrollo de este trabajo, gracias Andrés, Felipe y profe Jorge.

TABLA DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Antecedentes específicos de la Planta Oxinor	2
1.2.1	Unidad separadora de aire (ASU)	2
1.2.2	Unidad de adsorción con swing de vacío (VSA).....	4
1.2.3	Circuitos de agua en la Planta Oxinor	4
1.2.4	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV	9
2	OBJETIVOS.....	10
2.1	Objetivos generales.....	10
2.2	Objetivos específicos.....	10
2.2.1	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor I.....	10
2.2.2	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor III.....	10
2.2.3	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV	10
2.2.4	Sistema de enfriamiento para una nueva Planta Oxinor	10
3	MARCO TEORICO	11
3.1	Balance de masa dentro de una Torre de enfriamiento	11
3.2	Principio de operación según los parámetros de diseño de una torre de enfriamiento de tiro inducido con flujo en contracorriente	13
3.3	Eficiencia de una torre de enfriamiento	16
3.4	Termodinámica del aire atmosférico.....	16
3.4.1	Temperatura de bulbo húmedo.....	17
3.5	Interacción entre circuito cerrado y el circuito abierto	18
3.6	Circuito Cerrado.....	19
3.7	Circuito Abierto	19

4	METODOLOGÍA	20
4.1	Herramientas utilizadas	20
4.1.1	Valores históricos de planta	20
4.1.2	Registro meteorológico	20
4.1.3	Herramientas computacionales.....	21
4.2	Procedimiento.....	21
4.2.1	Estudio de los circuitos de agua.....	21
4.2.2	Análisis de operación	21
4.2.3	Nuevas condiciones de operación.....	21
4.3	Re-diseño de los circuitos de agua	23
4.4	Selección del diseño final	23
5	BALANCE DE MASA Y ENERGÍA.....	24
5.1	Flujos que circulan actualmente en el sistema de agua.....	24
5.2	Transferencia de calor entre sistemas	25
6	DESEMPEÑO ACTUAL DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.....	27
6.1	Oxinor I.....	27
6.2	Oxinor III	28
6.3	Oxinor IV	28
6.4	Análisis de la situación actual	29
7	PROPUESTA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE OXINOR I.....	30
7.1	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor I.....	31
7.2	Sistema de enfriamiento en Oxinor II.....	31
7.3	Parámetros de operación del intercambiador de calor de Oxinor I.....	31
7.4	Dimensionamiento de la torre de enfriamiento.	34
7.4.1	Temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico a utilizar.....	34
7.4.2	Flujo de agua a enfriar.....	35

7.4.3	Temperatura crítica del agua a la salida de la torre.	35
7.4.4	Calor total que se requiere disipar.	36
7.4.5	Parámetros de operación de la torre de enfriamiento.....	38
7.5	Consideración en el dimensionamiento de la torre de enfriamiento.	39
7.6	Evaluación técnica y económica de las propuestas.	41
7.7	Propuesta de diseño para el circuito de agua.....	42
7.8	Operación teórica de la torre de enfriamiento.....	44
7.8.1	Temperaturas de operación en situación críticas de verano	44
7.8.2	Temperaturas de operación en temporada de invierno.....	44
7.8.3	Temperatura de operación en condiciones de mantención.....	45
7.8.4	Condiciones ambientales que permiten la detención de un ventilador.....	46
8	PROPUESTA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE UNA NUEVA PLANTA	48
8.1	Sistema de enfriamiento en Oxinor II.....	49
8.2	Sistema de enfriamiento en Oxinor PI.....	49
8.3	Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV	49
8.4	Dimensionamiento de la torre de enfriamiento e intercambiador de placas.....	50
8.5	Variación en el consumo de agua de reposición para cada propuesta	51
9	DISCUSIONES	52
9.1	Rediseño de la torre de enfriamiento de Oxinor I.....	53
9.2	Diseño de una torre de enfriamiento para una nueva planta Oxinor.	55
10	CONCLUSIONES.....	56
11	NOMENCLATURA	59
12	BIBLIOGRAFÍA	62

13	ANEXOS	65
	Anexo A : Valores registrado en la plantas Oxinor I, III y IV.	65
	Anexo B : Factor de concentración medido en la planta	66
	Anexo C : Desempeño de las torres de enfriamiento	66
	Anexo D : Análisis meteorológico del sector La Negra.....	67
14	APÉNDICES	68
	Apéndice A : Cálculo de la temperatura bulbo húmedo.....	68
	Apéndice B : Desempeño de una torre de enfriamiento.	69
	Apéndice C : Cálculo teórico del coeficiente global del intercambiador de placas.....	72
	Apéndice D : Temperatura crítica del agua del CC a la salida del intercambiador.....	73
	Apéndice E : Temperatura crítica del agua del CC a la entrada del intercambiador..	73
	Apéndice F : Operación de una torre de enfriamiento al modificar el flujo de agua. ..	73
	Apéndice G : Estimación del costo al aumentar en el N° de placas.....	75
	Apéndice H : Estimación del costo de una torre de enfriamiento.....	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.4: Diagrama del sistema en enfriamiento existente en Oxinor I y III	5
Figura 1.5: Diagrama del sistema en enfriamiento existente en Oxinor IV	5
Figura 1.6: Diagrama del sistema de enfriamiento de la planta Oxinor I	6
Figura 3.1: Esquema resumido de una torre a contraflujo con tiro inducido	11
Figura 3.2: Balance de energía en una torre de enfriamiento.....	14
Figura 3.3: Intercambiador de placas	18
Figura 6.1: Gráfico que representa el desgaste que han tenido las torres de Oxinor I y II en el tiempo.	29
Figura 7.1: Gráfico que relaciona la temperatura del agua del CA a la entrada y salida del intercambiador de placas.	32
Figura 7.2: Gráfico que relaciona la temperatura del agua del CC a la entrada y salida del intercambiador de placas.	32
Figura 7.3: Gráfico que relaciona la temperatura del CA y CC a la salida del intercambiador de placas.	33
Figura 7.4: Gráfico teórico que relaciona el logaritmo natural del coeficiente global de transferencia con la temperatura del CC a la salida del intercambiador.	34
Figura 7.5: Variaciones de temperatura durante las horas del día, casos críticos.	35
Figura 7.6: Gráfico que relaciona la temperatura del estanque de aceite de lubricación del compresor y la temperatura del agua del CC a la salida del intercambiador de placas. .	36
Figura 7.7: Layout actual de la Planta Oxinor, donde se detallan la distribución de las torres y bombas del circuito abierto de Oxinor I (A y B) y Oxinor III(C y D).	43
Figura 7.8: Nuevo diseño de Layout de la Planta Oxinor, donde se detallan la distribución de las torres y bombas del circuito abierto de Oxinor I (A y B) y Oxinor III(C y D).	43

Figura 13.1: Histograma de los datos de temperatura bulbo húmedo en el sector La Negra, registrados todo el año 2013.	67
Figura 14.1: Índice de costos de Marshall and Swift para equipos utilizado en plantas de industrias químicas	75
Figura 14.2: Estimación de costo de una torre de enfriamiento a partir de su capacidad térmica	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Equipos enfriados por el CC del sistema de enfriamiento de Oxinor I.....	7
Tabla 1.2: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor II.	7
Tabla 1.3: Equipos enfriados por el CC del sistema de enfriamiento de Oxinor III.	8
Tabla 1.4: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor PI.	8
Tabla 1.5: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor IV.....	9
Tabla 3.1: Coeficientes que determinan <i>Me</i> según el tipo de relleno.	15
Tabla 5.1: Flujo de agua en las torres de enfriamiento de la Planta Oxinor.....	24
Tabla 5.2: Comparación de flujos por diseño y en operación.....	25
Tabla 5.3: Comparación entre la disipación de calor por torre según diseño/histórico y operación	25
Tabla 6.1: Eficiencia y número de Merkel de la Torre de enfriamiento de Oxinor I, actualmente y según diseño	28
Tabla 6.2: Eficiencia y número de Merkel de la Torre de enfriamiento de Oxinor III, actualmente y según diseño	28
Tabla 7.3: Calor disipado en Oxinor I y II cuando el agua de enfriamiento se encuentra a 24°C.....	36
Tabla 7.4: Detalle de la configuración del intercambiador de placas actual y propuesto.	37
Tabla 7.5: Dimensionamiento de la torre de enfriamiento de Oxinor I para dos configuraciones diferentes.	38
Tabla 7.6: Estimación del desgaste de la torre de enfriamiento en el tiempo.....	38
Tabla 7.7: Dimensionamiento de la torre de enfriamiento de Oxinor I para dos configuraciones diferentes, considerado una operación de 15 años.	39
Tabla 7.8: Operación de las seis propuestas un día de verano (17°C TBH).....	40

Tabla 7.9: Operación de las seis propuestas un día de invierno (12°C TBH).	40
Tabla 7.10: Comparación económica de las propuestas para Oxinor I.....	41
Tabla 7.11: Temperaturas de operación de las torres a TBH 17°C.....	44
Tabla 7.12: Temperaturas de operación de las torres a TBH 12°C.....	44
Tabla 7.13: Temperaturas de operación con una celda de Oxinor I en mantención.....	45
Tabla 7.14: Temperaturas de operación con una celda de Oxinor III en mantención.	45
Tabla 7.15: Temperaturas de operación con dos celdas de Oxinor III en mantención. ...	46
Tabla 7.16: Temperaturas de operación con tres celdas de Oxinor III en mantención....	46
Tabla 7.17: Temperaturas de operación con las cuatro celdas de Oxinor III en mantención.	46
Tabla 7.18: Horas del día en que es posible apagar un ventilador (propuestas con 3 celdas)	47
Tabla 7.19: Horas del día en que es posible apagar un ventilador (propuestas con 4 celdas)	47
Tabla 8.1: Calor disipado por el circuito cerrado en Oxinor II.	49
Tabla 8.1: Calor disipado por el CC del sistema de enfriamiento de Oxinor PI.	49
Tabla 8.2: Calor disipado por el CC del sistema de enfriamiento de Oxinor IV.	49
Tabla 8.3: Dimensionamiento de intercambiadores de calor de placas.....	50
Tabla 8.4: Dimensionamiento de torres de enfriamiento.....	51
Tabla 8.5: Flujos de agua de reposición requeridos por cada propuesta.	51
Tabla 13.2: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor I.	65
Tabla 13.3: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor III.....	65
Tabla 13.4: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor IV.....	65

Tabla 13.5: Factores de concentración en los circuitos abiertos de la planta.....	66
Tabla 13.6: Datos registrados el año 2013, para la torre de Oxinor I.	66
Tabla 13.7: Datos registrados el año 2013, para la torre de Oxinor III.....	66
Tabla 13.8: Detalle del porcentaje acumulado correspondiente al histograma de la Figura 13.1.....	67
Tabla 14.1: Registro meteorológico del 29-04-2013 a las 19:00 y 20:00.	69
Tabla 14.2: Condiciones de operación de una torre de enfriamiento con 3 celdas, con una TBH de 17°C.	74

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El agua es un recurso cada día más demandado en la población mundial y se estima que gran parte de la población será afectada por escasez de agua en las próximas décadas. En Chile, el recurso hídrico en el Norte Grande, y en particular en la II Región, se ha convertido en un bien escaso debido a la creciente producción del sector minero y a la necesidad de este recurso para diferentes procesos productivos, entre ellos las operaciones de transferencia de calor. Es por lo anterior que los circuitos de agua en los procesos productivos son de suma importancia, ya que por medio de estos sistemas es posible recircular el agua requerida, mitigando de esta forma los elevados consumos de agua que pudiesen generar las plantas industriales.

Los sistemas de enfriamiento de agua son ampliamente utilizados en las industrias de procesos químicos, centrales eléctricas, refrigeración y plantas de aire acondicionado. En estos sistemas el agua se utiliza para enfriar las corrientes calientes presentes en los procesos productivos, donde el agua después de realizar dicha la transferencia con el proceso, es enfriada en una torre de enfriamiento (circuito abierto) mediante evaporación y contacto directo con el aire, para luego ser recirculada a las líneas de transferencia de calor de la planta (circuito cerrado).

La Planta Oxinor pertenece a una de las industrias químicas que utilizan los sistemas de enfriamiento en diversos circuitos donde el agua es recirculada constantemente, para lo cual se requiere que el circuitos de agua opere de forma eficiente, considerando tratamientos y operaciones que deben ser aplicados al agua para ser reutilizada. En la Planta Oxinor el agua es utilizada para enfriar el aire de proceso (materia prima), es por esto que la recirculación de agua requiere como equipo principal una torre de enfriamiento, además de diferentes tratamientos químicos a los que es sometida para ser reacondicionada.

Debido a la importancia que tiene el agua en el proceso productivo de la Planta Oxinor y a los diferentes problemas actuales que posee la planta referente a éste tema, el eje principal de este Trabajo de Título son los circuitos del agua. Para comprender a fondo el presente trabajo a continuación se detallaran las operaciones unitarias presentes en la Planta Oxinor.

1.2 Antecedentes específicos de la Planta Oxinor ^[1]

Air Liquide Chile S.A. es una empresa productora y comercializadora de gases industriales, medicinales y servicios relacionados. La empresa cuenta con una planta de producción en el Sector La Negra de Antofagasta, denominada Planta Oxinor, la cual está conformada por una instalación productora de gases del aire y una estación de envasado.

Los productos principales dentro de la planta son oxígeno gaseoso (GOX), oxígeno líquido (LOX) y nitrógeno líquido (LIN), entre los cuales el más importante es GOX, que se produce para proveer constantemente a la Fundición de cobre Altonorte.

A partir de las características que posee cada planta, en la planta Oxinor existen dos mecanismos para la producción de oxígeno, en un principio se contaba con dos plantas (Oxinor I y III) con proceso de destilación fraccionada criogénica ASU (unidad de separación de aire) y luego se contó con una planta (Oxinor IV) con tecnología VSA (unidad de adsorción con swing de vacío). Debido a que los circuitos de agua operan dentro de ambos mecanismos de producción, a continuación se describirán ambos procesos productivos.

1.2.1 Unidad separadora de aire (ASU)

El proceso de separación de aire para purificación de oxígeno y nitrógeno contempla una serie de etapas, que se describen a continuación.

1.2.1.1 Filtración y Compresión

La materia prima de la planta es el aire del medio ambiente y debido a la serie de impurezas presentes (polvo, tierra, etc.) en la succión del compresor existe un conjunto de filtros físicos y químicos para la remoción de dichas impurezas. Luego el aire es comprimido en tres etapas, con 2 etapas de enfriamiento intermedias.

1.2.1.2 Enfriamiento de Aire

El aire ingresa a una torre empacada, en la cual se pone en contacto directo con agua en contracorriente. Este contacto entre corrientes permite que el aire que ingresa a la torre a 90°C, salga de ésta a 12 °C aproximadamente.

El agua ingresa a la torre por medio de dos corrientes, una a 20°C por la parte media y otra a 9°C por la parte superior de ésta, la primera proveniente de una “Torre de Enfriamiento de Agua” y la segunda de una “Torre de Enfriamiento Agua-Nitrógeno”.

1.2.1.3 Adsorción

Una vez enfriado el aire, éste atraviesa un lecho adsorbente compuesto por dos capas. La primera correspondiente a alúmina (retención de agua) y la segunda es Tamiz Molecular (retención de anhídrido carbónico (CO₂) y monóxido de carbono (CO)).

Debido a que estos sólidos adsorbentes se saturan con el tiempo, se cuenta con dos equipos que trabajan alternadamente. De esta manera, mientras un equipo está en operación (reteniendo H₂O, CO₂ y CO), el otro está en regeneración, donde las moléculas indeseadas son removidas con flujo a contracorriente de nitrógeno residual a alta temperatura (150°C).

1.2.1.4 Licuefacción del aire

Por medio de una turbina de expansión térmica, es posible que aire ya comprimido y enfriado logre enfriarse aún más, llegando a ser licuado. Esta etapa es fundamental para mantener toda la planta en condiciones criogénicas, favoreciendo así la producción de aire líquido para luego destilarlo y provocar la separación deseada entre el oxígeno y el nitrógeno.

1.2.1.5 Destilación

El proceso ASU corresponde a una destilación continua de nitrógeno y de oxígeno, logrando productos de alta pureza. Lo anterior ocurre en dos columnas de destilación, donde se ponen en contacto corrientes gaseosas y líquidas que permiten la transferencia de masa entre fases, enriqueciendo o empobreciéndolas de oxígeno y nitrógeno respectivamente.

1.2.1.6 Intercambiador Principal

La planta cuenta con un eficiente sistema de transferencia de calor, que permite que gran parte de los procesos que requieren calentar gases a temperatura ambiente, sea aprovechado para enfriar el aire que ingresa a la planta por medio de un Intercambiador Principal.

1.2.2 Unidad de adsorción con swing de vacío (VSA)

El proceso de adsorción con swing de vacío utilizado por la Planta Oxinor IV, opera de tal forma que el aire comprimido a través de un soplador es ingresado a un equipo purificador. En la planta existen dos de esos estanques o botellas purificadoras, las cuales están interconectadas y cada una contiene dos tipos de adsorbentes, Alúmina (retención de H₂O, CO₂ y CO) y Tamiz Molecular (retención de Nitrógeno).

Luego de los separadores por adsorción, el oxígeno pasa a un estanque que permite mantener una presión positiva para luego ingresar al compresor de oxígeno y adquirir la presión requerida por el cliente.

1.2.3 Circuitos de agua en la Planta Oxinor ^{[2], [3]}

Los circuitos de enfriamiento de las tres plantas productivas cuentan con un circuito cerrado y uno abierto independientes entre sí. El primero tiene por objetivo mantener constante la temperatura en los equipos de proceso (compresores, turbinas, etc.) a través de intercambiadores de calor, mientras que el circuito abierto tiene por objetivo enfriar el aire de proceso y a su vez disipar todo el calor ganado por ambos circuitos por medio de una torre de enfriamiento, donde se desprende energía en forma de masa y calor. El circuito abierto y circuito cerrado interactúan por medio de intercambiadores de placas como se puede ver en la Figura 1.1 y Figura 1.2, donde se ejemplifican los sistemas de enfriamiento de las plantas Oxinor I, III, IV. En particular cada sistema de enfriamiento posee sus diferencias, tanto en años como en características, por lo cual a continuación se detallan los cinco sistemas de enfriamientos dentro de la planta (Oxinor I, II, III, PI y IV).

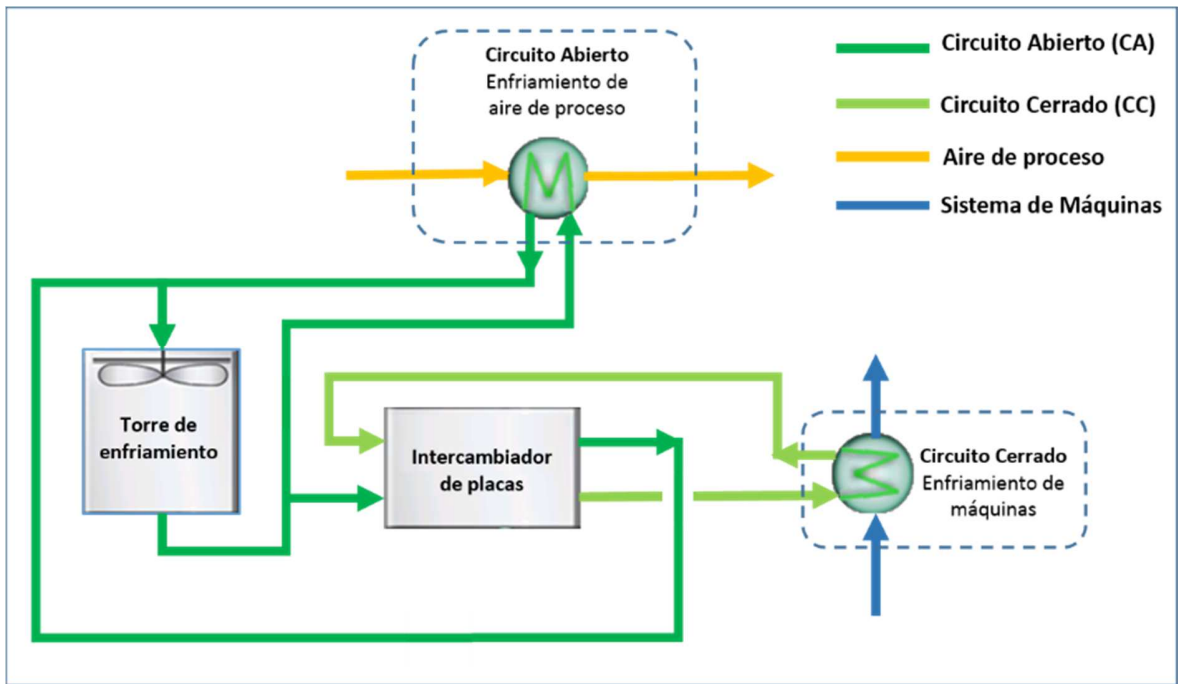


Figura 1.1: Diagrama del sistema en enfriamiento existente en Oxinor I y III

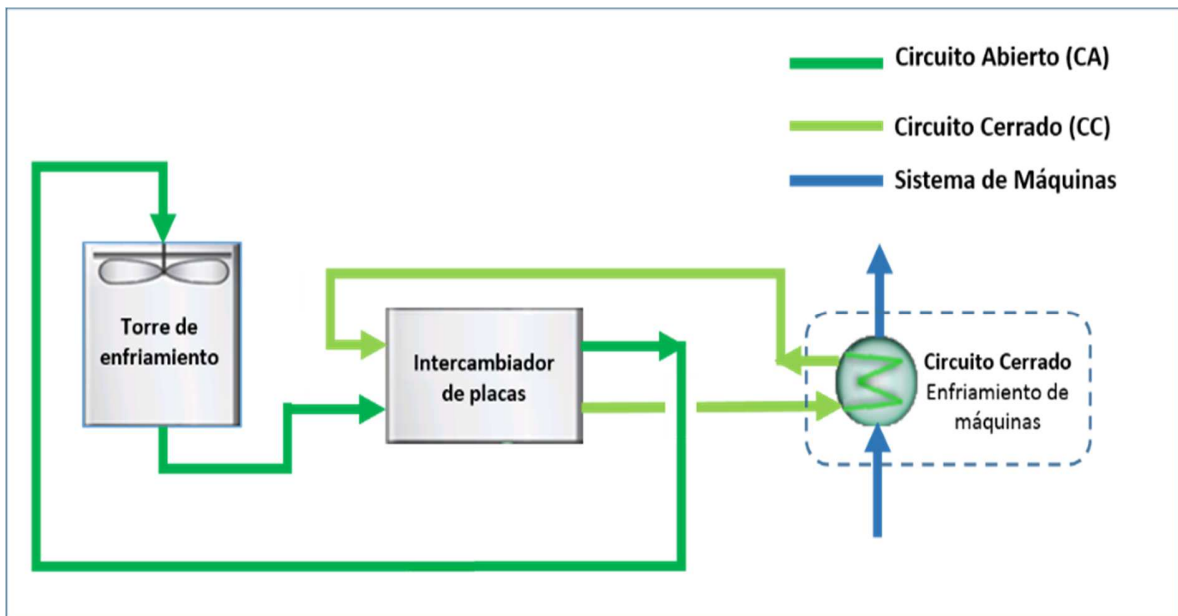


Figura 1.2: Diagrama del sistema en enfriamiento existente en Oxinor IV

1.2.3.1 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor I

El sistema de enfriamiento de la Planta Oxinor I cuenta con una torre que posee dos celdas, con piscina independientes. Las celdas operan con flujos a contracorriente y tiro inducido por medio de un ventilador ubicado en la parte superior de cada celda.

