UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AMBIENTAL

SANTIAGO - CHILE

"ESTUDIO, SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DESTINADO AL USO EN UNA PLANTA QUÍMICA"

AUGUSTO ALEX ZAMORA GUTIÉRREZ

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL QUÍMICO

Profesor Guía:
Daniel Ramírez

Profesor Correferente:
Ignacio Zapata

AGOSTO-2016
SANTIAGO-CHILE

Dedicatoria

Dedico de forma especial este trabajo y lo que representa a mi Madre, Mary Luz, pues su tesón, compromiso y entereza, facultades con las que hace las cosas me ha entregado un gran ejemplo durante toda la vida y definitivamente así será siendo. También dedico este trabajo en igual medida a Darío y Manuel, pilares fundamentales que me apoyan constantemente y desde los cuales podré siempre rescatar consejos valiosos. Ya quisiera yo ser tan inteligente como ustedes tres.

Dedico no solo este trabajo, pues las líneas que se han escrito aquí espero sean representativas de todo el proceso formativo que se da desde el comienzo de mi escolaridad hasta llegar a cerrar esta etapa universitaria que, sin duda, disfruté de inicio a fin.

Les dedico este cierre de etapa, pero tengo la inmensa seguridad de que es la apertura a nuevos desafíos en los que definitivamente estarán ustedes para brindarme el aliento o esa mirada de la vida que tanto nutre la mía.

Agradecimientos

Siempre me ha parecido que agradecer es un acto que nos hace más humanos, pues entendemos que en soledad no es posible construir realidades. Agradecer es un acto que nos entrega humildad y saca probablemente lo más sincero de nosotros; y convengamos que hoy en día todas aquellas expresiones que sean capaces de humanizarnos son valiosas de mostrar.

Agradezco a mi familia por su apoyo constante, cariño y conversaciones que enseñan de la vida y que le entregan al diario vivir otro aspecto, porque considero no hay nada tan reconfortante como compartir en familia las cosas que componen el existir. Agradezco dentro de mi familia a Mary Luz, una madre inteligente, admirable y que ha tenido la sabiduría para poder soportar y guiarme por infinidad de situaciones. Espero esto siga así porque los consejos que puede entregar son de una lucidez y serenidad que definitivamente entrega el aprender de la vida; además gracias a su esfuerzo he podido acceder a una educación que bajo el mismo contexto bastante más difícil hubiera resultado. Agradezco a Rubén Darío (así como el poeta) por su sentido de la realidad tan pragmático, esa capacidad resolutiva y sinceridad con todos nosotros. Agradezco a Manolo por los consejos, por el apoyo y por entregar sabiduría desde su propio ejemplo; además por el carrete que se viene en unos momentos (cosa relevantísima).

También agradezco a mis amigos, personas sumamente buenas y de los cuales es posible extraer cosas a diferentes niveles, creo que no responde a casualidad todos esos litros de alcohol en el cuerpo compartidos, conversaciones en bares y la diversión de los carretes ortodoxos e igualmente los que se alejaban de los estereotipos. Además de todo eso, son personas desinteresadas y cuyos valores se asemejan mucho a los míos. Aquí quiero detenerme y agradecer a Matías, pues nuestras conversaciones y su mirada de la vida han influenciado de manera positiva la mía. Es un tipo que encarna en gran medida la sencillez.

Gracias, muchísimas gracias a las personas que conocí en Clariant (porque como teoriza un buen amigo: la empresa no existe, son las personas) y me entregaron conocimientos relativos al trato de las personas y al como ver la vida, gracias Cristian (por las discusiones reconfortantes y llenas de conceptos nuevos a aprender), Ignacio (por la ayuda brindada durante este proceso y sus consejos) y Cynthia (un foco de entretenidísimos momentos). Además agradecer a los operadores, que si quisiera hacer una mención particular para cada uno sería un agradecimiento de un par de páginas más. Gracias a Felipe por la ayuda brindada. Gracias a los jefes de turno, al área de ingeniería donde siempre fui bien recibido. Gracias a las personas que conforman Clariant, pero no están en el área productiva y con las cuales pude interactuar: Paula, Elsa, Óscar, Marcia, Kathy. Es grato saber que pude compartir con personas de ese calibre, y conocerlos en cierta medida fue un placer.

Gracias a mi profesor guía por los conocimientos y la ayuda brindada durante esta etapa; definitivamente es una gran persona y un referente en mi etapa profesional.

Para no ser ingrato quiero agradecer a todas las personas que conocí en mi etapa universitaria, tanto en Santiago como Valparaíso y que de cierta forma me ayudaron o me entregaron experiencia, de todos es posible aprender algo, solo hay que buscar de forma adecuada. Gracias también a Perla, por el apoyo incondicional y los momentos vividos.

La verdad también es importante agradecer los años de universidad en un sentido abstracto, más como experiencia. Años realmente maravillosos y llenos de mística y magia. Pese a que el camino no siempre es el más sencillo, siempre fue agradable dirigirme al aula de clases y aprender, jamás eso significó una pena insufrible.

Ahora que termina esta etapa tengo la total seguridad que una de las etapas más agradables de mi vida ha culminado; sin embargo, se abren muchas más posibilidades de incidir en la sociedad, pues como comencé diciendo somos seres esencialmente sociales y aquellas actitudes que potencien esa humanidad y sentido de solidaridad, siempre serán más satisfactorias que aquellas cuyo objetivo sea exclusivamente el dinero. Si no me cree, pruebe.

Si leo esto en la celebración: SALUD y regálenme este primer vaso (en el mejor de los casos) al seco, como tantas veces he hecho.

Si no leo esto en la celebración por el motivo que sea, ojalá las personas que lean este agradecimiento puedan encontrar algo valioso, pues así somos las personas, todas podemos entregar algo de la mejor forma y en el mejor de los sentidos.

RESUMEN

El uso de los recursos naturales es parte fundamental de las actividades industriales del sector químico. Por lo tanto resulta importante aprovecharlos de la mejor, apuntando hacia su uso eficiente y sostenible.

La planta de OMS, perteneciente a Clariant, es el lugar en que se desarrolla el trabajo de memoria. La producción funciona principalmente en lotes y es llevada a cabo en reactores que (en general) tienen asociado el uso de un condensador.

El estudio estará centrado principalmente en la propuesta de un sistema de enfriamiento, para la planta química. El requerimiento de disipación de energía es de 950 mil kilocalorías por hora y está calculado de acuerdo a considerar la capacidad total de la planta.

La selección del sistema de enfriamiento se da de acuerdo a variados criterios, entre ellos: medioambiental, económico, seguridad, etc. Siendo finalmente el sistema de enfriamiento con agua en circuito cerrado con una torre de enfriamiento la mejor alternativa dentro de las comparadas.

Se plantea realizar el diseño de una torre de enfriamiento en un sistema cerrado. La alternativa escogida de la torre de enfriamiento es la que posee las siguientes dimensiones: un alto de 3,72 metros, ancho de 1,75 metros y largo de 2,25 metros. La temperatura de entrada a la torre es de 35 °C y la de salida 25 °C. Para llevar a cabo la cotización fue necesario realizar la propuesta de disminuir el flujo de aguda para enfriamiento y aumentar la temperatura de salida del agua.

Para llevar a cabo la propuesta, se recomienda además realizar el cambio del sistema de tuberías que transportan el agua de enfriamiento pues se encuentran corroídas producto del tiempo de uso en planta.

Una vez tomados en cuenta todos los aspectos de la instalación de una torre de enfriamiento se procede a estimar los costos; es decir, realizar el flujo de caja y el posterior análisis de acuerdo a indicadores económicos. Se decide realizar el flujo de caja a 20 y 10 años. En el caso de la evaluación económica a 20 años el VAN corresponde a 33 millones de pesos, la TIR a 20% y el payback a 5 años, siendo la tasa de descuento de 12%. Para 10 años como horizonte de evaluación se obtiene un VAN de 15 millones de pesos, la TIR de 18% y un payback de 5 años. Por lo tanto el proyecto es rentable en términos económicos.

Considerando los factores ya mencionados para la selección y la evaluación económica, el proyecto de la instalación de una torre de enfriamiento es sumamente favorable, pues disminuye el uso de agua para enfriar impactando en la sostenibilidad y uso eficiente de los recursos natural acompañado además de la rentabilidad del proyecto.

ÍNDICE

Resumen 0
Índice 4
Índice Tablas. 7
Índice de gráficos 8
Índice Ecuaciones. 11
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN. 14
CAPÍTULO 2. INFORMACIÓN GENERAL DE LA EMPRESA 15
CAPÍTULO 3. OBJETIVOS 16
3.1 OBJETIVO GENERAL. 16
3.2 OBJETIVO ESPECÍFICO. 16
CAPÍTULO 4. PLANTA OMS. 17
4.1 FUENTES DE AGUA DE ENFRIAMIENTO 19
4.1.1 AGUA DE POZO 19
4.1.2 AGUA DE ENFRIADOR 23
4.1.3 AGUA DE TORRE DE ENFRIAMIENTO 28
4.2 DIAGRAMA DE FLUJO. 29
Capítulo 5. Balances de materia y energía 36
5.1 Balances de materia 37
5.1.1 Balance de materia reactores 37
5.1.2 Balance de materia condensadores simples 38
5.1.3 Balance de materia condensador doble 39
5.2 Balances de energía 41
5.2.1 Balance de energía reactores 41
5.2.2 Balance de energía condensadores simples 43
5.2.3 Balance de energía condensadores dobles 44
5.3 Energía transferida 46
5.3.1 Calor transferido reactores 47
5.3.2 Calor transferido condensadores simples 47
5.3.3 Calor transferido condensadores dobles 48
Capítulo 6. Metodología de toma de datos. 50
6.1 Fundamento teórico 50

6.2 Recopilación de información 50
6.2.1 Información reactores 51
6.2.2 Información condensadores simples 52
6.2.3 Información condensadores dobles 53
6.2.4 Datos recopilados 54
6.3 Condiciones críticas 56
Capítulo 7. Selección sistema de enfriamiento 59
7.1 Criterio medioambiental 60
7.2 Criterio económico 61
7.3 Criterio energético 61
7.4 Criterio seguridad 61
7.5 Criterio tecnológico 62
Capítulo 8. Torres de enfriamiento 63
8.1 Enfriamiento por evaporación 63
8.2 Principios torre de enfriamiento 64
8.3 Clasificación de las torres de enfriamiento 64
8.3.1 Tiro mecánico 64
8.3.2 Tiro natural 66
8.4 Teoría de la torre de enfriamiento 68
8.4.1 Definiciones 68
8.4.2 Balances de materia y energía torre de enfriamiento 70
8.4.3 Diagrama de operación para enfriamiento de agua 83
Capítulo 9. Diseño torre de enfriamiento 85
9.1 Condiciones climáticas 85
9.2 Diagrama de equilibrio 86
9.3 Consumo de agua planta OMS 88
9.4 Curva de operación 89
9.5 Altura de unidades de transferencia 94
9.5.1 Coeficiente global de transferencia de materia 95
9.6 Unidades de transferencia 96
9.7 Resultado dimensionamiento 97
9.7.1 Dimensionamiento verano 97
9.7.2 Dimensionamiento invierno 99

9.8 Reposición de agua 101
9.9 Potencia ventilador 102
9.10 Emplazamiento 103
9.11 Consideraciones adicionales 104
9.11.1 Calidad del agua 104
9.11.2 Sistema de tuberías 105
Capítulo 10. Estudio económico 107
10.1 Torre de enfriamiento 107
10.2 Bomba torre de enfriamiento 109
10.3 Sistema de tuberías 109
10.4 Uso de agua 111
10.5 Costos variables 111
10.5.1 Insumos químicos para el tratamiento de agua 112
10.5.2 Agua de reposición 112
10.5.3 Energía eléctrica 112
10.6 Costos fijos 113
10.7 Flujo de caja e indicadores económicos 113
Capítulo 11. Conclusiones y recomendaciones 116
Capítulo 12. Anexos 120
12.1 Cálculo de unidades de transferencia 120
Flujo de caja 121
12.1.1 Flujo de caja período de 20 años 121
12.1.2 Flujo de caja evaluado a un período de 10 años 124

ÍNDICE TABLAS.

Tabla 1 Listado de equipos que utilizan agua de pozo. 19

Tabla 2 Características de los pozos pertenecientes al Site. 22

Tabla 3 Dimensiones de estanque acumulador. 23

Tabla 4 Propiedades físicas del fluido refrigerante R407C [1] 24

Tabla 5 Sistemas en los que influye el agua de enfriamiento desde el enfriador ubicado en planta. 25

Tabla 6 Lista de equipos OMS. 34

Tabla 7 Datos recopilados de la planta OMS. 55

Tabla 8 Temperaturas extremas durante el año, comuna de Maipú, Santiago de Chile Año 2015. 86

Tabla 9 Datos de equilibrio para el sistema aire-agua. 86

Tabla 10 Resumen propuesta de disminución de flujo y aumento de temperatura de salida. Elaboración propia. 89

Tabla 11 Relaciones psicrométricas para el sistema aire(B) – agua (A). 91

Tabla 12 Información de condiciones de operación para la torre de enfriamiento. Elaboración propia. 93

Tabla 13 Resultados dimensionamiento caso vernao. 97

Tabla 14 Resultados dimensionamiento condiciones de invierno. 99

Tabla 15 Comparación de alternativas de torres de enfriamiento. 107

Tabla 16 Cotización sistema de tuberías de suministro y retorno de enfriamiento. Propiedad del área de ingeniería Clariant. 110

Tabla 17 Resumen propuesta de uso del agua. 111

Tabla 18 Resumen uso de insumos. 112

Tabla 19 Estimación uso de energía eléctrica. 113

Tabla 20 Indicadores económicos para un período de evaluación de 20 años. 113

Tabla 21 Indicadores económicos para un período de evaluación de 10 años. 114

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 Presión en función de la entalpía, para el fluido refrigerante R 407C. Obtenido mediante Refprop. 57

Gráfico 2 Curva de equilibrio para un sistema aire-agua 83

Gráfico 3 Variación de temperatura en la comuna de Maipú, Chile. Año 2015. 85

Gráfico 4 Diagrama de equilibrio para el sistema en estudio. 87

Gráfico 5 Diagrama de equilibrio sistema aire-agua para el cálculo del flujo mínimo de aire. 92

Gráfico 6 Diagrama de equilibrio del sistema aire-agua, con las condiciones de operación bajo las cuales funcionará la torre. Elaboración propia. 94

Gráfico 7 Diagrama de equilibrio sistema aire-agua. 97

Gráfico 8 Diagrama de operación para las condiciones de invierno. 99

Gráfico 9 Flujo de caja para un período de 20 años. 114

Gráfico 10 Flujo acumulado para un horizonte de evaluación de 20 años 114

Gráfico 11 Flujo neto de caja para un horizonte de 10 años. 115

Gráfico 12 Flujo acumulado de caja para un horizonte de 10 años. 115

ÍNDICE ILUSTRACIONES.

Ilustración 1 Ubicación satelital de Clariant. Google Maps. 15

Ilustración 2 Sistema de agua extraída desde pozo hacia estanque acumulador. 21

Ilustración 3 Sistema reactor condensador enfriado con agua de pozo. 22

Ilustración 4 Diagrama de flujo condensadores dobles. Elaboración propia. 23

Ilustración 5 Plano condensador W-737, equivalente al W-601. Condensador primario. Propiedad de Clariant. 26

Ilustración 6 Desglose partes del condensador primario. Propiedad de Clariant. 27

Ilustración 7 Condensador W-738, equivalente W-602. Condensador secundario. Propiedad de Clariant. 27

Ilustración 8 Desglose partes del condensador secundario. Propiedad de Clariant. 28

Ilustración 9 Diagrama de flujo agua de torre de enfriamiento. Elaboración propia. ... 29

Ilustración 10 Diagrama de flujo agua de enfriamiento planta OMS. Elaboración propia 31

Ilustración 11 Diagrama de flujo del sistema de agua de torre de enfriamiento y desde el enfriador ubicado en las dependencias del site. Elaboración propia. 33

Ilustración 12 Representación de un reactor de la planta química. Se observan principalmente la corriente de agua de enfriamiento. 37

Ilustración 13 Representación de condensador 38

Ilustración 14 Representación sistema condensadores dobles pertenecientes al R-600 y R-735 39

Ilustración 15 Representación reactor, incluyendo corrientes de entrada. Elaboración propia. 41

Ilustración 16 Condensador simple, corrientes de entrada y salida. 43

Ilustración 17 Sistema de condensadores dobles, se utilizan en el R-600 y R-735. Elaboración propia. 45

Ilustración 18 Puntos donde se miden las variables físicas para el reactor. 52

Ilustración 19 Puntos y variables físicas a medir para estimar la carga térmica de los condensadores simples. 53

Ilustración 20 Puntos y variables a medir para estimar carga térmica de condensadores dobles. 54

Ilustración 21 Clasificación de sistema de refrigeración. 60

Ilustración 22 Representación gota de agua- Elaboración propia. 63

Ilustración 23 Clasificación de torres de enfriamientos. [4] 64

Ilustración 24 Torre de enfriamiento mecánica de tiro forzado. [4] 65

Ilustración 25 torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente. 66

Ilustración 26 Torre de enfriamiento de tiro inducido de funcionamiento a corriente cruzada. 66

Ilustración 27 Torre de enfriamiento de tiro natural. 67

Ilustración 28 Torre de enfriamiento hiperbólica o de tiro natural [6] 67

Ilustración 29 Representación torre de enfriamiento. Elaboración propia. 71

Ilustración 30 Superficie de control y condiciones para el desarrollo del dimensionamiento de la torre de enfriamiento. 73

Ilustración 31 Representación de la torre de enfriamiento para resolución teórica. Elaboración propia 90

Ilustración 32 Representación de la altura de la torre de enfriamiento. 98

Ilustración 33 Representación ancho y largo de la torre de enfriamiento. Elaboración propia. 98

Ilustración 34 Representación de la altura de la torre para las condiciones de invierno. 100

Ilustración 35 Representación área transversal de la torre de enfriamiento para las condiciones de invierno. 100

Ilustración 36 Diagrama de torres de enfriamiento dispuestas actualmente en el site. 103

ÍNDICE ECUACIONES.

Ecuación 1 Balance de materia estado transiente. 38
Ecuación 2 Balance de materia general para un reactor 38
Ecuación 3 Balance de materia condensador simple 39
Ecuación 4 Balance de materia condensador primario..... 40
Ecuación 5 Balance de materia global condensador primario..... 40
Ecuación 6 Balance de materia agua proveniente del enfriador..... 40
Ecuación 7 Diferencial de masa total 41
Ecuación 8 Balance de materia global del condensador primario 41
Ecuación 9 Balance de energía general para los reactores..... 42
Ecuación 10 Balance de energía simplificado para los reactores. 42
Ecuación 11 Balance de energía para los reactores; considerando de por medio una reacción activa energéticamente, realizando las simplificaciones necesarias. 43
Ecuación 12 Balance de energía reactores, considerando exclusivamente enfriamiento. 43
Ecuación 13 Balance de energía general para el condensador simple. 44
Ecuación 14 Balance de energía simplificado para el sistema de condensador simple. 44
Ecuación 15 Balance de energía general para el condensador primario. 45
Ecuación 16 Balance de energía simplificado para el condensador primario. 46
Ecuación 17 Balance de energía general para el condensador secundario. 46
Ecuación 18 Balance de energía simplificado para el condensador secundario. 46
Ecuación 19 Calor transferido para los reactores. 47
Ecuación 20 Calor transferido para el condensador simple. 48
Ecuación 21 Calor transferido desde los gases de proceso al fluido refrigerante. 48
Ecuación 22 Calor transferido desde el fluido refrigerante al agua del enfriador. 48
Ecuación 23 Calor transferido desde el condensador primario al secundario. 49
Ecuación 24 Energía transferida al agua de enfriamiento. 50
Ecuación 25 Balance de materia torre de enfriamiento. 72
Ecuación 26 Balance de materia diferencial en la torre..... 72
Ecuación 27 Balance de energía torre de enfriamiento. 73
Ecuación 28 Calor sensible transferido fase gaseosa. 74
Ecuación 29 Calor sensible transferido fase líquida 74
Ecuación 30 Energía de entrada sección I..... 74

Ecuación 31 Energía de salida sección I 75
Ecuación 32 Balance de energía sección I 75
Ecuación 33 Energía de entrada a la sección II 76
Ecuación 34 Derivada de la entalpía de la fase gaseosa 76
Ecuación 35 Balance de energía sección II 77
Ecuación 36 Balance de materia simplificado para la sección II 77
Ecuación 37 Energía de entrada sección III 78
Ecuación 38 derivada de la entalpía para la fase gaseaso 78
Ecuación 39 Energía de salida sección III 78
Ecuación 40 Balance de energía sección III 79
Ecuación 41 Recta de operación sistema aire-agua 80
Ecuación 42 Transferencia de materia fase gas 80
Ecuación 43 Transferencia de calor fase gas 80
Ecuación 44 transferencia de calor en la fase líquida 80
Ecuación 45 Balance de energía simplificado 81
Ecuación 46 Ecuación de diseño 81
Ecuación 47 Altura de torre de enfriamiento en función del potencial hasta la interfase. 82
Ecuación 48 Altura de torre en función del potencial global 82
Ecuación 49 Curva de operación torre de enfriamiento 83
Ecuación 50 Entalpía en función de la temperatura del líquido para el sistema aire-agua 87
Ecuación 51 Recta de operación para el sistema aire-agua 93
Ecuación 52 Altura del empaque para una torre de enfriamiento. 94
Ecuación 53 Coeficiente global de transferencia de materia. 95
Ecuación 54 Unidades de transferencia. 96
Ecuación 55 Discretización unidades de transferencia. 96

GLOSARIO

OMS	*Oil Mining Services*
R-X	*Reactor identificado con el número X*
W-Y	*Condensador identificado con el número Y*
$\dot{m}_i$	*Flujo másico de la corriente i.*
ΔH_{rx}	*Calor liberado producto de la reacción.*
t	*Tiempo medido en minutos.*
$T_{i,t}$	*Temperatura de la corriente i en el tiempo t*
$C_{pj,t}$	*Calor específico de la corriente j en el tiempo t*
ΔH_o^{LV}	*Calor liberado/absorbido producto de la evaporación/condensación.*
Y_m	*Humedad de la corriente m*

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

Producto del incremento de la economía a nivel tanto nacional como internacional y; bajo el alero de la constante expansión del sector industrial es que se hace importante el uso eficiente de los recursos naturales.

El área industrial, más específicamente la industria química consiste, de forma general en la transformación de materias primas en productos finales; además, en esta transformación están involucrados una serie de servicios indispensables para lograr la conversión de materias primas (de cualquier tipo) en productos finales, los que forman parte de la actividad industrial específica para cada empresa.

Dentro de los recursos naturales más importantes utilizados en la industria química se encuentra el agua de enfriamiento. En general los procesos que requieren enfriamiento ocupan agua, tanto por su abundancia en la naturaleza como por sus propiedades termodinámicas para almacenar energía en comparación con otros tipos de fluidos también abundantes en la naturaleza. No obstante, el agua no es solamente utilizada directamente en la producción; sino que es también indispensable para la vida. Por lo tanto, respecto a los usos del agua, es posible distinguir 2 tipos: agua de uso directo e indirecto. El primer tipo corresponde al agua utilizada para enfriamiento y como insumo en la fabricación; mientras que el segundo tipo es utilizado en actividades que se realizan de forma indirecta pero que son vitales para el desarrollo de la producción. Tales actividades corresponden, por ejemplo: servicios higiénicos, regadío, limpieza, consumo humano, etc.

En palabras simples, el agua destinada al enfriamiento ingresa a los diferentes sistemas y absorbe energía mediante la fuerza impulsora del gradiente de temperatura. Posteriormente el agua a mayor temperatura abandona el sistema. En este caso el sistema es una planta química; lugar en donde se llevan a cabo las transformaciones físico-químicas. El flujo de agua efluente será tratada con el fin de disminuir la temperatura y finalmente reutilizarla en un ciclo cerrado, evitando por supuesto pérdidas innecesarias hacia el ambiente y asegurando además el uso eficiente del recurso hídrico.

Actualmente es bien sabido que alrededor del mundo se están haciendo esfuerzos por el cuidado de los recursos, es en este sentido que el trabajo presente adquiere relevancia, pues es fundamental, en pos de un desarrollo sostenible, que la industria química sea capaz de hacer los mayores esfuerzos por realizar un buen uso de los recursos naturales, debido a que repercutirá enormemente en la sustentabilidad del negocio futuro.

Capítulo 2. INFORMACIÓN GENERAL DE LA EMPRESA

Clariant, es la empresa donde se desarrollará la memoria, pertenece al rubro de industria química y posee más de 140 años de experiencia en el mercado mundial [1].

La sede principal de Clariant se encuentra en Suiza desde donde maneja una diversidad de negocios alrededor del mundo. Algunas de las ubicaciones donde posee unidades de negocios son: Europa, Asía-pacífico, Norteamérica, Latinoamérica, Medio oriente y África [1]

Una de las unidades de negocio perteneciente a Clariant es conformada por OMS (Oil Mining Services), lugar dónde se realizó el trabajo de memoria que se presentará a continuación. El emplazamiento de la planta química en Chile está ubicado en la Región Metropolitana, comuna de Maipú, Camino a Melipilla 15170. Las instalaciones de la planta son compartidas por otras unidades de negocios y empresas que en total conforman lo conocido como *site*.

OMS elabora principalmente productos para 3 sectores industriales: Celulosa, Minería y cosmética. La elaboración de estos productos abarca prácticamente la totalidad de su producción; alcanzando aproximadamente mil toneladas mensuales.

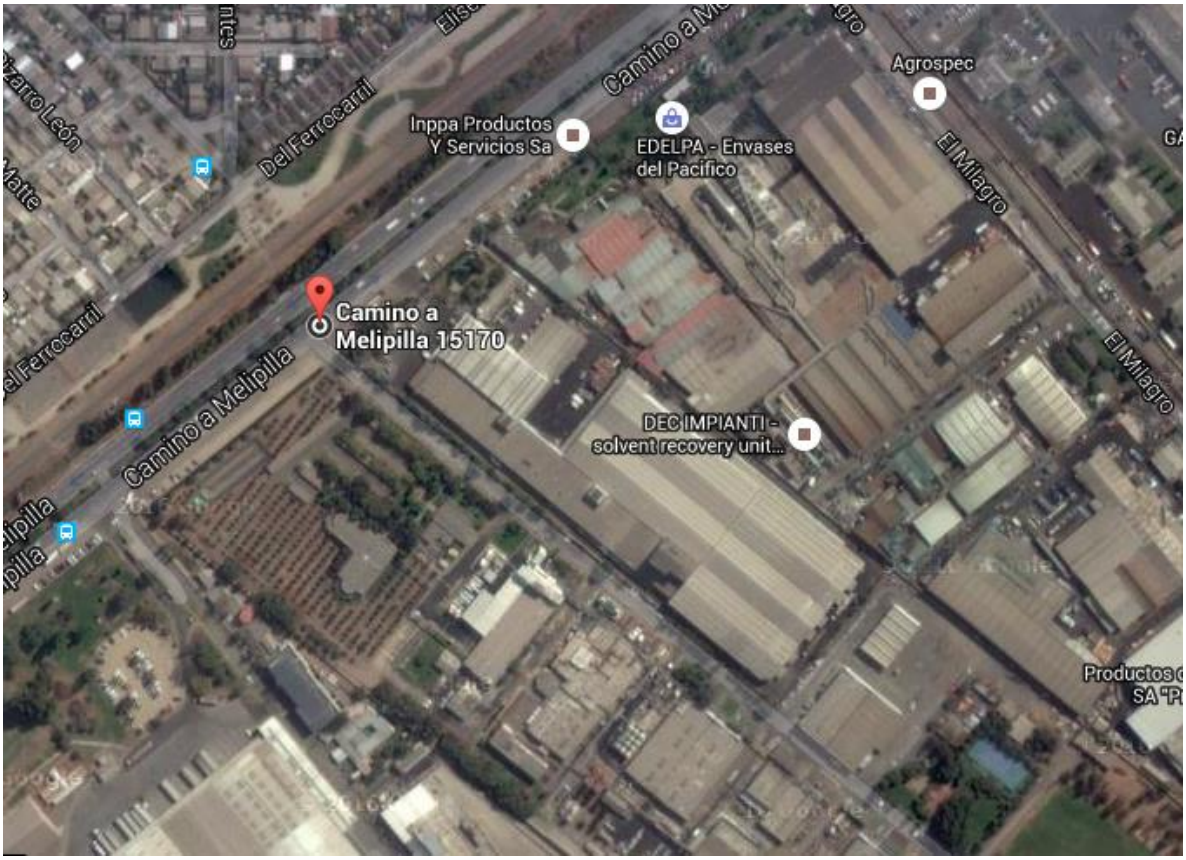

Ilustración 1 Ubicación satelital de Clariant. Google Maps.

Capítulo 3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

En líneas generales el objetivo es el estudio y diseño de un sistema de refrigeración para la planta; este estudio debe estar además alineado con el uso eficiente del recurso hídrico y se debe analizar posteriormente la factibilidad del proyecto seleccionado.

3.2 OBJETIVO ESPECÍFICO

Dentro de los objetivos específicos se encuentran:

- Estudiar y analizar los sistemas de refrigeración utilizados en la planta y, además los equipos específicos en que opera.

- Identificar las fuentes y uso del agua asociado a los procesos dónde se requiera, además de las características del agua utilizada.

- Estimar la carga térmica asociada a los equipos presentes en planta, con el fin de conocer cuáles son los requerimientos desde el punto de vista energético.

- Estudiar sistemas de refrigeración desde diferentes perspectivas con la finalidad de entender cuáles son los beneficios y perjuicios de los distintos tipos de refrigeración.

- Analizar requerimientos energéticos que permitan generar opciones respecto a un sistema adecuado de refrigeración.

- Elegir un sistema de enfriamiento acorde al contexto de la planta, es decir, que responda tanto a sus diversos requerimientos como al *layout* disponible.