En el circuito abierto el agua ingresa a dos equipos (A y B). En la torre A el agua ingresa por la parte media y superior de la torre para enfriar el aire de proceso, mientras que en la torre B el agua se enfría, aún más, por medio una corriente de nitrógeno residual, para luego ingresar por la parte superior de la torre A como se observa en la Figura 1.3. En el circuito cerrado el agua se utiliza para enfriar los equipos detallados en la Tabla 1.1 y además los equipos correspondientes a Oxinor II que se detallan en el siguiente apartado.

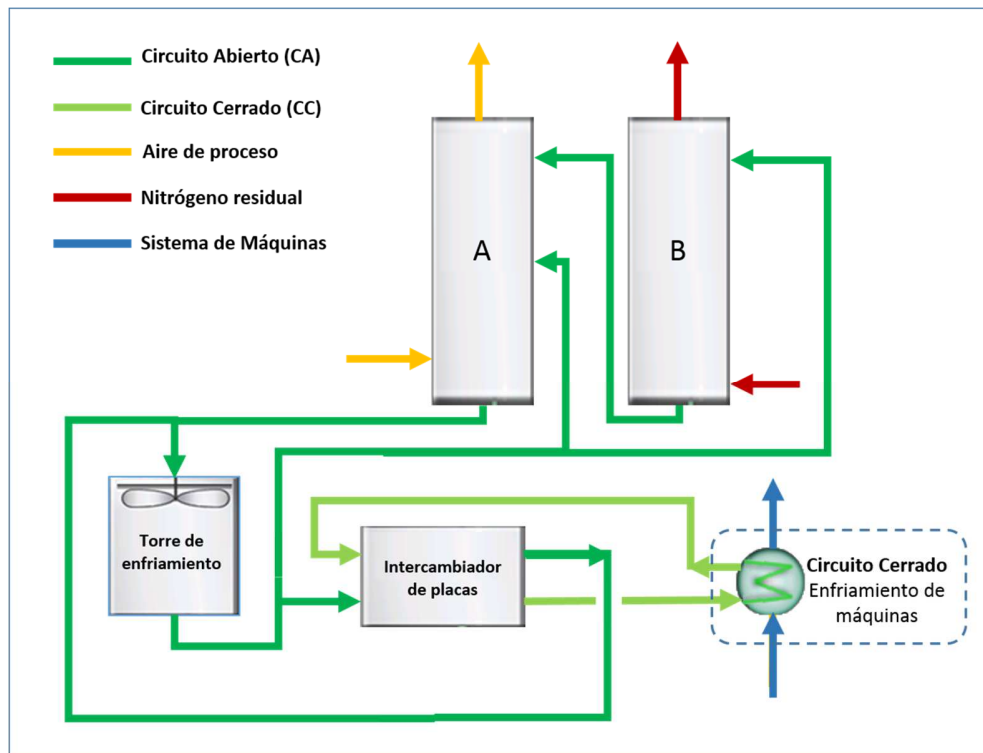


Figura 1.3: Diagrama del sistema de enfriamiento de la planta Oxinor I

Tabla 1.1: Equipos enfriados por el circuito cerrado del sistema de enfriamiento de Oxinor I.

Equipos
Compresor principal – 1er intercooler
Compresor principal – 2do intercooler
Booster del compresor
Bobinas del motor del compresor
Lubricación del sistema motriz del compresor
Turbina
Lubricación de la turbina

La planta Oxinor I se encuentra operando hace 17 años y presenta diversos problemas de operación, entre ellos exceso de filtraciones, canalización del agua al atravesar la torre, problemas de corrosión en la estructura, etc. los que han provocado una baja eficiencia en la operación de ésta, llegando a operar de forma adecuada solo el 15% del año.

1.2.3.2 Sistema de enfriamiento en Oxinor II

Oxinor II es básicamente un compresor de oxígeno, con el objetivo de almacenar el producto gaseoso de Oxinor I. Para tal efecto el agua enfría los equipos detallados en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor II.

Equipos
Compresor de oxígeno – 1er intercooler
Compresor de oxígeno – 2do intercooler
Lubricación del sistema motriz del compresor

1.2.3.3 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor III

En Planta Oxinor III el sistema de enfriamiento cuenta con una torre que posee cuatro celdas, con una piscina común. Las celdas operan con flujos a contracorriente y tiro inducido por medio de un ventilador ubicado en la parte superior de cada celda.

El circuito abierto y cerrado del sistema de enfriamiento de esta planta opera de forma similar a Oxinor I, con la diferencia de que esta planta enfría los equipos

correspondientes a Oxinor PI y además cuenta con una pequeña diferencias en los equipos enfriados detallados en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3: Equipos enfriados por el CC del sistema de enfriamiento de Oxinor III.

Equipos
Compresor principal – 1er intercooler
Compresor principal – 2do intercooler
Bobinas del motor del compresor
Lubricación del sistema motriz del compresor
Turbina
Lubricación del sistema motriz de la turbina

Si bien la operación de las torres de Oxinor III en un comienzo era bastante eficiente, desde la puesta en marcha de Oxinor PI el sistema requiere desprender más energía. Debido a que las torre de enfriamiento no han sido modificadas, actualmente no es posible realizar mantenencias en las celdas mientras la planta está en operación, lo cual sí ocurría previo a la operación de Oxinor PI, debido a la holgura en la operación que existía.

1.2.3.4 Sistema de enfriamiento en Oxinor PI

Oxinor PI consiste en un compresor de aire con el objetivo de aumentar la capacidad de procesamiento de Oxinor III, donde el aire comprimido se acopla con el aire comprimido por el compresor principal de Oxinor III. Para tal efecto el agua enfría el aire comprimido en tres oportunidades y además enfría el aceite de lubricación; los equipos enfriados se detallan en la Tabla 1.4.

Tabla 1.4: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor PI.

Equipos
Compresor – 1er intercooler
Compresor – 2er intercooler
Compresor – aftercooler
Lubricación del sistema motriz del compresor

1.2.4 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV

El sistema de enfriamiento de la Planta Oxinor IV se encarga actualmente solo de los circuitos de agua de las Planta Oxinor IV. Donde el sistema de enfriamiento cuenta con una celda de enfriamiento, la que opera en flujo a contracorriente y tiro inducido por medio de un ventilador ubicado en la parte superior de la celda.

Dentro de las operaciones de Oxinor IV el agua enfría el aire, el oxígeno y el aceite de lubricación, mediante los equipos detallados en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5: Equipos enfriados por el circuito cerrado de Oxinor IV.

Equipos
Blower de Aire
Compresor de Oxígeno
Lubricación del sistema motriz del compresor de oxígeno

Si bien la planta Oxinor IV se encuentra operando solo hace 5 años, es posible distinguir excesivos problemas de filtración en la torre de enfriamiento, lo que provoca pérdida de agua en diferentes puntos de las torre, implicando un requerimiento mayor de agua para reponer dicha pérdida.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivos generales

El presente trabajo tiene como objetivo general diseñar, dimensionar y especificar la ingeniería básica de los diversos circuitos de agua de enfriamiento de la Planta Oxinor, considerando las diferentes unidades operativas involucradas en este sistema y las nuevas necesidades dentro de los planes de desarrollo de la planta.

2.2 Objetivos específicos

En base a los objetivos generales y los antecedentes referentes a la situación en que se encuentran cada los sistemas de enfriamiento, los objetivos específicos son:

2.2.1 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor I

- Estudiar el desempeño actual de la torre de enfriamiento.
- Dimensionar una nueva torre de enfriamiento que tenga la capacidad para disipar el calor generado por Oxinor II, considerando la factibilidad de realizar mantenciones de la torre en forma periódica.
- Detallar la operación teórica que tendrá la torre en diferentes escenarios.

2.2.2 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor III

- Estudiar el desempeño actual de la torre de enfriamiento.
- Diseñar un circuito de agua que permita el desarrollo de mantenciones periódicas.
- Detallar la operación teórica que tendrá la torre en diferentes escenarios.

2.2.3 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV

- Estudiar el desempeño actual de la torre de enfriamiento.

2.2.4 Sistema de enfriamiento para una nueva Planta Oxinor

- Estudiar los requerimientos de una nueva torre de enfriamiento para diferentes propuestas, considerando el dimensionamiento de esta.

3 MARCO TEORICO

Para comprender a fondo el contenido desarrollado en el presente trabajo, a continuación se explica el marco teórico de los conceptos relevantes, para luego describir la metodología, junto con sus herramientas y procedimientos utilizados.

3.1 Balance de masa dentro de una Torre de enfriamiento [2], [4], [5]

Una Torre de enfriamiento húmedo es básicamente un enfriador evaporativo semicerrado como el de la Figura 3.1, en la cual el aire ingresa a la torre por la parte inferior y sale por la parte superior. El agua ingresa por medio de aspersores ubicados en la parte superior de la torre, atraviesa el relleno, para luego llegar a la piscina. El efecto de las características del relleno y la distribución de los aspersores son los que aumentan el área de contacto del agua y, de este modo, favorecen la transferencia de masa y calor.

El efecto de la evaporación dentro de una torre de enfriamiento es el que provoca la disminución en la temperatura del agua, sin embargo dentro de una torre solo se evapora una pequeña fracción de agua, provocando en el aire un aumento en su temperatura y humedad. En el sistema de enfriamiento el flujo másico de aire seco permanece constante mientras circula por la torre y para futuros cálculos es posible asumir que éste sale saturado de la torre.

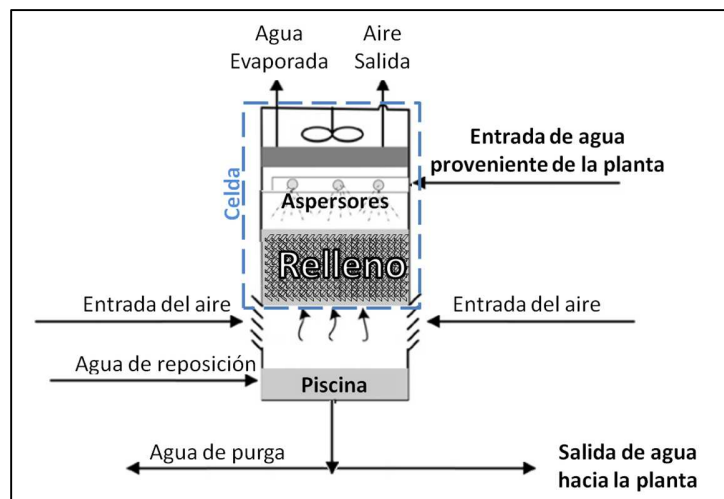


Figura 3.1: Esquema resumido de una torre de enfriamiento a contraflujo con tiro inducido (modificado de [6]).

Para el balance de masa en la torre de enfriamiento se comenzará con un balance de agua dentro de la torre, donde el flujo másico de agua que ingresa por la parte superior (m_{wi}) atraviesa la celda perdiendo una pequeña porción de agua por concepto de suspensión denominada arrastre (m_{wa}) y otra porción de agua debido a la evaporación (m_{we}), para luego salir de esta celda con flujo másico de agua (m_{wf}) diferente al inicial.

El agua evaporada provoca una acumulación de compuestos disueltos en el agua (CaCO_3 , Cl^- , Fe^{+2} , Fe^{+3} , PO_4^{-3} y Cl_2) los que son medidos por medio de un análisis químico, para relacionar la concentración de dichos compuestos se calcula el factor de concentración (C), a través de una razón entre las concentración de cloruros. El factor de concentración es controlado removiendo una pequeña porción del agua en circulación llamada purga (m_{wp}). Para compensar las pérdidas de agua mencionadas, el sistema requiere para su funcionamiento agua de reposición (m_{wr}), la cual alimenta a la torre de manera constantemente y se calcula bajo la siguiente relación:

$$m_{wr} = m_{we} + m_{wa} + m_{wp} \quad \text{Ec. 1}$$

Debido a que el agua de purga está directamente relacionada con el factor de concentración definido por diseño, este se puede definir en función de los flujos de agua de la siguiente forma:

$$C = \frac{m_{wr}}{m_{wa} + m_{wp}} = \frac{m_{we} + m_{wa} + m_{wp}}{m_{wa} + m_{wp}} \quad \text{Ec. 2}$$

$$m_{wp} = \frac{m_{we} + m_{wa} - C * m_{wa}}{C - 1}$$

Por otro lado la pérdida por arrastre se puede aproximar por la siguiente relación:

$$m_{wa} = m_{wi} * 0,0002 \quad \text{Ec. 3}^{[6]}$$

Y el flujo másico de agua evaporada se puede estimar con la siguiente relación:

$$m_{we} = m_{wi} * 0,0014 * (T_{wi} - T_{wf}) \quad \text{Ec. 4 Normalizado de [6]}$$

Del balance de masa global dentro de la torre el flujo de agua evaporada (m_{we}) se puede relacionar con el flujo de aire (m_a) y las humedades específicas de éste a la entrada (w_i) y a la salida de la torre (w_f) de la siguiente manera

$$m_{we} = m_a * (w_f - w_i) \quad \text{Ec. 5}$$

3.2 Principio de operación según los parámetros de diseño de una torre de enfriamiento de tiro inducido con flujo en contracorriente

Con el objetivo de estudiar el desempeño actual de las torres de enfriamiento y poder predecir teóricamente su comportamiento operacional, se requiere estudiar el principio de operación de éstas.

La teoría del proceso de transferencia de calor en una torre de enfriamiento que ha merecido una aceptación más generalizada es la desarrollada por Merkel, cuyo análisis se basa en la diferencia del potencial de entalpía como fuerza impulsora, donde se propone que cada partícula de agua está rodeada por una pequeña película de aire y que la diferencia de entalpía entre la misma y el aire circundante provee la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento. La ecuación de Merkel se expresa de forma integrada de la siguiente manera ^[7]:

$$M_e = \frac{K*a*V}{l} = \int_{T_{wf}}^{T_{wi}} \frac{dT_w}{hsa-ha} \quad \text{Ec. 6}$$

A partir del lado izquierdo de la Ec.6 es posible calcular el número de Merkel mediante las características nominales de la Torre entregadas por el fabricante (velocidad del agua dentro de la torre (l), área de contacto por unidad de volumen (a), coeficiente de transferencia de masa (K) y volumen de enfriamiento activo dentro de la torre de enfriamiento (V)), mientras que el lado derecho de la ecuación se expresa por completo en términos operaciones de la torre (temperatura del agua a entrada (T_{wi}) y salida de la torre (T_{wf}), razón entre el flujo de agua y aire (L/G) y temperatura bulbo húmedo (TBH) del aire atmosférico), independiente de las dimensiones de la torre.

En la diferencia del potencial de entalpía tenemos que hsa representa la entalpía de la mezcla de aire-vapor a la temperatura del agua y ha representa la entalpía de la mezcla de aire-vapor a la temperatura bulbo húmedo del aire, las que se pueden determinar bajo las siguientes ecuaciones:

$$hsa(T_w) = -6,39 + 0,87 * T_w + 15,72 * e^{(0,05*T_w)} \quad \text{Ec. 7}^{[6]}$$

$$ha(T_w) = ha_{in} + \frac{Cp_w * m_{wi}}{m_a} * (T_w - T_{wf}) = ha_{in} + Cp_w * \frac{L}{G} * (T_w - T_{wf}) \quad \text{Ec. 8}^{[7]}$$

$$ha_{in} = -6,39 + 0,87 * TBH_{ai} + 15,72 * e^{(0,05 * TBH_{ai})} \quad \text{Ec. 9}^{[6]}$$

La integral de la ecuación se representa por medio del área achurada (ABCD) que se observa en el gráfico de la Figura 3.2 y dicho valor se conoce como el valor característico de la torre, el cual varía con la razón entre el flujo de aire y agua ($\frac{L}{G}$).

Por otro lado a partir del mismo gráfico, es posible distinguir la línea de operación del agua (AB) la que está definida por medio de las temperaturas del agua a la entrada (T_{wi}) y salida (T_{wf}) de la torre, mientras que la línea de operación del aire (CD) comienza en el punto vertical a B que posee la entalpía de la mezcla de aire-vapor a la temperatura bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre (TBH_{ai}) y finaliza en el punto D (vertical a A) que posee la entalpía de la mezcla de aire-vapor a la temperatura bulbo húmedo del aire a la salida de la torre (TBH_{af}). Con el valor (M_e) determinado es posible predecir T_{wf} en función de TBH_{ai} , T_{wi} y L/G .

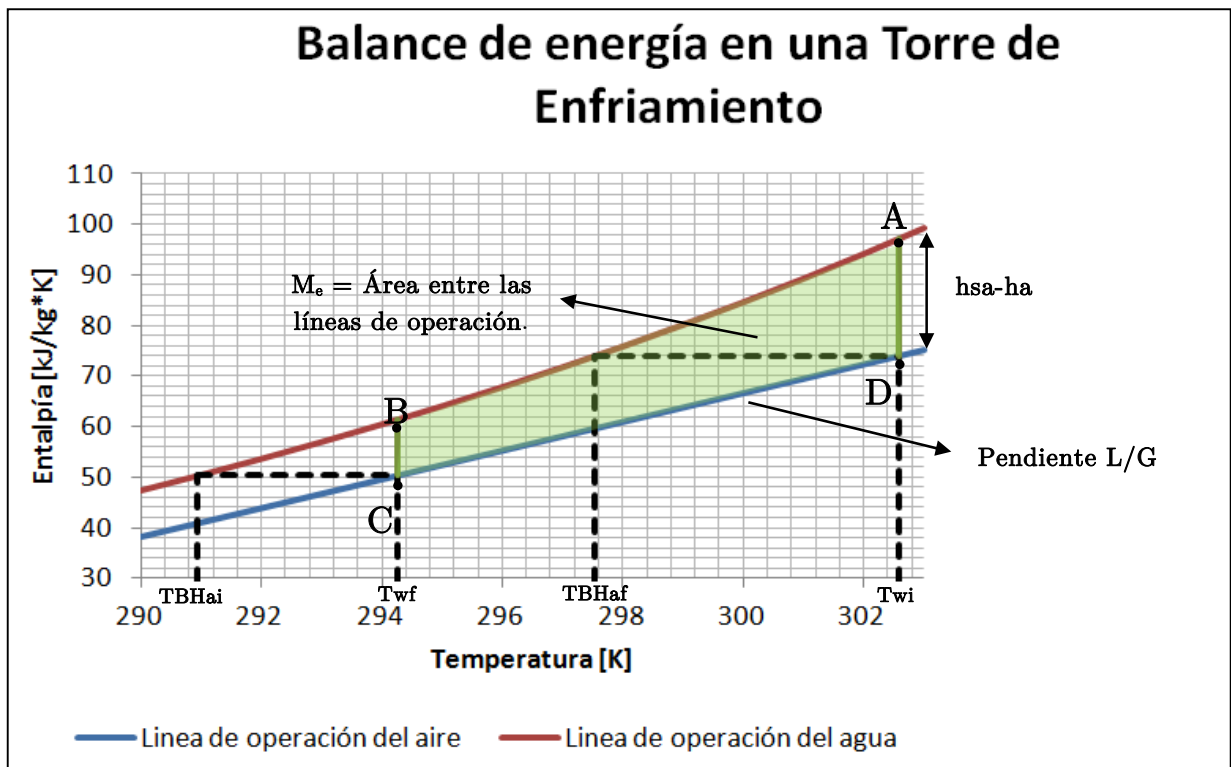


Figura 3.2: Balance de energía en una torre de enfriamiento, gráfico confeccionado con valores operacionales de Oxinor I.

Además de lo expuesto en la Ec.6 es posible determinar el número de Merkel de forma teórica bajo la siguiente ecuación, la cual será utilizada al momento de realizar modificaciones en flujo de agua al momento de realizar mantenciones en las celdas de la torre.

$$M_e = \frac{K*a*V}{l} = c_1 * \left(\frac{m_{wi}}{A_{fr}}\right)^{c_2} * \left(\frac{m_a}{A_{fr}}\right)^{c_3} * (L_{fi})^{1+c_4} * (T_{wi})^{c_5} \quad \text{Ec. 10}^{[6]}$$

Donde (A_{fr}) es el área de la sección transversal de la torre, (L_{fi}) es la altura del relleno y los coeficientes c_1 , c_2 , c_3 , c_4 y c_5 son propios para cada tipo de relleno y se detallan en Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Coeficientes que determinan M_e según el tipo de relleno. ^[6]

Coeficientes	Relleno tipo “ <i>splash</i> ”	Relleno tipo “ <i>trickle</i> ”	Relleno tipo “ <i>film</i> ”
c1	0,25	1,93	1,02
c2	-0,46	-0,57	-0,43
c3	0,65	0,64	0,78
c4	0	-0,35	-0,29
c5	0	-0,18	0

3.3 Eficiencia de una torre de enfriamiento. [8]

La eficiencia térmica de una torre de enfriamiento se denomina a la razón entre la diferencia de temperatura en el agua a la entrada y la salida de la torre y la diferencia de temperatura entre la entrada de agua y temperatura de bulbo húmedo del aire. Donde cada diferencia de temperatura se define de la siguiente forma:

- **Rango:** Diferencia de temperatura entre la temperatura del agua a la entrada y la salida de la torre.

$$\Delta T_r = T_{wi} - T_{wf} \quad \text{Ec. 11}$$

- **Aproximación:** Diferencia de temperatura entre la temperatura del agua a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que ingresa a la torre.

$$\Delta T_a = T_{wf} - TBH_{ai} \quad \text{Ec. 12}$$

Según lo comentado anteriormente la eficiencia de la torre de enfriamiento se puede representar con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_r}{\Delta T_r + \Delta T_a} = \frac{T_{wi} - T_{wf}}{T_{wi} - TBH_{ai}} \quad \text{Ec. 13}$$

3.4 Termodinámica del aire atmosférico

Para comprender el funcionamiento de una torre de enfriamiento es esencial describir la diferencia entre el aire seco y el aire atmosférico. El primero corresponde a una mezcla entre nitrógeno, oxígeno y un pequeño porcentaje de otros gases, sin considerar vapor de agua, mientras que el aire atmosférico es una mezcla entre el aire seco y el vapor de agua.

La humedad del aire atmosférico se puede determinar de forma absoluta (w) o relativa (ϕ) bajo las siguientes ecuaciones:

$$w = \frac{0.622 * P_v}{P_t - P_v} = \frac{0.622 * P_v}{P_a} \quad \text{Ec. 14}^{[4]}$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad \text{Ec. 15}^{[4]}$$

Donde (P_v) es la presión parcial del vapor de agua en el aire, (P_g) es la presión de saturación del agua a la temperatura atmosférica y (P_t) es la presión total correspondiente a la suma entre la presión parcial del vapor (P_v) y del aire (P_a).

3.4.1 Temperatura de bulbo húmedo

Para calcular el número de Merkel y la eficiencia de una torre se requiere la temperatura de bulbo húmedo (TBH) del aire, la cual es posible calcular con los parámetros de humedad relativa (ϕ) y temperatura bulbo seco (TBS) mediante un carta psicrométrica.

Sin embargo para obtener la TBH en diversos eventos se requiere de una serie de ecuaciones que relacionan (P_v), (P_g), (P_t), (TBS) y (ϕ) con TBH. Dichas ecuaciones se detallan a continuación:

$$\ln(P_g) = \sum_{n=-1}^3 c_n T^n + 6,55 * \ln(T) \quad \text{Ec. 16} \quad [9]$$

Dónde:

$$\begin{aligned} c_{-1} &= -0,58 * 10^4 \\ c_0 &= 1,39 \\ c_1 &= -4,86 * 10^{-1} \\ c_2 &= 0,42 * 10^{-4} \\ c_3 &= -0,14 * 10^{-7} \end{aligned}$$

Por lo tanto la presión de saturación del vapor a TBS y TBH es:

$$P_g(TBS) = e^{(\sum_{n=-1}^3 c_n TBS^n + 6,5459673 * \ln(TBS))} \quad \text{Ec. 17} \quad [9]$$

$$P_g(TBH) = e^{(\sum_{n=-1}^3 c_n TBH^n + 6,55 * \ln(TBH))} \quad \text{Ec. 18} \quad [9]$$

Y la presión parcial que ejerce el vapor de agua en el aire es:

$$P_v = \phi * P_g(TBS) \quad \text{Ec. 19} \quad [10]$$

$$P_v = P_g(TBH) - P_t * (TBS - TBH) * (4,53 * 10^{-4} + 7,59 * 10^{-7} * TBH) \quad \text{Ec. 20} \quad [10]$$

Para calcular el valor de la TBH se requiere resolver la igualdad entre la Ec.19 y Ec.20.

3.5 Interacción entre circuito cerrado y el circuito abierto ^[11]

Como ya se ha mencionado anteriormente dentro del circuito de enfriamiento se cuenta un circuito cerrado y uno abierto, donde el primero opera para mantener a una temperatura adecuada los equipos de proceso (compresores, motor, bobinas, etc.), lo cual se logra mediante una transferencia de calor desde el circuito cerrado hacia una porción del circuito abierto, transferencia que ocurre mediante intercambiadores de placa con flujos contracorriente como se muestra en la Figura 3.3.

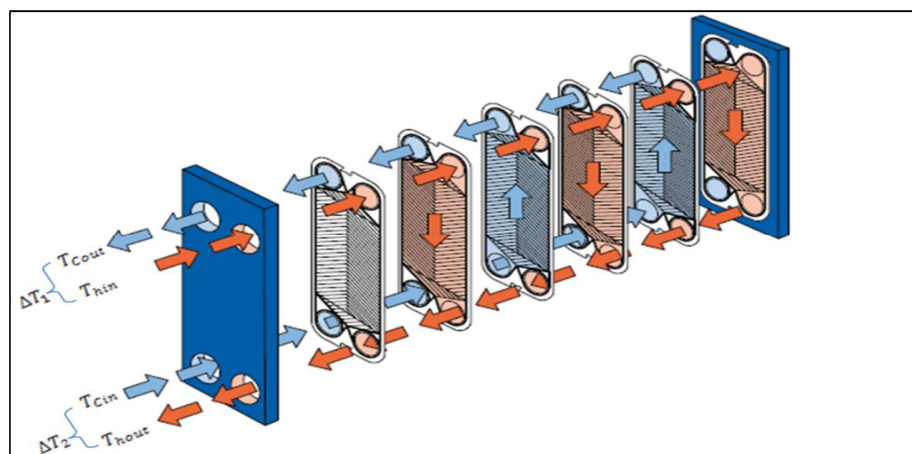


Figura 3.3: Intercambiador de placas ^[12]

El calor transferido desde el circuito cerrado al circuito abierto se calcula según las siguientes ecuaciones:

- Diferencias de temperatura en el extremo caliente

$$\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cout} \quad \text{Ec. 21}$$

- Diferencias de temperatura en el extremo frío

$$\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cin} \quad \text{Ec. 22}$$

- Diferencias de la temperatura media logarítmica

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{Ec. 23}$$

- Calor transferido desde un circuito a otro

$$Q = U * A * \Delta T_L \quad \text{Ec. 24}$$

Considerando que por los intercambiadores de placa solo circula agua entre 10[°C] y 35[°C] se supone un calor específico (Cp_w) igual y constante, por lo tanto el calor transferido se puede calcular de la siguiente manera:

$$Q = m_{wac} * Cp_w * (T_{cout} - T_{cin}) = m_{wcc} * Cp_w * (T_{hin} - T_{hout}) \quad \text{Ec. 25}$$

$$m_{wac} = \frac{U * A * \Delta T_L}{Cp_w * (T_{cout} - T_{cin})}$$

$$m_{wcc} = \frac{U * A * \Delta T_L}{Cp_w * (T_{hin} - T_{hout})}$$

$$m_{wcc} = \frac{m_{wac} * (T_{cout} - T_{cin})}{(T_{hin} - T_{hout})}$$

$$m_{wac} = \frac{m_{wcc} * (T_{hin} - T_{hout})}{(T_{cout} - T_{cin})}$$

3.6 Circuito Cerrado

Para transferir el calor desde un equipo del circuito cerrado existen diversos tipos de intercambiadores de calor, donde el principio de operación de estos es similar el descrito anteriormente.

Para efectos de futuros cálculos en el sistema de circuito cerrado solo se utilizará la Ec.25 donde se relaciona el calor disipado con la diferencia de temperatura, el flujo másico de la especie enfriada y su coeficiente de calor específico.

3.7 Circuito Abierto

Debido a que la transferencia de calor en el circuito abierto ocurre en conjunto con una transferencia de masa para efectos de futuros cálculos en el sistema del circuito abierto se relacionara el calor disipado por medio de balances de energía global del sistema.

4 METODOLOGÍA

4.1 Herramientas utilizadas

4.1.1 Valores históricos de planta

Para el completo desarrollo del presente trabajo se utilizaron valores reales de la planta Oxinor registrados en diferentes periodos de operación de ésta. A continuación se detallan los periodos y la razón del uso de dichos los valores de planta.

- Para los balances de masa y energía de cada planta se utilizaron valores de planta del año 2014, ya que corresponden a los valores actuales de operación. Dentro de estos datos es posible obtener diferentes mediciones, entre ellas se encuentran las temperaturas, tanto para los flujos de agua en las entradas y salidas de los intercambiadores de placas, las temperaturas de agua a la entrada y a la salida de la torre, junto con las temperaturas de bulbo seco del aire atmosférico.
- Debido a la planta Oxinor I y IV no cuenta con medidores de flujo se utilizaron como referencia mediciones de flujos de agua del circuito cerrado tomados el año 2010 por una empresa externa.
- Para calcular el desempeño de las torres de enfriamiento de agua se utilizaron valores de planta del año 2013, ya que solo para dicho año se tenía registro de la humedad relativa atmosférica.

4.1.2 Registro meteorológico

Para poder dimensionar una torre de enfriamiento se requiere tener un dominio de las variaciones de temperatura de bulbo húmedo presenten en el lugar geográfico donde se ubicará la torre enfriamiento. Con el objetivo de predecir dichas variaciones se contó con una base de datos meteorológicos del sector La Negra ^[13], con mediciones de temperatura ambiental, radiación y humedad cada una hora durante todo el año 2013. Los cálculos detallados de la temperatura bulbo húmedo se encuentran en el Apéndice A.

Con la misma base de datos fue posible calcular el desempeño de las torres comentado en el tercer apartado del punto 4.1.1, al poder determinar la humedad correspondiente a los registros históricos de los valores de planta del mismo año.

4.1.3 Herramientas computacionales

Para la resolución de los diferentes problemas se utilizó principalmente el programa Microsoft Office Excel, para cálculos de sistemas de ecuación con una incógnita se utilizó el complemento Solver del mismo software.

4.2 Procedimiento

A continuación, se presenta la metodología utilizada donde se detallarán los procedimientos empleados para la realización del presente trabajo de título.

4.2.1 Estudio de los circuitos de agua

Para comenzar con el diseño de los circuitos de agua, se realizó un estudio de los circuitos de aguas actuales en cada planta, para comprender su trazado y función, los que se efectuaron en función del estudio de los P&ID's de Oxinor I, II, III, PI y IV. Donde además se distinguieron los sensores de presión, temperatura y flujo presentes en los circuitos de interés, para así, facilitar la toma de datos en dichos circuitos.

4.2.2 Análisis de operación

Una vez diferenciados los circuitos de agua, se representaron y caracterizaron las diferentes operaciones unitarias que componen cada circuito, identificando las variables y restricciones involucradas en el proceso.

Se aplicaron los fundamentos de análisis y diseño de procesos mediante los cálculos de balances de masa y energía en estado estacionario. Considerando las ecuaciones detalladas en el marco teórico para la torre de enfriamiento y los intercambiadores de placas.

En esta etapa se obtuvieron los balances de masa y energía para cada planta y además el desempeño de la torre de enfriamiento para Oxinor I y III.

4.2.3 Nuevas condiciones de operación

Una vez realizado el análisis de operación del sistema de enfriamiento y diferenciado los circuitos involucrados en cada planta, se procedió a detallar dos diferentes propuestas dentro de la planta, la primera relacionada a Oxinor I y la segunda relacionada a una nueva planta productora, debido a un aumento en la demanda del cliente principal.

4.2.3.1 Propuestas en Oxinor I

Previo a la formulación de propuestas se estudió en detalle todos los circuitos involucrados en el circuito abierto y cerrado de la planta, considerando como equipos principales los intercambiadores de placas y las torres de enfriamiento. Para ambos equipos se estudiaron las condiciones de operaciones actuales para luego proponer seis sub-propuestas.

Para cada sub-propuesta se establecieron las condiciones críticas de temperatura en el circuito cerrado considerando las relaciones térmicas entre el circuito cerrado y el abierto.

Debido a que los intercambiadores de placas se encuentran operando adecuadamente, para esta propuesta se utilizaron los intercambiadores existentes, es decir el área de intercambio por placa y el coeficiente de transferencia de calor actual.

Para el dimensionamiento de la torre de enfriamiento se consideraran las condiciones de operación críticas tanto para la temperatura del agua como la temperatura de bulbo húmedo atmosférica, con el cual se detallaron diferentes propuestas para Oxinor I.

4.2.3.2 Propuestas para una nueva planta Oxinor

Para esta propuesta se elaboró una serie de sub-propuestas que consideran vincular Oxinor II, PI y/o IV con una nueva planta.

Para cada sub-propuesta se establecieron los calores a disipar por el circuito cerrado según los datos de diseño, con lo cual se procedió a dimensionar, en conjunto, los intercambiadores de calor y las torres de enfriamiento, ya que ambos se encuentran relacionados en cuanto a flujos y temperaturas.

Para los intercambiadores de placas se considera que las condiciones óptimas de funcionamiento son de $\Delta T_L = 5^\circ\text{C}$ [14]. Por otro lado la torre de enfriamiento también posee condiciones óptimas de funcionamiento, donde se considera que la razón entre el flujo de agua y el de aire se encuentra entre 0,7 y 1,5 y los valores del número de Merkel varían entre 0,5 y 2,5 [7]. Es por lo anterior que el dimensionamiento de la torre de enfriamiento y los intercambiadores de placas se desarrolló de tal manera que la razón L/G , el número de Merkel y ΔT_L , se encontraran dentro de estos rangos de operación.

4.3 Re-diseño de los circuitos de agua

Dentro del presente trabajo solo se desarrolló completamente la propuesta relacionada a la nueva torre de Oxinor I, quedando la propuesta para una nueva planta con el dimensionamiento de las torres de enfriamiento.

Con las condiciones de operación ya establecidas para la nueva torre de Oxinor I se estudiaron los posibles diseños que tendrán los circuitos de agua, considerando la ubicación física de las torres, bombas, piping, intercambiadores de calor, válvulas y la torre de enfriamiento, de modo de optimizar la ejecución de mantenciones y operación de los equipos. Para lo cual fue necesario el estudio del Layout de la planta y de los diferentes planos de piping de la planta. Con el primer acercamiento de piping ya diseñado se detectaron los puntos estratégicos para instalar válvulas y así facilitar futuras mantenciones.

Por otro lado en función del material, características de las cañerías escogidas y los puntos de conexión entre un equipo y otro se consideraron las pérdidas de carga que posee el sistema, para así establecer el dimensionamiento de las bombas que se instalaran en el sistema, para impulsar el agua desde la torre hacia los diferentes equipos.

4.4 Selección del diseño final

Luego de tener definidas las condiciones de operación en los circuitos de aguas, se realizó una evaluación económica para las sub-propuestas de planta Oxinor I, para luego seleccionar el diseño más favorable en cuanto a costos, factibilidad de mantenciones y operación de equipos, desechando de este modo algunas propuestas.

Finalmente con las posibles opciones de diseño y las propuestas viables se procedió a detallar la operación teórica que tendrán las torres enfriamiento en diferentes escenarios.

5 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

Una vez diferenciados los circuitos de agua se aplicaron los fundamentos de análisis y diseño de procesos mediante los cálculos de balances de masa y energía en estado estacionario, para poder establecer en qué condiciones se encuentran cada circuito. Dentro del presente capítulo se encuentran los flujos de agua que circulan por cada sistema de enfriamiento de agua y los calores que son disipados en estos.

5.1 Flujos que circulan actualmente en el sistema de agua

Con los diferentes valores de planta obtenidos se calcularon los flujos de agua para cada planta, considerando circuito abierto, cerrado, purga, arrastre, evaporación, agua de reposición y factor de concentración, los que se detallan en la Tabla 5.1. (Mayor detalle en la Tabla 13.1, Tabla 13.2 y Tabla 13.3 del Anexo A).

Tabla 5.1: Flujo de agua en las torres de enfriamiento de la Planta Oxinor.

Detalle	Unidades	Oxinor I	Oxinor III	Oxinor IV
Flujo del CC en el intercambiador	[m ³ /Ton * h]	0,275	0,237	0,091
Flujo tratado por la torre	[m ³ /Ton * h]	0,388	0,290	0,023
Flujo de agua perdido por evap.	[m ³ /Ton * h]	0,004	0,003	0,000
Flujo de agua perdido por purga	[m ³ /Ton * h]	0,003	0,002	0,001
Flujo de agua perdido por arrastre	[m ³ /Ton * h]	0,00008	0,00006	0,00001
Flujo de agua de reposición	[m ³ /Ton * h]	0,007	0,005	0,001
Factor de concentración	[]	2,12	2,34	1,3

El factor de concentración calculado para Oxinor I y Oxinor III posee un error de un 24,22% y 24,38% respectivamente, en comparación con los factores de concentración medidos experimentalmente por medio de un analista químico en las dependencias de la planta (ver Tabla 13.4 en Anexo B). Lo cual se debe a que el valor calculado hace referencia a un sistema con las mismas concentraciones de sólidos disueltos en cada punto de la piscina, sin embargo debido a que las piscinas no son sistemas perfectamente agitados, no cumplen con dicho supuesto, siendo los puntos muertos de la torre y/o la zonas del fondo de ésta, donde se encuentran más concentrados los sólidos disueltos. Un estudio en terreno reveló que las muestras para el análisis químico del factor de concentración del agua son extraídas desde puntos cercanos al fondo de las torres, explicando el error obtenido.

Según las consideraciones anteriores se podría ajustar el factor de concentración de Oxinor IV un 24,30% (promedio entre el error de Oxinor I y III), sin embargo al realizar este ajuste el factor de concentración sería cercano a 1 y por ende se asumiría que el agua de reposición sería prácticamente purgada en su totalidad, que es efectivamente lo que ocurre actualmente en la planta Oxinor IV, ya que el sistema de control de nivel no está operando como debe y por consecuencia el nivel de la piscina de éste solo se está controlando por rebalse.

Por otro lado en la Tabla 5.2 se detalla la comparación entre los flujos del circuito abierto calculados y establecidos por diseños en las tres plantas.

Tabla 5.2: Comparación de flujos por diseño y en operación

Detalle	Unidades	Oxinor I	Oxinor III	Oxinor IV
Operación	[m ³ /Ton * h]	0,398	0,290	0,023
Diseño	[m ³ /Ton * h]	0,387	0,291	0,151
Diferencia	[%]	0,11 %	0,31%	84,97%

Según los parámetros de operación y de diseño se observa que entre los flujos de agua tanto para Oxinor I como para Oxinor III no existe mayor diferencia, sin embargo el flujo de agua que circula por la torre de enfriamiento de Oxinor IV es prácticamente un séptimo del flujo establecido por diseño, lo cual revela una clara deficiencia en el sistema de enfriamiento de Oxinor IV.