- Realizar estudios de factibilidad técnica y económica del sistema de enfriamiento elegido.

Capítulo 4. PLANTA OMS

Durante este capítulo será explicado de forma general el proceso productivo, considerando desde la recepción de materias primas hasta la disposición del producto final; haciendo énfasis principalmente en las etapas donde es indispensable el uso de agua para enfriamiento.

Es importante agregar que la descripción presentada a continuación es dada de manera general, por lo tanto hay algunos productos que puede no requieran de todas las etapas, mientras que otros necesiten de etapas que pueden desviarse ligeramente de lo planteado a continuación.

1. Solicitud de materias primas.

Las materias primas deben ser solicitadas por parte del planificador de producción, y éste, en conjunto con el jefe de producción, jefe de turno e ingeniero de procesos se debe encargar previamente de realizar la planificación semanal. Las materias primas son solicitadas a bodega en conformidad con la planificación previa.

2. Recepción de materias primas.

La recepción de materias primas se realiza por parte de los operadores, los cuáles son encargados de transportarla a los lugares adecuados según su tipo y tomando las precauciones según el nivel de riesgo.

3. Preparación de materias primas.

Las materias primas son preparadas para ser utilizadas. Esta preparación incluye, por ejemplo, el fraccionamiento de las materias primas en tamaños requeridos acorde a la cantidad de producto final solicitado según planificación.

4. Preparación de equipos e instrumentos.

Los equipos e instrumentos deben ser dispuestos correctamente, realizar la revisión que asegure el correcto funcionamiento de estos y preparar la secuencia de producción para lograr los pasos necesarios según expone el método de fabricación.

5. Carga de materias primas.

Las materias primas son agregadas al reactor según un orden específico y de acuerdo a indicaciones que prevengan tanto accidentes como la desviación de la calidad esperada del producto.

6. Aumento y control de temperatura.

Tanto el aumento como el control de la temperatura son dados por el procedimiento específico para cada producto. De forma general algunas reacciones requieren de un

aumento de temperatura para que sucedan. El aumento de temperatura viene dado principalmente por el uso de una chaqueta calefactora/semi caña/serpentín a través de la que circula vapor a 7 bar. En el caso del enfriamiento se da físicamente por el mismo lugar que el calentamiento gracias a un cambio en la apertura y cierre de válvulas.

Existen en la planta OMS una serie de reacciones exotérmicas que requieren el control de temperatura cuyo fin es garantizar la calidad del producto, para esto se utiliza agua como fluido para enfriar. También se utiliza agua de enfriamiento para condensar los gases emanados desde el reactor mientras la temperatura vaya en incremento.

7. Reacción.

La etapa de reacción es fundamental, pues alcanzado una temperatura adecuada se favorece la cinética de reacción facilitando la conversión de materias primas en producto final.

8. Control de especificaciones del producto.

Posterior a la reacción es indispensable controlar que las especificaciones del producto sean las adecuadas. Para ello se monitorean algunas propiedades físicas de acuerdo al producto. Dentro de las propiedades físicas medidas se encuentra: pH, viscosidad, densidad, etc.

9. Enfriamiento.

En el caso del enfriamiento, al igual que en el de calentamiento corresponde a una etapa crucial y es aquí precisamente donde se realizarán los mayores análisis. Las etapas de enfriamiento asociadas directamente al reactor, en las cuáles se utiliza agua para este fin, son dos: control de temperatura del reactor y el enfriamiento para envasar. Controlar la temperatura de reacción está ligado principalmente a la cinética de reacción. Por otro lado el enfriamiento para envasar se realiza con el objetivo de disminuir la temperatura y no generar riesgos en el envasado producto de la temperatura que sea capaz de soportar el contenedor, o algún riesgo hacia las personas mediante fugas.

Otro equipo fundamental en las operaciones dentro de la planta que también requiere suministro de agua de enfriamiento es el condensador asociado a cada reactor. La función principal del condensador es condensar los gases provenientes del reactor y de esta manera lograr condensarlos.

10. Control de calidad.

Antes de envasar es necesario testear que las propiedades del producto se encuentren dentro de las especificaciones. Esta etapa es realizada por el laboratorio de control de calidad. Dependiendo de los resultados medidos en el laboratorio se podrá establecer si el producto se encuentra listo para su disposición final, o si deben tomarse medidas paliativas para lograr la calidad deseada.

11. Filtrado.

La etapa de filtrado consiste en extraer los sólidos presentes en el producto final previo al envasado. Esta etapa adquiere sentido, pues es importante que el producto obtenga una apariencia específica y propiedades adecuadas según lo establecido.

12. Trasvasije.

El trasvasije en la planta está asociado al movimiento de los productos líquidos, los cuáles deben quedar en estanques dispuestos para almacenamiento o en contenedores.

13. Envasado.

Una vez el producto es dispuesto en los estanques es envasado según la necesidad de los clientes. Los envases poseen diversas presentaciones según las condiciones de seguridad y de requerimientos por parte de los clientes.

4.1 Fuentes de agua de enfriamiento

El agua de enfriamiento que utiliza OMS para todas sus operaciones posee tres fuentes: agua de pozo, agua de torres de enfriamiento y agua enfriada mediante chiller. A continuación se procederá a explicar cada fuente.

4.1.1 Agua de pozo

El agua de pozo es la fuente principal de suministro del agua de enfriamiento. Su suministro comprende los siguientes equipos:

Tabla 1 Listado de equipos que utilizan agua de pozo.

N°	Tipo Equipo	Nombre identificación
1	Absorbedor	K-712
2	Bomba	E-1
3	Bomba	E-3
4	Condensador	W-508
5	Condensador	W-513
6	Condensador	W-525
7	Condensador	W-527
8	Condensador	W-611
9	Condensador	W-601

10	Condensador	W-602
11	Estanque	Estanque Agua de Pozo
12	Intercambiador de calor	W-531
13	Lavador de gases	F-606
14	Pozo	Pozo 1
15	Pozo	Pozo 2
16	Reactor	R-500
17	Reactor	R-507
18	Reactor	R-512
19	Reactor	R-520
20	Reactor	R-600
21	Reactor	R-610
22	Reactor	R-739
23	Tanque acumulador	B-622
24	Tanque acumulador	B-736

Dentro del proceso, el flujo de agua es tomado de un estanque acumulador (previamente alimentado mediante bombas centrífugas con agua de pozo), posteriormente es bombeado hacia todas las instalaciones del *site*. Una vez que el agua de pozo ingresa a la planta es suministrada según requerimientos específicos, y posterior a su uso es devuelta a su lugar de origen; es decir, el estanque acumulador. Actualmente no existe un sistema de enfriamiento enfocado a disminuir la temperatura de la corriente de salida de los equipos. En la ilustración 2 es posible observar el ingreso de agua de pozo hacia la planta.

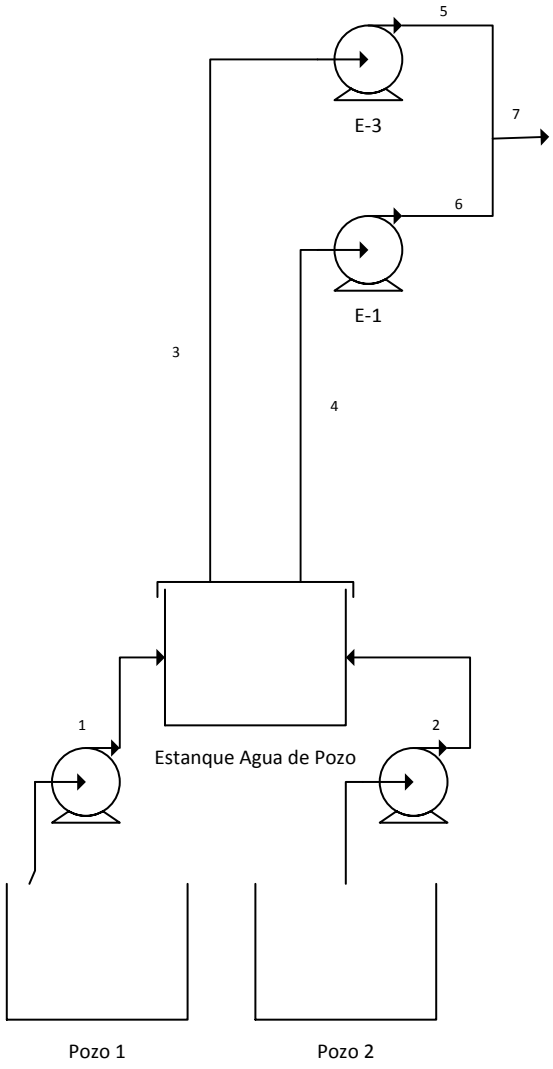

Ilustración 2 Sistema de agua extraída desde pozo hacia estanque acumulador.

El agua de pozo alimenta el sistema compuesto por el reactor y el respectivo condensador. El sistema es ejemplificado para un reactor cualquiera; no obstante, es la misma representación para la totalidad de sistemas enfriados a través del agua de pozo. La Ilustración 3 muestra el circuito explicado.

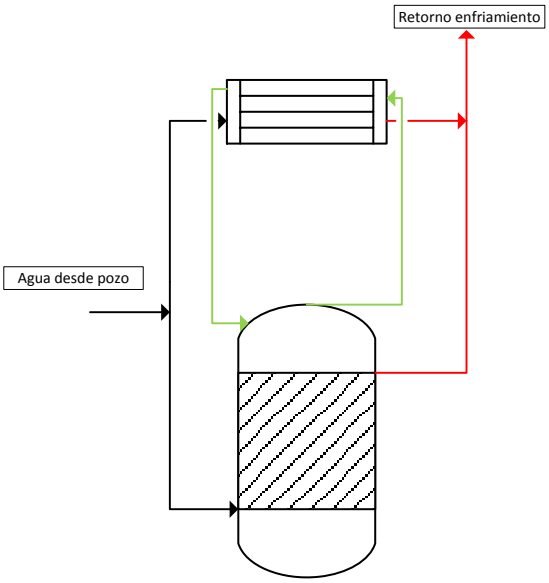

Ilustración 3 Sistema reactor condensador enfriado con agua de pozo.

Además, el agua de pozo es utilizada para realizar el lavado de equipos y en algunas formulaciones cumple rol de insumo.

Las características de los pozos son las siguientes:

Tabla 2 Características de los pozos pertenecientes al Site..

	Pozo 1	Pozo 2	Unidades
Ubicación	Sector energía	Sector bodega	-
Profundidad	100	62	m
Caudal inicial	132	108-126	m3/h
Caudal actual	60	40	m3/h
Año	1997	1992	-
Estado	Funcionando	Desuso	-

Por otro lado, el estanque acumulador posee las siguientes dimensiones:

Tabla 3 Dimensiones de estanque acumulador.

Pozo acumulador		
Profundidad	3	m
Diámetro	10	m

4.1.2 AGUA DE ENFRIADOR

En la planta OMS, existen procesos en los que producto de medidas de seguridad se tienen condensadores que funcionan simultáneamente. El sistema es mostrado en la ilustración 4.

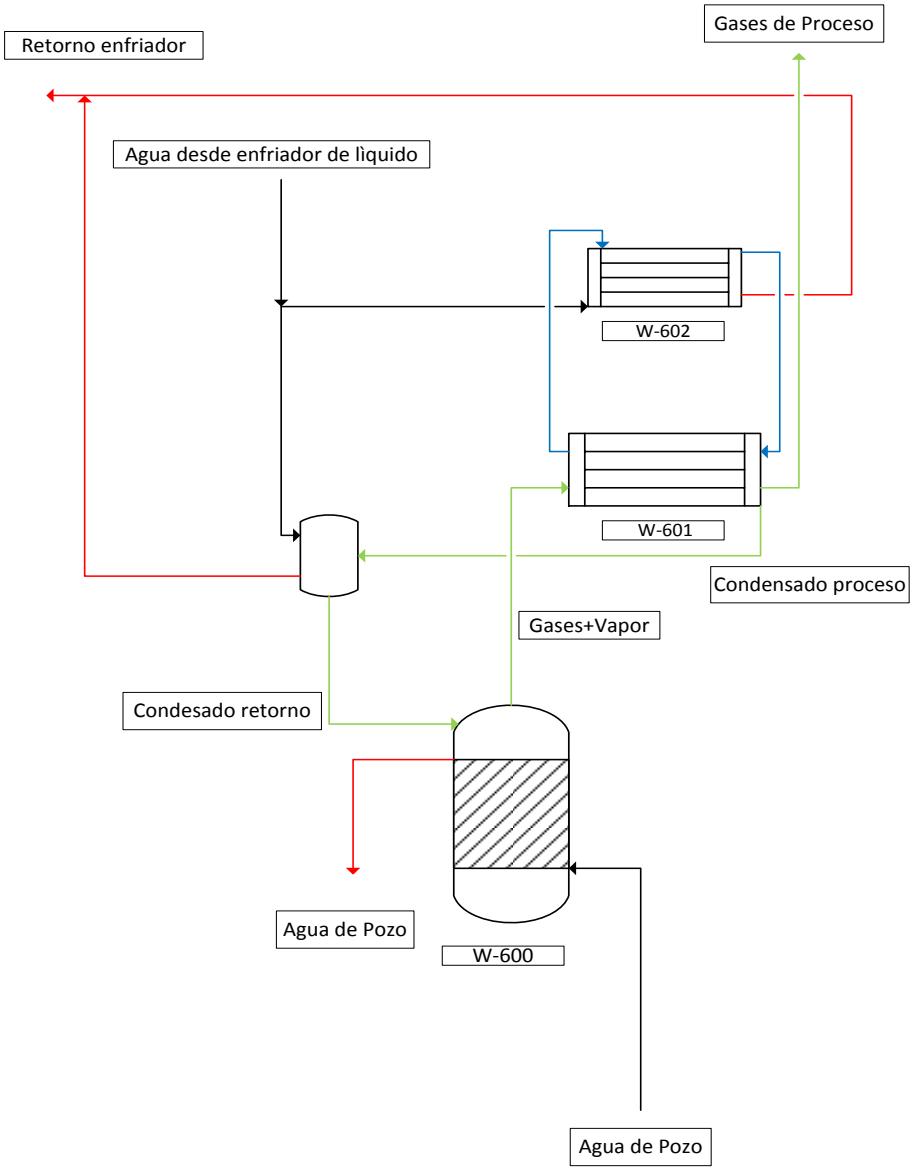

Ilustración 4 Diagrama de flujo condensadores dobles. Elaboración propia.

El conjunto W-601 y W-602, corresponden a los condensadores ligados al R-600. El W-601 será nombrado como el condensador primario, mientras que el W-602 es el condensador secundario. Así como el R-600 posee dos condensadores, lo mismo pasa con el R-735; ambos fueron diseñados bajo la misma lógica.

Por el lado de la coraza de ambos condensadores atraviesa un fluido refrigerante, el R407c. El R407c corresponde al nombre comercial de una mezcla ternaria no azeotrópica compuesto por R32 (Difluorometano), R125 (Pentafluroetano) y R134a (1,1,1,2 – Tetrafluroetano) [1]. Las propiedades del fluido refrigerante se adjuntan en la tabla 2.

Tabla 4 Propiedades físicas del fluido refrigerante R407C [1]

Propiedades Físicas	R407C	Unidad
Mezcla ternaria	R32/R125/R134A	-
Composición	23/25/52	%
Peso molecular	86,2	g/mol
Temperatura burbuja	-44,2	°C
Temperatura rocío	-36,8	°C
Temperatura crítica	87	°C
Presión crítica	54,5	bar
Densidad crítica	0,487	Kg/L
Densidad del líquido (25°C)	1,15	Kg/L
Densidad del líquido (-25°C)	1,34	Kg/L
Densidad del vapor	4,6	Kg/m3
Presión de vapor (25°C)	11,9	bar
Presión de vapor (-25°C)	2,31	bar
Calor de vaporización	253	KJ/Kg
Toxicidad (AEL)	1000	ppm

El fluido refrigerante se encuentra en ambos condensadores, en el primero en estado de agregación líquido; de esta forma cumple el objetivo de retirar la energía proveniente de los

gases efluentes del R-600. Una vez en operación el sistema de condensadores dobles, el refrigerante en forma líquida se comienza a evaporar y pasa al segundo condensador mediante el movimiento entregado por la diferencia de densidad entre el estado gaseoso y líquido. En el segundo condensador, por el lado de los tubos atraviesa el agua proveniente del enfriador de líquido cuyo objetivo radica en condensar el fluido refrigerante para que nuevamente descienda al condensador primario y continuar con el funcionamiento continuo.

La disposición de ambos condensadores responde al potencial peligro consistente en que el gas generado por el calentamiento de los productos del reactor se pueda mezclar directamente con agua (producto de una filtración en los tubos o sellos con el agua, por ejemplo); pues la gama de productos para el que está pensado esta disposición de condensadores emite gases que tienen reacciones violentas al contacto con agua. Por lo tanto, considerando las medidas de seguridad es que se pone en contacto el gas desde el reactor con el fluido refrigerante, cuyas propiedades ya se mencionaron. En caso que exista alguna filtración por el lado de la coraza, el fluido refrigerante se evaporará prácticamente de inmediato, pues a temperatura y presión atmosféricas la consecuencia principal de una filtración radica en su pérdida; no obstante, es una consecuencia menor al considerar que no es un contaminante demasiado agresivo en las cantidades contenidas en los condensadores.

Por último, es importante destacar que el sistema funciona sin ningún compresor. La fuerza impulsora principal radica en la diferencia de densidad y además, el flujo preferente, pues la disposición física de los condensadores favorece que el ciclo de enfriamiento-calentamiento se cumpla totalmente. Los equipos que usan el sistema de enfriamiento expuesto anteriormente son enumerados en la tabla 5.

Tabla 5 Sistemas en los que influye el agua de enfriamiento desde el enfriador ubicado en planta.

N°	Tipo Equipo	Nombre identificación
1	Condensador	W-601
2	Condensador	W-602
3	Condensador	W-737
4	Condensador	W-738

Es importante destacar que el sistema de condensación doble que utiliza agua del enfriador como servicio se encuentra operativo para dos reactores de la planta: R-735 y R-600. Ambos pares de condensadores diseñados bajo la misma lógica y con un proceso de escalamiento.

Se presenta el P&ID de los condensadores primario y secundario para ahondar más en la explicación y su diseño. El P&ID del condensador primario se muestra en la ilustración 5; además se desglosan las partes que componen el plano. En el caso del condensador secundario, se puede observar la vista lateral en corte en la ilustración 7.

El fluido refrigerante R-407c, del que se hizo mención circula por la parte de la coraza, mientras que los otros fluidos con que realiza el intercambio circulan por los tubos.

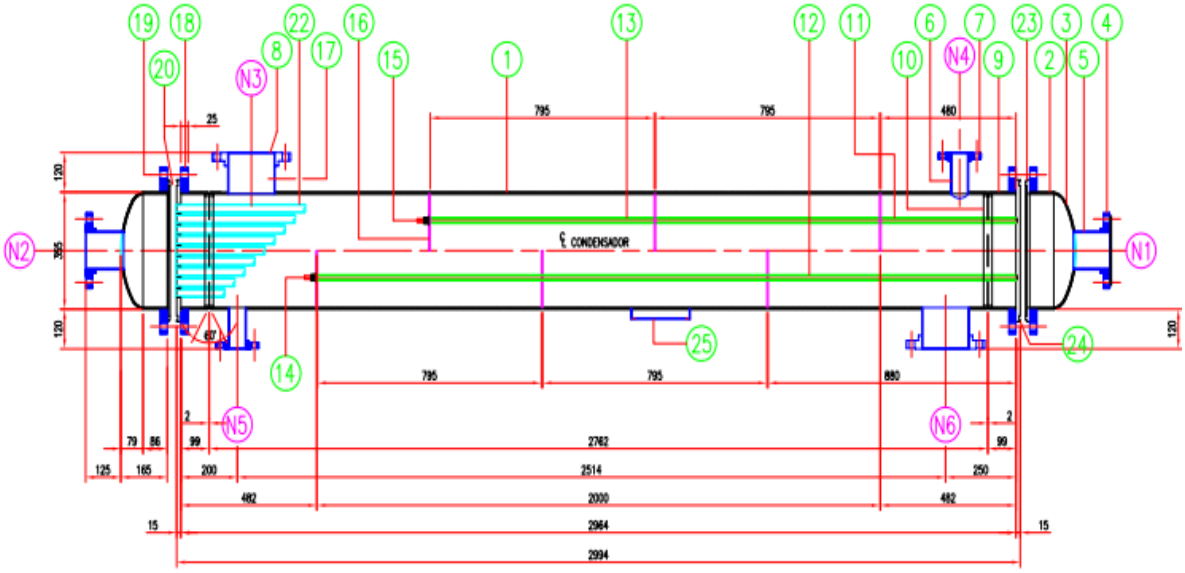

Ilustración 5 Plano condensador W-737, equivalente al W-601. Condensador primario. Propiedad de Clariant.

25	PLACA IDENTIFICACION 210 x 130 x 30 x 3	1	AISI 304 L
24	PLACA ESPEJO ø430 x ø15	2	AISI 304 L
23	ANILLO PLACA ESPEJO ø430 x ø355 x 15	2	AISI 304 L
22	CAÑERIA ø¾" Sch. 10s x 3000 SIN COSTURA	68	AISI 304 L S/C
21			
20	EMPAQUETADURA ø420 x ø395 x 3	2	TEFLON
19	PERNO M20 x 100 x 35 HILO C/TUERCA Y GOLILLA	32	AISI 304 L
18	FLANGE ø505 EXT. x ø360 INT. x 25	4	AISI 304 L
17	CAÑERIA ø6" Sch. 10s L=120	2	AISI 304 L
16	DEFLECTOR 347 x 173 x 4	6	AISI 304 L
15	BARRA SEPARADORA ø10 x 2130 C/EXT. ROSCADO	3	AISI 304 L
14	BARRA SEPARADORA ø10 x 2530 C/EXT. ROSCADO	3	AISI 304 L
13	ESPACIADOR CAÑ. ø⅜" Sch. 10s x 795	12	AISI 304 L
12	ESPACIADOR CAÑ. ø⅜" Sch. 10s x 880	3	AISI 304 L
11	ESPACIADOR CAÑ. ø⅜" Sch. 10s x 480	3	AISI 304 L
10	ANILLO ø344 x ø338 x 30	2	AISI 304 L
9	ANILLO ø355 x ø345 x 99	2	AISI 304 L
8	FLANGE SLIP-ON ø6" ANSI 150#	2	AISI 304 L
7	FLANGE SLIP-ON ø2" ANSI 150#	2	AISI 304 L
6	CAÑERIA ø2" Sch. 10s L=120	2	AISI 304 L
5	CAÑERIA ø4" Sch. 10s L=120	2	AISI 304 L
4	FLANGE SLIP-ON ø4"	2	AISI 304 L
3	CABEZAL ø355 x 80 x 5	2	AISI 304 L
2	ANILLO ø355 x ø345 x 86	2	AISI 304 L
1	MANTO ø355 (CAÑ. ø14") x 2762 x 5	1	AISI 304 L
N° DE LA PIEZA	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL/OBS.

N1	4"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N2	4"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N3	6"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N4	2"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N5	2"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N6	6"	ANSI 150#	SO-RF	INOX. 304
N° DE BOQUILLA	ø	NORMA	TIPO	MATERIAL/OBS.

Ilustración 6 Desglose partes del condensador primario. Propiedad de Clariant.

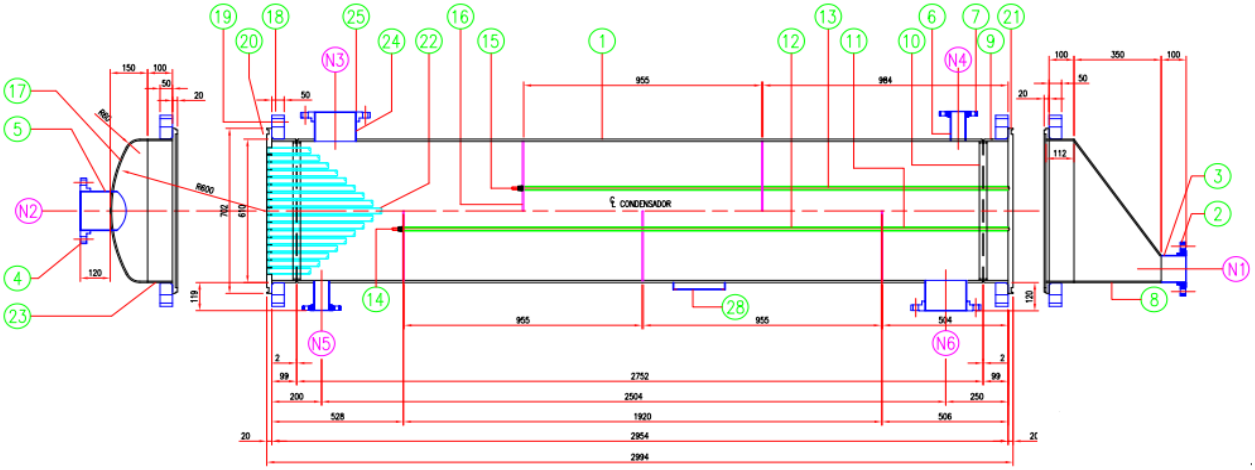

Ilustración 7 Condensador W-738, equivalente W-602. Condensador secundario. Propiedad de Clariant.

27	PLACA IDENTIFICACION 210 x 130 x 30 x 3	1	AISI 304 L
26	ANILLO PLACA ESPEJO ø702 x 20	2	AISI 316 TI
25	CAÑERIA ø6" Sch. 10s L=120	2	AISI 304 L
24	FLANGE SLIP-ON ø6"	2	AISI 304 L
23	ANILLO ø610 (CAÑ. ø24") x 112 x 5	2	AISI 316 TI
22	CAÑERIA ø$\frac{3}{8}$" Sch. 10s x 3000 SIN COSTURA	208	AISI 316 TI
21	PLACA ESPEJO ø702 x ø20	2	AISI 316 TI
20	EMPAQUETADURA ø690 x ø652 x 3	2	TEFLON
19	PERNO M30 x 180 x 35 HILO C/TUERCA Y GOLILLA	40	AISI 304 L
18	FLANGE ø813 EXT. x ø613 INT. x 50 FLG. SUELTO	4	AISI 304 L
17	CABEZAL ø610 x 150 x 6	2	AISI 316 TI
16	DEFLECTOR 591 x 403 x 5	5	AISI 304 L
15	BARRA SEPARADORA ø10 x 2000 C/EXT. ROSCADO	1	AISI 304 L
14	BARRA SEPARADORA ø10 x 2500 C/EXT. ROSCADO	7	AISI 304 L
13	ESPACIADOR CAÑ. ø$\frac{3}{8}$" Sch. 10s x 984	14	AISI 304 L
12	ESPACIADOR CAÑ. ø$\frac{3}{8}$" Sch. 10s x 955	1	AISI 304 L
11	ESPACIADOR CAÑ. ø$\frac{3}{8}$" Sch. 10s x 504	7	AISI 304 L
10	ANILLO ø590 x ø580 x 30	2	AISI 304 L
9	ANILLO ø610 x ø590 x 100	2	AISI 304 L
8	CONO ø24" a ø4" x L=350	1	AISI 316 TI
7	FLANGE SLIP-ON ø2" ANSI 150#	2	AISI 304 L
6	CAÑERIA ø2" Sch. 10s L=120	2	AISI 304 L
5	CAÑERIA ø6" Sch. 10s L=120	1	AISI 316 TI
4	FLANGE SLIP-ON ø6"	1	AISI 316 TI
3	CAÑERIA ø4" Sch. 10s L=100	1	AISI 316 TI
2	FLANGE SLIP-ON ø4" ANSI 150#	1	AISI 316 TI
1	MANTO ø610 (CAÑ. ø24") x 2762 x 5	1	AISI 304 L
N° DE LA PIEZA	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL/OBS.

Ilustración 8 Desglose partes del condensador secundario. Propiedad de Clariant.

4.1.3 AGUA DE TORRE DE ENFRIAMIENTO

Otra fuente de agua de enfriamiento corresponde al agua que proviene la piscinas dispuestas en las instalaciones del site, refrigeradas mediante torres de enfriamiento.

Pese a poseer la torre de enfriamiento, el agua que es enfriada solo va hacia el R-735 por el lado de la chaqueta. El uso del agua enfriada en la torre se encuentra restringido porque generalmente las torres son usadas para enfriar agua proveniente de otras locaciones o empresas que componen el *site.*

A continuación se presenta el diagrama de flujo asociado al sistema de la torre de enfriamiento.

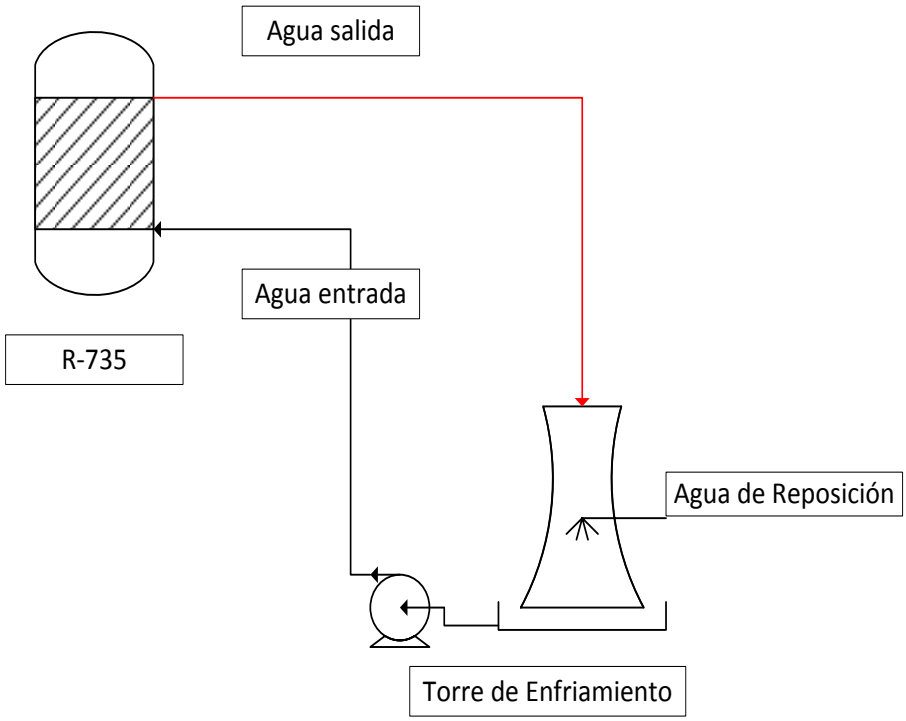

Ilustración 9 Diagrama de flujo agua de torre de enfriamiento. Elaboración propia.