5.2 Transferencia de calor entre sistemas

Con los flujos de agua que circulan por cada planta y con las mediciones de temperatura de agua a la entrada y a la salida de las torres, se calcularon los flujos de calor que liberan las torres de enfriamiento actualmente, en la Tabla 5.3 se comparan los valores actuales con un valor de referencia (valor por diseño o valor históricos).

Tabla 5.3: Comparación entre la disipación de calor por torre según diseño/histórico y operación

Detalle	Unidades	Oxinor I	Oxinor III	Oxinor IV
Valor de referencia	[Mcal/Ton * h]	3,205	1,711	1,500
Operación	[Mcal/Ton * h]	2,586	2,037	0,212
Diferencia	[%]	19,30%	19,01%	85,88%

Los valores de referencia corresponden a valores históricos para Oxinor III, mientras que los de Oxinor I y IV corresponden a valores de diseño. Lo anterior se debe a que no se han encontrado valores históricos de Oxinor I que fuesen comparativos con los datos actuales, ya que no es representativo comparar datos en diferentes estaciones del año o en diferentes horas del día, debido a la gran variabilidad de temperatura existente durante el año (ver Anexo D). Por otro lado Oxinor IV no cuenta con registros históricos de temperatura ni de flujo para el sistema de enfriamiento de agua.

Según los parámetros de operación y los valores de referencia se observan diferencias en las tres plantas. Para Oxinor I dicha diferencia se puede deber al desgaste natural del equipo, debido a que la torre de enfriamiento lleva operando 17 años, es decir que se encuentra al límite de la vida útil normal de una torre de enfriamiento (15-20 años ^{[15], [16]}), concluyendo que la diferencia que posee con el diseño es aceptable.

El aumento en la disipación térmica de Oxinor III se debe a que los valores de referencia corresponden a registros del año 2010, es decir, cuando Oxinor PI aun no operaba. El aumento en la disipación térmica se debe a que la temperatura de entrada a la torre aumentó al incorporar Oxinor PI y por ende para que el coeficiente de Merkel se mantenga constante, la diferencia entre en la temperatura del agua a la entrada y a la salida también aumenta.

En cuanto a Oxinor IV, se observa una gran diferencia entre la disipación térmica de operación y de diseño, lo que se debe principalmente a que los flujos de agua que circulan actualmente distan considerablemente con los de diseño.

6 DESEMPEÑO ACTUAL DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

Como procedimiento de análisis de las operaciones de enfriamiento se calculó el desempeño de la torre de enfriamiento por medio de dos factores, los que corresponden a la eficiencia de la torre y al número de Merkel. Para el cálculo de ambos factores se utilizaron los siguientes parámetros:

- Eficiencia
 - Temperatura bulbo húmedo del aire (Temperatura ambiental y humedad)
 - Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre.

- Número de Merkel
 - Flujo de aire que circula por la torre.
 - Flujo de agua que circula por la torre.
 - Temperatura bulbo húmedo del aire (Temperatura ambiental y humedad)
 - Temperatura del agua a la entrada y salida de la torre.

Los datos utilizados para determinar ambos parámetros se detallan en el Apéndice B.

6.1 Oxinor I

Debido a que la planta Oxinor I no cuenta con mediciones del flujo de agua que circula por la Torre y además no cuenta con un medidor de humedad, para obtener la eficiencia de la torre se utilizó un registro meteorológico. Con lo anterior se reunieron registros con valores de planta del año 2013 y se procedió a determinar los valores de humedad para todos los valores de planta almacenados según la hora en que estos fueron tomados, luego para calcular el desempeño de la torre se tomaron los siguientes supuestos:

- Flujo de agua equivalente al detallado en la Tabla 5.1 para todos los datos cálculos.
- Flujo de aire establecido por diseño para una relación L/G de 0,75.
- Las 2 celdas de la torre operan en iguales condiciones.

En la Tabla 6.1 se detalla el promedio de los valores calculados actualmente en la planta y los calculados según los datos de diseño. (Mayor detalle en la Tabla 13.5 del Anexo C).

Tabla 6.1: Eficiencia y número de Merkel de la Torre de enfriamiento de Oxinor I, actualmente y según diseño

Detalle	Unidades	Diseño
Eficiencia	0,40	0,71
Merkel	0,69	2,43

6.2 Oxinor III

Al igual que en Oxinor I, los valores de planta de Oxinor III no cuentan con mediciones de humedad, por lo cual se procedió a realizar el mismo procedimiento utilizado en Oxinor I, considerando valores de planta del año 2013, luego para calcular el desempeño de la torre se tomaron los siguientes supuestos:

- Flujo de aire establecido por diseño para una relación L/G de 0,75.
- Las 4 celdas de la torre operan en iguales condiciones.

En la Tabla 6.2 se detalla el promedio de los valores calculados actualmente en la planta y los calculados según los datos de diseño. (Mayor detalle en la Tabla 13.6 del Anexo C).

Tabla 6.2: Eficiencia y número de Merkel de la Torre de enfriamiento de Oxinor III, actualmente y según diseño

Detalle	Unidades	Diseño
Eficiencia	0,50	0,71
Merkel	1,08	2,11

6.3 Oxinor IV

Debido a que la planta Oxinor IV no cuenta con mediciones de flujo de agua y aire que circula por la Torre, no cuenta con un medidor de humedad y tampoco cuenta valores de planta del año 2013 no fue posible calcular la eficiencia de dicha planta.

6.4 Análisis de la situación actual

A partir del desempeño actual de las torres de enfriamiento I y III se estudió la relación del desgaste de la torre con el tiempo (a través del número de Merkel).

Debido a que sólo se cuenta con los números de Merkel calculados el año 2013 es posible calcular el porcentaje de desgaste para los 12 y 17 años de operación de Oxinor III y I respectivamente, suponiendo que el año 0 de ambas torres se operó según el diseño.

Si bien determinar una relación entre el desgaste de las torres con los datos obtenidos no es concluyente, sin embargo del gráfico de la Figura 6.1 se desprende que ambas torres poseen la misma tendencia de desgaste.

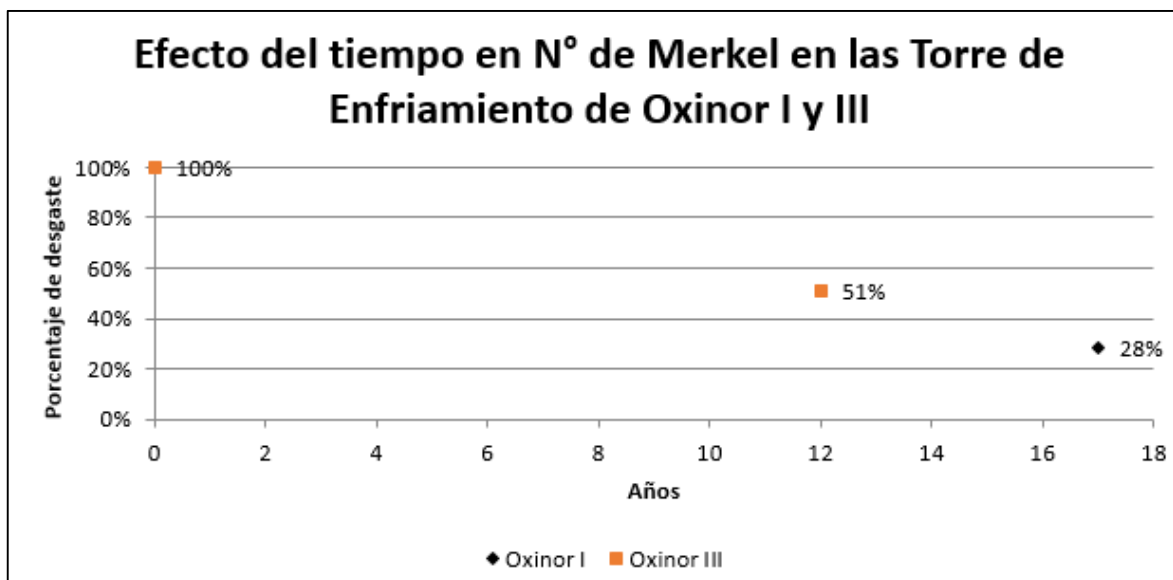


Figura 6.1: Gráfico que representa el desgaste que han tenido las torres de Oxinor I y II en el tiempo.

7 PROPUESTA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE OXINOR I

Con el análisis de operación del sistema de enfriamiento ya desarrollado y con los circuitos involucrados en cada planta ya diferenciados, a continuación se detalla como propuesta el desarrollo del rediseño de la torre de enfriamiento de Oxinor I, con el objetivo de que ésta opere de forma adecuada en las condiciones actuales de la planta, considerando para este caso la operación de Oxinor II y la viabilidad de ejecutar mantenciones en invierno mientras la planta esté operando, es decir solo detener algunas celdas de la torre.

Los diseños propuestos para la torre de Oxinor I son los siguientes:

1. Nueva torre de enfriamiento para Oxinor I que además suministre agua a Oxinor II
2. Nueva torre de enfriamiento para Oxinor I que además suministre agua a Oxinor II, considerando un aumento en el área de transferencia del intercambiador de placas (aumentar el número de placas por intercambiador).

Para comenzar con el desarrollo de las propuestas en el punto 7.1 y 7.2 se estudia en detalle todos los circuitos involucrados en el circuito abierto y cerrado de la planta tanto para Oxinor I y II. Para luego continuar en el punto 7.3 con un estudio de los intercambiadores de placas y finalizar en el punto 7.4 con el dimensionamiento de las torres de enfriamiento para cada una de las propuestas.

Con el objetivo de que ambas propuestas tuvieran la viabilidad de ejecutar mantenciones en invierno mientras la planta esté operando, se estudió en el punto 7.5 el efecto en la cantidad de celdas por torre, generando diferentes propuestas que serán evaluadas económica y técnicamente en el punto 7.6.

Con las propuestas viables ya determinadas en el punto 7.7 se describe la ubicación de la nueva torre con sus implicancias en el circuito de cañerías y la bomba impulsara. Para finalizar en el punto 7.8 se detalla la operación teórica que tendrá la nueva torre y en diferentes escenarios, considerando a su vez la operación de Oxinor III.

Para el desarrollo de este capítulo los cálculos son realizados en base a estados de operación crítico en las torres, lo cual ocurre cuando la TBH es máxima, es decir en la temporada de verano.

Dicho estado crítico se define tanto para la operación de las torres de enfriamiento como para el funcionamiento de la planta, ya que a altas temperatura la densidad del aire es menor y por ende se requiere un mayor rendimiento de los equipos para llegar a las toneladas de producto requerido por el cliente.

7.1 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor I

Dentro del sistema de enfriamiento de la planta Oxinor I el agua que ingresa a la torres A y B adquiere una ganancia térmica de $0,63 \left[\frac{Mcal}{Ton*h} \right]$, mientras que el agua que ingresa al circuito cerrado adquiere una ganancia térmica de $2,01 \left[\frac{Mcal}{Ton*h} \right]$, de los cuales $1,91 \left[\frac{Mcal}{Ton*h} \right]$ corresponde a las equipos de Oxinor I y $0,11 \left[\frac{Mcal}{Ton*h} \right]$ a los de Oxinor II.

7.2 Sistema de enfriamiento en Oxinor II

Debido a que actualmente Oxinor II no se encuentra en operación, los calores dispersados considerados para el sistema son los especificador por diseño. El agua que ingresa al circuito cerrado adquiere una ganancia térmica de $0,11 \left[\frac{Mcal}{Ton*h} \right]$.

7.3 Parámetros de operación del intercambiador de calor de Oxinor I

Actualmente la planta Oxinor I cuenta con 3 intercambiadores de placas, de los cuales dos son idénticos y se encuentran en marcha la mayor parte del tiempo de manera simultánea. Dichos intercambiadores poseen 171 placas de intercambio de calor. Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores se realizó un cálculo experimental, en base a 22 datos históricos del año 2013 y 2014 y se estableció una serie de relaciones entre las temperaturas del agua del circuito cerrado y abierto a la entrada y salida de los intercambiadores, relaciones que se observan en los gráficos de las Figura 7.1, Figura 7.2 y Figura 7.3.

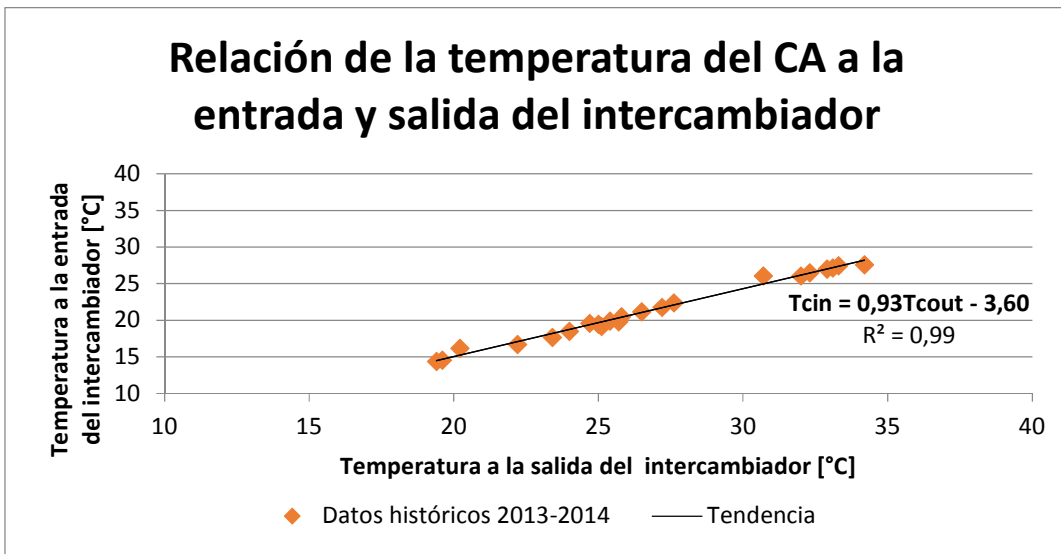


Figura 7.1: Gráfico que relaciona la temperatura del agua del CA a la entrada y salida del intercambiador de placas.

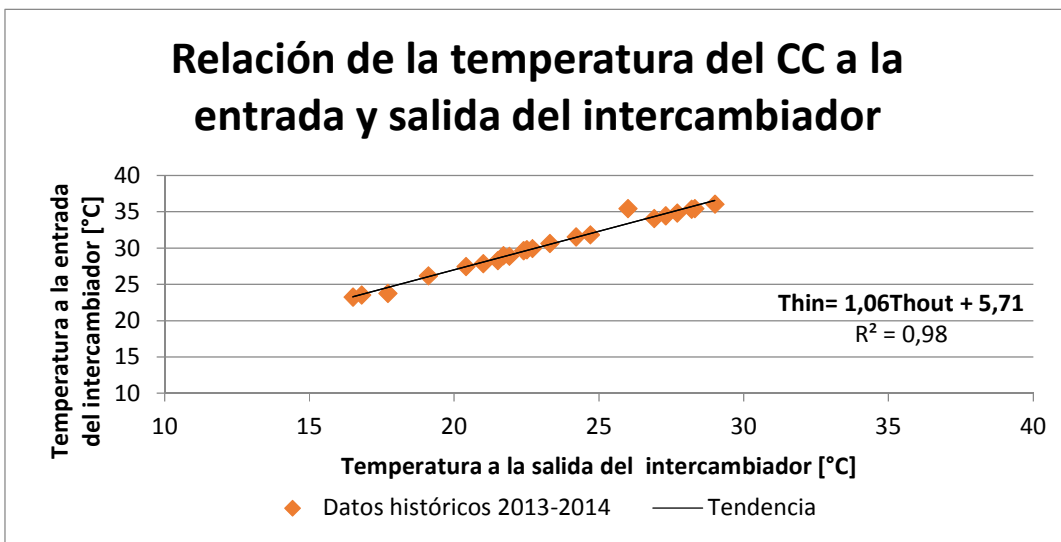


Figura 7.2: Gráfico que relaciona la temperatura del agua del CC a la entrada y salida del intercambiador de placas.

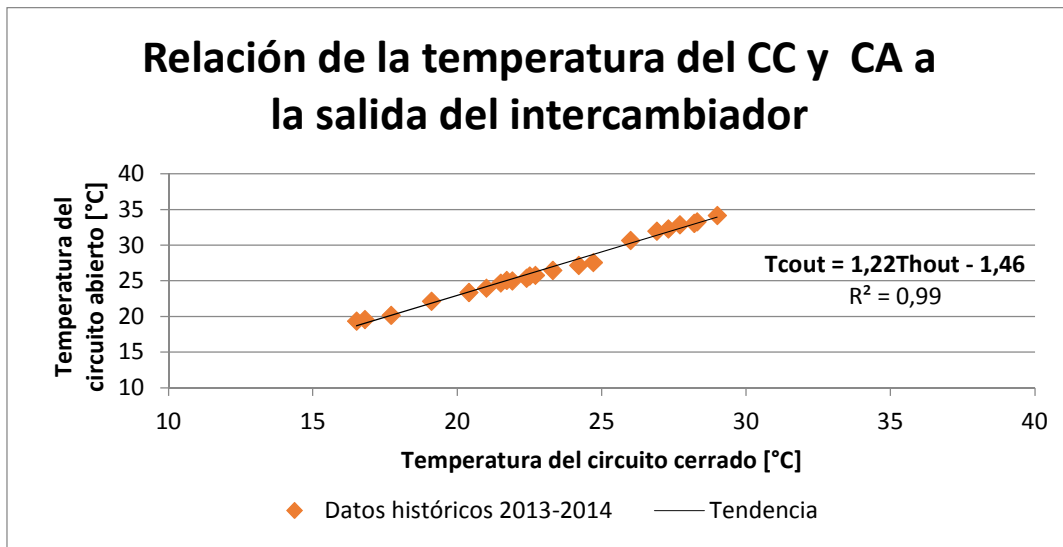


Figura 7.3: Gráfico que relaciona la temperatura del CA y CC a la salida del intercambiador de placas.

De los gráficos se desprende que existe una clara relación lineal entre las diferentes temperaturas del agua a la entrada y salida del intercambiador de placas, mediante la cual es posible predecir con solo una variable de temperatura los tres variables de temperatura restantes.

Lo anterior revela que con una sola variable de temperatura es posible predecir el ΔT_L , además estableciendo los flujos de circuito cerrado constante e igual a los detallados en la Tabla 5.1, y estableciendo el área de transferencia como al determinado por diseño, es posible predecir el coeficiente de transferencia global dentro del intercambiador de placas a diferentes temperaturas mediante la Ec.24 y 25 de la siguiente forma:

$$U = \frac{m_{wcc} \cdot c_{pw} \cdot (T_{hin} - T_{hout})}{A \cdot \Delta T_L} \quad \text{Ec. 26}$$

Con lo anterior se graficó el coeficiente de transferencia global teórico en función de la temperatura del circuito cerrado a la salida del intercambiador, la cual se observa en la Figura 7.4. El procedimiento realizado para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se detalla en el Apéndice C.

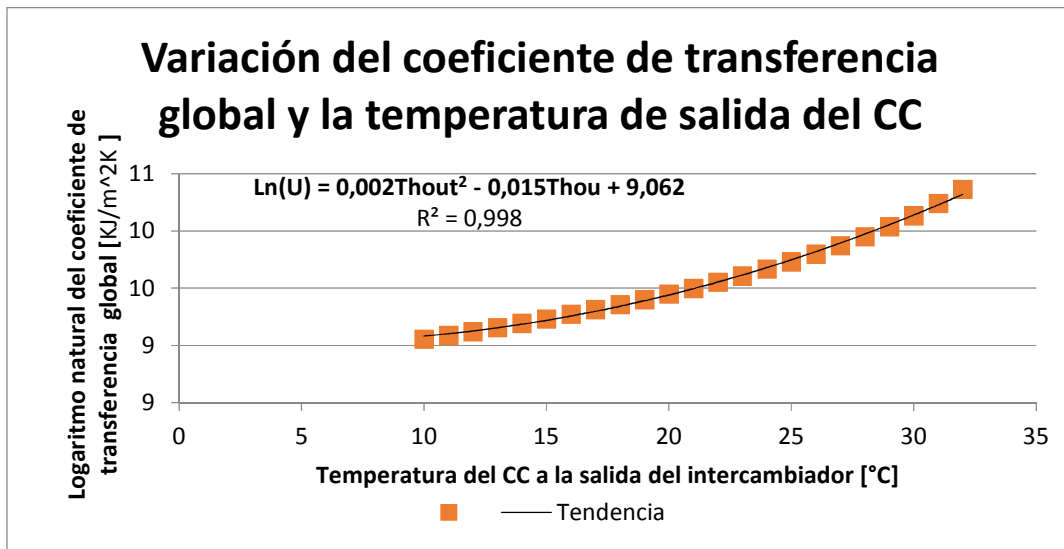


Figura 7.4: Gráfico teórico que relaciona el logaritmo natural del coeficiente global de transferencia con la temperatura del CC a la salida del intercambiador.

7.4 Dimensionamiento de la torre de enfriamiento.

Una vez revelado los calores disipados por Oxinor I y II; y estudiado el funcionamiento de los intercambiadores de placas, para dimensionar la torre de enfriamiento se consideraron diversos factores que condicionan su funcionamiento, entre ellos:

- Temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico a utilizar.
- Flujos de agua a enfriar.
- Temperatura crítica del agua a la salida de la torre.
- Calores totales que se requieren disipar.

7.4.1 Temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico a utilizar.

En el gráfico de la Figura 7.5 es posible observar las variables de temperatura durante un día de verano e invierno, tanto para el bulbo húmedo como para el bulbo seco, del cual se concluye que la temperatura crítica de bulbo húmedo en verano es 17°C y para invierno es 12°C. (Mayor detalle en la Figura 13.1 y Tabla 13.5 del Anexo D).

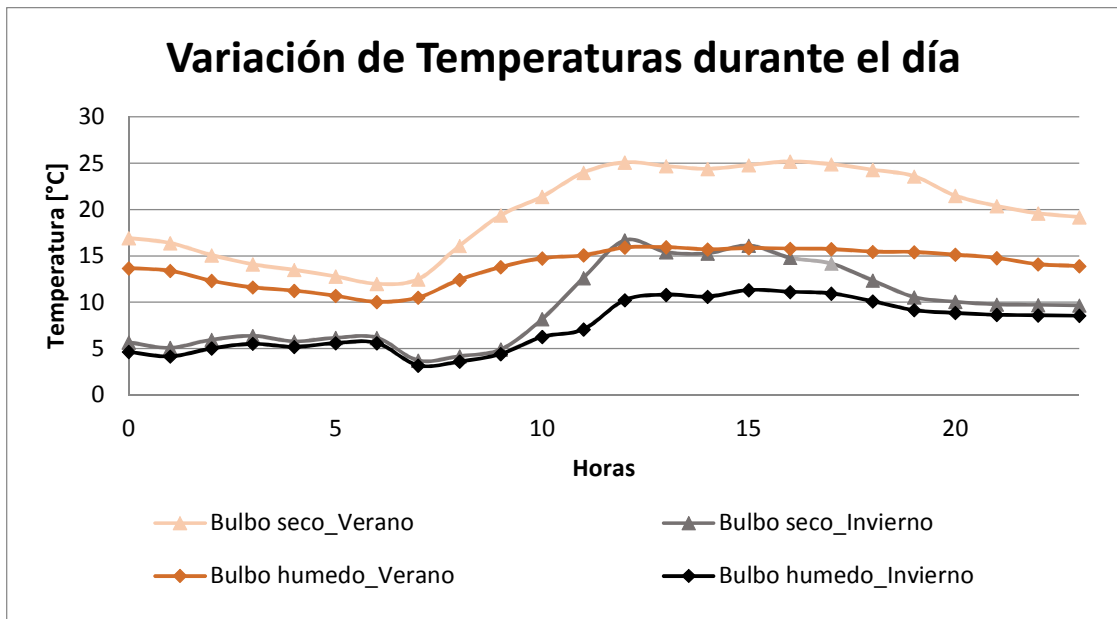


Figura 7.5: Variaciones de temperatura durante las horas del día, casos críticos.

7.4.2 Flujo de agua a enfriar.

Debido a que no existirán variaciones en el circuito general de la planta Oxinor I, se considerara un flujo de agua similar al utilizado actualmente, por lo cual se dimensionará una torre para un flujo de $0,69 \text{ [m}^3/\text{Ton} * \text{h}]$.

7.4.3 Temperatura crítica del agua a la salida de la torre.

Para determinar la temperatura crítica del agua, se estableció como criterio de decisión los valores en los cuales los equipos de la planta arrojan alarma debido a mediciones de temperatura alta (equipos considerados en el circuito cerrado del sistema de enfriamiento de agua). Según lo anterior y eventos históricos ocurridos en la planta, el equipo que se consideró para determinar la temperatura del agua es el “Estanque de aceite de lubricación del compresor principal”, cuya relación con la temperatura del agua del circuito cerrado a la salida del intercambiador se encuentra en la Figura 7.6.

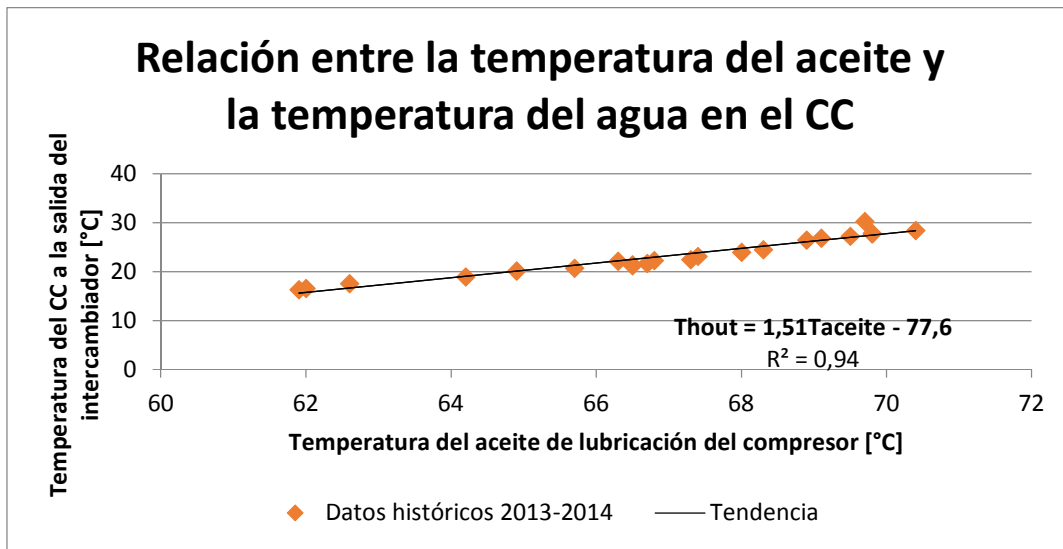


Figura 7.6: Gráfico que relaciona la temperatura del estanque de aceite de lubricación del compresor y la temperatura del agua del circuito cerrado a la salida del intercambiador de placas.

Considerando que el equipo en cuestión arroja alarma a los 68°C, se calculó y determinó que el agua del circuito cerrado que sale del intercambiador de placas se debe encontrar a una temperatura máxima a 24°C. Los cálculos y criterios para determinar dicho valor se detalla en el Apéndice D.

7.4.4 Calor total que se requiere disipar.

Considerando las curvas de la Figura 7.1, Figura 7.2 y Figura 7.3 y el calor disipado por Oxinor II, es posible predecir el calor transferido en el intercambiador de placas, es decir que cuanto la temperatura del circuito cerrado a la salida del intercambiador es 24°C el calor transferido en el intercambiador de placas es el siguiente:

Tabla 7.1: Calor disipado en Oxinor I y II cuando el agua de enfriamiento se encuentra a 24°C (detalle en apartado 7.1 y 7.2).

Descripción	Unidades	Calor Disipado
Circuito Cerrado Oxinor I	[Mcal/Ton * h]	1,91
Circuito Abierto Oxinor I	[Mcal/Ton * h]	0,63
Circuito Cerrado Oxinor II	[Mcal/Ton * h]	0,11
TOTAL	[Mcal/Ton * h]	2,64

7.4.4.1 Variaciones en el calor total a disipar al aumentar el número de placas en el intercambiador.

Los intercambiadores de placas principales poseen actualmente 171 placas, con posibilidad de aumentar (según el fabricante ^[17]) a 260 placas por intercambiador, es por lo anterior que se evaluó la propuesta de aumentar el número de placas para poder ingresar agua fría a mayor temperatura y así, requerir una torre de enfriamiento más económica.

Para poder evaluar dicha propuesta se consideró que el agua caliente que sale del intercambiador de placas sale a 24,5°C, con un flujo de 0,26 $[\frac{m^3}{Ton*h}]$ y una calor disipado de 2,01 $[\frac{Mcal}{Ton*h}]$ (Circuito cerrado de Oxinor I y II) tenemos que el agua del circuito cerrado ingresa al intercambiador de placas a 32,15 °C. (Detalle del cálculo en el Apéndice E)

Con lo anterior y con el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador, en la Tabla 7.2 se detalla la diferencia entre operar el intercambiador con 171 y 260 placas.

Tabla 7.2: Detalle de la configuración del intercambiador de placas actual y propuesto.

Detalle	Unidades	171 Placas	260 Placas
Disipación de calor	[Mcal/Ton * h]	2,01	2,01
Flujo del CC en el intercambiador	[m ³ /Ton * h]	0,26	0,26
Flujo del CA en el intercambiador	[m ³ /Ton * h]	0,34	0,34
Número de placas	[N°]	171	260
CC a la entrada del intercambiador	[°C]	32,15	32,15
CC a la salida del intercambiador	[°C]	24,50	24,5
CA a la entrada del intercambiador	[°C]	22,33	23,30
CA a la salida del intercambiador	[°C]	28,28	29,26

7.4.5 Parámetros de operación de la torre de enfriamiento.

Con todos los factores de diseño ya establecidos, los parámetros de dimensionamiento de la torre para las dos propuestas (con y sin aumento en el número de placas) se observa en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3: Dimensionamiento de la torre de enfriamiento de Oxinor I para dos configuraciones diferentes.

Detalle	Unidades	171 Placas	260 Placas
Disipación de calor	[Mcal/Ton * h]	2,64	2,64
Flujo tratado por la torre	[m ³ /Ton * h]	0,39	0,39
Temperatura bulbo húmedo	[°C]	17	17
Temperatura entrada	[°C]	30	31
Temperatura salida	[°C]	22	23
N° de Merkel	[]	2,02	1,59

Si bien los parámetros detallados son los requeridos para que la torre de enfriamiento de Oxinor I opere adecuadamente, para dimensionar una torre que opere de forma adecuada 15 años de operación ^[16], se requiere considerar el desgaste descrito en el apartado 6.4.

Es por lo anterior que se plantea un nuevo dimensionamiento, con el fin de que la torre de enfriamiento opere de forma adecuada el 50% del tiempo cuando cumpla los 15 años de operación ^[18], lo anterior se debe a que al disminuir el número de Merkel en el tiempo, se llegara operar en condiciones críticas a un TBH cada vez menor. La TBH crítica por año se puede ver en la Tabla 7.4 junto con su porcentaje de operación adecuada en el año, calculada en base a la Tabla 13.7 del Anexo D.

Tabla 7.4: Estimación del desgaste de la torre de enfriamiento en el tiempo.

Años de operación		0	3	6	9	12	15
TBH [°C] critico	[°C]	18,6	18	17,2	16,1	14,4	11,1
Porcentaje del años en que la torre opera de forma adecuada	[%]	99,9	99,7	99,0	94,8	84,7	50,5
N° de Merkel	[]	2,80	2,45	2,09	1,74	1,39	1,03
Porcentaje de desgaste en el N° de Merkel	[%]	0,0	12,6	25,3	37,9	50,5	63,2

Al momento de adquirir la torre de enfriamiento debe ser dimensionada para las dos propuestas como se detalla en la Tabla 7.5.

Tabla 7.5: Dimensionamiento de la torre de enfriamiento de Oxinor I para dos configuraciones diferentes, considerado una operación de 15 años.

Detalle	Unidades	171 Placas	260 Placas
Disipación de calor	[Mcal/Ton * h]	2,64	2,64
Flujo tratado por la torre	[m ³ /Ton * h]	0,39	0,39
Temperatura bulbo húmedo	[°C]	17	17
Temperatura entrada	[°C]	34	37
Temperatura salida	[°C]	22	23
N° de Merkel	[]	2,80	2,45

7.5 Consideración en el dimensionamiento de la torre de enfriamiento.

De las dos propuestas con diferentes configuraciones en el intercambiador de placas se generaron nuevas propuestas para cumplir con el objetivo de realizar mantenencias en la temporada de invierno, lo cual está relacionado con la cantidad de celdas necesarias en la torre de enfriamiento.

Para cada propuesta se evaluó técnicamente el funcionamiento de la torre de enfriamiento con 2, 3 y 4 celdas con el objetivo de que todas las opciones tuvieran una salida de agua fría en verano de 22°C y 23°C para la propuesta de 171 y 260 placas respectivamente.

Además se calculó la temperatura de salida del agua en invierno con 12°C de temperatura de bulbo húmedo en el aire atmosférico. El detalle de las dos situaciones se encuentra en la Tabla 7.6 y Tabla 7.7 respectivamente, en la última tabla se destaca en color rojo lo valores que superan los 22°C y 23°C mencionado anteriormente.

Tabla 7.6: Operación de las seis propuestas un día de verano (17°C TBH).

Detalle	Unidades	171 Placas			260 Placas		
		2	3	4	2	3	4
N° de Celdas	[]	2	3	4	2	3	4
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,20	0,13	0,10	0,20	0,13	0,10
T° Entrada	[°C]	30	30	30	31	31	31
T° Salida	[°C]	22	22	22	23	23	23
N° Merkel	[]	2,02	2,02	2,02	1,41	1,41	1,41

Tabla 7.7: Operación de las seis propuestas un día de invierno (12°C TBH), el cálculo detallado en el Apéndice F.

Detalle	Unidades	171 Placas			260 Placas		
		2	3	4	2	3	4
N° de Celdas	[]	2	3	4	2	3	4
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,20	0,13	0,10	0,20	0,13	0,10
T° Entrada	[°C]	33,1	29,9	28,8	32,2	29,9	29,0
T° Salida	[°C]	24,9	21,9	20,9	25,4	22,8	21,9
N° Merkel	[]	1,38	1,60	1,71	0,96	1,13	1,20

7.6 Evaluación técnica y económica de las propuestas.

De lo anterior se generan 6 propuestas, para poder seleccionar o descartar propuestas se generaron inicialmente dos criterios, entre ellos:

- Cumplimientos de temperatura máxima a la salida de la torre.
- Evaluación económica básica.

Según el primer criterio, el agua debe salir de la torre enfriamiento de enfriamiento máximo a 22[°C] y 23[°C] para el sistema con 171 y 260 placas respectivamente, por lo cual según la Tabla 7.7 los valores que se destacan en color rojo sobrepasan dicha restricción, quedando las propuestas con 2 celdas excluidas de los siguientes desarrollos.

Para la evaluación económica básica se consideró el costo referente a equipos para cada propuesta, donde para la nueva configuración en el intercambiador se requiere adicionar total de 178 placas, considerando que en la planta existe un stock de 87 placas, se requeriría realizar una inversión para 91 placas. Las placas que utilizan los intercambiadores de placa tienen valor estimado de US\$ 258 para el año 2015, por lo cual las propuestas que involucran un aumento en las placas tendrán un costo adicional de US\$ 23.501 (Detalle del cálculo en el Apéndice G).

Por otro lado a partir de cotizaciones recibidas por la empresa FRIMONT ^[19] y SINAX ^[20] se desprende que una torre con 1[°C] más en el intervalo de aproximación (Ec.12) disminuye su costo en un 24% (Detalle del cálculo en el Apéndice H).

A partir de los costos por placas y por celdas, se calcularon los costos totales para cada propuesta. En la Tabla 7.8 se observa que las dos propuestas con 260 placas superan el costo de las propuestas con 171 placas en el intercambiador.

Tabla 7.8: Comparación económica de las propuestas para Oxinor I.

Detalle	Unidades	171 Placas		260 Placas	
		3	4	3	4
N° de Celdas	[]	3	4	3	4
Costo por celda	[US\$]	25.165	20.127	19.133	15.296
Costo por placas	[US\$]	0	0	23.501	23.501
Precio Total	[US\$]	75.526	80.507	80.901	84.687

En base a los dos criterios mencionados las propuestas viables son las que consideran 171 placas en el intercambiador y una torre de enfriamiento con 3 y 4 celdas.

7.7 Propuesta de diseño para el circuito de agua

Actualmente las planta Oxinor I y Oxinor III se encuentran una al lado de la otra, como es posible ver en la Figura 1.1, mientras que las torres de enfriamiento de agua se encuentran físicamente como se observa en la Figura 7.7, donde las corrientes demarcadas de color azul son los flujos de agua que ingresan a las torres y las corrientes de color verde son los flujos que salen de las torres, por otro lado en la misma imagen es posible distinguir con la letra A y B las celdas y el área de bombas respectivamente para Oxinor I, mientras que las letras C y D representas las celdas y el área de bombas respectivamente para Oxinor III.

Con el objetivo de diseñar un circuito de agua que permita la ejecución de mantenencias tanto para las celdas de Oxinor I y III se diseñó un circuito de agua capaz de cumplir dicha especificación. Para tal efecto se diseñó la nueva torre junto a la de Oxinor III y además se realizó un piping que fuese capaz de empalmarse al circuito actual de Oxinor I y a realizar mantenencias tanto en Oxinor I como en Oxinor III. El nuevo diseño propuesto se puede observar en la Figura 7.8, donde se detalla la propuesta que considera 4 celdas de enfriamiento, sin embargo el mismo circuito se puede aplicar para la propuesta con 3 celdas.

El hecho de modificar la ubicación física de la torre de Oxinor I genera una nueva pérdida de carga entre la bomba y el proceso correspondiente a una pérdida en la altura de elevación de 3,8[m]. Con el objetivo se utilizar el mismo modelo de bombas instaladas actualmente en la planta se requiere reemplazar los actuales rodetes de las bombas a uno de 11,1 [inch].

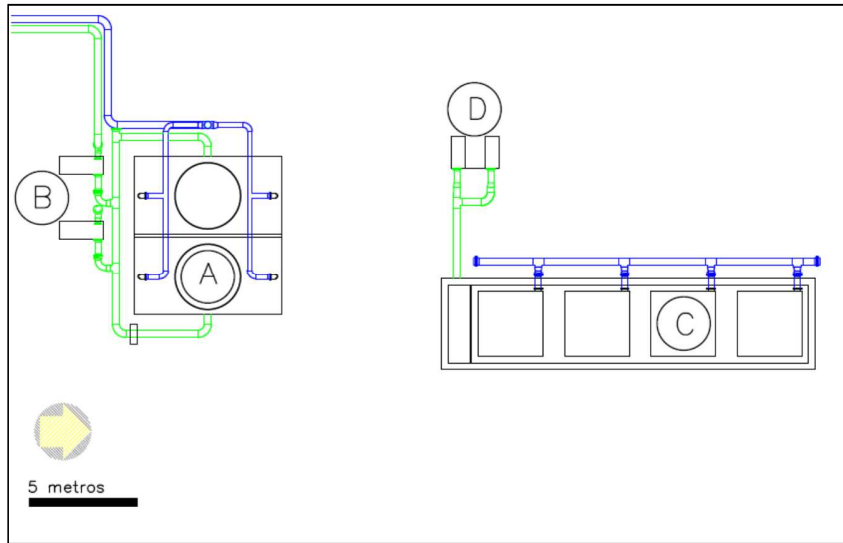


Figura 7.7: Layout actual de la Planta Oxinor, donde se detallan la distribución de las torres y bombas del circuito abierto de Oxinor I (A y B) y Oxinor III(C y D).

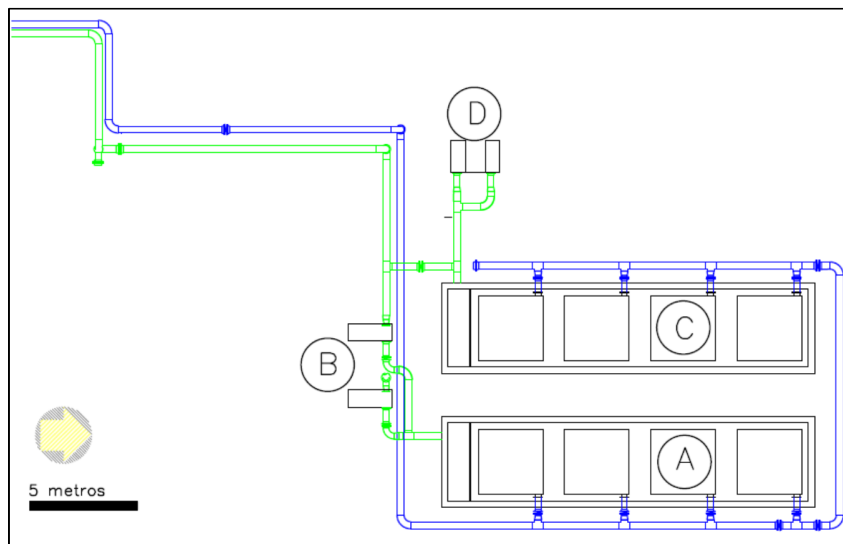


Figura 7.8: Nuevo diseño de Layout de la Planta Oxinor, donde se detallan la distribución de las torres y bombas del circuito abierto de Oxinor I (A y B) y Oxinor III(C y D).

7.8 Operación teórica de la torre de enfriamiento.

Para las dos propuestas viables dentro de la planta, se calcularon las temperaturas de entrada y salida del agua en diferentes escenarios de operación, los que se detallan a continuación.