4.2 DIAGRAMA DE FLUJO.

Durante este capítulo se levantará la información necesaria de las instalaciones de la planta, sobre todo con el foco puesto en el entendimiento del servicio de enfriamiento involucrado en la planta OMS.

La elaboración de un diagrama de flujo que permita conocer las instalaciones y las tuberías involucradas en el layout de la planta, permitirá estimar de mejor forma los requerimientos energéticos y de suministro; además que facilitará establecer cuáles son las mediciones necesarias y en los puntos en que deban hacerse para extraer información útil al presente estudio.

El diagrama de flujo para este caso no considerará las líneas que no tengan que ver con el agua de enfriamiento. Tales líneas pueden incluir las de aire comprimido, carga y descarga de productos intermedios o finales, adición de materias primas, ingreso de agua como insumo, etc. Se toma esta decisión para poder simplificar el problema y acotarlo a lo directamente concerniente con el enfriamiento; además que estas líneas tampoco influyen físicamente con el enfriamiento.

Para efectos de explicar las distintas fuentes de enfriamiento y el agua de servicio utilizadas es necesario elaborar dos diagramas de flujos por separado. Además esta decisión facilitará el análisis mediante observación de las fuentes de agua de servicio.

La ilustración 10 es el diagrama de flujo para el agua de enfriamiento proveniente desde el pozo. Tal como se mencionó anteriormente, la fuente principal de agua proviene desde 2 pozos que Clariant posee. El agua es extraída mediante un par de bombas y van a dar a un estanque acumulador que debe tener además cierto nivel de seguridad; por lo tanto las bombas se activan inmediatamente desciende el nivel del estanque acumulador, por otro lado el estanque acumulador asegura el suministro a la planta, entonces el agua que requiere producción OMS es impulsada (con ayuda de las bombas E-1 y E-3) desde el estanque acumulador hacia la planta para abastecer el suministro necesario al enfriamiento. El agua de enfriamiento es transportada mediante una tubería que se ramifica al ingresar en la planta en dirección a los diferentes reactores y condensadores.

El agua de enfriamiento ingresa por la parte inferior del reactor, esto debido a que se requiere inundación en la chaqueta/serpentín/mediacaña y abandona el reactor por la parte superior. El agua atraviesa los condensadores por los tubos y a contracorriente respecto al ingreso de los gases emitidos por la reacción.

El agua de pozo utilizada para enfriar retorna al estanque acumulador, por lo tanto corresponde a un sistema cerrado. No obstante, el agua de enfriamiento además es utilizada para el lavado de equipos o instrumentos en planta.

Otro punto importante en el análisis consiste en que el agua de pozo también es utilizada para un absorbedor (K-712) y un par de lavadores de gases (R-739 y F-606), sin embargo, el agua en estos casos es recirculada en el funcionamiento del equipo. El gasto de agua va asociado simplemente a la reposición, al considerar que parte del agua en el contacto con el aire y diferentes contaminantes se transfiere a la fase gaseosa producto de la diferencia de potencial químico (concentración, para el caso específico la diferencia de humedad) o por diferencia de temperatura. Esta reposición entonces es mínima y no representa un riesgo para la estimación de caudal de agua; además que su frecuencia de uso es baja.

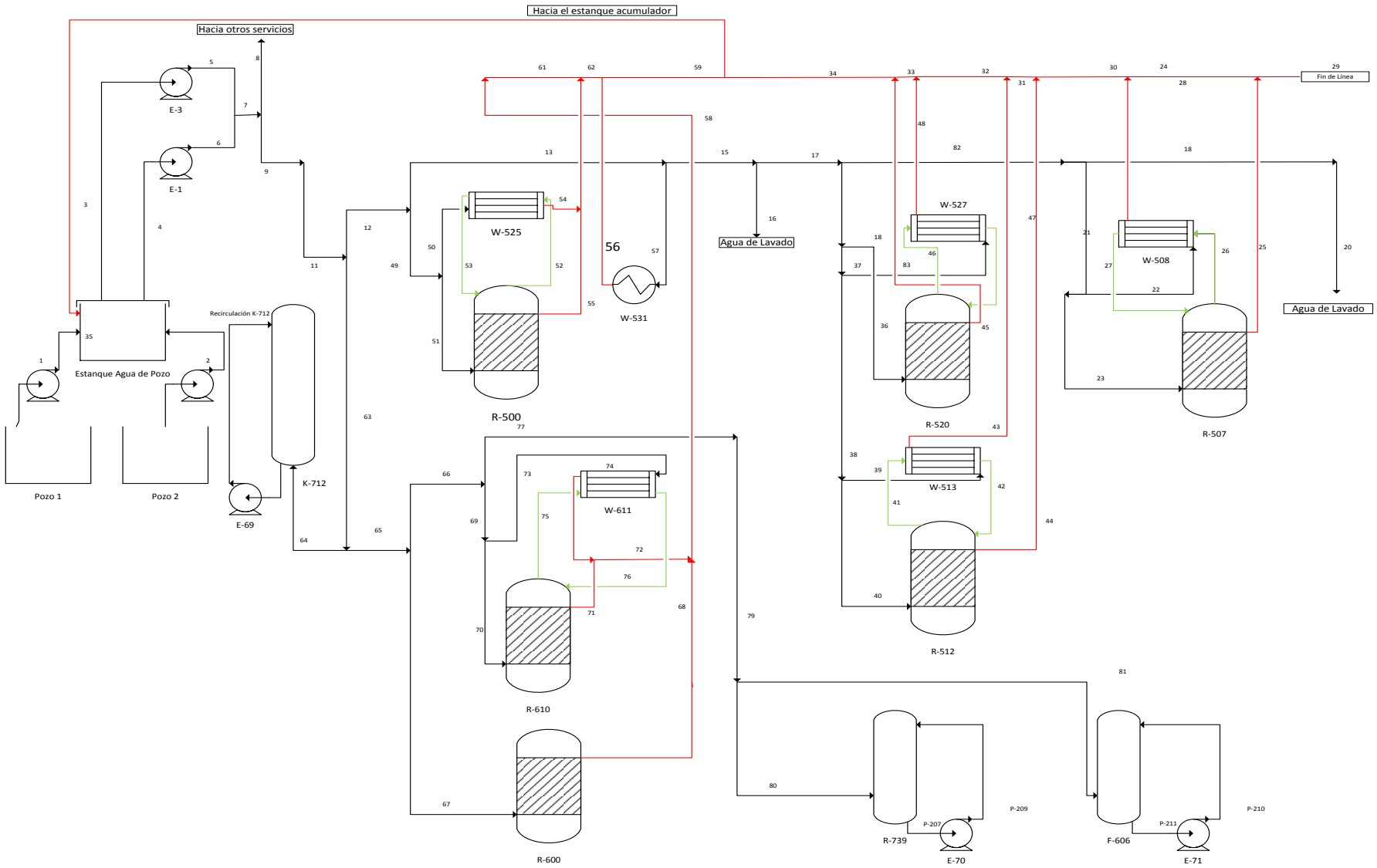

Ilustración 10 Diagrama de flujo agua de enfriamiento planta OMS. Elaboración propia

Con el objetivo de facilitar la identificación de las líneas, se tendrán las siguientes salvedades respecto al código de colores utilizado:

- Las líneas rojas hacen referencia a las corrientes de agua de enfriamiento efluentes de los distintos equipos y por lo tanto con una mayor temperatura.
- Las líneas verdes corresponden a gases emitidos desde el producto contenido en los diferentes reactores. Típicamente estos gases son condensados y posteriormente se recirculan.
- Las líneas de color negro corresponden al agua de enfriamiento procedente del pozo.
- Las líneas azules corresponde al refrigerante R-407c.

Es importante destacar y hacer notar además que se han omitido algunos equipos que no ofrecen información relevante, tales como: extractores de polvo, estanques, motores, etc.

Respecto al diagrama de flujo del agua desde el enfriador y del agua de torre se seguirá la misma lógica respecto a los colores de las líneas.

El enfriador de líquidos (Chiller) funciona mediante la expansión/compresión de un fluido refrigerante y además en su sistema se utiliza un condensador y evaporador. La marca y modelo del enfriador que posee Clariant es *Carrier 30GTN015-35.* En el evaporador el fluido refrigerante del Chiller extraer la energía al agua y es capaz de lograr el enfriamiento. El set up del equipo utilizado en la planta es de $8\ °C$. Este enfriador suministra agua a los condensadores secundarios asociados al R-600 y R-735, además el ciclo también es cerrado, por lo tanto el agua con mayor temperatura regresa al estanque acumulador del enfriador.

El agua de torre se utiliza para enfriar la chaqueta del R-735 pues el flujo circula por la chaqueta y posteriormente es devuelto a la torre de enfriamiento. El diagrama de flujo de ambos sistemas se muestra en la ilustración 11.

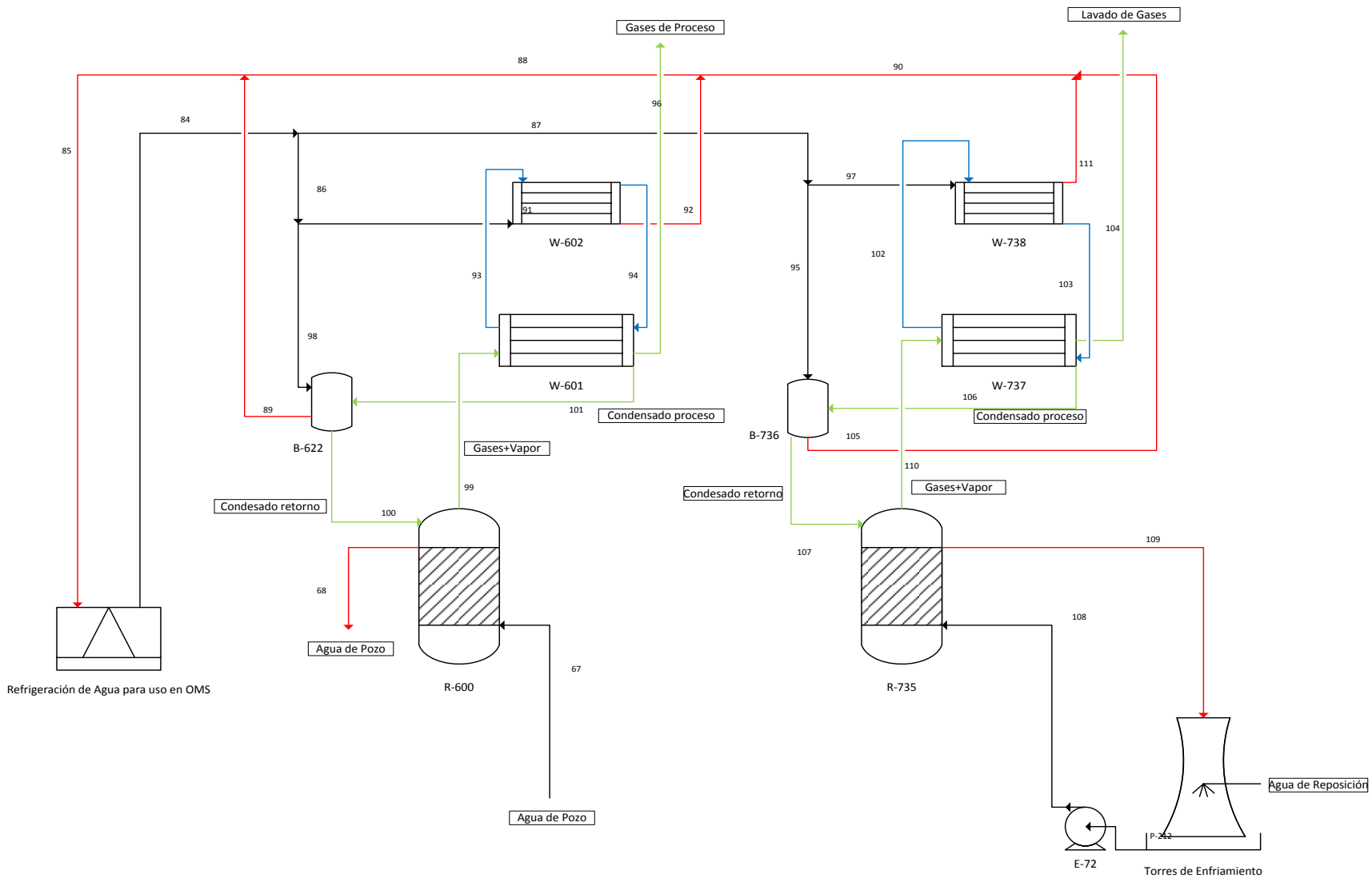

Ilustración 11 Diagrama de flujo del sistema de agua de torre de enfriamiento y desde el enfriador ubicado en las dependencias del site. Elaboración propia.

Los equipos relevantes para el estudio, es decir, los que están incluidos en los diagramas de flujo mostrados anteriormente son enumerados en la tabla 6

Tabla 6 Lista de equipos OMS.

N°	Tipo Equipo	Nombre identificación
1	Absorbedor	K-712
2	Bomba	E-1
3	Bomba	E-3
4	Condensador	W-508
5	Condensador	W-513
6	Condensador	W-525
7	Condensador	W-527
8	Condensador	W-611
9	Condensador	W-601
10	Condensador	W-602
11	Condensador	W-737
12	Condensador	W-738
13	Enfriador de líquido	Refrigeración de Agua para uso en OMS
14	Estanque acumulador	Estanque agua de pozo
15	Intercambiador de calor	W-531
16	Lavador de gases	F-606
17	Pozo	Pozo 1
18	Pozo	Pozo 2
19	Reactor	R-500
20	Reactor	R-507
21	Reactor	R-512

22	Reactor	R-520
23	Reactor	R-600
24	Reactor	R-610
25	Reactor	R-739
26	Reactor	R-600
27	Reactor	R-735
28	Tanque acumulador	B-622
29	Tanque acumulador	B-736
30	Torre de enfriamiento	Torres de Enfriamiento

Los equipos tabulados son los relevantes para realizar el análisis que permita identificar las cargas térmicas, necesidades energéticas, puntos críticos y finalmente poder establecer criterios técnicos concluyentes para la selección del sistema de enfriamiento y los estudios de factibilidad.

Capítulo 5. BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA

La realización del balance de materia y energía es capaz de entregar información relevante para caracterizar el sistema y además, a través, de las expresiones matemáticas será posible obtener información que contribuya a mostrar la situación en planta y posteriormente realizar la elección del sistema de enfriamiento más adecuado.

En términos generales los balances de materia y energía están asociados a las leyes de conservación de la masa y energía. Por lo tanto para desarrollarlos, será imperioso asumir ciertas condiciones en las cuáles se cumplen las expresiones matemáticas que se plantearán teóricamente.

Los supuestos son los siguientes:

- El sistema en estudio se encuentra en un estado estacionario. Este supuesto está sustentado principalmente en que el enfriamiento en general se realiza en intervalos de tiempo prolongados, por lo tanto la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento se mantiene aproximadamente constante en el tiempo. Para los primeros minutos de operación no se cumple este supuesto; no obstante, no llegará a ser decisivo pues, al monitorear la diferencia de temperatura se tomará la mayor diferencia de temperatura registrada, lo que conducirá finalmente a sobreestimar los requerimientos energéticos de enfriamiento; en otras palabras, se trabajará con el peor escenario de requerimiento de disipación de energía.
- El flujo volumétrico de ingreso se mantiene constante. Si bien nuevamente esto no se cumple en todos los casos pues al utilizar equipos de forma simultánea el flujo tiende a dividirse. Además, la forma en que el flujo se distribuye en un sistema se encuentra sujeto a la fricción y tortuosidad de la tubería a través de la que fluirá; para el caso en estudio se asumirá que el flujo es constante, nuevamente con la misma lógica de sobreestimación que posee el supuesto de estado estacionario.
- La diferencia de temperatura medida en la superficie de las tuberías a la entrada y salida del sistema responden aproximadamente a la diferencia de temperaturas en el interior del fluido. Este supuesto se basa principalmente en que la convección natural que se lleva a cabo en las inmediaciones de la tubería no genera una tasa de transferencia de calor alta; y además esta tasa es constante. Por lo tanto, al asumir un estado estacionario las diferencias de temperatura deberían ser aproximadamente las mismas.
- Propiedades físicas como la densidad, calor específico, viscosidad, etcétera se mantienen aproximadamente constantes en función de la temperatura y presión. Para el caso de los gases realizar este supuesto supone involucrar un porcentaje de

error importante, no obstante al trabajar principalmente con agua será una buena aproximación.

5.1 BALANCES DE MATERIA

Una vez establecidos los supuestos se procede a realizar el balance de materia para cada caso. En la sección de *Metodología de la toma de datos* se definirá consideraciones, tales como que al adquirir los datos se tendrá especial cuidado en que solo esté en funcionamiento un equipo que ocupe agua de enfriamiento. Por lo tanto es posible establecer los siguientes balances de materia.

5.1.1 BALANCE DE MATERIA REACTORES

Los reactores de OMS poseen una chaqueta calefactora, un serpentín o una media caña. En todos los casos, tanto el agua de enfriamiento como vapor de calentamiento circulan por el mismo lugar variando el uso según la etapa del proceso. Además, cada reactor cuenta con un agitador cuya función es mezclar, promoviendo entonces la uniformidad y facilitando la reacción en algunos casos.

Una representación aceptable para un reactor cargado que muestra la corriente de interés correspondiente al agua de enfriamiento se presenta a continuación:

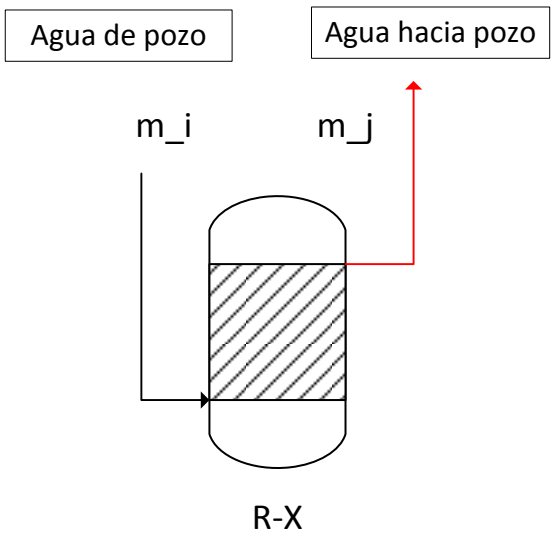

Ilustración 12 Representación de un reactor de la planta química. Se observan principalmente la corriente de agua de enfriamiento.

Según se puede observar en la ilustración 12, el agua de enfriamiento ingresa por la parte inferior y abandona el sistema por la parte superior retornando en este caso a su fuente. La fuente puede ser esencialmente de 2 tipos: agua de torre (exclusivamente caso del R-735) y agua de pozo.

Por lo tanto, el balance de materia queda establecido de la siguiente forma:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_j$$

Ecuación 1 Balance de materia estado transiente.

Al considerar estado estacionario, se tiene que el balance de materia para el reactor queda establecido:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_j$$

Ecuación 2 Balance de materia general para un reactor

La ecuación 2 indica que en estado estacionario, y bajo los supuestos ya planteados, el flujo de entrada debe ser igual al flujo de salida. En estado estacionario no existe acumulación.

Nuevamente es importante destacar que cuando el agua de enfriamiento ingresa al sistema comienza a acumularse hasta lograr inundar el lugar por donde circula; sin embargo, una vez es inundado, el flujo de entrada es igual al flujo de salida.

Mediante la ecuación 1 es posible observar lo que sucede en el sistema cuando hay acumulación. Para el principio de operación además deberá ser descartada la igualdad entre el término $\dot{m}_j$ y $\dot{m}_i$. La tasa de acumulación vendrá dada por el flujo de ingreso a la chaqueta, serpentín o media caña según sea el caso.

5.1.2 Balance de materia condensadores simples

El caso del condensador simple es levemente diferente al del reactor. El agua de enfriamiento pasa por los tubos y posteriormente es devuelta a su fuente.

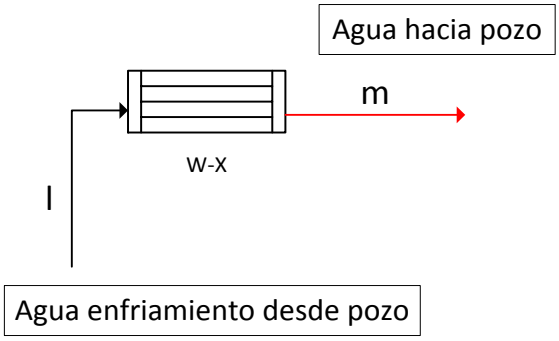

Ilustración 13 Representación de condensador

Los gases provenientes del reactor pasan al condensador y llegan al tanque acumulador. Para el balance se tendrán los mismos supuestos que en el caso anterior. En este caso específicamente no existe una inundación del sistema, sino que el agua pasa a través de los

tubos y no existe acumulación. Por lo tanto se realizará el balance de materia considerando como sistema los tubos del condensador.

$$\dot{m}_l = \dot{m}_m$$

Ecuación 3 Balance de materia condensador simple

Según la ecuación 3, el flujo de entrada y el de salida será el mismo para la operación del condensador simple.

5.1.3 BALANCE DE MATERIA CONDENSADOR DOBLE

El sistema de condensador doble posee características particulares asociadas a su funcionamiento. Las características que lo definen además provocan que el balance de materia también sea diferente. Por lo tanto se elegirá para realizar un balance el sistema por separado; es decir, cada condensador como sistema independiente; y se realizará un balance de materia global, pues el balance de materia por componente no entrega información relevante para el estudio actual.

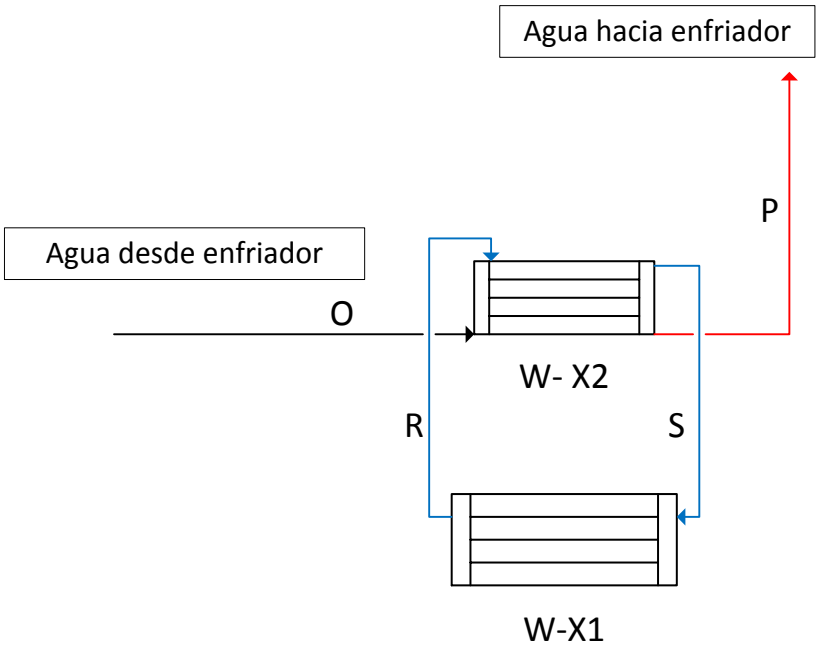

Ilustración 14 Representación sistema condensadores dobles pertenecientes al R-600 y R-735

Los balances para cada sistema considerados por separado se harán en base a la ilustración 14.

5.1.3.1 Balance de materia condensador primario

La ilustración 14 muestra el sistema compuesto por ambos condensadores. Destacar que en el primer condensador el fluido refrigerante es evaporado debido a que recibe la energía desde los gases que ingresan proveniente del reactor. En el reactor secundario el fluido refrigerante se condensa debido a que la energía que había recibido la transfiere al agua que viene desde el enfriador de líquidos ubicado en las instalaciones de la empresa.

El balance de materia, por lo tanto queda dado de la siguiente forma:

$$\frac{dm_{ref1}}{dt} = \dot{m}_s - \dot{m}_R$$

Ecuación 4 Balance de materia condensador primario

La tasa de evaporación del fluido refrigerante viene dada principalmente por la cantidad de energía que posean los gases provenientes del reactor. Además, también dependerá de la presión de trabajo del condensador.

5.1.3.2 Balance de materia condensador secundario

Al considerar el sistema del condensador secundario, el balance global queda determinado de la siguiente forma:

$$\frac{dm_{tot}}{dt} = \dot{m}_R + \dot{m}_O - \dot{m}_s - \dot{m}_P$$

Ecuación 5 Balance de materia global condensador primario

Si se analiza la corriente de agua desde el enfriador de líquido tiene las mismas consideraciones del agua de pozo cuyo balance se realiza anteriormente. Entonces el balance de materia que considera solamente el agua de enfriamiento:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_O - \dot{m}_P$$

La corriente de agua proveniente del enfriador es esencialmente estacionaria, por tanto:

$$\dot{m}_O = \dot{m}_P$$

Ecuación 6 Balance de materia agua proveniente del enfriador

En ese mismo sentido entonces el diferencial de masa total queda determinado:

$$\frac{dm_{tot}}{dt} = \frac{d\left(m_{agua} + m_{ref2}\right)}{dt}$$

$$\frac{dm_{tot}}{dt} = \frac{dm_{ref2}}{dt}$$

Ecuación 7 Diferencial de masa total

Reemplazando la ecuación 6 y 7 en la ecuación 5, se obtiene:

$$\frac{dm_{ref2}}{dt} = \dot{m}_R - \dot{m}_s$$

Ecuación 8 Balance de materia global del condensador primario

Se desprende de la ecuación 8 que el fluido refrigerante posee acumulación que dependerá principalmente de la transferencia de calor que se dé en ambos condensadores simultáneamente, pues en el primero se evapora el refrigerante, mientras que en el segundo este es condensado.

5.2 Balances de energía

El balance de energía constituye un aspecto fundamental en el presente estudio, pues entregará información crucial para entender el proceso y los cambios energéticos que experimentarán las distintas corrientes. También, principalmente se asumirá que las pérdidas al ambiente son despreciables respecto al calor transferido entre ambas corrientes.

5.2.1 Balance de energía reactores

En el caso de los balances de energía también se tendrán en cuenta las consideraciones antes expuestas para el balance de materia.

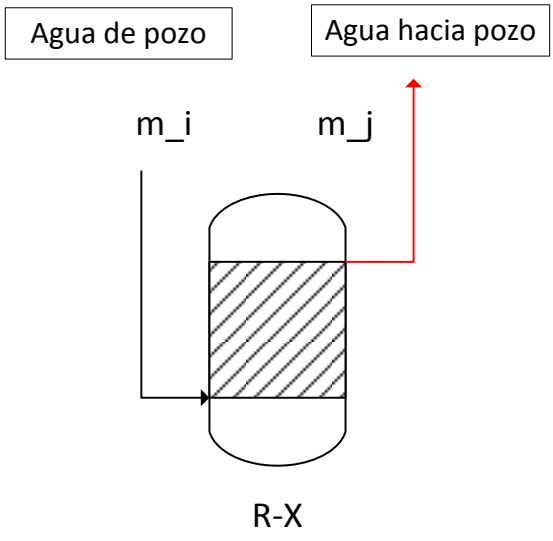

Ilustración 15 Representación reactor, incluyendo corrientes de entrada. Elaboración propia.

Se tomará la ilustración 15 como referencia para realizar el balance de energía en los reactores. Además, tomando en consideración que el reactor se encuentra ya cargado y en una etapa que incluya el control o disminución de temperatura el balance queda expresado:

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{m}_{i,t} * C_{pi,t} * \left(T_{i,t} - T_0\right) + m_{x,t} * \frac{\Delta Hrx}{t} - \dot{m}_{j,t} * C_{pj,t} * \left(T_{j,t} - T_0\right) - m_{x,t} * C_{px,t} * \left(T_{x,t} - T_0\right)$$

Ecuación 9 Balance de energía general para los reactores.

No obstante, según las consideraciones planteadas anteriormente:

$$\dot{m}_{i,t} = \dot{m}_{j,t} = \dot{m}_i$$

$$\dot{m}_{x,t} = \dot{m}_x$$

$$T_{i,t} = T_i$$

$$T_{j,t} = T_j$$

Y además, ambas expresiones no dependen de la dimensión temporal. Importante también destacar que el calor específico del agua no cambiará en el tiempo:

$$C_{pi,t} = C_{pj,t} = C_{pi}$$

La expresión de desacumulación de energía queda:

$$Q = m_{x,t} * \Delta Hrx + m_{x,t} * C_{px,t} * \left(T_{x,t} - T_0\right)$$

Derivando en función de la temperatura y considerando que el cambio del calor específico durante la reacción es específica, se obtiene:

$$\frac{dQ}{dt} = m_x * C_{px,t} * \frac{dT_x}{dt}$$

Finalmente la expresión para el balance de energía queda determinado de la siguiente forma:

$$m_x * C_{px,t} * \frac{dT_x}{dt} = \dot{m}_i * C_{pi} * \left(T_i - T_j\right) - \frac{m_x * C_{px,t} * \left(T_{x,t} - T_0\right)}{t} + \frac{m_x * \Delta Hrx}{t}$$

Ecuación 10 Balance de energía simplificado para los reactores.

$$\frac{dT_x}{dt} = \frac{\dot{m}_i * C_{pi} * (T_i - T_j)}{m_x * C_{px,t}} - \frac{(T_{x,t} - T_0)}{t} + \frac{\Delta Hrx}{C_{px,t} * t}$$

Ecuación 11 Balance de energía para los reactores; considerando de por medio una reacción activa energéticamente, realizando las simplificaciones necesarias.