7.8.1 Temperaturas de operación en situación críticas de verano

Según los especificado en el apartado 7.4.1, la temperatura crítica de verano se considera a 17°C como temperatura de bulbo húmedo. Con dicha TBH las torres de Oxinor I y III operaran con los flujos detallados en la Tabla 7.9.

Tabla 7.9: Temperaturas de operación de las torres a TBH 17°C

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	29,8	32,2	29,8	32,2
T° Salida	[°C]	22	24,2	22	24,2

7.8.2 Temperaturas de operación en temporada de invierno

Según los especificado en el apartado 7.4.1, la temperatura altas en invierno se considera a 12°C como temperatura de bulbo húmedo. Con dicha TBH las torres de Oxinor I y III operaran con los flujos detallados en la Tabla 7.10.

Tabla 7.10: Temperaturas de operación de las torres a TBH 12°C

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	26,2	28,8	26,2	28,8
T° Salida	[°C]	18,5	21,0	18,5	21,0

7.8.3 Temperatura de operación en condiciones de mantención

Las mantenciones en las diferentes celdas se desarrollaran en los periodos de invierno, por lo cual todos los cálculos en dicho escenario se realizaron a 12°C como temperatura de bulbo húmedo.

Se calcularon una serie de escenarios posibles en las mantenciones de las celdas, en primer instancia se consideró la mantención de una celda de Oxinor I, para tal efecto el agua que ingresa a una de las celdas debe ser distribuida a la demás celdas que se mantienen en operación, tal escenario se detalla en la Tabla 7.11.

Tabla 7.11: Temperaturas de operación con una celda de Oxinor I en mantención.

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	29,7	28,8	28,6	28,8
T° Salida	[°C]	21,9	21,0	20,6	21,0

Por otro lado con el nuevo diseño descrito en 7.7 es posible realizar mantenciones en celdas de Oxinor III utilizando una celda de Oxinor I para mantener el enfriamiento requerido por la planta, para tal efecto, al igual que en el escenario anterior, se desvincula una celda de Oxinor III y se redirige el flujo que circulaba por ésta a la celda de Oxinor I que esta desvinculada, tal escenario se detalla en la Tabla 7.12

Tabla 7.12: Temperaturas de operación con una celda de Oxinor III en mantención.

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	28,2	28,6	27,7	28,4
T° Salida	[°C]	20,5	20,8	20,0	20,6

Por último se calculó el escenario en que se realizan simultáneamente mantenciones a 2, 3 y 4 celdas de Oxinro III, los que se detallan en la Tabla 7.13, Tabla 7.14 y Tabla 7.15 respectivamente.

Tabla 7.13: Temperaturas de operación con dos celdas de Oxinor III en mantención.

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	28,6	28,7	28,5	28,6
T° Salida	[°C]	20,9	20,9	20,7	20,8

Tabla 7.14: Temperaturas de operación con tres celdas de Oxinor III en mantención.

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0,07	0,10	0,07
T° Entrada	[°C]	29,5	29,4	29,5	29,6
T° Salida	[°C]	21,7	21,6	21,8	21,7

Tabla 7.15: Temperaturas de operación con las cuatro celdas de Oxinor III en mantención.

Detalle	Unidades	3 Celdas		4 Celdas	
		Oxinor I	Oxinor III	Oxinor I	Oxinor III
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13	0	0,10	0
T° Entrada	[°C]	30,7	30,6	31,0	30,9
T° Salida	[°C]	22,8	22,8	23,1	23,1

7.8.4 Condiciones ambientales que permiten la detención de un ventilador.

Debido a que los ventiladores de las torres de enfriamiento generan un costo de operación por concepto de energía eléctrica, dentro de las operaciones de la planta es habitual detener el funcionamiento de éstos cuando las condiciones ambientales son favorables para mantener las temperaturas adecuadas de operación.

Para las dos propuestas estudiadas se calculó la temperatura bulbo húmedo que permite detener el funcionamiento de un ventilador, siendo 7,5°C para la propuesta de 3 celdas y 11°C para propuesta de 4 celdas.

Con lo anterior y la base meteorológica ^[13] del año 2013 como referencia se establece que la propuesta con 3 celdas puede detener uno de sus ventiladores 1.195 horas al año, mientras que la propuesta de 4 celdas puede detener un ventilador 3.990 horas al año, dichas horas se distribuyen según lo detallado en la Tabla 7.16 y Tabla 7.17.

Tabla 7.16: Horas del día en que es posible apagar un ventilador (propuestas con 3 celdas)

Mes	Desde – Hasta [hrs]
Marzo	05-11
Abril	03-09
Mayo	02-11
Junio	22-11
Julio	22-11
Agosto	23-12
Septiembre	01-10
Octubre	04-08
Noviembre	04-06

Tabla 7.17: Horas del día en que es posible apagar un ventilador (propuestas con 4 celdas)

Mes	Desde – Hasta [hrs]
Enero	06-07
Febrero	07-08
Marzo	02-11
Abril	23-12
Mayo	20-12
Junio	17-12
Julio	00-00
Agosto	00-00
Septiembre	19-12
Octubre	20-12
Noviembre	22-10
Diciembre	05-08

8 PROPUESTA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE UNA NUEVA PLANTA

Con el análisis de operación del sistema de enfriamiento y con los circuitos involucrados en cada planta ya diferenciados, a continuación se detalla como propuesta el desarrollo del dimensionamiento de una torre de enfriamiento para una nueva planta, con el objetivo de que las demás plantas de enfriamiento operen de forma adecuada en las condiciones actuales de la planta, considerando para este caso que la nueva torre de enfriamiento pueda suministrar agua fría para las plantas Oxinor II, Oxinor PI y/o Oxinor IV.

Los diseños propuestos para la nueva torre son los siguientes:

P1: Nueva torre de enfriamiento que además suministre agua a Oxinor IV

P2: Nueva torre de enfriamiento que además suministre agua a Oxinor IV y II

P3: Nueva torre de enfriamiento que además suministre agua a Oxinor IV, II y PI

P4: Nueva torre de enfriamiento que además suministre agua a Oxinor II y PI

Para comenzar con el desarrollo de cada propuestas en los puntos 8.1, 8.2 y 8.3 estudia en detalle todos los circuitos cerrados de Oxinor II, PI, IV respectivamente. Para luego continuar en el punto 8.4 con el dimensionamiento de los intercambiadores de placas y torres de enfriamiento para cada una de las propuestas.

Con el dimensionamiento de cada propuesta ya especificado en el punto 8.5 se detallan las implicancias que genera cada propuesta en el consumo de agua.

8.1 Sistema de enfriamiento en Oxinor II

En el sistema de enfriamiento de Oxinor II el agua que ingresa al circuito cerrado adquiere una ganancia térmica de $0,11 \left[\frac{\text{Mcal}}{\text{Ton} \cdot \text{h}} \right]$, que se detallan en la 8.1.

Tabla 8.1: Calor disipado por el circuito cerrado en Oxinor II.

Descripción	Unidades	Diseño
Calor Total disipado	[Mcal/Ton * h]	0,11
Flujo requerido de agua	[m ³ /Ton * h]	0,02

8.2 Sistema de enfriamiento en Oxinor PI

En el sistema de enfriamiento de Oxinor PI el agua que ingresa al circuito cerrado adquiere una ganancia térmica de $5,19 \left[\frac{\text{Mcal}}{\text{Ton} \cdot \text{h}} \right]$, que se detallan en la Tabla 8.2.

Tabla 8.2: Calor disipado por el circuito cerrado del sistema de enfriamiento de Oxinor PI.

Descripción	Unidades	Operación
Calor Total disipado	[Mcal/Ton * h]	5,19
Flujo requerido de agua	[m ³ /Ton * h]	0,52

8.3 Sistema de enfriamiento en la Planta Oxinor IV

En el sistema de enfriamiento de Oxinor IV el agua que ingresa al circuito cerrado adquiere una ganancia térmica de $1,50 \left[\frac{\text{Mcal}}{\text{Ton} \cdot \text{h}} \right]$, que se detallan en la Tabla 8.3.

Tabla 8.3: Calor disipado por el circuito cerrado del sistema de enfriamiento de Oxinor IV.

Descripción	Unidades	Operación
Calor Total disipado	[Mcal/Ton * h]	1,50
Flujo requerido de agua	[m ³ /Ton * h]	0,15

8.4 Dimensionamiento de la torre de enfriamiento e intercambiador de placas.

Para dimensionar cada propuesta se requieren los flujos necesarios por el circuito cerrado, para así obtener los flujos de circuito abierto y a su vez obtener las pérdidas de agua en la Torre de enfriamiento.

Por otro lado dentro de los parámetros de diseño para definir la Torre de Enfriamiento necesaria para cada propuesta, se encuentran las temperaturas de bulbo húmedo, los flujos de agua que circulan por la torre de enfriamiento y las temperaturas de entrada y salida del circuito cerrado de las plantas involucradas. Según lo expuesto en el apartado 7.4.1 la temperatura de bulbo húmedo utilizada para el dimensionamiento de la torre será 17°C.

Según los flujos y temperaturas requeridas para el circuito cerrado de cada propuesta se dimensionaron los intercambiadores de placas y las torres de enfriamiento.

Para los intercambiadores de calor se determinaron 5°C y 3°C para los extremos calientes y fríos respectivamente, dando una diferencia media logarítmica dentro del intercambiador de 3,92°C.

Por otro lado se determinó para la torre de enfriamiento una razón de flujo L/G de 0,8 y por consiguiente un número de Merkel de 2,1. Con todos los criterios y parámetros ya establecidos se dimensionaron los intercambiadores de calor y de las torres de enfriamiento se encuentran detalladas en la Tabla 8.4 y Tabla 8.5 respectivamente.

Tabla 8.4: Dimensionamiento de intercambiadores de calor de placas

Detalle	Unidades	P1	P2	P3	P4
Calor transferido en el intercambiador	[Mcal/Ton * h]	1,50	1,56	1,89	2,18
Flujo del CC en el intercambiador	[m ³ /Ton * h]	0,15	0,17	0,20	0,24
Flujo del CA en el intercambiador	[m ³ /Ton * h]	0,19	0,21	0,25	0,30
CC a la entrada del intercambiador	[°C]	35	34	34	34
CC a la salida del intercambiador	[°C]	25	25	25	25
CA a la entrada del intercambiador	[°C]	22	22	22	22
CA a la salida del intercambiador	[°C]	30	29	29	29

Tabla 8.5: Dimensionamiento de torres de enfriamiento

Detalle	Unidades	P1	P2	P3	P4
Calor disipado por la torre	[Mcal/Ton * h]	1,50	1,56	1,89	2,18
Flujo tratado por la torre	[m ³ /Ton * h]	0,19	0,21	0,25	0,30
Temperatura bulbo húmedo	[°C]	17	17	17	17
Temperatura entrada	[°C]	30	29	29	29
Temperatura salida	[°C]	22	22	22	22
N° de Merkel	[]	2,1	2,1	2,1	2,1

8.5 Variación en el consumo de agua de reposición para cada propuesta

El suministro de agua utilizado para reponer las pérdidas de agua por purga, evaporación y arrastre, es proveído por la Fundición de Cobre Altonorte por medio de una línea directa a la planta y como es de esperar la instalación de otra planta productora requerirá nuevas condiciones de operación en la línea del suministro, considerando nuevos flujo y posibles modificaciones en la presión de descarga. Por la anterior se debe evaluar si los consumos de agua de las propuestas pueden ser suministrados por la línea actual o se requerirá de una nueva línea que opere en paralelo a la existe. Los consumos de agua actual y los que generara en su totalidad la planta según cada propuesto se resumen en la Tabla 8.6.

Tabla 8.6: Flujos de agua de reposición requeridos por cada propuesta.

Detalle	Unidades	Actual	P1	P2	P3	P4
Agua de reposición	[m ³ /Ton * h]	0,005	0,005	0,005	0,006	0,005
Agua de reposición	[m ³ /Ton * mes]	3,699	3,703	3,766	4,008	3,810

9 DISCUSIONES

De los resultados obtenidos en el balance de masa se destaca que en general los flujos obtenidos en cuanto a arrastre y evaporación son aproximaciones basadas en ecuaciones bibliográficas y por ende pueden distar levemente de la realidad. Por otro lado los flujos de agua del circuito abierto tanto para Oxinor I y IV son calculados en base a los valores registrados el año 2010 para el circuito cerrado, flujos que poseen variaciones por efecto de la temperatura del agua y del nivel del estanque desde donde se impulsa el flujo hacia el circuito cerrado.

Los cálculos obtenidos para el desempeño de las torres de enfriamiento poseen varios supuestos; en primer lugar suponer que el flujo de agua del circuito abierto de Oxinor I es constante e igual al calculado es aceptable debido a que las bombas trabajan constantemente con el misma presión de descarga y las piscinas de las torres se encuentran abiertas atmosféricamente, es decir la presión de succión de la bomba es prácticamente constante, si consideramos que la bomba utilizada es la misma y el nivel de la piscina no varía considerablemente. Por otro lado considerar que la relación L/G es 0,75 es un valor propuesto aleatoriamente que se encuentra en el rango aceptable descrito en el apartado 4.2.3.2, que si bien no es el real es un valor que se considera constante para todos los cálculos realizados, tanto para el número de Merkel de diseño como para los de operación, lo que determina que los valores calculados sean comprables, con desviaciones estándares de 0,05 y 0,04 para Oxinor I y III respectivamente. Por ultimo asumir que todas las celdas de una torre operen de igual forma es un supuesto bastante ideal en Oxinor I ya que el diseño de la red de cañerías que distribuyen el agua provoca que las celdas más cercanas (menor pérdida de carga) al suministro posean un mayor flujo de agua circulante, sin embargo debido a que las mediciones de temperatura se encuentran antes y después de ingresar a las torres, los cálculos obtenidos corresponden a la torre como un concepto global.

En cuanto a la relación del desgaste las torres con el tiempo ilustrados en la Figura 6.1 no se puede concluir una clara relación, ya que no se ha registrado el número de Merkel en el tiempo y tampoco es posible comprobar que al momento de la puesta en marcha de las torres, estas operaran según el diseño, sin embargo es la única relación que se posee para predecir el decaimiento que poseen las torres en el tiempo.

9.1 Rediseño de la torre de enfriamiento de Oxinor I.

En las propuestas de la nueva torre de enfriamiento para Oxinor I se detallaron los calores disipados por el circuito cerrado de Oxinor I y II, siendo el primero bastante detallado y predecibles en diferentes eventos y temperaturas del agua, mientras que para Oxinor II los calores a disipar fueron en base a datos de diseño, los que podrían ser diferentes a la realidad y además no se pueden pronosticar ante variaciones en las temperaturas del agua.

Debido a que la propuesta de la nueva torre para Oxinor I considera entre sus alternativas modificar el número de placas en el intercambiador, fue imprescindible un estudio de operación de éstos, donde se determinó una relación lineal entre las temperaturas de entra y salida, tanto para el CC y CA con un error cuadrático promedio menor al 1%, con lo cual se calculó teóricamente el coeficiente global de transferencia. Cabe descartar que el coeficiente calculado a partir de la temperatura del CC a la salida del intercambiador se puede utilizar siempre y cuando no existan grandes variación en los flujos de agua, ni en el coeficiente de conductividad térmica. Las variaciones en los flujos de agua se deben a problemas en las bombas impulsoras, variaciones en el porcentaje de apertura de una válvula u obstrucción en el paso del agua producto de ensuciamiento, mientras que disminuciones en el coeficiente de conductividad térmica se deben a la adición de un material con menor conductividad térmica a la superficie de la placa.

En cuanto a los parámetros para el dimensionamiento de la torre de enfriamiento es posible discutir sobre las temperaturas seleccionadas para su operación ya que si bien la temperatura de bulbo húmedo escogida no provoca una operación adecuada el 100% del año, si lo cumple para el 98% de éste. Además cabe destacar que actualmente la planta opera de forma adecuada solo el 15% del año, es decir que el 2% del año que opere de forma inadecuada se generan problemas que actualmente han sido controlados. Por otro lado la temperatura crítica del agua a la salida de la torre fue calculada con un margen de holgura de $0,5[^\circ\text{C}]$ para que el equipo crítico (estanque de almacenamiento de aceite para la lubricación) no arroje alarma por temperatura alta, y además los valores de temperatura del agua a la entrada y la salida de la torre poseen una holgura de $0,3[^\circ\text{C}]$ y $0,6[^\circ\text{C}]$ respectivamente.

Las consideraciones en cuanto al número de celdas propuestas para la torre de enfriamiento se basan en la condición de operación actual (2 celdas) y el número de máximo

de celdas que se pueden ubicar en el lugar físico destinado para su instalación, sin perjudicar el tránsito vehicular al interior de la planta.

En la evaluación económica de las propuestas solo se consideraron los valores que tendrían los nuevos equipos, sin considerar los costos de instalación y traslado de éstos, sin embargo solo con dicha consideración se descarta la propuesta de aumentar el número de placas en el intercambiador ya como se observa en la Tabla 7.8 aumentar las placas no compensa el ahorro que este cambio provoca en costo de las celdas.

Para el diseño de la nueva red de cañerías se consideró el espacio físico donde se pretende instalar la nueva torre de enfriamiento, la viabilidad de realizar mantenciones tanto en las torres de Oxinor I como en Oxinor III, el empalme que se debe hacer en la red de cañerías actual y la modificaciones que esto genera en los equipos secundarios. En primer lugar el espacio físico de la torre ya se encuentra determinado por parte de la empresa, mientras que el nuevo empalme se determinó en los puntos donde las cañerías ingresaban y salían de la torre, considerando además los puntos donde fuese factible un una nueva conexión, con el objetivo de que mientras la nueva torre este en construcción, la torre actual continúe en operación y una vez finaliza la construcción de la nueva torre ésta comience su operación rápidamente al abrir y cerrar las válvulas correspondientes. Para la ejecución de las mantenciones se consideraron válvulas y “fittings” que facilitaran la ejecución de estas y con el tipo y cantidad determinados, junto con la ubicación de la nueva torre se calculó la pérdida de carga que genera en el sistema esta nueva ubicación y además se calcularon las modificaciones que se deben realizar en las bombas centrífugas para que el modelo y tipo de bomba a instalar fuese igual a las que operan actualmente, generando así un stock de repuesto apropiado para cuatro bombas (2 en el CC y 2 en CA).

Por último con el objetivo de ilustrar de forma más explícita la operación que tendrían las torres en diferentes eventos se calculó la temperatura que tendría el agua a la entrada y la salida de las torres. Dichos cálculos se realizaron en función del dimensionamiento para un valor de 2,02 como número de Merkel, pero según el dimensionamiento que considera el desgaste de la torre, la operación calculada ocurrirá a los 8 años de operación, obteniendo una mejor operación anterior a esto y un decaimiento en los años restantes.

9.2 Diseño de una torre de enfriamiento para una nueva planta Oxinor.

En las propuesta de una nueva torre de enfriamiento para una nueva Planta Oxinor se detallaron los calores disipados por el circuito cerrado de Oxinor II, PI, IV y V. Debido a que la capacidad de la nueva planta aún no está establecida para los cálculos se consideró que el calor a disipar fuese igual al de Oxinor IV.

Los calores a disipar para cada Oxinor fueron en base a datos de diseño ya que no se cuenta con registros históricos de la operación de estos, por lo cual dichos valores podrían ser diferentes a la realidad y además no se pueden pronosticar ante variaciones en las temperaturas del agua.

Debido a que la propuesta de la nueva planta de Oxinor considera la operación de intercambiador de placas en conjunto con una torre de enfriamiento dichos equipos se dimensionaron en conjunto cumpliendo con los rangos de operación respectivos.

Si bien se detallaron los parámetros para el dimensionamiento de la torre y del intercambiador, no se concluyó esta propuesta a cabalidad, sin embargo se quisiera retomar este proyecto más adelante, los resultados obtenidos pueden ser considerados para continuar con la decisión y evaluación de las propuestas, tanto económica como técnicamente.

10 CONCLUSIONES

Los circuitos de agua en la Planta Oxinor están involucrados en diferentes sistemas de operación, siendo los sistemas de enfriamiento del circuito abierto y cerrado los considerados para este proyecto, el cual se enfocó el dimensionamiento de una torre de enfriamiento para Oxinor I considerando diferentes propuestas.

En cuanto a los objetivos planteados, se cumplió con el objetivo general de diseñar, dimensionar y especificar la ingeniería básica de los diversos circuitos de agua de enfriamiento de la Planta Oxinor.

En primera instancia se estudiaron las operaciones que involucran cada circuito y se calcularon los flujos de agua que circulan por estos. Se concluye un grave problema que posee el sistema de enfriamiento de planta Oxinor IV, ya que los flujos que circular por sus circuitos distan un 85% del calculado para el diseño. Por otro lado en el mismo estudio de flujos se destaca la diferencia que posee el factor de concentración calculado con el analizado, del cual se recomienda que el lugar desde donde son tomadas las muestras para el desarrollo del análisis sea modificado, ya el valor de dicho factor de concentración es utilizado para controlar la calidad del agua dentro circuito (red de cañerías) y no dentro de la piscina, la cual posee diferencia de concentración en los distintos puntos en que sea tomada la muestra, en base a esto y a lo analizado en terreno se recomienda obtener las muestras en las tuberías donde se encuentran los cupones para el análisis de corrosión.

Se estudió el desempeño actual de la torre de enfriamiento de Oxinor I y III, en dicho estudio es posible concluir que las torres de enfriamiento poseen un claro desgaste en el tiempo y en particular para Oxinor I dicho desgaste es el responsable de que el circuito de enfriamiento opere de forma adecuada solo el 15% del año. Para cuantificar de forma más precisa el desgaste que han tenido las torres de enfriamiento se recomienda contar con todos los equipos de medición requeridos (mediciones de flujos y humedad) y calcular cada un año el número de Merkel para cada planta, con el objetivo de predecir apropiadamente el desgaste que poseen las torres en el tiempo y además controlar el desempeño de estas, para lo cual se recomienda realizar un cambio en la torre (relleno o torre completa) cuando el desgaste provoque que la torre opere de forma adecuada menos del 50% del año. Cabe destacar que la relación de desgaste en el tiempo es solo un diagnostico preliminar desarrollado solo con los datos de diseño y del año 2013. Debido a que durante los últimos años a las torres no se les ha realizado mantenciones se recomienda que una vez instalada la nueva torre de Oxinor I, se realicen las mantenciones pertinentes a Oxinor III

considerando una limpieza en el relleno, mantención en el ventilador y los aspersores, para luego medir la variación el número de Merkel antes y después de la mantención, pudiendo registrar el efecto que tiene una mantención en el desempeño de la torre.

Debido que Oxinor IV no cuenta con flujómetros, y los sensores de temperatura que posee son análogos no se pudo cumplir con el objetivo de estudiar el desempeño actual de la torre de enfriamiento. Es por lo anterior que se recomienda contar con flujómetros y equipos con mayor precisión en la medición de temperatura si es que se desea evaluar el desempeño de la torre.

Con el objetivo de dimensionar una nueva torre de enfriamiento para Oxinor I, que además tuviese la capacidad de disipar el calor generado por Oxinor II se generaron dos propuestas, una consideraba el rediseño del intercambiador de placas y de la torre de enfriamiento y la otra propuesta solo consideraba el rediseño de esta última. Para desarrollar ambas propuestas se estudió el principio de operación del intercambiador de calor, donde se concluyó una relación lineal entre las temperaturas de entra y salida de éste, tanto para el CC como para el CA. A partir de dicha relación entre las temperaturas de los flujos dentro del intercambiador se recomienda que cuando en los intercambiadores de calor un valor de temperatura calculado con las ecuaciones de relación diste en más de $1[^\circ\text{C}]$ con el valor real se proceda a realizar una limpieza en éstos, verificando previamente que no hayan diferencias en los flujos.

Gracias a una evaluación económica se concluye que es económicamente viable solo el rediseño de la torre de enfriamiento. Por otro lado para cumplir con el objetivo que contempla la factibilidad de realizar mantenciones de la torre en forma periódica se concluye que la torre debe contar mínimo con tres celdas para operar de forma adecuada en el periodo en que se desarrollaran las mantenciones.

Para el desarrollo de las mantenciones se diseñó un circuito de agua que permite el desarrollo de mantenciones periódicas tanto en las celdas de Oxinor I y III. Para el periodo de mantención en Oxinor III se recomienda utilizar las dos bombas centrifugas de Oxinor I simultáneamente, ya que se requiere impulsar un flujo mayor al habitual desde la piscina de Oxinor I.

Con el objetivo de detallar la operación teórica que tendrán la torre enfriamiento de Oxinor I y III en diferentes escenarios se calcularon las temperaturas de entrada y salida del agua en ambas torres, concluyendo que como máximo se pueden realizar mantenciones a 3 celdas de Oxinor III simultáneamente y además se concluyó que es posible detener el

funcionamiento de un ventilador a una temperatura bulbo húmedo de $7,5^{\circ}\text{C}$ para la propuesta de 3 celdas y a los 11°C para propuesta de 4 celdas, lo que se traduce a una detención de los ventiladores 1.195 horas al año para la propuesta de 3 celdas, mientras que la propuesta de 4 celdas puede detener un ventilador 3.990 horas al año. Para hacer efectivas dichas detenciones se recomienda evaluar la instalación de un controlador automático, con el objetivo de detener automáticamente los ventiladores cuando el agua del circuito abierto se encuentre a $15,5[^{\circ}\text{C}]$ en la torre con 3 celdas y $18[^{\circ}\text{C}]$ en la torre con 4 celdas, de modo de maximizar el ahorro energético.

Para la propuesta de estudiar los requerimientos de una nueva torre de enfriamiento para una nueva planta productora se consideró solo el dimensionamiento para cada propuesta, quedando incompleto éste objetivo.

11 NOMENCLATURA

A	$[m^2]$	Área total de transferencia de calor en un intercambiador de placas.
A_{fr}	$[m^2]$	Área transversal del relleno de la torre de enfriamiento.
a	$[\frac{m^2}{m^3}]$	Área de contacto por unidad de volumen dentro de una torre de enfriamiento.
C	$[\]$	Factor de concentración dentro de las piscinas de la torre de enfriamiento.
Cp_w	$[\frac{KJ}{Kg * K}]$	Calor específico del agua.
ε	$[\]$	Eficiencia de una torre de enfriamiento.
ha	$[\frac{KJ}{Kg}]$	Entalpía de la mezcla de aire-vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo.
ha_{in}	$[\frac{KJ}{Kg}]$	Entalpía de la mezcla de aire-vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre de enfriamiento.
hsa	$[\frac{KJ}{Kg}]$	Entalpía de la mezcla de aire-vapor de agua a la temperatura general del agua.
Δh_i	$[\frac{KJ}{Kg}]$	Diferencia del potencial de entalpía dentro de la torre de enfriamiento.
K	$[\frac{Kg}{s * m^2}]$	Coeficiente de transferencia de masa dentro de la torre de enfriamiento.
L_{fi}	$[m]$	Largo del relleno de la torre de enfriamiento.
$\frac{L}{G}$	$[\]$	Razón entre el flujo másico de agua y aire que circulan por la celda de la torre de enfriamiento.
l	$[\frac{Kg}{s * m^2}]$	Velocidad del agua dentro de la torre de enfriamiento
M_e	$[\]$	Número de Merkel.
m_a	$[\frac{Kg}{hora}]$	Flujo másico de aire seco que circula por la torre de enfriamiento.

m_{wa}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua perdida por arrastre al atravesar la celda de la torre de enfriamiento.
m_{wac}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua correspondiente al circuito abierto que interactúa con el circuito cerrado.
m_{wcc}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua que circula por el circuito cerrado.
m_{we}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua evaporada en la torre de enfriamiento.
m_{wi}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua que ingresa por los aspersores de la torre de enfriamiento.
m_{wf}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua que llega a la piscina luego de atravesar la celda de la torre de enfriamiento.
m_{wp}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua perdida por la purga en la piscina de la torre de enfriamiento.
m_{wr}	$\left[\frac{Kg}{hora}\right]$	Flujo másico de agua de reposición que ingresa a la piscina de la torre de enfriamiento.
P_a	$[Pa]$	Presión parcial que ejerce el aire seco en el aire atmosférico.
P_g	$[Pa]$	Presión de saturación del agua a la temperatura atmosférica.
P_t	$[Pa]$	Presión atmosférica.
P_v	$[Pa]$	Presión parcial que ejerce el vapor de agua en el aire atmosférico.
Q	$\left[\frac{Mcal}{h}\right]$	Calor disipado desde un medio caliente a un medio frío.
TBS	$[^{\circ}C]$	Temperatura bulbo seco del aire atmosférico.
TBH_{ai}	$[^{\circ}C]$	Temperatura bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre de enfriamiento.
TBH_{af}	$[^{\circ}C]$	Temperatura bulbo húmedo del aire a la salida de la torre de enfriamiento.
T_{Cin}	$[^{\circ}C]$	Temperatura del agua de circuito abierto que ingresa al intercambiador de placas.
T_{Cout}	$[^{\circ}C]$	Temperatura del agua de circuito abierto que sale del intercambiador de placas.

T_{hin}	[°C]	Temperatura del agua de circuito cerrado que ingresa al intercambiador de placas.
T_{hout}	[°C]	Temperatura del agua de circuito cerrado que sale del intercambiador de placas.
ΔT_1	[°C]	Diferencia de temperatura de los extremos calientes que salen del intercambiador de placas.
ΔT_2	[°C]	Diferencia de temperatura de los extremos fríos que salen del intercambiador de placas.
ΔT_L	[°C]	Diferencia media logarítmica de las temperaturas a la salida del intercambiador de placas.
T_{wi}	[°C]	Temperatura del agua que ingresa por los aspersores de la torre de enfriamiento.
T_{wf}	[°C]	Temperatura del agua que sale de la torre de enfriamiento.
ΔT_a	[°C]	Diferencia de temperatura entre la temperatura del agua a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que ingresa a la torre.
ΔT_r	[°C]	Diferencia de temperatura entre la temperatura del agua a la entrada y la salida de la torre
U	$[\frac{W}{m^2 * K}]$	Coeficiente de transferencia de calor
V	$[\frac{m^3}{m^2}]$	Volumen de enfriamiento activo dentro de la torre de enfriamiento
w_i	[]	Humedad específica del aire a la entrada de la torre de enfriamiento.
w_f	[]	Humedad específica del aire a la salida de la torre de enfriamiento.
ϕ	[%]	Humedad relativa del aire atmosférico.

12 BIBLIOGRAFÍA

- [1] AIR LIQUIDE. 2012. Manual Planta Oxinor. Antofagasta, Chile.
- [2] AIR LIQUIDE. 2012. Descripción y tratamiento de agua industrial y potable. Antofagasta, Chile.
- [3] AIR LIQUIDE. 2012. Operación global de planta OX1, OX2, OX3, OX4. Antofagasta, Chile.
- [4] CENGEL, Y. 2009. Mezclas de gas-vapor y acondicionamiento de aire. En: Termodinámica. 6ta ed. Mc Graw-Hill. México. pp.731-754.
- [5] REIDENBACH C. 2014. Charla Técnica de Tratamiento de aguas. En: REUNION SEMESTRAL con la empresa contratista. Antofagasta, Chile, PRO QUIMICA, 2014. pp. 27.
- [6] SERNA M. PONCE J. y JIMENEZ A. 2010. MINLP optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers. Chemical Engineering Research and Design 88: 614-625.
- [7] PERRY, R. H. 1986. Psicrometría, enfriamiento por evaporación, acondicionamiento de aire y refrigeración. En: Biblioteca del Ingeniero Químico. 5ta ed. México, Mc Graw-Hill. pp. 12-14.
- [8] Universidad de Córdoba, Torre de refrigeración por agua [en línea] Córdoba, Argentina, Departamento de Química Física y Termodinámica Aplicada,, <<http://www.uco.es/dptos/quimica-fisica/termodinamica/laboratorio%20docente/equipos/torre%20refrigeracion/PracticaTorreRefrigeracion.pdf>> [consulta : 23 julio 2014].
- [9] University of Alberta, Saturation vapor pressure formulation [en línea] Alberta, Canadá, Department of Earth & Atmospheric sciences, <http://faculty.eas.ualberta.ca/jdwilson/EAS372_13/Vomel_CIRES_satvpformulae.html> [consulta : 15 agosto 2014].

- [10] Meteorólogos Asociados. 2003. Medición de humedad relativa con psicrómetro [en línea] La guía Metas. septiembre, 2009., <<http://www.metas.com.mx/guiametas/la-guia-metas-03-09.pdf>> [consulta : 22 agosto 2014].
- [11] Mc CABE y SMITH. 1991. Operaciones unitarias en ingeniería química. 4ta ed. España. Mc Graw-Hill.
- [12] AREA MECANICA. 2012. Taller Mecánico: Apertura y limpieza de un intercambiador de placas [en línea], <<http://areamecanica.wordpress.com/2012/12/26/taller-mecanico-apertura-y-limpieza-de-un-intercambiador-de-placas/>> [consulta : 26 julio 2014].
- [13] MORALERA, J. Meteo [en línea] En: <andres.roque@airliquide.com> jueves 24 julio 2014 <jorromola@gmail.com> [consulta : 25 julio 2014].
- [14] EDELFFLEX. Mejorando el proceso de downstream con intercambiadores de calor de placas soldadas [en línea] Buenos Aires, Argentina., <<http://www.edelflex.com/articulo/mejorando-el-proceso-de-downstream-con-intercambiadores-de-calor-de-placas-soldadas>>, [consulta : 11 septiembre 2014].
- [15] SERVICIO DE IMPUESTOS INTERNOS. 2003. Nueva tabla de vida útil de los bienes físicos del activo inmovilizado [en línea] Santiago, Chile., <http://www.sii.cl/pagina/valores/bienes/tabla_vida_enero.htm> [consulta : 9 septiembre 2014].
- [16] TRIBUNAL DE TASACIONES DE LA NACION. 2006. Valuación de bienes muebles [en línea] Buenos Aires, Argentina., <http://www.ttn.gov.ar/normas/norma_11_3.htm> [consulta : 9 septiembre 2014].
- [17] APV. 1996. Plate heat exchanger data sheet E44138. En: REUNIÓN SEMANAL. 25 de agosto de 2014. Antofagasta, Chile. Pp. 5-6.

- [18] ROQUE, A. Años de operacion de una torre [en línea] En: <andres.roque@airliquide.com> lunes 29 septiembre 2014 <vpalominos@airliquidecom> [consulta : 02 octubre 2014].
- [19] RIQUELME, A. Cotizacion Torres de Enfriamiento e Intercambiadores de calor [en línea] En: <vanessa.palominos@airliquide.com> lunes 01 septiembre 2014 <proyectos.chile@frimont.com> [consulta : 1 octubre 2014].
- [20] VERSLUYS, P. Air Liquide Chile (Antofagasta) / Oferta 3xEWK 441/E06-C12 "C/P" ó "S/P" (132 m³/h) y Otras Alternativas (171 m³/h y 240 m³/h) [en línea] En: <vanessa.palominos@airliquide.com> jueves 21 agosto 2014 <pversluys@versval.com>, [consulta : 1 octubre 2014].
- [21] ARAYA , B. Stock y precio de placas APV para Oxinor I [en línea] En: <vanessa.palominos@airliquide.com> lunes 29 septiembre 2014 <basilio.araya@airliquide.com> [consulta : 1 octubre 2014].
- [22] HAPPEL, J. 1981. Economía de los procesos Químicos. 2da ed. España. Reverte. pp. 203-204.
- [23] MUJAMDAR, A. 2006. Handbook of Industrial Drying. 3era ed. Francia. CRC Press. pp. 1248.

13 ANEXOS

Anexo A : Valores registrado en la plantas Oxinor I, III y IV.

Tabla 13.1: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor I.

Descripción	Unidades	1	2	3	4	5	6
CC a la entrada del intercambiador	[°C]	24	29	23	30	26	28
CC a la salida del intercambiador	[°C]	17	22	16	22	19	21
CA a la entrada del intercambiador	[°C]	15	20	14	20	17	19
CA a la salida del intercambiador	[°C]	20	25	20	26	22	24
CA a la entrada de la torre	[°C]	21	26	21	27	24	25
Factor de concentración	[]	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	2,1

Tabla 13.2: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor III.

Descripción	Unidades	1	2	3	4	5	6
CC a la entrada del intercambiador	[°C]	30	34	31	33	29	30
CC a la salida del intercambiador	[°C]	24	27	25	27	23	24
CA a la entrada del intercambiador	[°C]	19	21	20	21	18	18
CA a la entrada de la torre	[°C]	25	29	26	28	24	25
Factor de concentración	[]	2,3	2,5	2,3	2,4	2,3	2,3

Tabla 13.3: Valores de planta registrados y calculados en Oxinor IV.

Descripción	Unidades	1	2	3	4	5	6
CC a la entrada del intercambiador	[°C]	35	28	34	36	26	28
CC a la salida del intercambiador	[°C]	32	27	32	34	25	25
CA a la entrada del intercambiador	[°C]	20	16	18	20	15	17
CA a la salida del intercambiador	[°C]	32	26	31	32	23	24
Factor de concentración	[]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3

Anexo B : Factor de concentración medido en la planta

Tabla 13.4: Factores de concentración en los circuitos abiertos de la planta

Descripción	Oxinor I	Oxinor III	Oxinor IV
Factor de concentración	2,8	3,1	1,3

Anexo C : Desempeño de las torres de enfriamiento

Tabla 13.5: Datos registrados el año 2013, para la torre de enfriamiento de la planta Oxinor I.

	Unidades	Diseño	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{wi}	[°C]	29	31	27	27	33	34	34	34	34	35	33
T_{wf}	[°C]	21	25	21	21	26	27	27	27	27	28	26
$T_{BH_{ai}}$	[°C]	18	15	7	8	16	18	18	18	18	18	15
M_e	[]	2,4	0,7	0,6	0,7	0,7	0,8	0,7	0,7	0,6	0,7	0,7
ε	[]	0,7	0,4	0,3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4

Tabla 13.6: Datos registrados el año 2013, para la torre de enfriamiento de la planta Oxinor III.

	Unidades	Diseño	1	2	3	4	5	6	7	8
T_{wi}	[°C]	33	31	28	28	29	33	34	33	33
T_{wf}	[°C]	23	24	20	21	21	26	26	25	24
$T_{BH_{ai}}$	[°C]	19	17	9	12	13	19	19	19	17
M_e	[]	2,1	1,1	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2
ε	[]	0,7	0,5	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,5

Anexo D : Análisis meteorológico del sector La Negra.

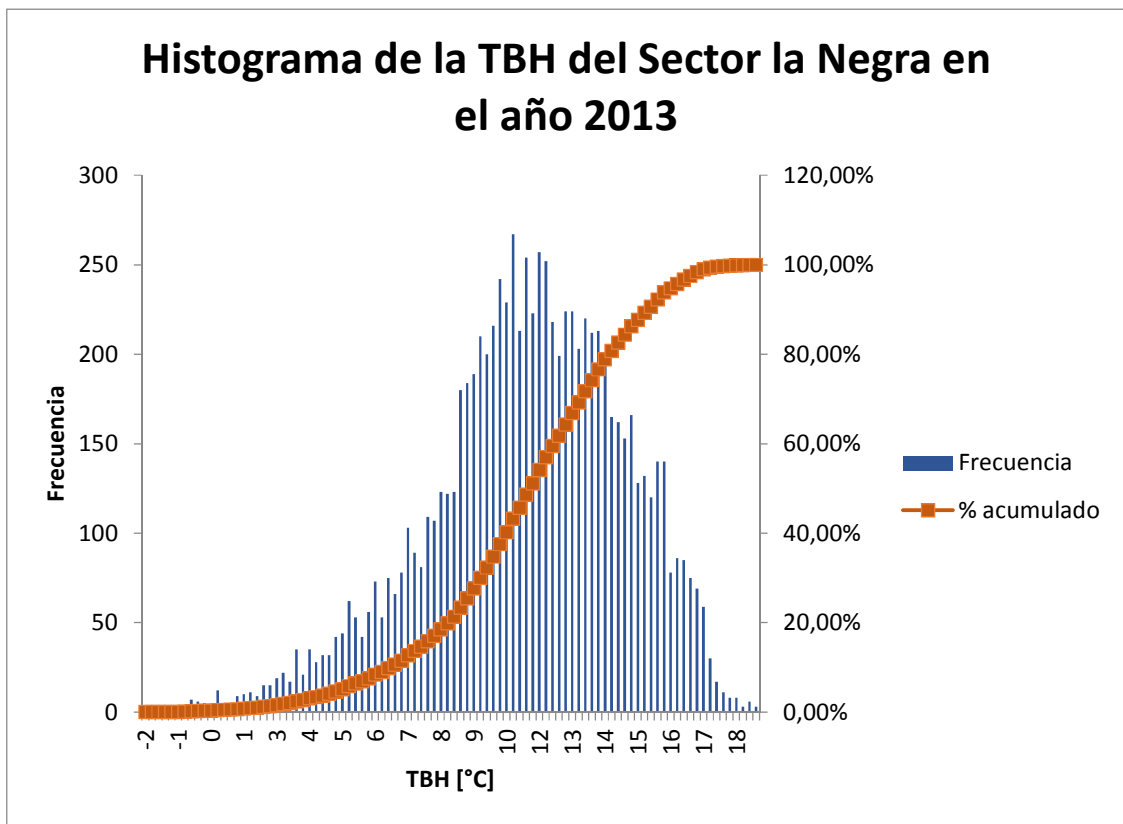


Figura 13.1: Histograma de los datos de temperatura bulbo húmedo en el sector La Negra, registrados todo el año 2013.

Tabla 13.7: Detalle del porcentaje acumulado correspondiente al histograma de la Figura 13.1

TBH [°C]	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Porcentaje de los datos que están debajo de la TBH	11	17	24	35	46	59	70	80	88	94	98	99	100

14 APÉNDICES

Apéndice A : Cálculo de la temperatura bulbo húmedo.