En caso de considerar una reacción exotérmica el calor de reacción debe ser negativo, para el caso de ser endotérmica el calor de reacción es positivo; debido a que el volumen de control escogido corresponde al reactor.

De forma general en el sistema se presenta una tasa de acumulación de energía negativa, por lo tanto a medida que va pasando el tiempo el agua de enfriamiento retira energía del reactor. El objetivo de retirar energía puede ser el de controlar la temperatura de reacción asociada a condiciones específicas de proceso, o a condiciones de seguridad.

En el caso de solamente disminuir la temperatura para realizar la manipulación de manera más segura, se obtiene que la expresión queda determinada de la siguiente forma:

$$\frac{dT_x}{dt} = \frac{\dot{m}_i * C_{pi} * (T_i - T_j)}{m_x * C_{px,t}} - \frac{(T_{x,t} - T_0)}{t}$$

Ecuación 12 Balance de energía reactores, considerando exclusivamente enfriamiento.

Notar que respecto a la ecuación 11, el término que cambia es el calor de reacción. Además que las propiedades del producto si se podrían considerar constantes.

5.2.2 Balance de energía condensadores simples

En el caso del condensador simple, el balance de energía será desarrollado íntegramente en estado estacionario, pues el lapso en que el sistema comienza a acumular en las inmediaciones del condensador es corto respecto al total de la operación.

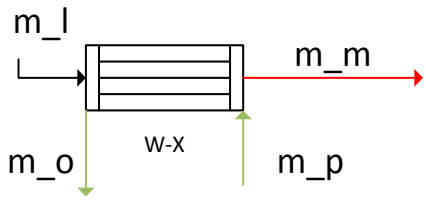

Ilustración 16 Condensador simple, corrientes de entrada y salida.

$$\frac{dQ}{dt} = m_l * C_{pl} * (T_l - T_0) + m_p * H_p - m_m * C_{pm} * (T_m - T_0) - m_o * H_o$$

Ecuación 13 Balance de energía general para el condensador simple.

Además, al realizar los supuestos explicados, se obtienen las siguientes expresiones:

$$\frac{dQ}{dt} = 0 \ (Estado\ estacionario)$$

$$C_{pl} = C_{pm}$$

$$m_l = m_m$$

El resultado en la corriente m_o es una mezcla compuesta de vapor que no alcanza a condensarse y líquido en su punto de burbuja.

$$m_p * H_p = m_p * C_{pp} * \left(T_p - T_0\right)$$

En la salida del condensador para el producto del reactor generalmente se tiene una mezcla líquido vapor, por lo tanto se considera que la parte líquida es la que se condensa.

$$m_o * H_o = m_{ol} * \Delta H_o^{LV} + m_{og} * C_{pg} * (T_o - T_0)$$

Finalmente la expresión para el balance de energía queda determinada de la siguiente forma:

$$m_l * C_{pl} * (T_l - T_m) = m_p * C_{pp} * \left(T_p - T_0\right) - \left(m_{ol} * \Delta H_o^{LV} + m_{og} * C_{pg} * (T_o - T_0)\right)$$

Ecuación 14 Balance de energía simplificado para el sistema de condensador simple.

5.2.3 Balance de energía condensadores dobles

En el caso del sistema de condensadores doble será necesario separar y realizar el análisis para cada condensador, estableciendo el primario como aquel en el que ingresa desde el reactor los gases que se deben condensar; mientras que en el segundo ingresa el agua de enfriamiento que intercambia calor con el fluido refrigerante.

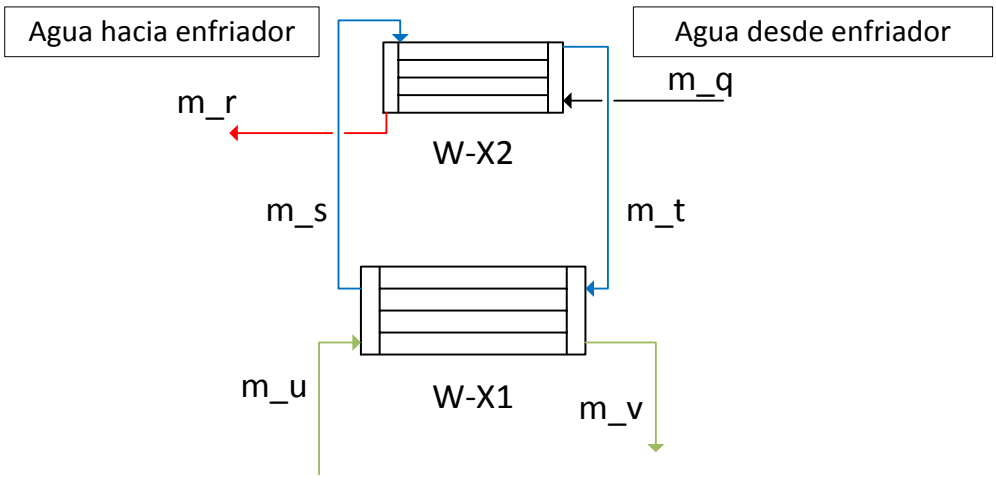

Ilustración 17 Sistema de condensadores dobles, se utilizan en el R-600 y R-735. Elaboración propia.

5.2.3.1 Balance de energía condensador primario

En el condensador primario ingresan las corrientes m_u (gases del reactor) y m_t (fluido refrigerante) a contracorriente, en este condensador el flujo de gases intercambia calor con el fluido refrigerante. El fluido refrigerante se encuentra en fase líquida y se evapora, pasando a fase vapor; mientras que, por otro lado la corriente de gases se condensa parcialmente pues una parte es llevada a tratamiento con el objetivo de no generar emisiones contaminantes al ambiente.

Por lo tanto, el balance de energía queda expresado de la siguiente manera:

$$\frac{dQ}{dt} = m_u * H_u + m_t * H_t - m_s * H_s - m_v * H_v$$

Ecuación 15 Balance de energía general para el condensador primario.

$$\frac{dQ}{dt} = 0\ (Estado\ estacionario)$$

$$H_u = C_{pu} * (T_u - T_0)$$

$$H_t = H_t^L (Entalpía\ del\ líquido\ en\ punto\ de\ burbuja)$$

$$H_s = H_s^V (Entalpía\ de\ vapor\ en\ punto\ de\ rocío)$$

Además, la corriente de m_v está compuesta por una fase líquida y una gaseosa, por lo tanto:

$$m_v = m_{vl} + m_{vg}$$

$$m_v * H_v = m_{vg} * C_{pvg} * \left(T_g - T_0\right) + m_{vl} * \Delta H_v^{LV}$$

Por condiciones termodinámicas de equilibrio:

$$T_{vl} = T_{vg} = T_g$$

Al realizar un balance de energía en estado estacionario para el fluido refrigerante, se obtiene que:

$$m_t = m_s$$

$$0 = m_u * C_{pu} * (T_u - T_0) + m_t * \Delta H_t^{LV} - m_{vg} * C_{pvg} * \left(T_g - T_0\right) - m_{vl} * \Delta H_v^{LV}$$

Ecuación 16 Balance de energía simplificado para el condensador primario.

5.2.3.2 Balance de energía condensador secundario

En el caso del condensador secundario, las corrientes que intercambian calor corresponde al fluido refrigerante (m_s, m_t) y al agua proveniente del enfriador (m_q, m_r). El fluido refrigerante se condensa y desciende producto de la gravedad al condensador primario y el agua proveniente del enfriador abandona el sistema para recircularse.

$$\frac{dQ}{dt} = m_s * H_s - m_t * H_t + m_q * C_{pq} * \left(T_q - T_0\right) - m_r * C_{pr} * (T_r - T_0)$$

Ecuación 17 Balance de energía general para el condensador secundario.

$$\frac{dQ}{dt} = 0 \ (Estado\ estacionario)$$

Considerando los supuestos anteriormente planteados:

$$m_s = m_t$$

$$m_q = m_r$$

$$0 = m_t * \Delta H_t^{LV} + m_q * C_{pq} * \left(T_q - T_r\right)$$

Ecuación 18 Balance de energía simplificado para el condensador secundario.

5.3 Energía transferida

El objetivo de realizar los balances de materia y energía es poder observar fenomenológicamente lo que pasa en los sistemas sobre los cuáles se realiza el balance de materia y/o energía. Posterior a este entendimiento del fenómeno es fundamental llevar a la práctica y estimar el consumo energético a través de las variables que será posible medir en base a las limitaciones físicas, operacionales y logísticas.

En sentido general, el calor transferido responde a la cantidad de energía que absorbe el fluido cuyo objetivo es enfriar.

5.3.1 CALOR TRANSFERIDO REACTORES

En el caso de los reactores es difícil establecer el calor transferido de manera específica en función del tiempo; no obstante, si se toma un intervalo de tiempo total, y considerando que las propiedades físicas de la materia, tanto termodinámica, cómo cinéticamente son prácticamente invariantes, se tiene que la *ecuación 9* queda expresada de la siguiente forma:

$$0 = \dot{m}_i * C_{pi} * (T_i - T_j) - \frac{m_x * C_{px,t} * (T_{x,t} - T_0)}{t} + \frac{m_x * \Delta Hrx}{t}$$

En términos del calor transferido, es sencillo notar que se transfiere la energía que es contenida dentro del reactor. Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{T1} = \dot{m}_i * C_{pi} * (T_i - T_j) = \frac{m_x * C_{px,t} * (T_{x,t} - T_0)}{t} + \frac{m_x * \Delta Hrx}{t}$$

Ecuación 19 Calor transferido para los reactores.

Importante mencionar que en la *ecuación 19* las variables asociadas al subíndice *"i"* pertenecen al agua utilizada por la chaqueta o serpentín, según sea el caso del diseño del reactor. Por lo tanto, para la estimación de energía necesaria a remover del proceso en este caso basta con especificar el flujo másico, y las temperaturas a la entrada y salida.

El hecho de que baste con medir las variables señaladas anteriormente es de suma utilidad, pues no es necesario conocer las propiedades físicas específicas, ni cinética de reacción, ni entalpías de reacción para ser capaces de estimar los requerimientos energéticos. La importancia de realizar los balances de energía para el problema planteado radica en que se simplifica el problema; pues en la mayoría de casos los datos del producto o su formación de acuerdo a parámetros teóricos validados con la experimentación no existen. Por lo tanto, desde una perspectiva pragmática para el problema en cuestión, la necesidad de las propiedades físicas o experimentos a escala de laboratorio que permitan estimar propiedades, son dispensables.

5.3.2 CALOR TRANSFERIDO CONDENSADORES SIMPLES

En el caso de los condensadores simples que se encuentran en planta la situación es más sencilla; pues la expresión del calor transferido será la siguiente:

$$\dot{Q}_{T2} = m_l * C_{pl} * (T_l - T_m)$$

$$\dot{Q}_{T2} = m_p * C_{pp} * (T_p - T_0) - \left(m_{ol} * \Delta H_o^{LV} + m_{og} * C_{pg} * (T_o - T_0)\right)$$

Ecuación 20 Calor transferido para el condensador simple.

Cabe destacar que la *ecuación 20* se desprende la *ecuación 14.*

Para el caso también, el subíndice "*l*" corresponde a las variables del agua. Por lo tanto, el análisis llevado a cabo para el calor transferido en el caso del reactor sigue siendo totalmente válido para los condensadores simples.

En este caso no es necesario, por ejemplo conocer cuál es la entalpía de vaporización de la mezcla que ingresa al condensador y tampoco que fracción de esta mezcla es condensada. Conocer los valores anteriormente mencionados tendría dificultades a nivel de reacción, pues es indispensable saber los productos intermedios, cinética y entalpías de formación, además también a nivel de condiciones de equilibrio ya que sería necesario conocer las propiedades del equilibrio líquido vapor para una mezcla multicomponente. Sin embargo, para la estimación de los requerimientos energéticos basta con conocer las variables del agua de enfriamiento.

5.3.3 CALOR TRANSFERIDO CONDENSADORES DOBLES

Los condensadores dobles correspondientes al R-600 y R-735 fueron analizados por separado, para poder generar expresiones que posean conexión entre sí.

Desde la *ecuación 16* se desprende que el calor transferido al fluido refrigerante de parte de los gases provenientes del reactor, se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{T3} = m_t * \Delta H_t^{LV} = m_{vg} * C_{pvg} * (T_g - T_0) + m_{vl} * \Delta H_v^{LV} - m_u * C_{pu} * (T_u - T_0)$$

Ecuación 21 Calor transferido desde los gases de proceso al fluido refrigerante.

Mientras que, a través de la *ecuación 18*, se obtiene que el calor transferido corresponde a:

$$\dot{Q}_{T4} = m_t * \Delta H_t^{LV} = m_q * C_{pq} * (T_r - T_q)$$

Ecuación 22 Calor transferido desde el fluido refrigerante al agua del enfriador.

Al reemplazar el valor de la expresión $m_t * \Delta H_t^{LV}$ desde la *ecuación 22* en la *23*, se obtiene que el calor retirado en el condensador primario puede relacionarse con el calor retirado en el secundario a través del agua de enfriamiento.

$$\dot{Q}_{T5} = m_q * C_{pq} * (T_r - T_q)$$

$$\dot{Q}_{T5} = m_{vg} * C_{pvg} * \left(T_g - T_0\right) + m_{vl} * \Delta H_v^{LV} - m_u * C_{pu} * (T_u - T_0)$$

Ecuación 23 Calor transferido desde el condensador primario al secundario.

Por lo tanto, al medir las condiciones de flujo utilizado y, además, la temperatura a la entrada y salida; será posible obtener el requerimiento energético del sistema de condensación doble. En el sentido anterior el análisis es similar al ya desarrollado para los otros 2 sistemas principales de transferencia de calor.

Es importante destacar además que en los balances de materia y energía realizados no se considera pérdidas inherentes, por ejemplo filtraciones o pérdidas al ambiente. En el caso del enfriamiento, es probable que generalmente se esté subestimando pues parte de la energía del fluido que se quiere enfriar pasa al ambiente.

Capítulo 6. METODOLOGÍA DE TOMA DE DATOS.

6.1 FUNDAMENTO TEÓRICO

Una vez realizados los balances de energía y materia se procede a establecer las magnitudes físicas necesarias de medir. Por lo tanto la metodología de toma de datos involucra esta definición y la manera de llevarse a cabo en planta la medición efectiva.

El cálculo de energía necesaria en este caso viene dado por el calor sensible transferida al agua de enfriamiento ya sea de pozo, torre o enfriador de líquido, pues como ya se explicó anteriormente para estimar los requerimientos energéticos basta con conocer el flujo utilizado y las temperaturas de salida y entrada.

Entonces la energía que el agua absorbe, de manera experimental queda determinada de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{Ti} = \dot{m} * C_{pi} * (T_{out} - T_{in})$$

Ecuación 24 Energía transferida al agua de enfriamiento.

En función de estimar la cantidad de calor que requiere extraer el agua de enfriamiento, es indispensable estimar la temperatura en la salida y entrada del reactor y condensadores que se encuentren en funcionamiento. Además se hace preciso saber el flujo de agua que circula a través del equipo correspondiente.

Considerando las limitaciones y los instrumentos de medición dispuestos en planta, es posible medir las magnitudes descritas anteriormente; no obstante, en el caso del flujo solo es posible medir el flujo total que ingresa a la planta pues este medidor es utilizado para cuantificar el servicio de agua de enfriamiento total en un lapso. Por lo tanto parte de la toma de datos incluye considerar la medición de flujo al tener solamente funcionando un equipo ya sea condensador o reactor. Por ende, es necesario tomar las máximas precauciones posibles al momento de tomar los datos del medidor de flujo dispuesto a la entrada de la planta.

Finalmente los datos fueron recopilados desde planta para su posterior análisis.

6.2 RECOPILACIÓN DE INFORMACIÓN

Los datos recopilados responden principalmente a las necesidades de producción, es decir, se realiza la toma de datos de acuerdo a los productos que se van fabricando.

Clariant, específicamente OMS es una planta esencialmente multipropósito pues los productos a fabricar pueden variar de acuerdo a las solicitudes de los clientes y al mercado objetivo al que se apunte. Por lo tanto, sus instalaciones no siempre son ocupadas en su

totalidad. De manera más específica; no resulta raro que alguno de los condensadores asociados al funcionamiento de un reactor deje de utilizarse porque los productos destinados para ese reactor no tienen un proceso en el cuál se requiera el uso del condensador, es decir, presumiblemente el producto a fabricar no posee gases cuyo interés este en condensarlos, por ejemplo.

Según la explicación planteada, durante el estudio no se utilizaron los condensadores de los reactores R-512 y R-520, entonces sus requerimientos energéticos no pudieron ser estimados en términos prácticos. No obstante por las características inherentes de la planta química es indispensable estimar este requerimiento energético en función a condensadores de similares características, planteamiento que si es posible dentro de las condiciones en planta.

La importancia principal de sobreestimar la energía que debe ser extraída del sistema, (considerando sistema como la planta química) reside en que las proyecciones de la empresa apuntan hacia un crecimiento de producción; en ese sentido resulta más lógico diseñar una propuesta que posea más holgura en la operación de la planta.

Otra salvedad importante radica, en que al querer realizar una estimación energética es indispensable trabajar con las condiciones más críticas. En este caso las condiciones más críticas son las de la diferencia de temperatura y flujo máximo; todo esto agregado a la operación simultánea de los equipos en planta. Al tener ambas cantidades en su mayor valor medido se estará en la condición en que se necesita extraer mayor energía, es decir la condición más adversa. Lo anterior se puede desprender desde la *ecuación 24* que indica la directa proporcionalidad entre la energía en forma de calor y las magnitudes físicas de temperatura y flujo másico.

6.2.1 Información reactores

En el caso de los reactores la forma de estimar el requerimiento energético consiste en medir el flujo a la entrada del sistema, teniendo siempre en cuenta que debe ser el único equipo que esté consumiendo agua de enfriamiento como servicio en la planta.

El R-735 no se encontró en funcionamiento durante la toma de datos; por lo tanto se estimará un flujo energético de acuerdo al equipo de características más similares.

La temperatura fue tomada, con un pirómetro óptico apuntando directamente a la superficie. Se elige la superficie que se encuentre más próxima a la entrada del reactor y que sea factible de alcanzar.

Para la estimación térmica de estos reactores es necesario tener en consideración que sea el único equipo en funcionamiento producto de la medición de flujo. En la ilustración 18 es

posible observar los puntos que es necesario medir. Los instrumentos identificados con TI, indican la medición de temperatura y los de FI la medición de flujo necesaria.

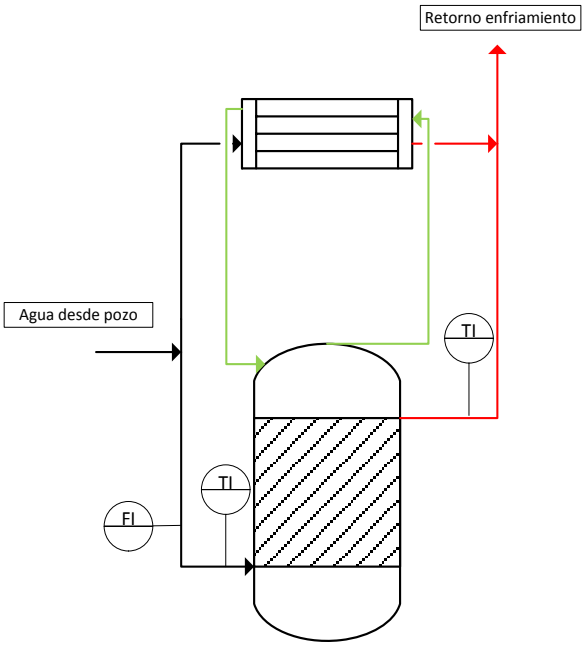

Ilustración 18 Puntos donde se miden las variables físicas para el reactor.

6.2.2 Información condensadores simples

En el caso de los condensadores simples, se repite la lógica del reactor, pues al momento de utilizar el condensador, el proceso se encuentra en calentamiento; por lo tanto el agua que ingresa al sistema corresponde exclusivamente al condensador. Necesario también es realizar la verificación de que el condensador sea el único equipo en funcionamiento.

Los datos de temperatura son nuevamente medidos mediante un pirómetro óptico y siguiendo la lógica explicada para el inciso anterior. La ilustración 19 muestra los puntos en que se debe medir para estimar la capacidad térmica de los condensadores simple, es decir, la energía necesaria a disipar en el condensador.

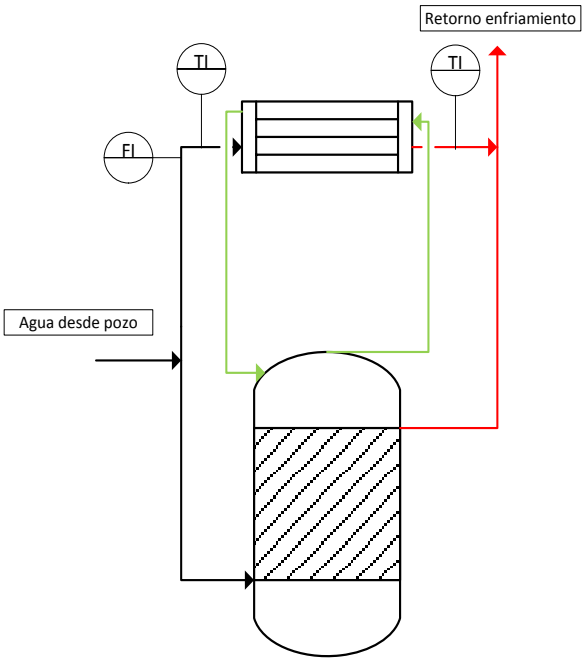

Ilustración 19 Puntos y variables físicas a medir para estimar la carga térmica de los condensadores simples.

6.2.3 INFORMACIÓN CONDENSADORES DOBLES

Para el caso de los condensadores dobles, fue necesario estimar condiciones de operación para el agua, gases y fluido refrigerante. Sin embargo, la toma de datos fue más sencilla pues el R-600 posee instalado un sistema de control automático y para su funcionamiento debe registrar los datos establecidos como necesarios para el cálculo energético relacionado con la temperatura.

El flujo másico, a diferencia de los casos anteriores fue medido mediante un medidor propio que posee el enfriador de líquidos. Tal como muestra la ilustración 20 es necesario medir el flujo de agua y la temperatura a la entrada y salida del condensador secundario; de esta forma se estimará la carga térmica.

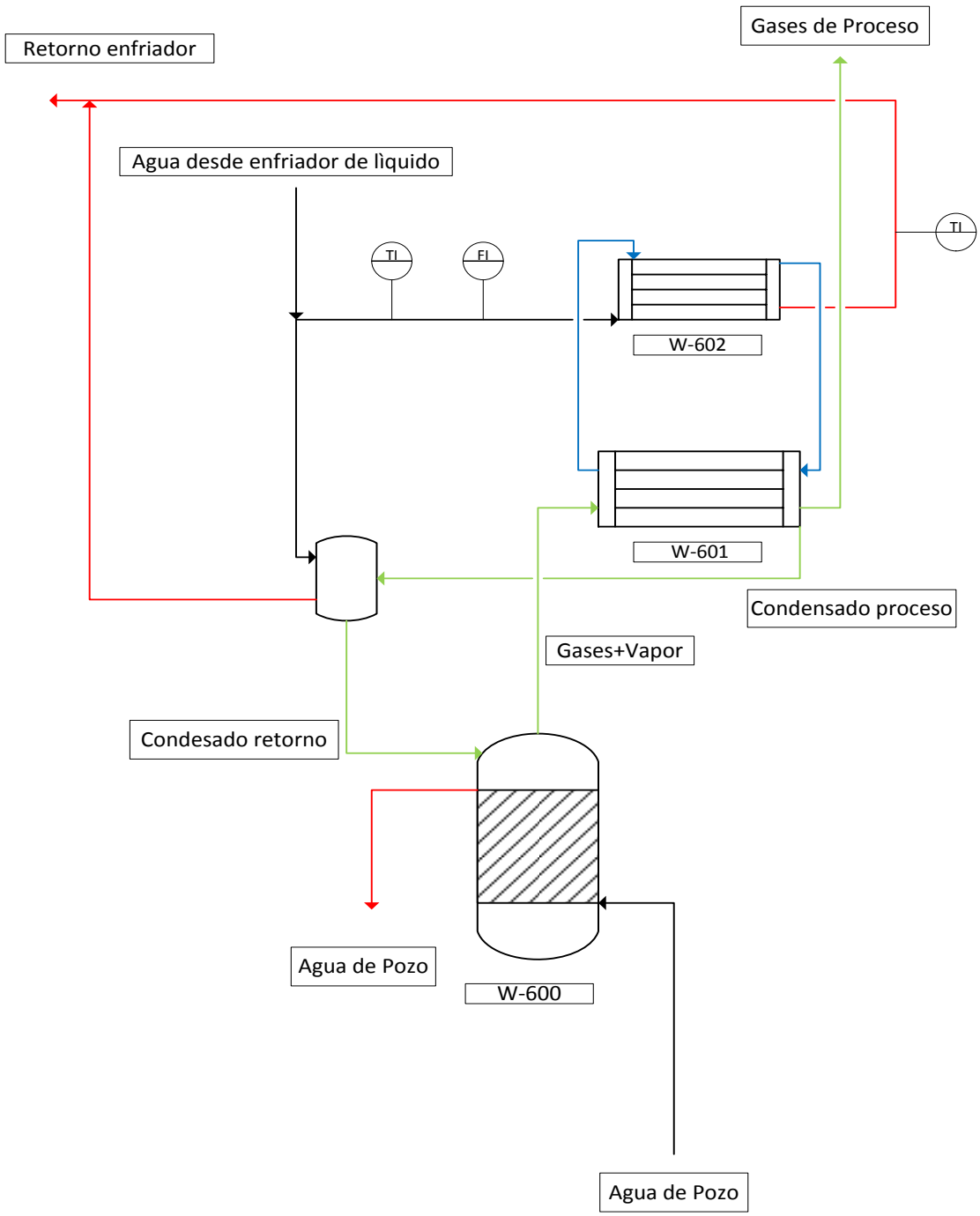

Ilustración 20 Puntos y variables a medir para estimar carga térmica de condensadores dobles.

6.2.4 DATOS RECOPILADOS

A continuación, se muestra un resumen de los datos con que se trabajará para el posterior análisis y diseño de equipos.

Tabla 7 Datos recopilados de la planta OMS.

Equipo	Presión Reactor [bar]	Temperatura Reactor [°C]	Temperatura Ingreso agua enfriamiento [°C]	Temperatura de salida agua de enfriamiento [°C]	Diferencia de Temperatura máxima [°C]	Flujo [m3/min]	Energía Retirada [Kcal/min]	Energía Retirada [KJ/min]	Unidades
R-500	-0,7	96,0	24,5	34,2	9,7	0,53	5091,7	21313,8	
W-525	0,0	135,0	25,6	28,5	2,9	0,64	1855,4	7766,8	
R-512	0,0	17,4	16,5	18,6	2,1	0,18	371,6	1555,5	
R-520	0,0	46,3	21,2	23,4	2,2	0,3	616,1	2578,9	
R-610	0,1	98,0	23,0	25,9	3,0	0,74	2214,1	9268,2	
W-611	0,1	107,3	24,7	29,6	7,0	0,44	3107,4	13007,5	
R-600	0,0	98,0	22,3	25,3	3,0	0,70	2214,1	9268,2	
W-602	-0,5	146,0	25,7	29,1	3,4	0,14	289,3	1211,1	
						Total	15759,6	65970,0	KJ/min
								945.577	kcal/h

6.3 CONDICIONES CRÍTICAS

Producto del análisis de operación en planta se identifica una operación que concentra particularmente la atención. Se trata del sistema que posee el R-600 y R-735 respecto a los condensadores dobles.

En ambos casos, como ya fue explicado se utiliza agua como fluido condensador del refrigerante R-407C. Al ser una mezcla ternaria, en las condiciones de equilibrio la temperatura del vapor y el líquido no son las mismas. Esta diferencia de temperatura se llama temperatura de deslizamiento, y es aproximadamente $6\ [°C]$. Las implicancias de esta temperatura de deslizamiento es que el fluido refrigerante puede condensarse o evaporarse a temperaturas menores, de acuerdo al porcentaje de fluido más volátil en la composición.

Según los datos recopilados el agua ingresa a una temperatura mínima de $6{,}7\ [°C]$ y sale a $6{,}9\ [°C]$. Además el fluido refrigerante se encuentra a una presión de $7\ bar$, lo que provoca que la temperatura, según el software NIST-REFPROP, sea de $10{,}9\ °C$ para el líquido y de $16{,}8\ [°C]$ para el vapor. Notar que la diferencia de temperatura es debida precisamente a la temperatura de deslizamiento.

El diagrama entalpía en función de la presión es extraído de del software NIST- REFPROP, en el que se puede observar el comportamiento de la presión del refrigerante en función de la temperatura. Este Software cuenta con la opción de generar este tipo de gráficos; además se puede tener la información puntual tanto de condiciones de equilibrio (saturación) como las que no lo son.