Para el cálculo de la temperatura bulbo húmedo se utilizaron las ecuaciones 16, 17, 18, 19 y 20, en conjunto con la base de datos meteorológica descrita en el apartado 4.1.2.

A modo de ejemplo de cálculo se utilizará como temperatura ambiental 20[°C], humedad relativa de 80% y presión absoluta de 729 [mmhg], donde las presentes unidades son las incluidas en la base de datos obtenida.

- Conversión de unidades

$$P_t = 729 \text{ [mmhg]} * 1000 * 1,333224 * 10^{-1} \left[\frac{\text{Pa}}{\text{mmg}} \right] = \mathbf{96658,74[Pa]}$$

$$TBS = 20[°C] + 273,15 = \mathbf{293,15[K]}$$

- Presión de saturación del vapor a TBS

$$P_g(TBS) = e^{(\sum_{n=-1}^3 c_n 293,15^n + 6,5459673 * \ln(293,15))} = \mathbf{2338,8[Pa]}$$

- Presión parcial del vapor de agua

$$P_v = \phi * P_g(TBS)$$

$$P_v = 80\% * 2338,8[Pa] = \mathbf{1871,04[Pa]}$$

$$P_g(TBH) = e^{(\sum_{n=-1}^3 c_n TBH^n + 6,55 * \ln(TBH))}$$

$$P_v^* = P_g(TBH) - P_t * (TBS_{ai} - TBH) * (4,53 * 10^{-4} + 7,59 * 10^{-7} * TBH)$$

Utilizando la herramienta Solver de Excel de tal forma que $P_v = P_v^*$, se obtiene:

$$TBH = 290,82 [K]$$

$$\mathbf{TBH = 17,67[°C]}$$

Apéndice B : Desempeño de una torre de enfriamiento.

Para el cálculo del Número de Merkel de una torre de enfriamiento se utilizaron las ecuaciones 6, 7, 8 y 9, en conjunto los valores de planta del año 2013 y los porcentajes de humedad para dichos valores especificado en la base de datos meteorológica.

A modo de ejemplo de cálculo se utilizará el primer dato de la Tabla 13.5 en la Anexo C, el cual corresponde a un valor registrado el 29/04/2013 a las 19:05 y presenta los siguientes datos:

$$TBS_{ai} = 18,6[{}^{\circ}C]$$

$$T_{wi} = 31,1[{}^{\circ}C]$$

$$T_{wf} = 24,6[{}^{\circ}C]$$

Con la fecha y la hora del registro, se buscó en los datos meteorológicos la humedad relativa, la cual indico lo siguiente:

Tabla 14.1: Registro meteorológico del 29-04-2013 a las 19:00 y 20:00.

Fecha	Hora	Humedad Relativa
29-04-2013	19:00	68,25
29-04-2013	20:00	70,37

Utilizando el método de interpolación lineal se calculó que a las 19:05 la humedad relativa en el sector La Negra fue de 68,43%. Con la metodología de cálculo de TBH descrita en el Apéndice A se calculó que la temperatura bulbo húmedo para dicho registro fue de 15[{}^{\circ}C].

- **Eficiencia de la torre de enfriamiento**

$$\varepsilon = \frac{T_{wi} - T_{wf}}{T_{wi} - TBH_{ai}} = \frac{31,1[{}^{\circ}C] - 24,6[{}^{\circ}C]}{31,1[{}^{\circ}C] - 15[{}^{\circ}C]} = 0,40$$

- **Número de Merkel de la torre de enfriamiento**

La integral presente en el Número de Merkel se puede determinar con el método de Chebyshev el cual traduce la Ec.6 a la siguiente ecuación:

$$M_e = \int_{T_{wf}}^{T_{wi}} \frac{dT_w}{hsa' - ha} = \frac{Cp_w * (T_{wi} - T_{wf})}{4} \left(\sum_{i=1}^4 \frac{1}{\Delta h_i} \right)$$

Dónde:

$$\Delta h_i = hsa_i - ha_i$$

$$hsa_i = -6,39 + 0,87 * T_{wi} + 15,72 * e^{(0,05 * T_{wi})}$$

Las constantes TCH_i representan a los cuatro puntos de Chebyshev, donde:

$$TCH_1 = 0,1$$

$$TCH_2 = 0,4$$

$$TCH_3 = 0,6$$

$$TCH_4 = 0,9$$

$$T_{wi_1} = 24,6[^\circ C] + 0,1(31,1[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{25,25[^\circ C]}$$

$$T_{wi_2} = 24,6[^\circ C] + 0,4(31,1[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{27,20[^\circ C]}$$

$$T_{wi_3} = 24,6[^\circ C] + 0,6(31,1[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{28,50[^\circ C]}$$

$$T_{wi_4} = 24,6[^\circ C] + 0,9(31,1[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{30,45[^\circ C]}$$

$$hsa_1 = -6,39 + 0,87 * 25,25[^\circ C] + 15,72 * e^{(0,05 * 25,25[^\circ C])} = \mathbf{77,54 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$hsa_2 = -6,39 + 0,87 * 27,20[^\circ C] + 15,72 * e^{(0,05 * 27,20[^\circ C])} = \mathbf{86,17 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$hsa_3 = -6,39 + 0,87 * 28,50[^\circ C] + 15,72 * e^{(0,05 * 28,50[^\circ C])} = \mathbf{92,35 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$hsa_4 = -6,39 + 0,87 * 30,45[^\circ C] + 15,72 * e^{(0,05 * 30,45[^\circ C])} = \mathbf{102,33 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$ha_i = ha_{in} + Cp_w * \frac{L}{G} * (T_{wi} - T_{wf})$$

$$ha_{in} = -6,39 + 0,87 * THB_{ai} + 15,72 * e^{(0,05 * TBH_{ai})}$$

$$ha_{in} = -6,39 + 0,87 * 15[^\circ C] + 15,72 * e^{(0,05 * 15[^\circ C])} = \mathbf{42} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$ha_1 = 42 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right] * 0,75 * (25,25[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{44,0} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$ha_2 = 42 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right] * 0,75 * (27,2[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{50,2} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$ha_3 = 42 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right] * 0,75 * (28,5[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{54,3} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$ha_4 = 42 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right] * 0,75 * (30,45[^\circ C] - 24,6[^\circ C]) = \mathbf{60,4} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\Delta h_1 = 77,54 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 44,0 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \mathbf{33,49} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\Delta h_2 = 86,17 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 50,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \mathbf{36,00} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\Delta h_3 = 92,35 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 54,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \mathbf{38,09} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\Delta h_4 = 102,33 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 60,4 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \mathbf{41,94} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\sum_{i=1}^4 \frac{1}{\Delta h_i} = \left(\frac{1}{33,49 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} + \frac{1}{36,00 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} + \frac{1}{38,09 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} + \frac{1}{41,94 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \right) = \mathbf{0,11} \left[\frac{kg}{kJ} \right]$$

$$M_e = \frac{4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right] * (31,1[^\circ C] - 24,6[^\circ C])}{4} * 0,11 \left[\frac{kg}{kJ} \right] = \mathbf{0,70}$$

Apéndice C : Cálculo teórico del coeficiente global del intercambiador de placas.

Para el cálculo teórico del coeficiente global del intercambiador de placas se utilizaron las tendencias lineales entre en las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del intercambiador, tanto para el circuito abierto y el cerrado, dichas relaciones se ilustran en los gráficos de la Figura 7.1, Figura 7.2, Figura 7.3 y se detallan a continuación:

$$T_{cout} = 1,22T_{hout} - 1,46$$

$$T_{cin} = 0,93T_{cout} - 3,6$$

$$T_{hin} = 1,06T_{hout} - 5,71$$

A modo de ejemplo de cálculo se utilizará $T_{hout}=24^{\circ}\text{C}$, con lo cual es posible definir las siguientes temperaturas:

$$T_{cout} = 1,22 * 24[{}^{\circ}\text{C}] - 1,46 = \mathbf{27,84[{}^{\circ}\text{C}]}$$

$$T_{cin} = 0,93 * 27,84[{}^{\circ}\text{C}] - 3,6 = \mathbf{22,30[{}^{\circ}\text{C}]}$$

$$T_{hin} = 1,06 * 24[{}^{\circ}\text{C}] - 5,71 = \mathbf{31,25[{}^{\circ}\text{C}]}$$

De las ecuaciones 21, 22 y 23 es posible definir ΔT_L de la siguiente forma:

$$\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cout} = 31,25[{}^{\circ}\text{C}] - 27,84[{}^{\circ}\text{C}] = \mathbf{3,41[{}^{\circ}\text{C}]}$$

$$\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cin} = 24[{}^{\circ}\text{C}] - 22,30[{}^{\circ}\text{C}] = \mathbf{1,70[{}^{\circ}\text{C}]}$$

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{3,41[{}^{\circ}\text{C}] - 1,70[{}^{\circ}\text{C}]}{\ln \frac{3,41[{}^{\circ}\text{C}]}{1,70[{}^{\circ}\text{C}]}} = \mathbf{2,45[{}^{\circ}\text{C}]}$$

A partir del flujo que circula por el CC (Tabla 5.1) y del área de intercambio establecida por el fabricante ^[17] es posible determinar el coeficiente global de transferencia en el intercambiador reordenando las ecuaciones 24 y 25 de la siguiente forma:

$$U = \frac{m_{wcc} * Cp_w * (T_{hout} - T_{hin})}{A * \Delta T_L} = X * \frac{Cp_w * (T_{hout} - T_{hin})}{\Delta T_L}$$

$$U = X * \frac{4,18 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * {}^{\circ}\text{C}} \right] * (31,25[{}^{\circ}\text{C}] - 24[{}^{\circ}\text{C}])}{2,45[{}^{\circ}\text{C}]} = X * \mathbf{12,37 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 * \text{h} * {}^{\circ}\text{C}} \right]}$$

Apéndice D : Temperatura crítica del agua del CC a la salida del intercambiador.

Para determinar la temperatura crítica del agua del CC a la salida del intercambiador de placas se utilizó la relación entre dicha temperatura y la del estanque de aceite de lubricación del compresor, relación que se ilustran en el gráfico de la Figura 7.6 y se detallan a continuación:

$$T_{hout} = 1,51 * T^* - 77,62$$

$$T_{hout} = 1,51 * T_{aceite} - 77,62 = \mathbf{25,06[^\circ C]}$$

Con la intención de dar un margen de holgura aproximado de $0,5[^\circ C]$, se determinó que el agua del circuito cerrado que sale del intercambiador de placas se debe encontrar máximo a $24,5[^\circ C]$.

Apéndice E : Temperatura crítica del agua del CC a la entrada del intercambiador.

Para determinar la temperatura crítica del agua del CC a la entrada del intercambiador de placas se consideró que el calor a disipar es $2,1 [Mcal/Ton * h]$ (Circuito cerrado de Oxinor I y II) y que el flujo de agua del CC es $0,26 [m^3/Ton * h]$. Con lo anterior y la ecuación 25 tenemos que:

$$T_{hin} = T_{hout} + \frac{Q}{m_{wcc} * Cp_w} = 24,5[^\circ C] + \frac{2,1 \left[\frac{Mcal}{Ton * h} \right]}{0,26 \left[\frac{m^3}{Ton * h} \right] * 997 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 4,18 \left[\frac{kJ}{kg * ^\circ C} \right]} = \mathbf{32,15[^\circ C]}$$

Apéndice F : Operación de una torre de enfriamiento al modificar el flujo de agua.

Al modificar el flujo de agua en una torre de enfriamiento se modifica el Número de Merkel y para calcular el nuevo número se utiliza la ecuación 10, donde:

$$M_e = c_1 * \left(\frac{m_{wi}}{A_{fr}} \right)^{c_2} * \left(\frac{m_a}{A_{fr}} \right)^{c_3} * (L_{fi})^{1+c_4} * (T_{wi})^{c_5}$$

Debido a que el tipo de relleno de la torre aún no se ha escogido, para los cálculos se utilizó el peor caso, es decir el cual arroje por resultado un menor número de Merkel al modificar el flujo de agua, es por esto que se utilizaron los valores del relleno tipo “trickle” detallado en la Tabla 3.1.

Considerando que en los periodos de mantención sólo se modificará el flujo de agua en las celdas, la ecuación 10 queda de la siguiente forma:

$$M_e = c_6 * (m_{wi})^{-0,568230}$$

A modo ejemplo de cálculo a continuación se detalla el procedimiento utilizado para calcular el número de Merkel para 3 celdas con la configuración actual en la temporada de invierno.

Tabla 14.2: Condiciones de operación de una torre de enfriamiento con 3 celdas, con una TBH de 17°C.

Configuración Actual		
Descripción	Unidades	3 Celdas
Flujo por celda	[m ³ /Ton * h]	0,13
TBH	[°C]	17
T° Entrada	[°C]	30
T° Salida	[°C]	22
N° Merkel	[]	2,02

Durante la operación normal de las 3 celdas el número de Merkel es 2,02 y por ende el valor de c_6 es:

$$c_6 = \frac{M_e}{(m_{wi})^{-0,568230}} = \frac{2,02}{\left(0,13\left[\frac{m^3}{Ton * h}\right]\right)^{-0,568230}} = 0,634$$

Durante las mantenciones de las celdas, en la temporada de invierno, se debe dejar fuera de operación una celda y por ende el nuevo flujo de agua para cada celda operativa será de 0,20 [m³/Ton * h], lo que implica que el nuevo número de Merkel (con una celda fuera de operación) es:

$$M_e = 0,634 * \left(0,20\left[\frac{m^3}{Ton * h}\right]\right)^{-0,568230} = 1,60$$

Apéndice G : Estimación del costo al aumentar en el N° de placas.

Para estimar el costo actual que tendría la inversión de 91 placas se utilizó el costo que tuvieron las placas el año 1997 (US\$200 ^[21]) y se estimó el valor actual con el método de estimación de costos de equipos en industrias de proceso denominado “Marshall and Swift” el que establece que el costo actual del equipo se calcula de la siguiente forma:

$$\text{Costo actual} = \text{costo el año 1997} * \left(\frac{\text{valor de índice el año 2015}}{\text{valor de índice el año 1997}} \right) \quad \text{Ec. 27}^{[22]}$$

Donde los índices de costos actuales y del año 1997 se pueden determinar de la ecuación de tendencia detallada en la Figura 14.1.

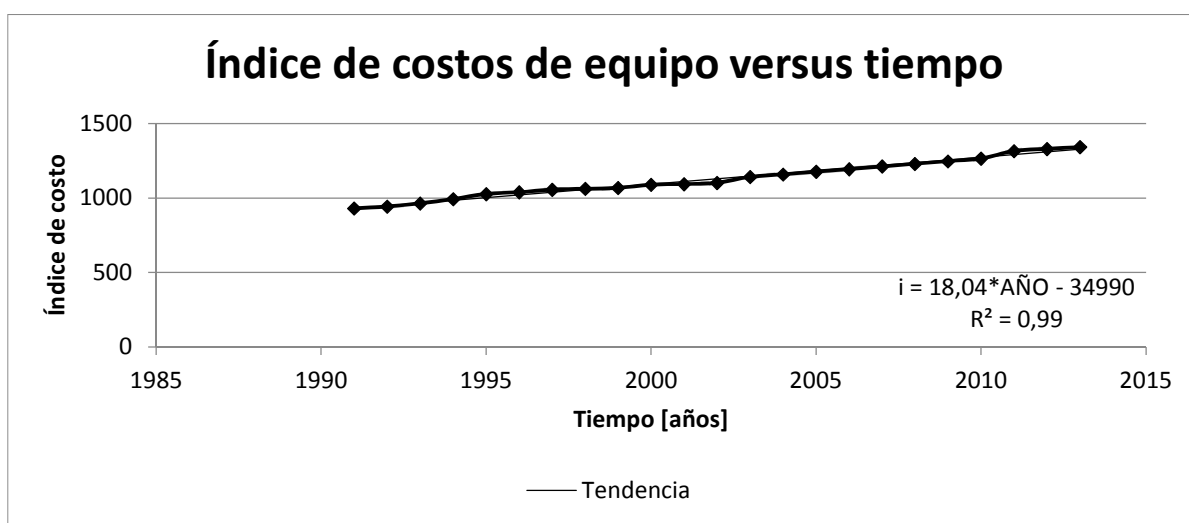


Figura 14.1: Índice de costos de Marshall and Swift para equipos utilizado en plantas de industrias químicas ^[23].

Donde:

$$\text{valor predicho del índice al año 2015} = 18,04 * 2015 - 34990 = \mathbf{1365}$$

$$\text{valor de índice el año 1997} = \mathbf{1057}$$

$$\text{Costo al año 2015} = \text{US\$}200 * \left(\frac{1365}{1057} \right) = \text{US\$} 258$$

Es decir que 91 placas tiene un costo de:

$$\text{US\$}258 * 91 = \mathbf{\text{US\$} 23.501}$$

Apéndice H : Estimación del costo de una torre de enfriamiento.

Para estimar el costo de cada torre se utilizó la relación expuesta por Guthrie [22], donde expone que el costo de un equipo de enfriamiento se determina por la capacidad de calor a disipar, bajo la siguiente ecuación:

$$\text{Costo} = K * (\text{Capacidad})^\alpha \quad \text{Ec. 28}$$

Donde K es una constante y α es un valor constante característico del tipo de equipo.

A partir de las cotizaciones obtenidas de empresa SINAX [20] se confecciono el gráfico de la Figura 14.2.

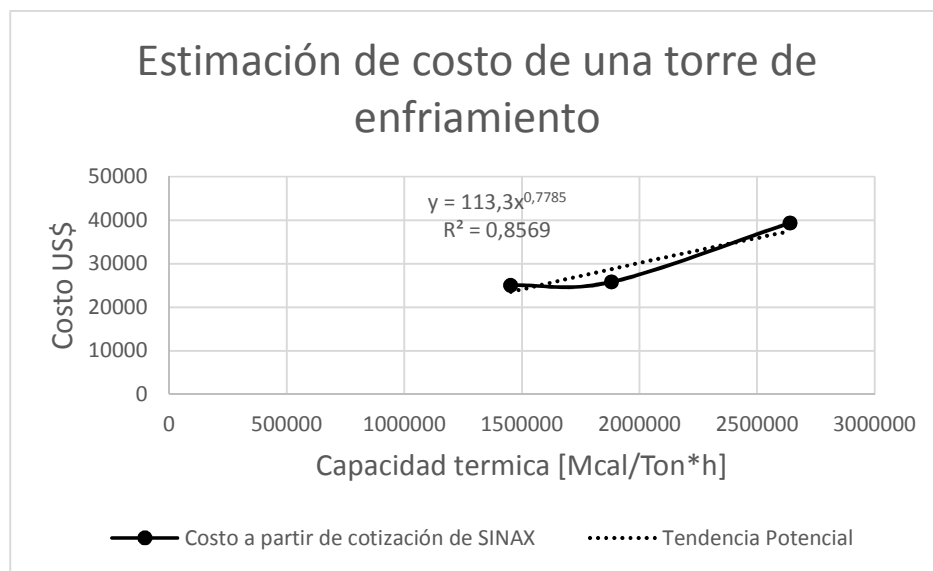


Figura 14.2: Estimación de costo de una torre de enfriamiento a partir de su capacidad térmica

Donde para las diferentes celdas es costo es el siguiente:

$$\text{Costo por celda} = 113,3 * \left(0,20 \left[\frac{m^3}{Ton * h} \right] * 997 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * (30[^\circ C] - 22[^\circ C]) \right)^{0,778} = \text{US\$ } 34.513$$

$$\text{Costo por celda} = 113,3 * \left(0,13 \left[\frac{m^3}{Ton * h} \right] * 997 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * (30[^\circ C] - 22[^\circ C]) \right)^{0,778} = \text{US\$ } 25.175$$

$$\text{Costo por celda} = 113,3 * \left(0,10 \left[\frac{m^3}{Ton * h} \right] * 997 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * (30[^\circ C] - 22[^\circ C]) \right)^{0,778} = \text{US\$ 20.127}$$

Dependiendo del número de celdas por propuesta, los costos de estas son los siguientes:

$$\text{Costo por 2 celdas} = 2 * \text{US\$34.513} = \text{US\$ 69.025}$$

$$\text{Costo por 3 celdas} = 3 * \text{US\$25.175} = \text{US\$ 75.526}$$

$$\text{Costo por 4 celdas} = 4 * \text{US\$20.127} = \text{US\$ 80.507}$$

Por otro lado para las propuestas de poseen 1[°C] más entre en el intervalo de aproximación la celda disminuye su costo un 24% ^[19], por lo cual el costo para las propuestas que consideran 260 placas en el intercambiador son los siguientes:

$$\text{Costo por 2 celdas} = 2 * 0,76 * \text{US\$34.513} = \text{US\$ 52.459}$$

$$\text{Costo por 3 celdas} = 3 * 0,76 * \text{US\$25.175} = \text{US\$ 57.400}$$

$$\text{Costo por 4 celdas} = 4 * 0,76 * \text{US\$20.127} = \text{US\$ 61.186}$$