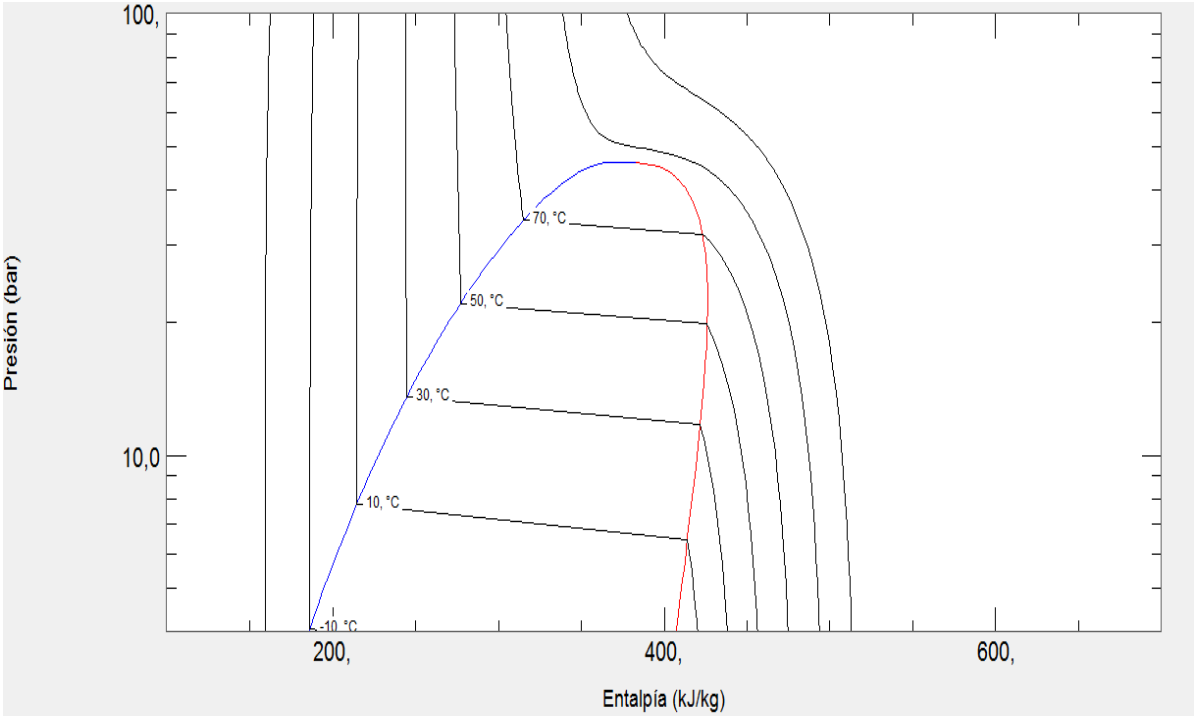

Gráfico 1 Presión en función de la entalpía, para el fluido refrigerante R 407C. Obtenido mediante Refprop.

Según la ley de equilibrio térmico, al encontrarse en contacto dos cuerpos a distintas temperaturas tienden a llegar a un equilibrio térmico consistente en que las temperaturas se igualan. Por lo tanto en el caso del condensador secundario es físicamente imposible condensar el fluido refrigerante con una corriente que se encuentre a menor temperatura. Si se considera que el gas dentro del fluido refrigerante se encuentra a $7\ [bar]$ entonces el agua debe estar bajo los $16{,}8\ °C$ para que sea capaz de condensar el gas o algún porcentaje de este. No obstante, esta temperatura no se puede alcanzar con el agua de pozo, por ende se utiliza un enfriador que permite descender la temperatura del agua a $6{,}7\ [°C]$ y de esta forma lograr condensar el fluido refrigerante para descienda y sea evaporado.

En primera instancia la condición crítica en el sentido de la temperatura estaría dada por el sistema de condensadores dobles, pues este sistema entregaría un mínimo de temperatura con el cuál a $7\ bar$ de presión sería posible condensar el fluido refrigerante.

Pese al primer acercamiento a alguna condición crítica que limite la elección de un sistema de enfriamiento adecuado; a medida que los datos fueron recopilados; se encontró, que en algunas ocasiones el sistema de condensadores funcionó con agua desde pozo porque el enfriador se encontraba con fallas técnicas.

La información recopilada en esas condiciones responde a $25{,}7\ [°C]$ para la temperatura de entrada del agua de pozo; por lo tanto la temperatura del fluido refrigerante corresponde a

una temperatura mayor según lo planteado respecto a las leyes termodinámicas. Al realizar la comparación con la temperatura del líquido R407C para el caso anterior, se puede estimar que la temperatura del líquido del fluido refrigerante es de $30{,}7\ [°C]$ y la presión de equilibrio corresponde a $12\ [bar]$ según el software RESPROP-NIST.

En conclusión la condición crítica aparente no responde a una condición efectivamente limitante en el sentido de la temperatura, pues será posible trabajar con agua a temperatura bajo $30{,}7\ [°C]$ y de esta forma condensar el fluido refrigerante en el condensador secundario.

Otro aspecto relevante respecto a la presión de trabajo del fluido refrigerante es la presión de diseño de los condensadores. La máxima presión que soportan los condensadores es de $15\ bar$, no obstante se recomienda no superar los $13\ bar$. Por lo tanto la presión no limita la temperatura del agua usada como refrigerante en el condensador secundario.

Capítulo 7. SELECCIÓN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

La selección del sistema de enfriamiento corresponde a una etapa fundamental, pues se deberá tener en cuenta la información recabada anteriormente y además comprender las tecnologías con que se cuenta hasta el momento del presente estudio. Entender el contexto en el cual se desarrollará el proyecto facilitará la mejor estimación de los costos y beneficios asociados.

Se entiende por sistemas de refrigeración industrial los sistemas destinados a disminuir el calor de un fluido por intercambio calórico con un refrigerante para reducir su temperatura a la temperatura ambiente.

Los sistemas industriales están clasificados por la manera en que se conciben y además por el refrigerante empleado, entre estos se tiene:

- Sistemas de refrigeración por aire, agua, fluido refrigerante.
- Sistemas abiertos y cerrados: en los sistemas abiertos, el refrigerante o el fluido a enfriar está en contacto directo con el medio ambiente. En los sistemas cerrados, el refrigerante o el fluido del proceso fluye a través de tubos o serpentines y no está en contacto directo con el medio ambiente.
- Sistemas directos/sistemas indirectos: En un sistema directo hay un solo intercambiador de calor donde el refrigerante enfría el fluido de proceso. En un sistema indirecto existen al menos dos intercambiadores de calor y un circuito secundario de refrigeración entre el proceso y el primer refrigerante.

Una clasificación sencilla de los sistemas de refrigeración se presenta a continuación [3]:

Sistema de refrigeración	Refrigerante	Modo de refrigeración	Temperatura final mínima del fluido de proceso asequible (ºC)
Sistema abierto con una sola vuelta del fluido a enfriar – sistema directo	Agua	Conducción / Convección	18 – 20
Sistema abierto con una sola vuelta del fluido a enfriar – sistema indirecto	Agua	Conducción / Convección	21 – 25
Torre de refrigeración en circuito abierto – sistema directo	Agua / Aire	Evaporación	27 – 31
Torre de refrigeración en circuito abierto – sistema indirecto	Agua / Aire	Evaporación	30 - 36
Torre de refrigeración en circuito cerrado / agua	Agua / Aire	Evaporación / Convección	28 - 35
Torre de refrigeración en circuito cerrado / aire	Aire	Convección	40 - 45

Ilustración 21 Clasificación de sistema de refrigeración.

Dentro de la clasificación de los sistemas de refrigeración industrial, se hará la comparación principalmente entre los sistemas que utilizan fluido refrigerante, mediante un ciclo expansión/comprensión, sistemas de enfriamiento por aire y finalmente sistemas de enfriamiento por agua.

Según la literatura y considerando el contexto en cuál se desarrolla el proyecto, las torres de enfriamiento son la alternativa más eficiente del campo de la refrigeración industrial. Entre sus ventajas se encuentran: ahorro energético, respecto hacia medioambiente, seguridad respecto a la salud humana y una inmejorable relación entre la inversión y el rendimiento [3]. No obstante, se procede a analizar cada criterio.

7.1 CRITERIO MEDIOAMBIENTAL

El mayor gasto en energía de alternativas tales como el uso de sistemas de expansión compresión con fluidos refrigerantes o el enfriamiento con aire producen un aumento en el impacto de la emisión de CO_2. Además en estos sistemas al tener una temperatura alta de condensación del fluido refrigerante, implicaría entonces:

- Mayor presión de condensación, por lo tanto existe un riesgo de fugas del refrigerante y el consiguiente impacto ambiental o efecto invernadero.
- Al aumentar la temperatura de condensación disminuye la producción frigorífica de una instalación. Es decir, para producir el mismo efecto de refrigeración se necesita: compresor más grande, motor eléctrico de accionamiento mayor, condensador mayor, condensador con más ventiladores (más ruido, costo insonorización).

Esta tecnología utiliza alrededor del 95% del agua total que mueve para su funcionamiento, solo una pequeña parte se evapora y otra se evacua a modo de purga, para evitar la concentración de sales.

7.2 CRITERIO ECONÓMICO

Las instalaciones que utilizan la tecnología de torres de enfriamiento requieren una menor inversión. El principal costo de inversión está relacionado al equipo de bombeo y ventilador.

Dentro de los consumos fijos se encuentra la energía eléctrica utilizada por el ventilador y la bomba; siempre y cuando, esta sea de gran capacidad.

Otras tecnologías requieren del uso de ciclos de expansión compresión que encarecen el sistema y, además también incrementan el costo de operación. La geotermia por ejemplo, requiere de estudios anteriores costosos y además sondeos para encontrar el lugar más idóneo de implementación. En general otras tecnologías tienen más costos en su construcción.

En resumidas cuentas, respecto a criterios económicos, tanto de inversión como de operación, las torres de enfriamiento ofrecen un escenario inmejorable de la relación inversión-rendimiento.

7.3 CRITERIO ENERGÉTICO

El uso de fluidos refrigerantes como el NH_3 o la aplicación de CO_2 como fluido refrigerante; además de la utilización de aire como fluido refrigerante incrementa el gasto energético del 20 al 80% respecto al uso del principio de enfriamiento por evaporación; es decir, el uso de una torre de enfriamiento.

A modo de ejemplo, se estima que el uso de sistemas de enfriamiento evaporativo producen un ahorra de hasta el 45% respecto a los sistemas indirectos enfriados por aire [3].

7.4 CRITERIO SEGURIDAD

Este criterio es sumamente importante, pues la operación, uso y mantenimiento de una torre de enfriamiento no es altamente riesgosa, pues no posee altas temperaturas operacionales, tampoco gases tóxicos o altas presiones que amenacen la seguridad de las personas.

7.5 CRITERIO TECNOLÓGICO

El criterio tecnológico involucra aspectos técnicos pues es una tecnología que está bien estudiada, por lo tanto en el mercado existe una gran variedad de equipos de enfriamiento evaporativo que permiten a cualquier usuario elegir la combinación de rendimiento, utilización de energía y vida útil que mejor se ajuste a las necesidades. Se trata de una amplia oferta de equipos de diversos materiales de construcción, disposiciones y tipos de accesorios que permiten el correcto funcionamiento. Por otro lado, es una tecnología que no tiene una relativa complejidad en su operación.

Finalmente en base a los criterios expuestos anteriormente y el intervalo de temperaturas a utilizar, se tiene que la torre de enfriamiento cuyo principio físico es el enfriamiento evaporativo.

En los siguientes capítulos se abordarán aspectos teóricos, técnicos y económicos del sistema de enfriamiento seleccionado.

Capítulo 8. TORRES DE ENFRIAMIENTO

8.1 ENFRIAMIENTO POR EVAPORACIÓN

El funcionamiento de una torre de enfriamiento involucra la evaporación de agua, y de esta forma se logra disminuir la energía presente en el fluido. El proceso de enfriamiento de agua por evaporación se encuentra entre los más antiguos.

Por otra parte, la velocidad del enfriamiento va ligada principalmente a la exposición de la superficie del agua al aire [5].

El enfriamiento por evaporación es el mecanismo mediante el cual el agua en contacto con aire es enfriada. Además dentro de este mecanismo hay 2 formas en que la energía pasa del agua al aire: calor sensible y latente. El calor sensible va relacionado con la energía liberada al generar un cambio de temperatura; mientras que el calor latente es la energía liberada al cambio de fase. En el caso del contacto aire-agua, entre el 80 % de la trasferencia de calor se debe al calor latente y el 20% al calor sensible [5].

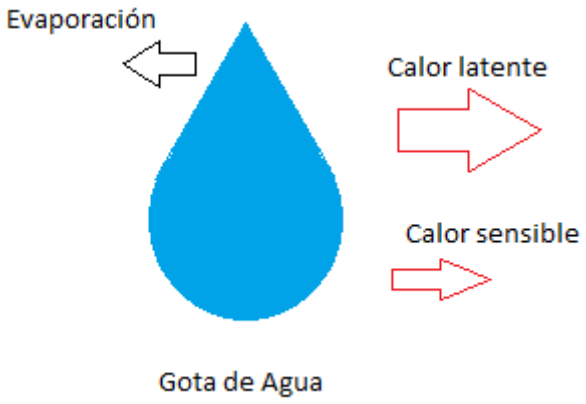

Ilustración 22 Representación gota de agua- Elaboración propia.

Según la *ilustración 22* se puede apreciar el efecto de una gota al descender producto de la gravedad y rodeada de aire. Se transfiere entonces al aire la energía producto del calor latente y calor sensible; además se transfiere también materia en forma de vapor.

Finalmente al darse el fenómeno de evaporación es que se logra el enfriamiento de una corriente de líquido.

8.2 PRINCIPIOS TORRE DE ENFRIAMIENTO

La torre de enfriamiento trabaja bajo el alero del principio explicado en el inciso anterior, respecto al enfriamiento por evaporación. En general, el agua ingresa por la parte superior del sistema y el aire por la parte inferior. En las inmediaciones la torre se encuentra empacada, cuyo objetivo es aumentar el contacto interfacial entre el agua y aire.

La fuerza impulsora de la evaporación del agua es la presión de vapor del agua menos la presión de vapor que tendría a su temperatura de bulbo húmedo. Por lo tanto, el agua se puede enfriar hasta la temperatura de bulbo húmedo y en la práctica se enfría a unos $3\ [K]$ o un poco más por encima de dicha temperatura [6].

8.3 CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento se dividen según como se mueva el aire al interior del cuerpo de la torre:

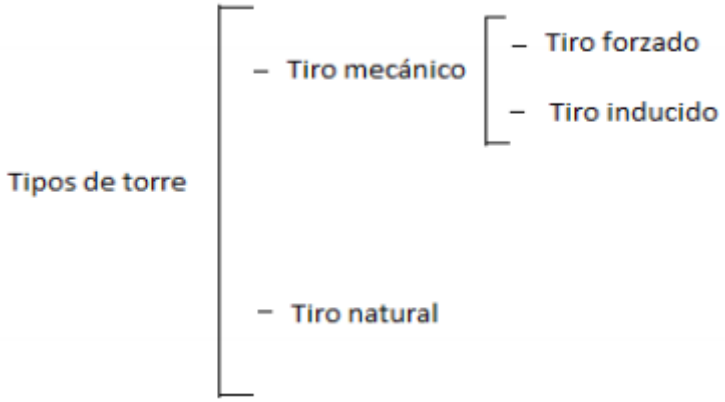

Ilustración 23 Clasificación de torres de enfriamientos. [7]

8.3.1 TIRO MECÁNICO

La fuerza motriz del aire que circula por la torre es la energía mecánica proporcionada generalmente por la energía eléctrica. Este tipo de torre brinda un control completo del aire que ingresa al sistema y, además permite controlar de forma más precisa la temperatura [7].

Según la ubicación del ventilador es posible establecer dos clasificaciones de las torres mecánicas.

8.3.1.1 TIRO FORZADO

En las torres de tiro forzado el aire es ingresado por la base y es expulsado por la parte superior. El ingreso por la base se realiza mediante un ventilador y sale por la parte superior de la torre a baja velocidad.

La ventaja de tener este tipo de disposición es que la ubicación del ventilador y motor propulsor fuera de la torre facilita la inspección, mantenimiento y reparación de los mismos. Además que al quedar el equipo fuera de la parte superior de la torre, caliente y húmeda, el ventilador no está sometido a condiciones corrosivas [2]. No obstante, tiene la desventaja de un exceso de recirculación de vapores producto de la baja velocidad a la salida de la torre [4]. La recirculación de vapor impacta principalmente en la disminución de la temperatura de bulbo húmedo del aire utilizado para enfriar y, por ende, un incremento de la temperatura de salida del agua.

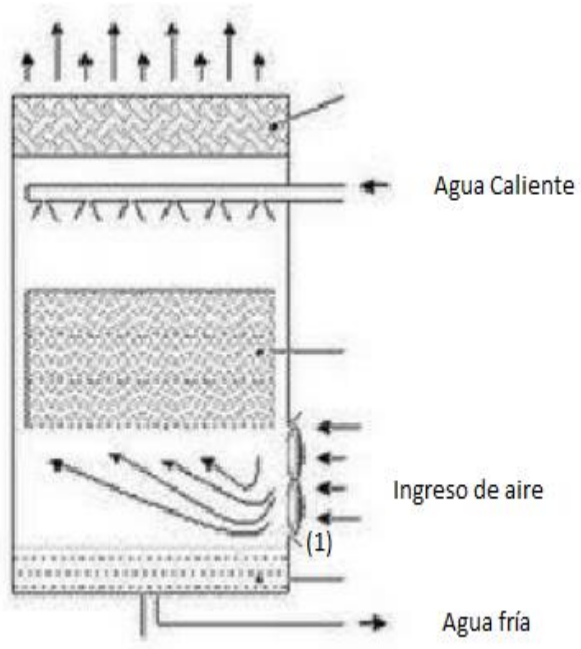

Ilustración 24 Torre de enfriamiento mecánica de tiro forzado. [4]

La *ilustración 24* muestra el funcionamiento de una torre de enfriamiento mecánica de tiro forzado, el número (1) corresponde al ventilador; como se vio antes el ingreso del agua a enfriar se da por la parte superior y el agua fría sale de la torre por la parte inferior.

8.3.1.2 TIRO INDUCIDO

Las torres de tiro inducido pueden dividirse en las de flujo a contracorriente y flujo cruzado. EL flujo a contracorriente quiere decir que el aire circula en sentido contrario al del agua. Y el flujo cruzado es aquella disposición en la que el aire circula perpendicularmente al agua.

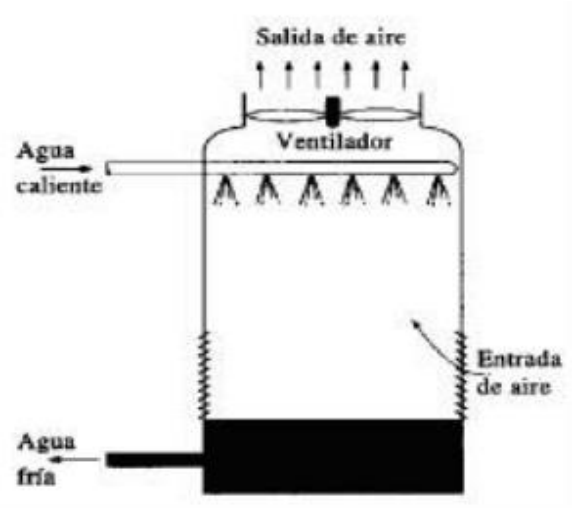

Ilustración 25 torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente.

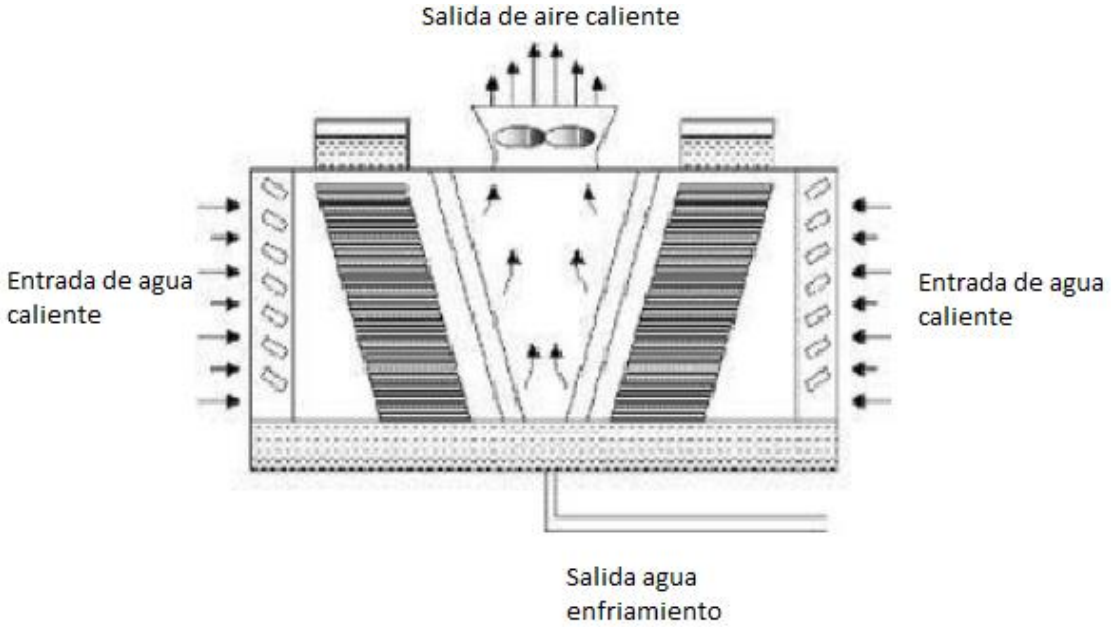

Ilustración 26 Torre de enfriamiento de tiro inducido de funcionamiento a corriente cruzada.

8.3.2 TIRO NATURAL

Las torres de tiro natural comenzaron a usarse en Europa a partir de 1916 [5]. El movimiento del aire por entre la torre se produce producto de la diferencia de densidad entre el aire frio de ingreso y el aire caliente de salida, siendo el aire más ligero aquel que abandona la columna. Esta diferencia de densidad genera el denominado efecto chimenea y evita tener que instalar un ventilador. A diferencia de las torres de tiro mecánico, no se puede controlar la temperatura de salida con gran precisión.

En su estructura las torres de tiro natural suelen ser altas y constan con una sección transversal grande para facilitar el movimiento del aire ascendente, por lo tanto sus dimensiones siempre son mayores que las necesarias para una torre de tiro mecánico [7, 8].

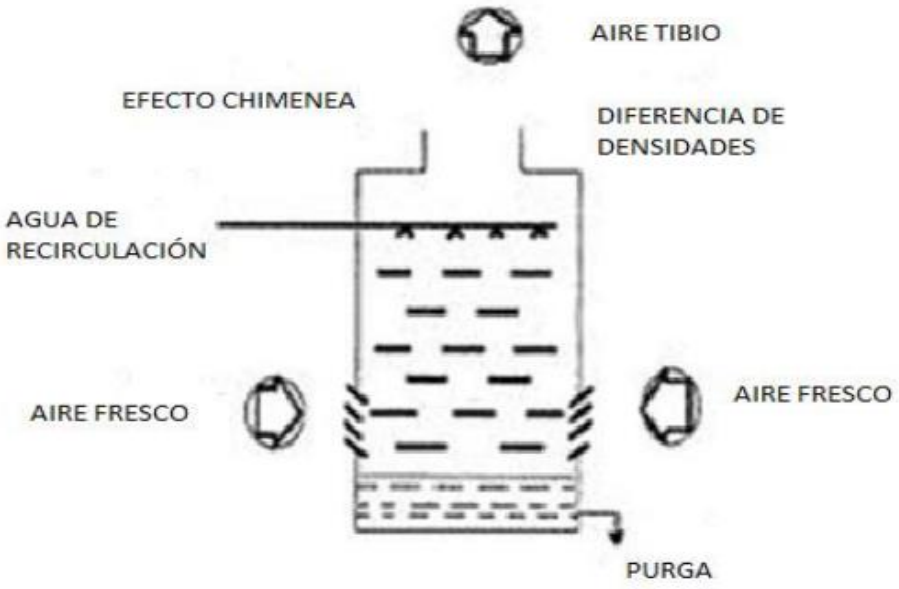

Ilustración 27 Torre de enfriamiento de tiro natural.

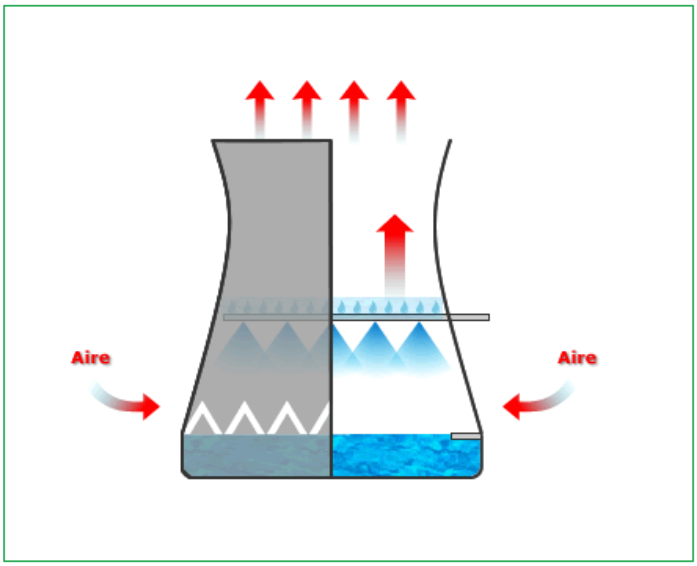

Ilustración 28 Torre de enfriamiento hiperbólica o de tiro natural [6]

8.4 TEORÍA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Según lo planteado anteriormente respecto a las torres de enfriamiento, principios físicos y clasificaciones generales; se decide utilizar la configuración de tiro mecánico y, además de tiro inducido, principalmente por evitar la recirculación excesiva de vapor tal como se había planteado como desventaja en torres de tiro forzado. El aspecto del fácil acceso para mantenimiento y/o cambio de algunas piezas será secundario respecto a la precisión de una temperatura objetivo y mayor eficiencia de la torre de enfriamiento.

En el caso particular del estudio teórico que se desarrollará para la torre de enfriamiento, el contacto se realizará entre agua y aire.

8.4.1 DEFINICIONES

Con el objetivo de desarrollar las expresiones necesarias que ayudarán al diseño de la torre, será importante realizar definiciones respecto a variables que se utilizarán durante las etapas teóricas y diseño propiamente tal.

8.4.1.1 HUMEDAD MOLAR O SATURACIÓN MOLAR

Es la relación entre el número de moles de vapor y de gas contenidos en una determinada masa gaseosa.

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g}$$

En el caso que el comportamiento de la mezcla sea la de gases ideales:

$$Y_m = \frac{p_v}{p_g} = \frac{p_v}{P - p_v}$$

8.4.1.2 HUMEDAD ABSOLUTA

Es la relación entre el peso del vapor y el peso del gas

$$Y = \frac{M_V}{M_g} * Y_m$$

Donde:

p_v= presión parcial de vapor

P: Presión total.

M_V: peso molecular vapor.

M_g: peso molecular del gas.

Y_m: humedad molar.

8.4.1.3 Humedad relativa o saturación relativa

Cociente entre la presión parcial del vapor y la tensión del vapor a la misma temperatura.

$$\varphi = \frac{p_v}{p_v^*}$$

8.4.1.4 Humedad porcentual o saturación porcentual

Relación entre la humedad existente en la masa gaseosa y la que existiría si estuviera saturada.

$$\varphi_p = \frac{Y}{Y^*} = \frac{p_v}{p_v^*} * \frac{(P - p_v^*)}{(P - p_v)}$$

8.4.1.5 Punto de rocío

Es la temperatura que alcanza la masa de gas húmedo en la saturación por enfriamiento a presión constante. Una vez alcanzada esta temperatura, si se continúa enfriando la mezcla se irá condensado en vapor, persistiendo las condiciones de saturación.

8.4.1.6 punto de burbuja

Es la temperatura en que una masa de líquido alcanza la saturación por calentamiento a presión constante. Al alcanzar esta temperatura y continuar con el calentamiento, la masa se irá evaporando.

8.4.1.7 Temperatura húmeda o temperatura de bulbo/termómetro húmedo

Es la temperatura límite de enfriamiento alcanzada por una pequeña masa de líquido en contacto con una masa mucho mayor de gas húmedo. Puede determinarse a partir de las relaciones siguientes:

$$p_w^* - p_v = \frac{h_g}{K_g * M_v * \lambda} * (t - t_w)$$

$$Y_w - Y = \frac{\frac{h_g}{K_y}}{\lambda_w} * (t - t_w)$$

p_w^*= tensión de vapor de líquido a la temperatura húmeda

p_v =presión parcial del vapor en el gas

h_g=coeficiente de convección líquido-gas.

K_g=coeficiente de transferencia de materia, tomando como potencial de difusión la presión de vapor.

K_y =coeficiente de transferencia de materia, tomando como potencial de difusión la saturación absoluta.

M_v=peso molecular del vapor

λ_w=calor latente de vaporización del líquido a la temperatura húmeda.

8.4.1.8 Volumen específico del gas húmedo

Es el volumen ocupado por la mezcla que contiene 1 kg de gas, y viene dado por:

$$V = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v}\right) * \frac{R * T}{P}$$

8.4.1.9 Calor específico del gas húmedo

Es el calor que hay que suministrar a 1 kg de gas y al vapor que contiene para elevar 1 °C su temperatura, manteniendo constante la presión.

$$C = C_{pg} + C_{pv} * H$$

8.4.1.10 Entalpía específica

Es la suma del calor sensible de 1 kg de gas, y el calor latente de vaporización del vapor que contiene la temperatura a la que se refieran las entalpías:

$$H = C * (t - t_0) + \lambda_0 * Y$$

8.4.2 Balances de materia y energía torre de enfriamiento

Los balances de materia y energía son planteados con el objetivo de poder conocer las condiciones operación bajo las cuáles se encuentre determinado el problema desde el punto de vista teórico.

Además, la finalidad de desarrollar las expresiones de balance de materia y energía corresponden a encontrar una ecuación de diseño, que basada en ciertos supuestos entregará un dimensionamiento de la torre de enfriamiento en concordancia con los requerimientos ligados a la disipación de energía.

Se plantea un esquema acorde al problema, de tal forma de poder simplificar y realizar un análisis profundo.

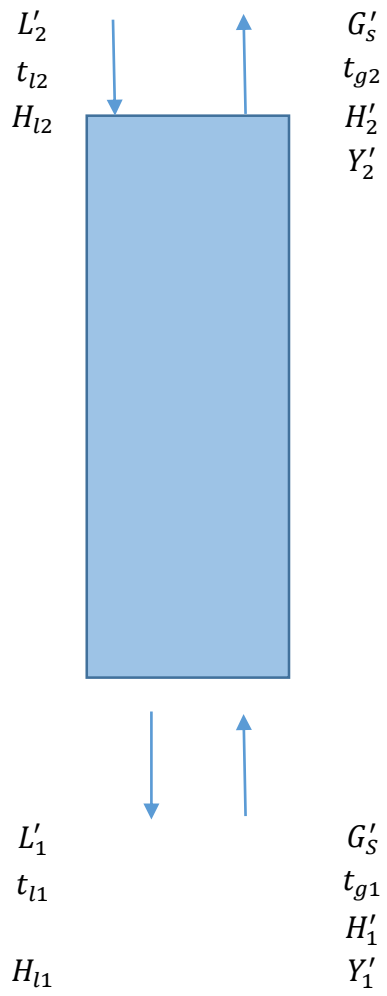

Ilustración 29 Representación torre de enfriamiento. Elaboración propia.

Tal como fue explicado en los capítulos anteriores, se ingresará al sistema agua caliente proveniente de las instalaciones de la planta OMS, y mediante, un contacto con aire será posible enfriar esta corriente.

En base a la *ilustración 29* se desarrollarán los balances de materia y energía. Se adoptará además la siguiente nomenclatura:

i= subíndice que indica la posición respecto a la altura de la torre. i Será 1 para la base de la torre y 2 para la parte más alta.

L'_i= Flujo másico por unidad de área para el agua.

G'_s= Flujo másico de aire por unidad de área.

Y_i'= Humedad del aire en circulación.

H_i'= Entalpía de la corriente gaseosa.

H_{li}=entalpía de la corriente líquida.

Para la realización adecuada del balance de materia y energía será necesario establecer los supuestos teóricos:

- ✓ El diseño de la torre involucra una sección transversal constante.
- ✓ El aire del sistema es insoluble en el agua. Por lo tanto la expresión G_s' se mantendrá constante siempre y cuando el área transversal también lo sea.
- ✓ La torre será adiabática para efectos del balance de materia. Este supuesto es razonable principalmente producto de considerar la transferencia de calor principalmente producto de la evaporación del agua y no del intercambio hacia el ambiente.
- ✓ La presión a lo largo de la torre será aproximadamente constante. Este supuesto es importante, pues permite utilizar propiedades termodinámicas aproximadamente constantes y facilita el análisis de las condiciones de equilibrio para el dimensionamiento.
- ✓ La fenomenología de la fase vapor tiene un comportamiento de gas ideal, pues la torre se encuentra operando aproximadamente a condiciones atmosféricas. El comportamiento de gas ideal es válido para presiones inferiores a $5\ bar$.
- ✓ La distribución de agua alrededor de la torre es uniforme.

8.4.2.1 Balance de materia

El balance de materia se realiza en función del agua, pues es precisamente este fluido el que se transferirá debido a que el aire es insoluble en el agua.

Entonces el balance de materia para el agua será:

$$L_1' - L_2' = G_s' * (Y_1' - Y_2')$$

Ecuación 25 Balance de materia torre de enfriamiento.

Al realizar al balance diferencial según un par de puntos cualquiera de la torre:

$$dL' = G_s' * dY'$$

Ecuación 26 Balance de materia diferencial en la torre

8.4.2.2 Balance de energía

El balance de energía para la torre, considerando los puntos (1) y (2) es:

$$L'_1 * H_{l1} + G'_s * H'_2 = L'_2 * H_{l2} + G'_{s1} * H'_1$$

Ecuación 27 Balance de energía torre de enfriamiento.

8.4.2.3 Balances de materia y energía superficie de control

El balance de energía desarrollado respecto a una superficie de control tiene por objetivo el dimensionamiento de equipos. Por lo tanto en este capítulo será desarrollado el balance conforme a un volumen de control.

El volumen de control para cada equipo industrial es elegido según los fenómenos que suceden en este, por lo tanto el volumen de control elegido para el caso incluye el contacto aire-agua.

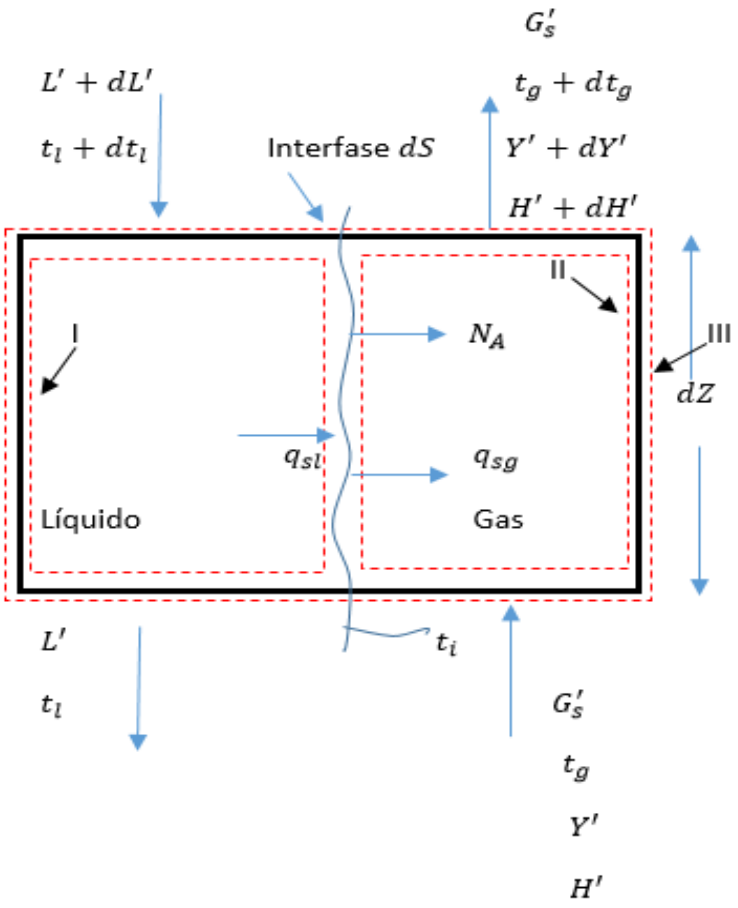

Ilustración 30 Superficie de control y condiciones para el desarrollo del dimensionamiento de la torre de enfriamiento.

La *ilustración 30* muestra la superficie de control elegida para desarrollar el análisis. La superficie de control es elegida para un diferencial dZ de altura de torre. Por lo tanto es

evidente el flujo de entrada y salida del sistema aire-agua. Además para el análisis se definen condiciones de interfase *"i"* y el área transversal dS.

Se define la superficie específica interfacial por volumen empacado de la siguiente forma:

$$a = \frac{dS}{dz}$$

Además, la *ilustración 30* muestra tres zonas o secciones delimitadas por las líneas rojas. El análisis involucrará determinar los fenómenos llevados a cabo en cada sección que permitirán el final dimensionamiento.

Por otro lado, el calor sensible transferido para cada etapa queda determinado de la siguiente forma:

- Fase gaseosa

$$q_{sg} * a_H * dZ = h'_g * a_H * \left(t_i - t_g\right) * dZ$$

Ecuación 28 Calor sensible transferido fase gaseosa.

Importante notar, que el calor sensible transferido queda determinado como $q_{sg} = h'_g * \left(t_i - t_g\right)$; es decir el calor transferido es igual al coeficiente de transferencia de calor en la fase gaseosa por el gradiente de temperatura.

- Fase líquida

$$q_{sl} * a_H * dZ = h_l * a_H * (t_l - t_i) * dZ$$

Ecuación 29 Calor sensible transferido fase líquida

En el caso de la fase líquida también el calor transferido está relacionado con el coeficiente de transferencia de calor propio para la fase y el gradiente de temperatura.

8.4.2.3.1 Sección I: Fase líquida

La fase líquida está compuesta en su totalidad por agua proveniente desde la planta OMS.

La energía de entrada al sistema queda determinada entonces por el agua cuyo objetivo es el de enfriamiento.

$$E_{entrada} = (L' + dL') * C_l * (t_l + dt_l - t_0)$$

Ecuación 30 Energía de entrada sección I

Por otro lado, la energía que abandona la superficie de control correspondiente a la sección I, es la siguiente:

$$E_{salida} = L' * C_l * (t_l - t_0) + q_{sl} * a_H * dZ$$

Ecuación 31 Energía de salida sección I

Es importante notar que la fase líquida es la que transfiere el calor al aire; es decir, el agua con una mayor temperatura proveniente de la planta OMS transfiere su energía al aire que se utilizará como medio de enfriamiento.

Al igualar la energía de entrada con la energía de salida, la expresión queda de la siguiente forma:

$$(L' + dL') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) = L' * C_l * (t_l - t_0) + q_{sl} * a_H * dZ$$

Reordenando la expresión anterior.

$$L' * C_l * dt_l + dL' * C_l * (t_l + dt_l - t_0) = q_{sl} * a_H * dZ$$

Ecuación 32 Balance de energía sección I

8.4.2.3.2 Sección II: Fase gaseosa

El balance en la fase gaseosa involucra el calor transferido de forma sensible y latente; además de la corriente de entrada y salida asociada al flujo de aire.

Se asociará el subíndice A para determinar a las moléculas de agua en fase gas y el B para el aire.

Tal como se definió en el inciso 10.4.1, la entalpía en la fase gaseosa queda expresada de la siguiente forma:

$$H' = C_B(t_g - t_o) + Y' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0]$$

$$H' = C_B(t_g - t_o) + Y' * C_A * (t_g - t_0) + Y' * \lambda_0$$

$$H' = (C_B + Y' * C_A) * (t_g - t_0) + Y' * \lambda_0$$

Además el calor específico en fase gas:

$$C_s = C_B + Y' * C_A$$

Entonces la entalpía queda expresada de la siguiente manera:

$$H' = C_s * (t_g - t_0) + Y' * \lambda_0$$

La energía de entrada a la sección II está dada principalmente por el cambio latente del agua y el cambio sensible; además se agrega la energía de entrada producto del flujo de aire.

$$E_{entrada} = G_s' * H' + q_{sg} * a_H * dZ + q_{Lg}$$

Sin embargo, se definió previamente la expresión para el calor sensible en la fase gaseosa:

$$q_{sg} * a_H * dZ = h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ$$

Además, para el caso del calor latente en la fase gaseosa, se tiene que:

$$q_{lg} = G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0]$$

Reemplazando las expresiones anteriores se obtiene la energía de entrada a la sección II.

$$E_{entrada} = G_s' * H' + h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ + G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0]$$

Ecuación 33 Energía de entrada a la sección II

En el caso de la energía que abandona el sistema, se tiene simplemente la energía que es capaz de almacenar el aire que previamente hizo ingreso al sistema.

$$E_{salida} = G_s' * (H' + dH')$$

Por otro lado, será necesario analizar la diferenciación de la entalpía.

$$dH' = d[C_B(t_g - t_o) + Y' * (C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0)]$$

En la expresión anterior es importante realizar algunos supuestos/aclaraciones respecto a los términos que componen la ecuación. Los calores específicos en la fase gaseosa se mantendrán aproximadamente constantes; de la misma forma las condiciones cuyo subíndice sean *0* corresponden a condiciones estándar o de referencia y, por lo tanto, también son constantes. Estas condiciones de referencia son necesarias debido a que la entalpía de una corriente no es medida de manera absoluta; sino en base a condiciones referenciales. Estas condiciones son expresadas con anterioridad para los sistemas y cálculos posteriores.

Realiza la aclaración, la diferenciación de la entalpía queda expresada de la siguiente forma:

$$dH' = C_B * dt_g + dY' * [C_A * (t_g - t_o) + \lambda_0] + Y' * C_A * dt_g$$

Ecuación 34 Derivada de la entalpía de la fase gaseosa

Según la ecuación anterior las únicas variables presentes en el sistema corresponden a la humedad, pues claramente va variando a medida que sucede el cambio de fase del agua líquida, y la temperatura del gas, debido a que esta temperatura se va modificando conforme la altura de la torre, flujos, y condiciones de entrada o salida predeterminadas.

Por lo tanto, según el principio de conservación de la energía, la energía de salida y entrada deben ser las mismas. Recordar que se está suponiendo un sistema adiabático conforme los supuestos planteados en un principio.

$$G_s' * H' + h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ + G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0] = G_s' * (H' + dH')$$

Ecuación 35 Balance de energía sección II

Al acomodar los términos en un solo lado de la igualdad:

$$G_s' * H' + h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ + G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0] - G_s' * (H' + dH') = 0$$

Factorizando G_s'.

$$h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ + G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0] - G_s' * (C_B * dt_g + dY' * [C_A * (t_g - t_o) + \lambda_0] + Y' * C_A * dt_g) = 0$$

Agrupando términos para simplificar:

$$h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ + G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0] - G_s' * dY' * [C_A * (t_g - t_0) + \lambda_0] - G_s' * (C_B * dt_g + Y' * C_A * dt_g) = 0$$

Los términos en rojo son aquellos que es posible adicionar, y por ende son restados.

$$h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ - G_s' * (C_B * dt_g + Y' * C_A * dt_g) = 0$$

Finalmente:

$$G_s' * (C_B + Y' * C_A) * dt_g = h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ$$

No obstante,

$$(C_B + Y' * C_A) = C_s$$

Entonces:

$$G_s' * C_s * dt_g = h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ$$

Ecuación 36 Balance de materia simplificado para la sección II

8.4.2.3.3 Sección III: Superficie de control completa

Finalmente se realizan los balances para la superficie de control completa, identificada con la sección III. Es importante notar que en el caso del balance en la totalidad de la sección no es posible observar directamente la transferencia de calor local entre fases, en este caso, está referido a la energía transferida por el agua al aire en forma de calor sensible y latente.

La energía de entrada, así como la energía de salida vienen dadas exclusivamente por las corrientes en contacto, es decir, el sistema aire-agua.

La energía de entrada viene dada por:

$$E_{entrada} = (L' + dL') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H'$$

Al realizar un balance de materia, se obtiene que:

$$dL' = G_s' * dY'$$

Reemplazando la expresión dL':

$$E_{entrada} = (L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H'$$

Ecuación 37 Energía de entrada sección III

Además, la energía de salida queda expresada de la siguiente manera. Nuevamente asociado exclusivamente a los flujos de entrada y salida.

$$L' * C_l * (t_l - t_0) + G_s' * (H' + dH')$$

Considerando la *ecuación 34* y simplificando términos.

$$dH' = C_B * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right] + Y' * C_A * dt_g$$

$$dH' = C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]$$

Ecuación 38 derivada de la entalpía para la fase gaseaso

Por lo tanto la energía de salida queda expresado de la siguiente forma:

$$E_{salida} = L' * C_l * (t_l - t_0) + G_s' * \left(H' + C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right)$$

Ecuación 39 Energía de salida sección III

Al realizar un balance de energía, se tiene que:

$$(L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H' = \left\{L' * C_l * (t_l - t_0) + G_s' * \left(H' + C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right)\right\}$$

Reordenando la expresión y realizando arreglos algebraicos,

$$(L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H' - \{L' * C_l * (t_l - t_0) + G_s' * \left(H' + C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right)\} = 0$$

$$(L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H' - L' * C_l * (t_l - t_0) - G_s' * \left(H' + C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$(L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * H' - L' * C_l * (t_l - t_0) - G_s' * H' - G_s' * \left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$(L' + G_s' * dY') * C_l * (t_l + dt_l - t_0) - L' * C_l * (t_l - t_0) - G_s' * \left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$L' * C_l * (t_l + dt_l - t_0) + G_s' * dY' * C_l * (t_l + dt_l - t_0) - L' * C_l * (t_l - t_0) - G_s' * \left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$L' * C_l * (t_l - t_0) + L' * C_l * dt_l + G_s' * dY' * C_l * (t_l + dt_l - t_0) - L' * C_l * (t_l - t_0) - G_s' * \left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$L' * C_l * dt_l + G_s' * dY' * C_l * (t_l + dt_l - t_0) - G_s' * \left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) = 0$$

$$L' * C_l * dt_l = G_s' * \left[\left(C_s * dt_g + dY' * \left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right]\right) - dY' * C_l * (t_l + dt_l - t_0)\right]$$

$$L' * C_l * dt_l = G_s' * \left[C_s * dt_g + dY' * \left(\left[C_A * \left(t_g - t_o\right) + \lambda_0\right] - C_l * (t_l + dt_l - t_0)\right)\right]$$

Ecuación 40 Balance de energía sección III

Considerando el caso de un sistema aire-agua como el presentado en este estudio, la energía transferida producto de un cambio sensible es despreciable en comparación al cambio latente. Entonces la expresión queda determinada:

$$C_A * (t_g - t_o) + \lambda_0 - C_l * (t_l + dt_l - t_0) \approx \lambda_0$$

$$L' * C_l * dt_l = G_s' * [C_s * dt_g + dY' * \lambda_0] \approx G_s' * dH$$

$$L' * C_l * dt_l = G_s' * dH$$

Al integrar la expresión anterior entre los puntos (1) y (2), considerando que el flujo de agua se mantiene aproximadamente constante producto de que la evaporación es despreciable respecto al flujo total.

$$L' * C_l * (t_{l2} - t_{l1}) = G_s' * (H_2' - H_1')$$

Ecuación 41 Recta de operación sistema aire-agua

La ecuación anterior es conocida como la recta de operación de una torre de enfriamiento que opera a contracorriente.

Producto de la transferencia de materia en fase gas.

$$G_s' * dY' = k_y * a_M * (Y_i' - Y') * dZ$$

Ecuación 42 Transferencia de materia fase gas

Además, según la transferencia de calor.

$$G_s' * C_s * dt_g = h_g' * a_H * (t_g - t_i) * dZ$$

Ecuación 43 Transferencia de calor fase gas

Para el caso de la transferencia de calor en la fase líquida, queda determinada de la siguiente forma:

$$L' * C_l * dt_l = h_l * a_H * (t_i - t_l) * dZ$$

Ecuación 44 transferencia de calor en la fase líquida

Según la *ecuación 40* y reemplazando los términos de transferencia de calor y transferencia de materia planteados anteriormente:

$$G_s' * [C_s * dt_g + dY' * \lambda_0] \approx G_s' * dH$$

$$G_s' * dH = h_g * a_H * \left(t_g - t_i\right) * dZ + k_y * a_M * (Y_i' - Y') * \lambda_0 * dZ$$

Ecuación 45 Balance de energía simplificado

Definiendo el número de Lewis de la siguiente forma:

$$\frac{h_g * a_H}{C_s * k_y * a_M} = r$$

Realizando un ordenamiento algebraico y multiplicando la expresión anterior.

$$G_s' * dH * \frac{C_s * k_y * a_M}{C_s * k_y * a_M} = h_g * a_H * \left(t_g - t_i\right) * \frac{C_s * k_y * a_M}{C_s * k_y * a_M} * dZ + k_y * a_M * \frac{C_s * k_y * a_M}{C_s * k_y * a_M} * (Y_i' - Y') * \lambda_0 * dZ$$

$$G_s' * dH = C_s * k_y * a_M * r * \left(t_g - t_i\right) * dZ + k_y * a_M * \ (Y_i' - Y') * \lambda_0 * dZ$$

$$G_s' * dH = k_y * a_M * \left[C_s * r * \left(t_g - t_i\right) + (Y_i' - Y') * \lambda_0\right] * dZ$$

$$G_s' * dH = k_y * a_M * \left[(C_s * r * t_i + Y_i' * \lambda_0) - \left(C_s * r * t_g + Y' * \lambda_0\right)\right] * dZ$$

Para el sistema aire-agua, el número de Lewis es aproximadamente 1.

$$\frac{h_g * a_H}{C_s * k_y * a_M} = r = 1$$

Al suponer que todo el empaque está irrigado uniformemente:

$$a_M = a_H = a$$

Finalmente:

$$G_s' * dH = k_y * a * (H_i - H) * dZ = h_l * a * (t_l - t_i) * dZ$$

Ecuación 46 Ecuación de diseño

Expresión de la cual es posible desprender:

$$\frac{G_s' * dH}{(H_i - H)} = k_y * a * dZ$$

Integrando la expresión anterior entre los puntos (1) y (2), se tiene que:

$$\int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H_i - H)} = \frac{k_y * a}{G_s'} * \int_0^Z dZ$$

$$\int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H_i - H)} = \frac{k_y * a}{G_s'} * Z$$

Despejando la altura de la torre:

$$Z = \frac{G_s'}{k_y * a} * \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H_i - H)}$$

Ecuación 47 Altura de torre de enfriamiento en función del potencial hasta la interfase.

$$Z = H_{tg} * N_{tg}$$

El término H_{tg} se conoce como la altura de transferencia necesaria para llevar a cambio la transferencia de energía; mientras que el término N_{tg} corresponde a las unidades de transferencia. Para efectuar el cálculo de la altura de la torre será necesario conocer estos términos. En los capítulos posteriores se llevará a cabo el cálculo de este término.

Un análisis similar se da para el caso del coeficiente global, es decir considerando que el potencial se da desde la fase líquida, hasta la fase vapor y no hasta la interfase. Para este caso la altura de empaque queda determinada de la siguiente forma:

$$Z = \frac{G_s'}{K_y * a} * \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H^* - H)}$$

Ecuación 48 Altura de torre en función del potencial global

La ecuación anterior es ocupada con mayor generalidad, pues es más fácil estimar un coeficiente global de transferencia de materia K_y que condiciones de interfase, en la cual sean válidas.

En conclusión, para poder estimar la altura de la torre de enfriamiento será necesario conocer la curva de equilibrio para un sistema aire agua.

8.4.3 DIAGRAMA DE OPERACIÓN PARA ENFRIAMIENTO DE AGUA

Los sistemas aire-agua, han sido estudiados minuciosamente, y por lo tanto se han encontrado expresiones adecuadas para poder facilitar el dimensionamiento.

El balance de energía de la torre de enfriamiento puede ser graficado en un diagrama de entalpía en función de la temperatura de líquido.

$$L' * C_l * (t_{l2} - t_{l1}) = G_s' * (H_2' - H_1')$$

Ecuación 49 Curva de operación torre de enfriamiento

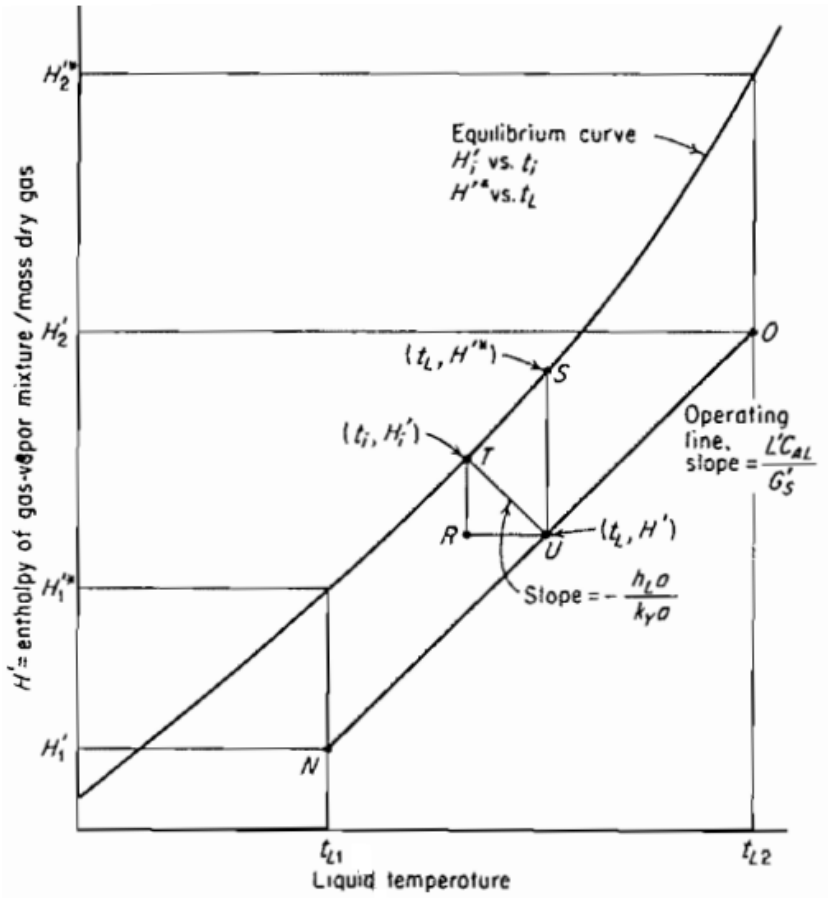

Gráfico 2 Curva de equilibrio para un sistema aire-agua

La recta de operación es esencialmente constante, al considerar que la diferencia de agua a la entrada y salida es pequeña, es decir, hay una pequeña evaporación. En la gráfico 2 se tienen 3 curvas principalmente: (1) recta de operación la que tiene estrecha relación con las condiciones de operación de la torre, (2) La curva de equilibrio es graficada para condiciones de saturación del gas a cada temperatura de líquido [7]. (3) Línea de unión. La línea de unión entre ambas curvas está dada por el cociente entre el coeficiente de transferencia de calor y el de transferencia de materia; cuando se trabaja en condiciones globales, es decir,

coeficientes globales de transferencia de calor; la humedad de equilibrio se obtiene al trazar una línea vertical cuyo punto en el eje de las abscisas es la temperatura del líquido.

En el caso del diseño, se tiene una condición límite. Esta condición corresponde a la entalpía de la fase gaseosa en el equilibrio a una temperatura de salida del líquido. Desde la perspectiva del gráfico 2, correspondería al par t_{L1} y $H_1'^*$.

Si desde una temperatura y entalpía inicial para el aire cualquiera se traza una línea recta hasta el par mencionado anteriormente, es decir, a la entalpía de salida del aire saturado se tiene que se requeriría un área de contacto infinito, en otras, palabras una altura de torre infinita. En palabras sencillas para alcanzar el equilibrio de contacto líquido-gas (agua-aire) se requiere un contacto entre ellos de forma constante, por lo tanto en la práctica no es realizable.

El equilibrio mencionado anteriormente equivale a alcanzar la temperatura de bulbo húmedo del aire durante el enfriamiento. La pendiente, en el caso hipotético de alcanzar el equilibrio corresponde al límite del valor para la pendiente; es decir, la cantidad mínima de aire a ingresar a la torre.

Capítulo 9. DISEÑO TORRE DE ENFRIAMIENTO

En el presente capítulo se desarrollará el diseño propuesto para la planta en estudio, tomando en cuenta los factores específicos y las condiciones límites que posea la misma planta química de OMS.

9.1 CONDICIONES CLIMÁTICAS

Las condiciones climáticas entregan información sumamente relevante para el diseño de la torre de enfriamiento, principalmente porque las características climáticas del entorno darán en primera instancia el límite al que será posible enfriar el agua y la información termodinámica del aire atmosférico utilizado para el enfriamiento.

Se define la temperatura máxima media como el promedio de las máximas temperaturas diarias registradas para un mes. De la misma forma, la temperatura mínima media es la mínima temperatura registrada diariamente y promediadas mensualmente.

La temperatura para la comuna de Maipú varía según:

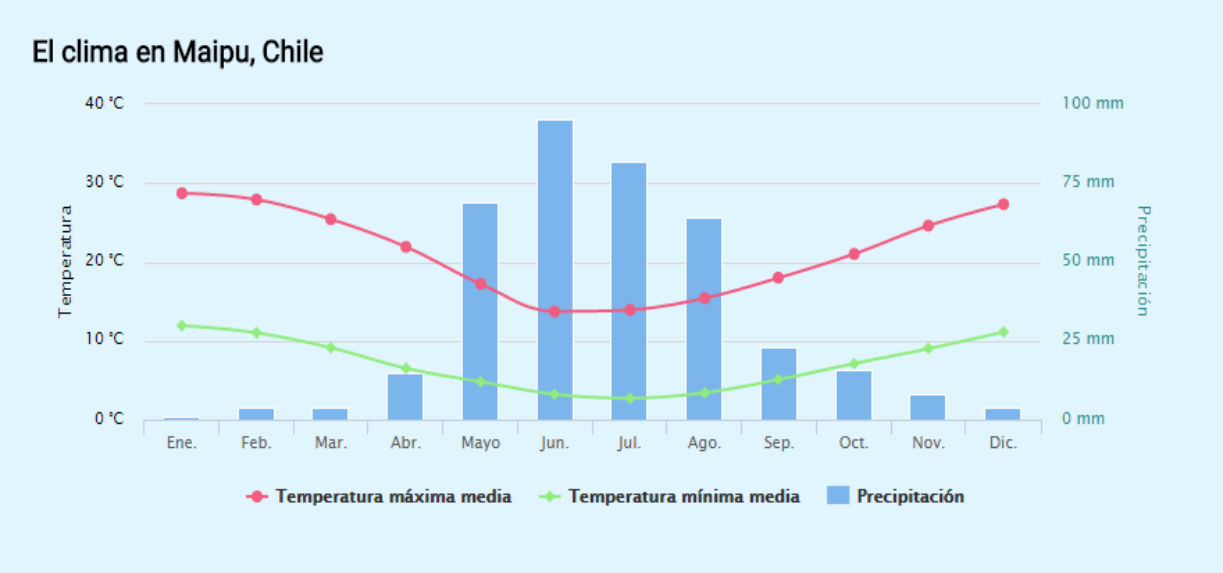

Gráfico 3 Variación de temperatura en la comuna de Maipú, Chile. Año 2015.

Además, también desde literatura respecto a información climática, es posible extraer la humedad relativa de los días más extremos; es decir, de aquellos donde la temperatura del ambiente sea máxima y mínima.

Es importante en mayor medida realizar el análisis cuando la temperatura es mayor, pues entregará información límite de la mínima temperatura a la cuál es posible enfriar; es decir, la temperatura de bulbo húmedo más alta registrada anualmente.

Realizar el análisis de la temperatura ambiental menor repercute en la temperatura de entrada del pozo, pues al variar levemente de acuerdo a la temperatura ambiental, cambia el potencial de transferencia y la temperatura de salida del agua proveniente de la planta.

Tabla 8 Temperaturas extremas durante el año, comuna de Maipú, Santiago de Chile Año 2015.

TEMPERATURA [°C]	VERANO	INVIERNO
TEMPERATURA MÁXIMA MEDIA	28,7	13,7
TEMPERATURA MÍNIMA MEDIA	9,1	3,2
HUMEDAD RELATIVA%	57	84
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO MÁXIMA MEDIA	22,1	12,14
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO MÍNIMA MEDIA	5,4	2,15

Importante realizar la aclaración que la temperatura de bulbo húmedo fue obtenida mediante Software, utilizando los valores de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa. Bastan los dos datos anteriores para estimar la temperatura de bulbo húmedo según las relaciones explicadas en el inciso precedente.

Finalmente la importancia de las condiciones ambientales críticas establecen que la temperatura máxima a la cual se puede enfriar son $22{,}1\ °C$ considerando que se alcanza la temperatura de bulbo húmedo, no obstante, al ser poco práctico alcanzar el equilibrio, es que según reglas heurísticas es posible alcanzar una temperatura de enfriamiento de $25\ °C$. Las condiciones en invierno no son adversas para el enfriamiento pues la temperatura de bulbo húmedo es baja.

Un aspecto relevante a considerar es que el diseño se realizará en función de la temperatura máxima media, entonces algunos días la temperatura máxima excederá a la temperatura promedio del mes y la torre de enfriamiento no será capaz de enfriar hasta $25\ °C$ tal como se plantea; no obstante, al ser situaciones puntuales no afectarán en gran magnitud el enfriamiento de los equipos de planta que así lo requieran.

9.2 Diagrama de equilibrio

Para la elaboración del diagrama que facilitará el diseño de la torre, será indispensable obtener los datos de equilibrio del sistema aire-agua.

Los datos de equilibrio son los siguientes [7] [8]:

Tabla 9 Datos de equilibrio para el sistema aire-agua.

TEMPERATURA DE LÍQUIDO [°C]	ENTALPÍA FASE GAS [J/KG]
15,6	43580

26,7	84000
29,4	97200
32,2	112100
35	128900
37,8	148200
40,6	172100
43,3	197200
46,1	224500
60	461500

La información de la tabla 9 es recopilada para el intervalo en el cual se desarrollará el diseño de la torre. Graficando los datos, se obtiene que:

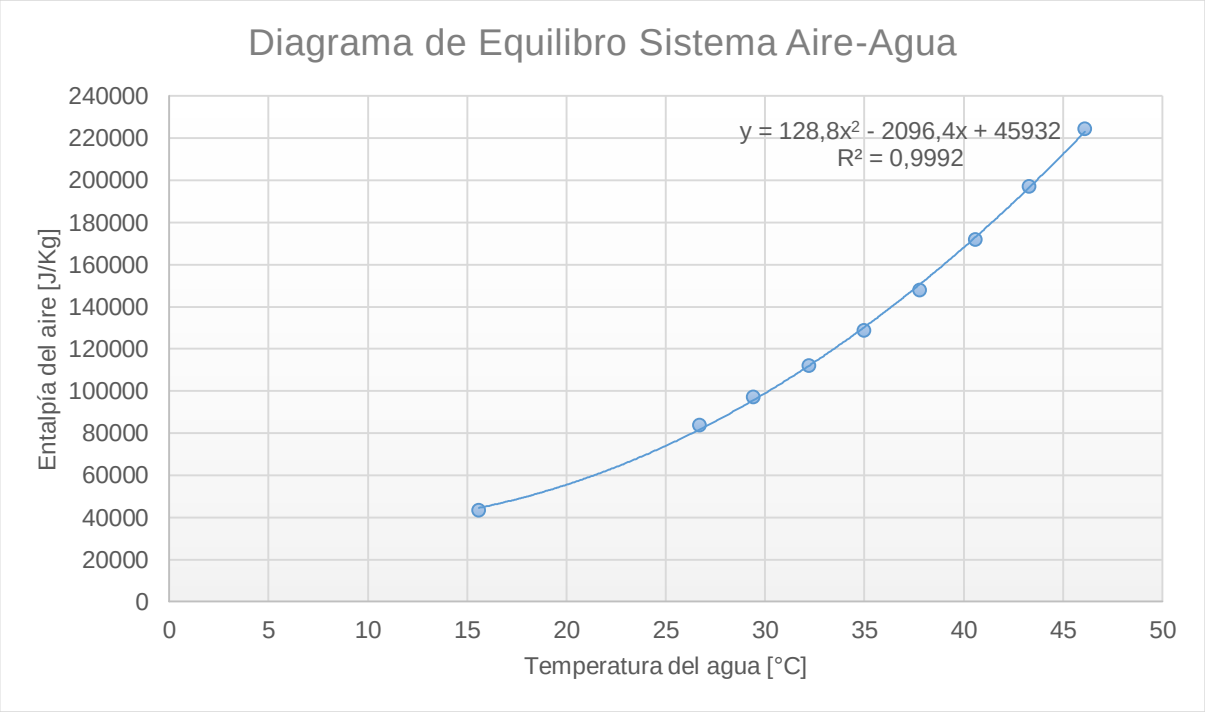

Gráfico 4 Diagrama de equilibrio para el sistema en estudio.

El gráfico 4 muestra la forma de la curva de equilibrio para un sistema aire-agua. Además se puede desprender la siguiente ecuación:

$$H'^{*} = 128{,}8 * t_l^2 - 2096{,}4 * t_l + 45932$$

Ecuación 50 Entalpía en función de la temperatura del líquido para el sistema aire-agua

El ajuste se realiza en base al criterio fenomenológico del comportamiento de las variables en el sistema airea agua, además que el coeficiente de correlación entrega un buen valor $R = 0{,}992$.

La utilidad de realizar un ajuste es poder contar con una expresión matemática para ejecutar posteriormente el cálculo del dimensionamiento de la torre. Realizar el cálculo de forma analítica, considerando el coeficiente de correlación entregará un menor error que el obtenido al realizar la solución gráfica.

9.3 CONSUMO DE AGUA PLANTA OMS

El total de agua consumida por la planta es de $3{,}65\ [m^3/min]$, lo que equivale a 61 litros de agua por segundo. No obstante, actualmente la temperatura de salida máxima del agua corresponde a $34{,}2\ °C$ y la mínima de $25{,}3\ °C$. Por otra parte, el promedio de diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua es de $4{,}2\ °C$.

Elaborar una torre de enfriamiento considerando la situación más adversa es sumamente difícil dado que la temperatura promedio de salida es de $26{,}8\ °C$, y se podría enfriar, teniendo en cuenta las máximas temperaturas de verano, hasta los $25\ °C$, por lo tanto el tamaño de torre necesario para estas condiciones de potencial de transferencia de calor haría poco factible el proyecto, logrando que sencillamente no tenga sentido elaborar un sistema capaz de enfriar el agua efluente de la planta OMS.

Dentro de la propuesta, se establece el incremento de la temperatura de salida. En verano se propone que la temperatura de salida sea $35\ °C$ para todos los equipos. Al realizar este cambio se obtiene un promedio de diferencia de temperatura de $12{,}1\ °C$.

Considerar este cambio de incremento de temperatura de salida implica un mayor tiempo de enfriamiento en los procesos. El aumento del tiempo de enfriamiento en las condiciones actuales de la planta no es desfavorable pues no existen problemas respecto a incremento de temperatura en los procesos y, además, respecto al aumento en los tiempos de proceso no tiene gran impacto considerando que la capacidad de la planta utilizada es alrededor de 60%.

Los aspectos favorables de generar esta propuesta pueden establecerse de la siguiente forma:

- ✓ Menor consumo de agua de pozo.

El menor consumo viene determinado directamente, pues al incrementar la temperatura de salida del agua se necesitará menos agua desde el pozo.

- ✓ Mayor potencial de transferencia de calor

El incrementar la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua, proporcionará un mayor potencial de transferencia de calor; facilitando de esta forma el enfriamiento hasta la temperatura requerida.

- ✓ Estandarización.

La propuesta de alcanzar una misma temperatura para el enfriamiento provocará la estandarización de los tiempos, pues, además producto de la torre de enfriamiento de tiro inducido, el control de la temperatura del agua a la salida de la torre tendrá un mejor control. Por otro lado cabe aclarar que la estandarización no implica necesariamente disminución en los tiempos, sino que serán más controlados y por lo tanto la planificación de los tiempos de proceso podrá ser más exacta.

Lo planteado anteriormente, se resume en la siguiente tabla:

Tabla 10 Resumen propuesta de disminución de flujo y aumento de temperatura de salida. Elaboración propia.

	ACTUAL	PROPUESTA	UNIDADES
MÍNIMA TEMPERATURA ENTRADA	18,6	18,6	°C
MÁXIMA TEMPERATURA DE SALIDA DE PLANTA	34,2	35	°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA PROMEDIO	4	12	°C
FLUJO	219	87	m3/h
% DIFERENCIA DE TEMPERATURA	153	-	%
% DIFERENCIA DE FLUJO	190	-	%

Respecto a la *tabla 8* se puede observar que la diferencia de flujo es el punto más importante, pues esta responde a un 190%, es decir con la nueva propuesta el uso de agua tiene una disminución importante, y por lo tanto se logra un uso eficiente de los recursos.

Una vez establecido el flujo de agua a tratar y las temperaturas asociadas a la operación de la torre es que se podrán conocer las condiciones de operación de la torre.

9.4 CURVA DE OPERACIÓN

La curva de operación es elaborada según las condiciones climáticas y las variables operacionales relacionadas a los diferentes casos y la necesidad de la planta OMS.

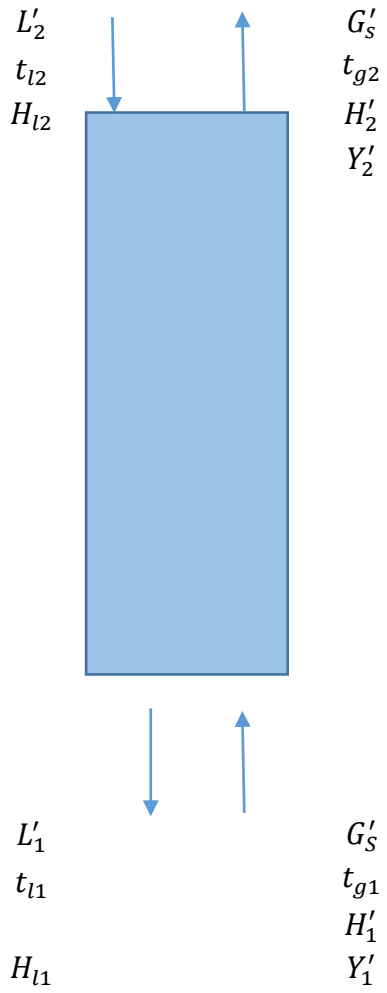

Ilustración 31 Representación de la torre de enfriamiento para resolución teórica. Elaboración propia

Entonces, para efectos del desarrollo teórico se utilizará el diagrama y la nomenclatura que de este se desprende.

$$t_{g1} = 28{,}7\ [°C]$$

$$L'_2 = \frac{L_2}{A_s}$$

$$L_2 = 87\ \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

En función a lo planteado anteriormente, el caudal de agua se mantiene aproximadamente constante, porque la evaporación es relativamente pequeña:

$$L_1 = L_2 = 87 \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

Para un sistema aire-agua, las expresiones de las propiedades termodinámicas se encuentran bastante estudiadas. Se pueden encontrar, por lo tanto; las siguientes expresiones [7]:

Tabla 11 Relaciones psicrométricas para el sistema aire(B) – agua (A).

Table 7.1 Psychrometric relations for the system air (B)–water (A) at 1 std atm pressure

	SI units (kg, m, N, °C)	English engineering units (Btu, ft³, lb, °F, lb_f/in^2)
M_A	18.02 kg/kmol, H_2O	18.02 lb/lb mol, H_2O
M_B	28.97 kg/kmol, air	28.97 lb/lb mol, air
Y'	$\frac{0.622\bar{p}_{H_2O}}{1.0133 \times 10^5 - \bar{p}_{H_2O}}$ kg H_2O/kg air	$\frac{0.622\bar{p}_{H_2O}}{14.696 - \bar{p}_{H_2O}}$ lb H_2O/lb air
Y'_s	$\frac{0.622p_{H_2O}}{1.0133 \times 10^5 - p_{H_2O}}$ kg H_2O/kg air	$\frac{0.622p_{H_2O}}{14.696 - p_{H_2O}}$ lb H_2O/lb air
v_H	$(0.00283 + 0.00456Y')(t_G + 273)$ m³ mixture/kg air	$(0.0252 + 0.0405Y')(t_G + 460)$ ft³ mixture/lb air
C_S	$1005 + 1884Y'$ J for mixture/(kg air) · °C	$0.24 + 0.45Y'$ Btu for mixture/(lb air) · °F
t_0	0°C	32°F
λ_0	2 502 300 J/kg	1075.8 Btu/lb
H	$(1005 + 1884Y')t_G + 2\,502\,300Y'$ J for mixture/kg air, referred to gaseous air and saturated liquid H_2O, 0°C	$(0.24 + 0.45Y')(t_G - 32) + 1075.8Y'$ Btu for mixture/lb air, referred to gaseous air and liquid H_2O, 32°F

En grandes rasgos, al tener la temperatura del gas, es posible calcular la presión de vapor. Una vez se tiene la presión del vapor que depende exclusivamente de la temperatura, es posible calcular la presión que ejerce el vapor en el aire a esas determinadas condiciones y con ello, la humedad del gas a la entrada.

$$Y_1' = 0{,}0141 \left[\frac{kg\ H_2O}{kg\ aire}\right]$$

En base a lo anterior; la entalpía del gas a la entrada

$$H_1' = 29605{,}8 \left[\frac{J}{Kg\ aire}\right]$$

El valor de la entalpía de salida es desconocido, no obstante se conoce la temperatura de entrada y salida de la corriente líquida. La temperatura de entrada corresponde a la proveniente desde la planta. Para efectos prácticos esta temperatura será de $35\ [°C]$ y se pretende enfriar hasta llegar a los $25\ [°C]$.

$$t_{l2} = 35\ [°C]$$

$$t_{l1} = 25\ [°C]$$

Según el balance de energía:

$$L' * C_l * (t_{l2} - t_{l1}) = G_s' * (H_2' - H_1')$$

La expresión de balance de energía posee términos que tienen involucrados el área transversal (L', G_s'). No obstante al elaborar la curva de operación y tener la misma área transversal para los dos casos estas se simplifican y no son relevantes para esta parte de estudio.

El objetivo de esta sección de cálculo es poder obtener el flujo mínimo de aire que debe estar en contacto con el agua. Por lo tanto se elabora la curva de operación de tal forma que la temperatura de entrada del agua esté en contacto con la curva de equilibrio elaborada anteriormente.

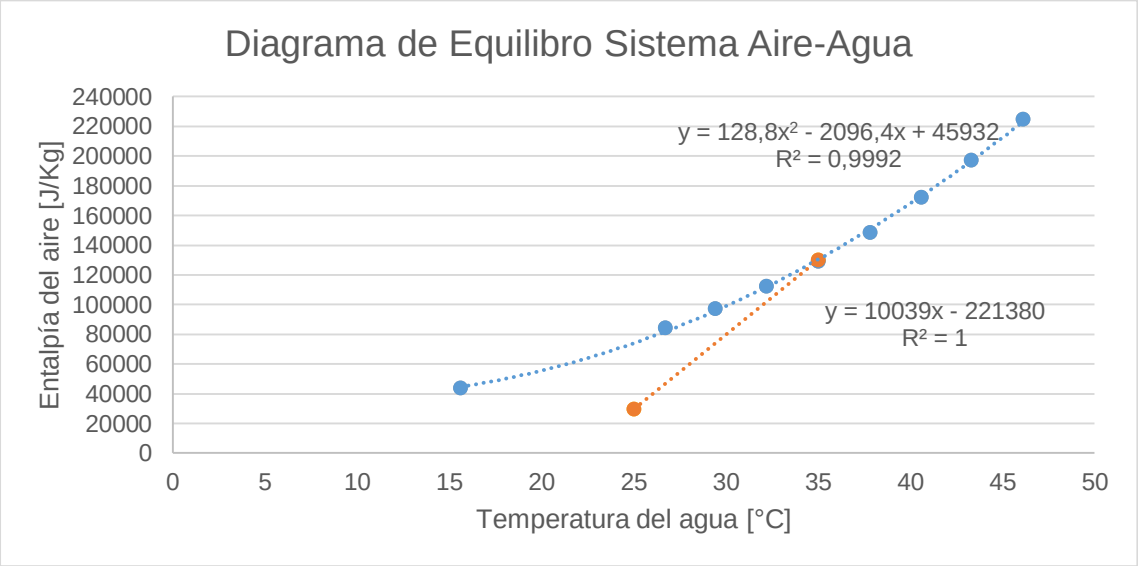

Gráfico 5 Diagrama de equilibrio sistema aire-agua para el cálculo del flujo mínimo de aire.

Entonces al alcanzar la curva de equilibrio, se obtiene la siguiente ecuación de la recta:

$$H' = 10039 * t_l - 221380$$

Ecuación 51 Recta de operación para el sistema aire-agua.

El equivalente del balance de energía:

$$\frac{L'}{G_s'} * C_l * (t_{l2} - t_{l1}) + H_1' = H_2'$$

$$H_2' = \frac{L'}{G_s'} * C_l * t_{l2} - \frac{L'}{G_s'} * C_l * t_{l1} + H_1'$$

Por lo tanto; la pendiente de la recta corresponde a:

$$m = \frac{L'}{G_s'} * C_l$$

Y el intercepto:

$$n = -\frac{L'}{G_s'} * C_l * t_{l1} + H_1'$$

Se conoce el valor de la pendiente de la recta de operación; entonces se puede saber el valor del flujo mínimo de aire.

$$10039 = \frac{L'}{G_{s,min}'} * C_l$$

$$G_{s,min}' = 80 \left[\frac{kg\ aire}{min * m^2}\right]$$

La relación entre el flujo de operación y el flujo mínimo del aire se recomienda que sea de 1,5 [−] [7].

$$\frac{G_s'}{G_{s,min}'} = 1{,}5$$

Entonces el flujo de aire con el cual se estima, operará la torre es de:

$$G_s' = 120 \left[\frac{kg\ aire}{min * m^2}\right]$$

En base al flujo de operación es posible establecer la recta de operación. Un cuadro resumen te las condiciones bajo las cuáles operará la torre, se muestra a continuación.

Tabla 12 Información de condiciones de operación para la torre de enfriamiento. Elaboración propia.

VARIABLE	MAGNITUD	UNIDAD
t_{l1}	25	°C
t_{l2}	35	°C
L'	192	$kg\ agua/(min * m^2)$
$H_l - H_{l1}$	41798	J/kg agua
G'_s	120	$kg\ aire/(min * m^2)$
H'_1	29606	J/kg aire
H'_2	96535	J/kg aire
$L'/G'_s * Cl$	6693	Kg agua*°C/J

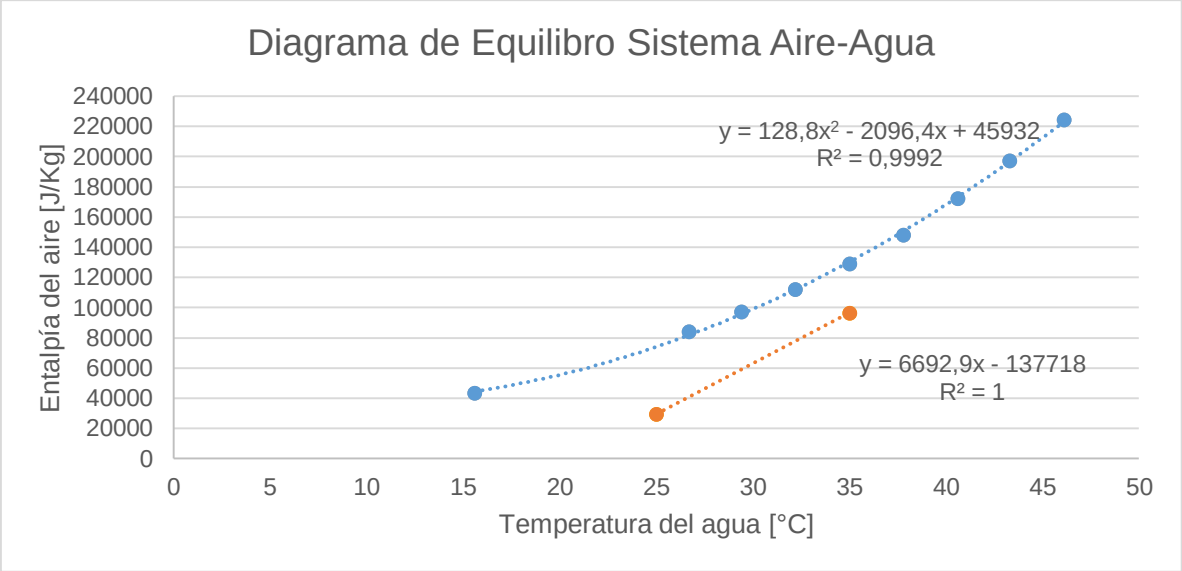

Gráfico *6 Diagrama de equilibrio del sistema aire-agua, con las condiciones de operación bajo las cuales funcionará la torre. Elaboración propia.*

El gráfico 6 entrega, mediante un ajuste lineal, la recta de operación:

$$H' = 6692{,}9 * t_l - 137718$$

9.5 ALTURA DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA

En el capítulo correspondiente al desarrollo teórico del dimensionamiento de una torre de enfriamiento se llegó a la siguiente expresión.

$$Z = \frac{G'_s}{K_y * a} * \int_{H'_1}^{H'_2} \frac{dH}{(H'^* - H')}$$

Ecuación 52 Altura del empaque para una torre de enfriamiento.

La expresión comprendía una estimación cuya base se encuentra en el potencial global; es decir la entalpía perteneciente a la curva de equilibrio comparada con la de operación. La diferencia entre las capacidades térmicas entregará por lo tanto el potencial de transferencia.

Es posible además, desprender de la ecuación 48 dos términos importantes. El primero corresponde a la altura de unidad de transferencia y el segundo a las unidades de transferencia; ambas magnitudes relacionadas completamente con el potencial global de transferencia.

$$Z = H_{OG} * N_{TG}$$

En este capítulo se desarrollará el cálculo para la altura de unidades de transferencia global.

9.5.1 Coeficiente global de transferencia de materia

El coeficiente global de transferencia de materia es una constante de proporcionalidad entre el flujo másico y la concentración. Viene dada por la siguiente expresión:

$$G_s' * dY' = K_y * a_M * (Y'^* - Y') * dZ$$

Además, se recuerda que el valor de $a_M = a_H = a$, producto de que se asume una irrigación uniforme en todo el empaque.

El coeficiente global de transferencia de materia, es probablemente el parámetro más difícil de estimar, pues depende íntimamente de factores, tales como: tipo de relleno, flujos másicos, flujos volumétricos, dimensiones de la torre, dispersión uniforme del agua a la entrada.

Las torres de enfriamiento para sistemas aire-agua son sumamente conocidas y se han desarrollado una serie de estimaciones empíricas de valores, no obstante, estas estimaciones son válidas para el tipo de relleno específico; precisamente ahí radica la dificultad de la estimación, pues el valor del coeficiente global de transferencia de materia depende en mayor medida de la capacidad del relleno para brindar un área de transferencia lo más eficiente posible en términos de transferencia de materia.

Se presenta una alternativa al cálculo del coeficiente global de transferencia de materia [9]:

$$K_y * a = 0{,}31 * (L')^{1{,}35} * (G_s')^{0{,}168}$$

Ecuación 53 Coeficiente global de transferencia de materia.

La expresión anterior es válida para un flujo másico de agua que oscila entre los $0 - 630\ \left[\frac{kg}{m^2 * min}\right]$ y un flujo de aire de $0 - 300\ \left[\frac{kg}{m^2 * min}\right]$.

$$K_y * a = 100{,}5\ \left[\frac{kg\ aire}{m^3 * min}\right]$$

9.6 UNIDADES DE TRANSFERENCIA

Las unidades de transferencia corresponden a la siguiente expresión:

$$N_{TG} = \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H'^* - H')}$$

Ecuación 54 Unidades de transferencia.

En otras palabras el número de unidades de transferencia representa el número de veces que la fuerza impulsora promedio se divide entre el cambio de entalpía; es una medida de la dificultad de la transferencia de entalpía [9].

Para encontrar el valor numérico de la expresión anterior, se utilizará un método numérico de resolución.

$$N_{TG} = \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH}{(H'^* - H')} \approx \sum_{i=1}^{2} \frac{\Delta H}{H_i'^* - H_i'}$$

Ecuación 55 Discretización unidades de transferencia.

Además, las expresiones de la entalpía de equilibrio y la entalpía de operación, son conocidas.

Recta de operación:

$$H' = 6692{,}9 * t_l - 137718$$

Curva de equilibrio:

$$H'^* = 128{,}8 * t_l^2 - 2096{,}4 * t_l + 45932$$

Finalmente con las expresiones anteriores; para cada punto de t_l (temperatura de líquido) será posible obtener el valor de la unidad de transferencia.

$$Unidades\ de\ transferencia\ verano = 3{,}5$$

$$Unidades\ de\ transferencia\ invierno = 3{,}6$$

9.7 RESULTADO DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento se llevará a cabo de acuerdo a la temperatura máximas promedio del aire en verano y en invierno. Para ambos casos se considerará una diferencia de temperatura de $10\ [°C]$.

9.7.1 DIMENSIONAMIENTO VERANO

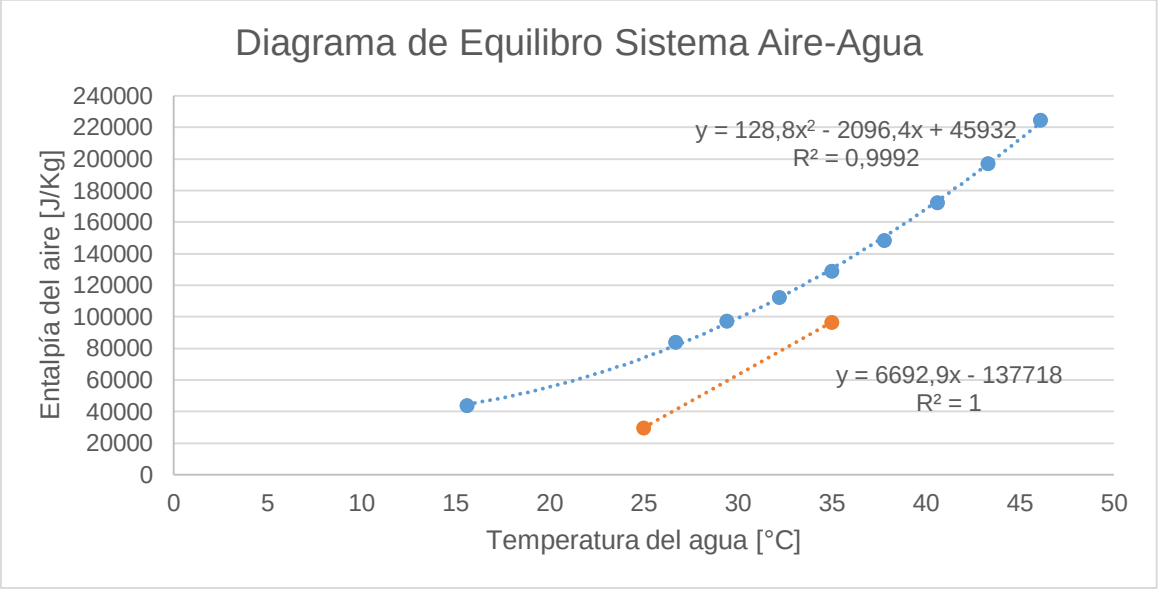

Gráfico 7 Diagrama de equilibrio sistema aire-agua.

Tabla 13 Resultados dimensionamiento caso vernao.

PARÁMETRO	MAGNITUD	UNIDADES
$Ky * a$	100,50	kg/m3*min
G'_s	85,77	Kg/m2*min
ALTURA	2,95	M
ANCHO	3,00	M
LARGO	3,50	M
ÁREA TRANSVERSAL	10,50	m2
G_s	900,54	Kg/min
Q_{aire}	783,08	m3/min
v_{aire}	1,24	m/s
VOLUMEN TORRE	30,96	m3

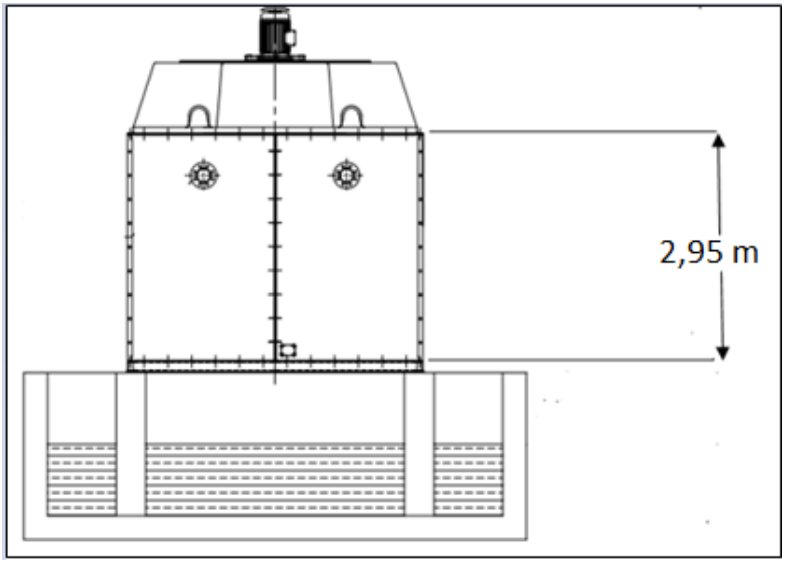

Ilustración 32 Representación de la altura de la torre de enfriamiento.

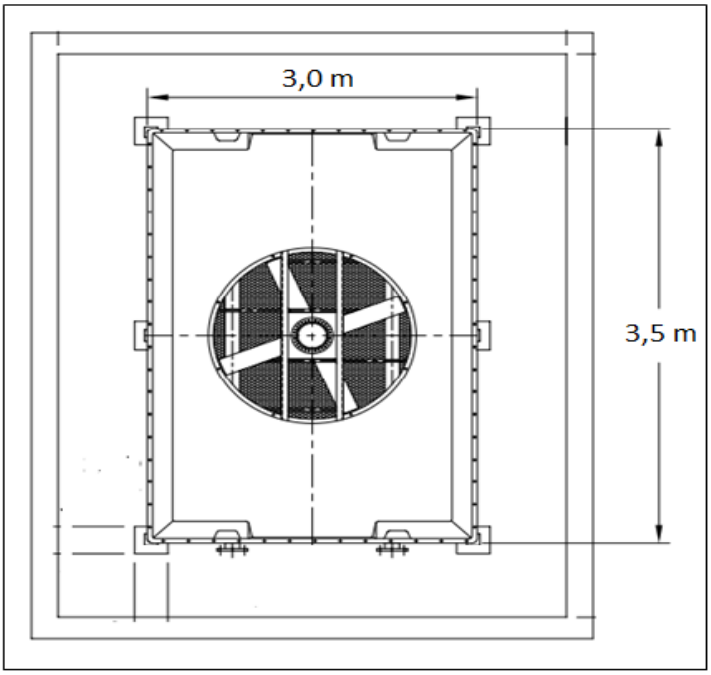

Ilustración 33 Representación ancho y largo de la torre de enfriamiento. Elaboración propia.

9.7.2 DIMENSIONAMIENTO INVIERNO

La realización del dimensionamiento de invierno tiene la misma lógica, y se siguen los mismos pasos para encontrar los parámetros de la torre de enfriamiento.

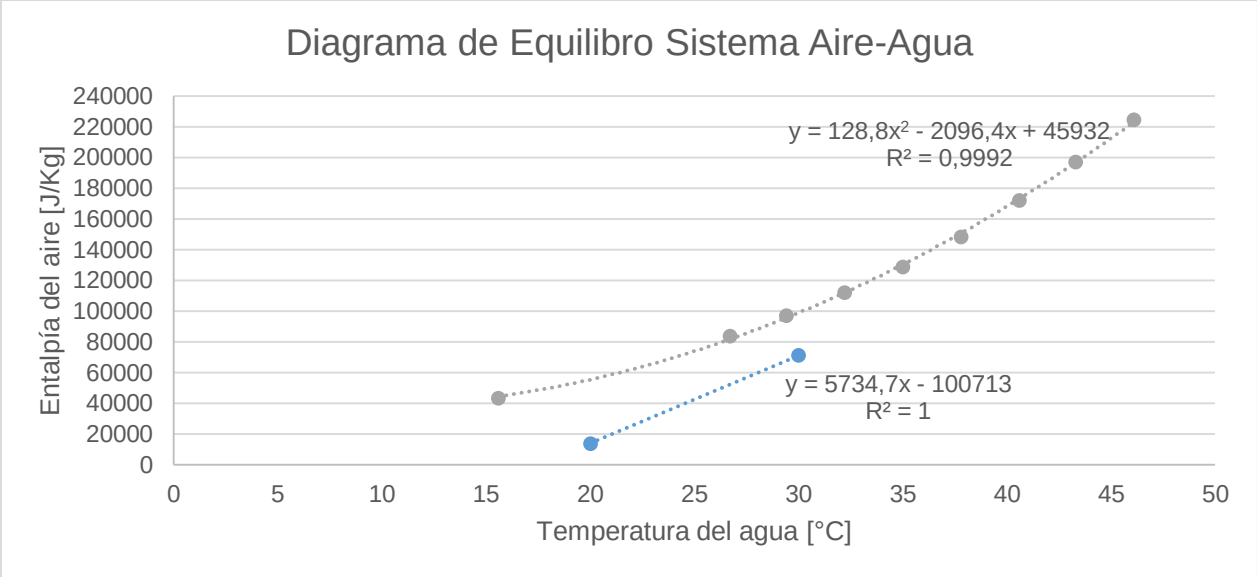

Gráfico 8 Diagrama de operación para las condiciones de invierno.

Tabla 14 Resultados dimensionamiento condiciones de invierno.

PARÁMETRO	MAGNITUD	UNIDADES
$Ky * a$	100,50	kg/m3*min
G'_s	100,10	Kg/m2*min
ALTURA	3,42	M
ANCHO	3,00	M
LARGO	3,50	M
ÁREA TRANSVERSAL	10,50	m2
G_s	1051,03	Kg/min
Q_{aire}	913,94	m3/min
v_{aire}	1,45	m/s
VOLUMEN TORRE	35,92	m3

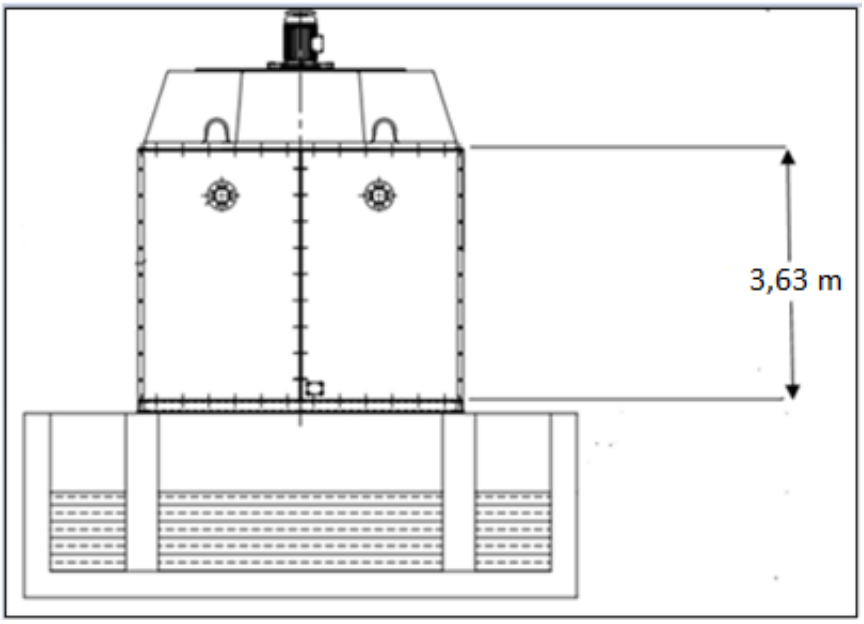

Ilustración 34 Representación de la altura de la torre para las condiciones de invierno.

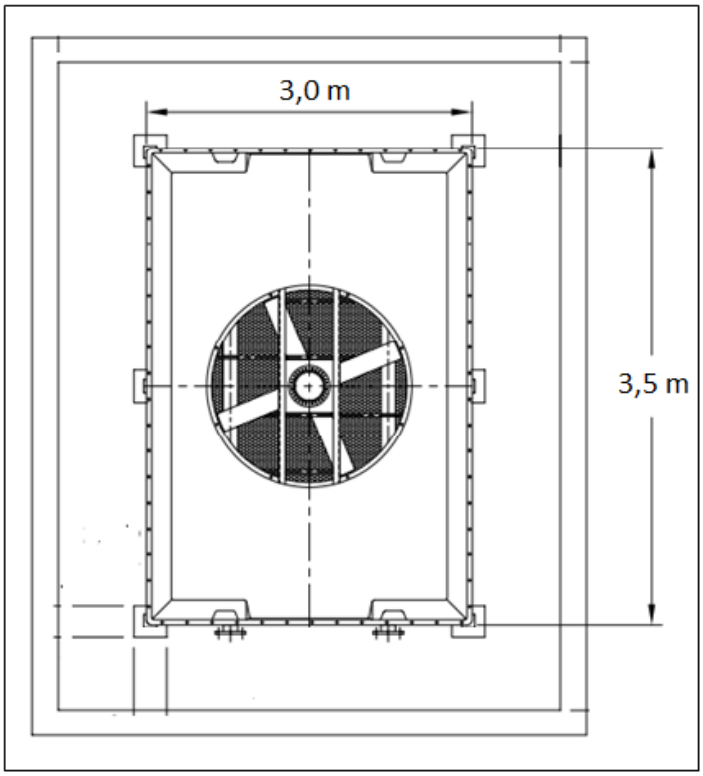

Ilustración 35 Representación área transversal de la torre de enfriamiento para las condiciones de invierno.

9.8 REPOSICIÓN DE AGUA

Los requisitos de reposición de una torre de enfriamiento consisten en la suma de pérdidas de evaporación, pérdidas por arrastre y pérdidas a causa del viento [2].

La expresión es la siguiente:

$$W_m = W_e + W_d + W_b$$

W_m= agua de reposición.

W_d= pérdidas por arrastre.

W_b= pérdidas a causa del viento.

Las pérdidas por evaporación son aproximadamente [2]:

$$W_e = 0{,}00085 * W_c * (T_1 - T_2)$$

W_c= flujo de agua circulante a la entrada de la torre en gal/min.

$T_1 - T_2$= temperatura de agua de entrada menos temperatura del agua de salida $°F$.

El arrastre, en algunos casos con tecnologías modernas puede llegar a estar bajo el $0{,}1\%$ del flujo total [2].

Por otra parte el agua de purga es la encargada de eliminar una parte del agua circulante que se ha concentrado como consecuencia de la evaporación con el objetivo de disminuir la concentración de sólidos.

Se expresa de acuerdo a ciclos de purga, se recomienda en general alrededor de 3 a 5 ciclos para efectuar el cálculo.

$$W_b = \frac{W_e}{ciclos - 1}$$

La diferencia de temperatura es : $(T_1 - T_2) = 18\ °F$.

Por lo tanto las pérdidas por evaporación corresponden a:

$$W_e = 0{,}00085 * W_c * (T_1 - T_2)$$

$$W_e = 0{,}00085 * 381 * 18 = 5{,}83 \frac{gal}{min} = \ 22 \left[\frac{kg}{min}\right]$$

$$\frac{W_e}{W_{total}} = 0{,}015$$

$$\frac{W_d}{W_{total}} = 0{,}001$$

Para el cálculo del agua producto de las pérdidas del viento, se tiene que:

$$W_b = \frac{W_e}{ciclos - 1} = \frac{22}{5 - 1}$$

$$W_b = 5{,}5 \left[\frac{kg}{min}\right]$$

$$\frac{W_b}{W_{total}} = \frac{5{,}5}{1442} = 0{,}0038$$

Entonces, las pérdidas totales equivalen a:

$$W_m = 22 + 0{,}001 * 1442 + 5{,}5 = 30{,}4 \left[\frac{kg}{min}\right]$$

$$w_m = 30{,}4 \left[\frac{L}{min}\right]$$

$$\%W_m = 2{,}1\%$$

No obstante, según proveedor el agua de reposición corresponde a $1{,}3\ \%$.

9.9 POTENCIA VENTILADOR

Corresponde a uno de los costos más significativos dentro de la torre de enfriamiento [2].

La salida útil del ventilador es la potencia del aire en reposo (SAHP), definida por la ecuación:

$$SAHP = \frac{Q * (h_s) * d}{33000 * (12)}$$

Las cantidades de flujo de aire en los ventiladores dependen de los factores de diseño de la torre, entre los que se incluyen factores tales como el tipo de relleno, la configuración de la torre y las condiciones de comportamiento térmico.

Q= volumen de aire, ft^3/min.

h_s= presión, pulgadas de agua.

d= densidad del agua a temperatura ambiente Lb/ft^3.

Entonces, al realizar el cálculo:

$$SAHP = 15\ [hp]$$

9.10 Emplazamiento

Actualmente Clariant, en otras de sus unidades de negocios posee torres de enfriamiento que funcionan en un sistema cerrado con el objetivo de enfriar el agua que utilizan en otras plantas. Como se conoce, la planta de OMS no tiene un sistema de enfriamiento; no obstante, pensando en que las instalaciones del *site* son de completo uso; es posible utilizar un espacio del que se encuentra en las torres de enfriamiento que funcionan actualmente. Este aprovechamiento de espacio disminuirá el costo del sistema de enfriamiento pues no será necesario estimar los costos asociados a un estanque de almacenamiento de agua.

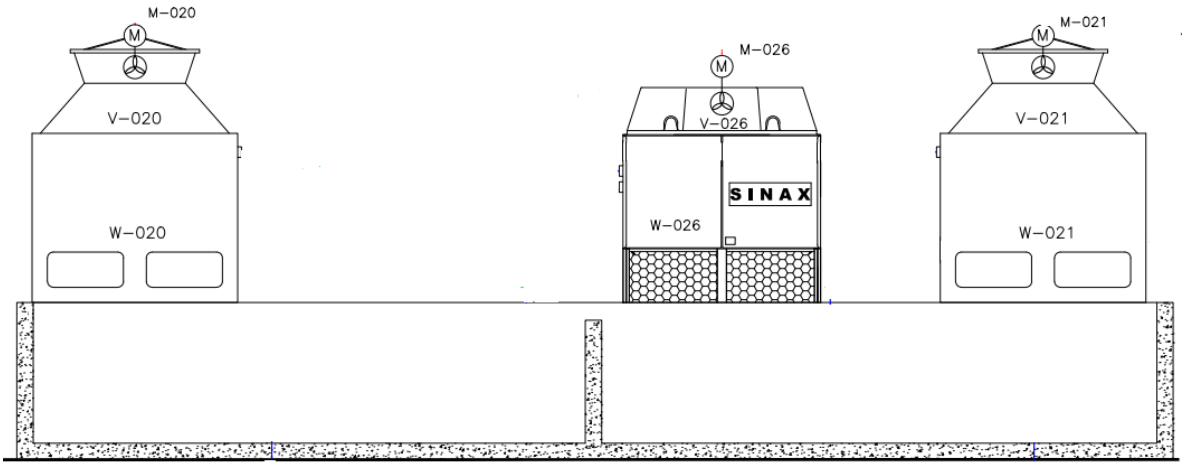

Ilustración 36 Diagrama de torres de enfriamiento dispuestas actualmente en el site.

Es posible observar que en la ilustración 36 existe espacio disponible para la instalación de una torre que será propiedad específica de OMS y suplirá sus requerimientos totales. Importante destacar que las torres que se muestran en la ilustración 16, existen actualmente en las instalaciones del site; además son identificadas como los equipos W-020, W-026 y W-021.

Además, será posible también utilizar las tuberías dispuestas desde el estanque de la torre al reactor 735.

Ubicar la torre ahí podría ser peligroso desde el punto de vista de poder incrementar la temperatura de todo el estanque en caso que no funcione adecuadamente la torre. Por lo tanto, una alternativa es separar el estanque para que el agua desde la planta OMS no se mezcle.

Por razones de seguridad, generar una separación que permita tener un estanque destinado al uso de la planta OMS, lo que evitará que el agua de enfriamiento se contamine producto de la operación de otras plantas productivas de las mismas instalaciones; o en caso contrario que por alguna falla en la planta se contamine la totalidad del agua de enfriamiento contenido en el estanque. El agua del estanque está destinada al uso en otras plantas productivas. Por lo tanto al poseer un estanque propio se evitan riesgos de contaminación cruzada entre OMS y el resto de plantas instaladas en el site.

9.11 CONSIDERACIONES ADICIONALES

9.11.1 CALIDAD DEL AGUA

El agua utilizada en la torre de enfriamiento debe tener características particulares, por ello será necesario establecer intervalos en los cuales deberá operar el agua que funcionará en un ciclo cerrado en el sistema de enfriamiento.

Para el mantenimiento de la calidad fisicoquímica y microbiológica del agua en condiciones normales de operación en una torre o condensador evaporativo se deberán contemplar los siguientes aspectos:

9.11.1.1 CONTROL DE INCRUSTACIONES

Las incrustaciones son cristales insolubles que se generan en las superficies de las instalaciones. Suelen ser carbonatos de calcio e hidróxido de magnesio, eventualmente pueden estar incluidos además productos de corrosión tales como óxidos e hidróxidos de hierro.

El nivel de incrustaciones puede medirse en función de la dureza y los factores que influyen son la concentración de calcio y magnesio en el agua, la temperatura y el pH.

El control de incrustaciones se da mediante el uso de anti incrustantes, podría ser además un sistema de descalcificación. En el caso de la planta OMS se cuenta con una planta de ósmosis inversa encargada de generar agua desmineralizada.

En el caso de usar aditivos químicos debe tenerse especial cuidado con las condiciones del pH.

Para realizar el control de las incrustaciones se utiliza el producto denominado CW-223 cuyo proveedor es la empresa PRO QUÍMICA LTDA. Está compuesto principalmente por fosfatos, polímeros y fosfonatos.

9.11.1.2 CONTROL DE CRECIMIENTO DE ALGAS

La luz del sol favorece el crecimiento de algas pues activa la fotosíntesis. El uso de algunos productos biocidas puede favorecer la generación de algas; por lo tanto se recomienda

realizar una limpieza constante del estanque de agua y además evaluar el uso de un biocida que además funcione como alguicida.

El control de crecimiento de algas se realiza mediante un alguicidad cuyo proveedor es la empresa PRO QUÍMICA LTDA. Y el nombre comercial es el CW-250.

9.11.1.3 Crecimiento de microorganismos

Dentro de los microorganismos que se deben evitar se encuentra principalmente las bacterias aerobias y Legionella. En general para evitar este tipo de microorganismos existen tratamientos físicos, fisicoquímicos y químicos. En base a un análisis del agua se podrá concluir el tipo de tratamiento y el microorganismo bajo el cual se debe tener la medición de cantidad de actividad microbiológica.

9.11.1.4 Control de sólidos disueltos en el agua

La evaporación constante de parte del agua en circulación en la torre aumenta la concentración de los iones presentes en el agua. Este fenómeno de concentración produce un aumento de salinidad y en consecuencia se favorece las incrustaciones y/o la corrosión. Se produce principalmente por el aporte al agua de partículas solubles mediante la adición de biocidas, alguicidas y anti incrustantes.

Para mantener un control de sólidos disueltos es indispensable realizar una purga automática en función de la conductividad registrada. La purga en planta se encuentra ubicada en la parte inferior de los estanques mostrados en la ilustración 36.

Además, el nivel de dureza del agua debe ser inferior a $10\ ppm$, el pH entre 8 a 9 según recomendaciones del fabricante.

9.11.2 Sistema de tuberías

Actualmente el sistema de tuberías por el que circula el agua se encuentra corroído, producto del tiempo y de las condiciones del agua que actualmente está circulando por el sistema de tuberías de enfriamiento.

En función del estado de las tuberías y de las recomendaciones por parte del área de ingeniería y mantenimiento de Clariant, es que se decide realizar el cambio de todo el sistema de enfriamiento, exceptuando el sistema de enfriamiento por donde circule el agua directamente en los reactores; pues en este caso solo sería necesario realizar un lavado químico.

La estimación de las tuberías queda a cargo del área de ingeniería y se presenta la cotización y la especificación asociado a los requerimientos de enfriamiento en la planta.

El dimensionamiento del piping se realiza de acuerdo a las características del fluido a transportar y las condiciones cinéticas (velocidad, presión); además la elección de los materiales a utilizar en el montaje de las tuberías se encuentra alineada con la norma ASTM.

Capítulo 10. ESTUDIO ECONÓMICO

El estudio económico de un proyecto entrega la factibilidad desde el punto de vista económico del proyecto planteado, por lo que es importante valorizar la mayor cantidad de flujos de dinero asociados al proyecto en total.

La evaluación final se dará en función al flujo de caja que comparará la situación actual con el ahorro reportado al tener la torre de enfriamiento propuesta en capítulos anteriores, además está evaluación tendrá algunas consideraciones importantes al respecto.

10.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO

La torre de enfriamiento fue cotizada de acuerdo al calor que se quiere disipar, temperatura de entrada y salida del sistema y, finalmente, el caudal de agua a tratar. De acuerdo a estas consideraciones propias del sistema, los proveedores envían una propuesta que contiene la torre con las características mencionadas y además, el ventilador y tecnología propia del *know – how* de la empresa proveedora.

Las características de la torre a cotizar corresponde a un calor de disipación de $950\ 000\ kcal$, caudal de 90 metros cúbicos por hora y temperatura de ingreso del agua caliente de $35\ °C$ y la salida se considera la condición más crítica, es decir una temperatura de bulbo húmedo de $21\ °C$.

En base a las consideraciones, se elabora un cuadro comparativo entre las opciones propuestas por los proveedores y las dimensiones de la torre calculadas teóricamente.

Tabla 15 Comparación de alternativas de torres de enfriamiento.

	Alternativa 1 (PFNNIGER S.A.)	Alternativa 2 (VERSVAL)	Teóricamente Verano	Teóricamente Invierno	Unidades
Temperatura de entrada	35	35	35	30	°C
Temperatura de salida	24	25	25	20	°C
Temperatura bulbo húmedo	21	21	21	16	°C
Calor disipado	990.000	900.000	950.000	950.000	kcal/h
Evaporación máxima	1,83%	2,10%	2,10%	2,10%	-
Caudal	90	90	90	90	m3/h

Presión de alimentación máxima	8	0,48	-	-	Bar
Potencial total motor	15	15	9	10	Hp
Tipo de ventilador	Axial	Axial	-	-	-
Largo total	3,6	3,72	3,5	3,5	M
Ancho total	2,4	1,75	3	3	M
Alto total	4,8	2,25	2,95	3,42	M
Superficie de intercambio	226	240	-	-	m2/m3
Material	Principalmente hierro galvanizado y acero inoxidable	Principalmente plástico, galvanizado	-	-	
Precio (Sin IVA)	32.000.000	15.000.000	-	-	Pesos chilenos

Las empresas proveedoras de torre de enfriamiento a las cuales se cotizan son Pfnniger y Versval. Es posible observar que la diferencia de las alternativas radica principalmente en el precio, pues la torre de Pfnniger asciende a 32 millones de pesos, más del doble del costo de la torre propuesta por Versval.

La principal diferencia se encuentra en que ambas empresas usan diferentes tecnologías, por lo tanto la torre propuesta por la empresa Versval es en realidad 2 torres que poseen menores dimensiones y funcionan simultáneamente. Ambas torres poseen un ventilador propio y, además esta alternativa entrega una superficie de intercambio de mayor, en consecuencia, se requerirá una torre de menor dimensión. Es interesante la propuesta de la empresa Versval pues permite en condiciones de menor necesidad de disipación energética prescindir de una torre, y con esto evitar el consumo energético propiciado por el ventilador

Otra diferencia importante dentro del aspecto de las tecnologías es el material con el cuál están fabricadas ambas torres, pues la propuesta de Versval plantea utilizar principalmente plástico y polímeros galvanizados, mientras que la torre de Pfnniger está compuesta principalmente por hierro y acero también galvanizados.

Finalmente se tomará la alternativa de Versval para el desarrollo del estudio económico.

10.2 Bomba torre de enfriamiento

En la actualidad existe una bomba que conecta la piscina del agua de enfriamiento con la chaqueta del R-735. La bomba es de marca Sterling Fluid Systems, el modelo es NOWA 12540. La capacidad de la bomba es de $150\ m^3/h$, la velocidad de giro $1450\ rpm$, la altura de elevación es de 70 metros y la potencia de consumo es de 45 kW.

La bomba según la empresa fue comprada para alimentar la totalidad de los equipos que se encuentran en la planta. No obstante, como se explicó en capítulos anteriores actualmente el mayor suministro viene dado por el agua de pozo debido principalmente a que no se ha estudiado hasta ahora la instalación de una torre de enfriamiento. Se estima además según los datos registrados, la altura de elevación necesaria del sistema es de 50 m.

Entonces el gasto asociado a la bomba corresponde al gasto de energía eléctrica, sin embargo no se considera el costo de inversión. Además, al realizar el flujo de caja se debe considerar que actualmente el costo de la energía eléctrica se considera, pues para impulsar el agua se utiliza una bomba de características similares.

10.3 Sistema de tuberías

Tal como se mencionó anteriormente el sistema de tuberías, fue íntegramente diseñado y cotizado por el área de ingeniería de Clariant, debido a que esta área posee toda la información concerniente al sistema de tuberías para su dimensionamiento. Se decide utilizar acero como material para las tuberías porque existen tramos largos de montaje dentro de la planta y la flexibilidad que ofrece el PVC hace no recomendable su instalación. Además, en la planta existen reactores que no son completamente aislados y por donde necesariamente se debe cruzar con líneas de suministro de agua para enfriamiento y utilizar PVC como material de transporte de fluidos puede hacer que se generen deformaciones producto de la elevada temperatura.

Tabla 16 Cotización sistema de tuberías de suministro y retorno de enfriamiento. Propiedad del área de ingeniería Clariant.

PIPING AGUA ENFRIAMIENTO CIRCUITO TORRE-REACTORES

ITEM	Descripción	Unidad	Parcial $
1.2.1	Suministro Cañerìas y Fittings		
	Cañería ASTM A106, con costur, Sch 40 Suministro	m	5.990.760
	Cañería ASTM A106, con costur, Sch 40 Retorno	m	5.990.760
	Codo RL- ASTM A105, clase 3000, extremos SW	un.	108.000
	Tee, ASTMA105, clase 3000, extremos SW	un.	64.000
	Flanges, SO, ASTM ANSI 150	un.	1.440.000
	Pernos hexagonales acero zincado 5/8¨x3¨	un.	450.800
	Empaquetaduras 1/8¨ en PTFE	un.	1.728.000
	Abrazadera Zincada tipo U 5/16¨	un.	123.264
	Sub-total		15.895.584
1.2.2	Suministro válvulas y accesorios		
	Válvula de bola, cuerpo acero forjado ASTM A105N, vástago, tapón y asiento acero inoxidable 410, empaque de grafito. Clase 2000 lb, socket welding	un.	528.000
	Válvula check tipo pistón, cuerpo acero carbono ASTM A105, aciento de acero carbono con stelite 6, pistón acero inoxidable 410 al 13% cromo, 2000 lb WOG, socket welding	un.	450.000
	Sub-total		978.000
	Total suministro		16.873.584
1.2.3	Montaje		24.823.038
	Total Costo Directo		41.696.622
	Gastos Generales		4.864.582
	Utilidades		5.351.000
	Total neto		51.912.204

10.4 Uso de agua

La propuesta del inciso anterior involucra una disminución en el consumo de agua, debido a que se pretende aumentar la temperatura de salida del agua, llegando hasta $35\ °C$. Este cambio producirá diferentes beneficios que ya fueron planteados en capítulos anteriores.

Por lo tanto es posible valorizar el ahorro por el no uso del agua. Para realizar esta estimación se tomará en cuenta el uso de agua de enfriamiento simultáneo de todos los equipos medidos y que además este uso se dará diariamente durante 6 horas.

El precio contable de agua de enfriamiento para el uso en Clariant es de 100 pesos por metro cúbico; por lo tanto al considerar la diferencia entre el agua que se utiliza y el agua que se utilizará según la propuesta es posible establecer un ahorro en términos de dinero.

Es importante destacar que el precio de 100 pesos por metro cúbico no representa la escasez, pues como se ha mencionado antes este precio debería ser mayor considerando que uno de los pozos se encuentra seco. Sin embargo, para efectos de realizar el estudio económico se tomará este valor.

Tabla 17 Resumen propuesta de uso del agua.

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
DIFERENCIA DE FLUJO	132	m3/h
VALOR DEL M3 DE AGUA DE POZO	100	pesos
USO AGUA POZO AL DÍA	6	Hora
AHORRO AGUA DE POZO ANUAL	28.552.206	pesos chilenos

Por lo tanto, se genera un ahorro anual de 28 millones de pesos por concepto de disminución de flujo de agua como enfriamiento.

10.5 Costos variables

Los costos variables asociados a la torre de enfriamiento son aquellos costos que cambian en función de la utilización del equipo, es decir van asociados al nivel de flujo de agua que se enfríe.

10.5.1 Insumos químicos para el tratamiento de agua

Los insumos químicos tienen por finalidad tratar el agua para lograr el control de incrustaciones, crecimiento de algas y la corrosión que se puede dar en el sistema de la torre de enfriamiento.

Se utilizará el mismo proveedor que actualmente posee OMS para sus torres, este proveedor corresponde a la empresa PROQUÍMICA, la cual entregará 2 productos específicos: CW-223 (compuesto principalmente por fosfatos, polímeros y fosfonatos) y CW-225. El primer insumo se utiliza como anti-incrsutante y el segundo para el control del crecimiento de algas.

Tabla 18 Resumen uso de insumos.

ANTI-INCRUSTANTE Y ANTICORROSIVO (CW-223)	**1950**	**$/KG**
ALGUICIDA(CW250)	2080	$/kg
USO DE INSUMOS	2	Kg/dia
INSUMOS (ANTI-INCRUSTANTE, ALGUICIDA)	2.901.600	$

El uso de los insumos está determinado por el flujo de agua que se utilizará y, además de las recomendaciones de dosis dadas por el fabricante. Entonces, anualmente se gastan cerca de 3 millones en el uso de insumos para el tratamiento del agua de enfriamiento.

10.5.2 Agua de reposición

Otro costo importante a incluir es el agua de reposición, pues será necesario reponer agua que fue evaporada, eliminada por purga o llevada por arrastre. Para la torre seleccionada existe un valor de agua de reposición determinada por el fabricante.

El agua de reposición anual, asciende a 3,7 millones de pesos chilenos.

10.5.3 Energía eléctrica

La energía eléctrica utilizada en el la torre va asociada a 2 equipos: ventilador (Características proporcionadas por el fabricante) y bomba. No obstante, para este caso el gasto energético de la bomba será absorbido al considerar el precio de agua de enfriamiento que se cobra en OMS, es decir, no se considerará el precio ni de la bomba, ni del consumo. La bomba que se utilizará es la que se encuentra actualmente como alimentadora de la chaqueta del R-735, y el precio del consumo será para los 90 metros cúbicos por hora estimados.

Tabla 19 Estimación uso de energía eléctrica.

POTENCIA VENTILADOR(1)	7,5	HP
POTENCIA VENTILADOR (1)	5,595	Kw
POTENCIA VENTILADORES(2)	11,19	Kw
CONSUMO BOMBA	45	Kw
CONSUMO ELÉCTRICO TOTAL	11,19	Kw
CONSUMO ELÉCTRICO TOTAL	64454,4	Kwh
PRECIO KWH	62,4	Pesos chilenos
ENERGÍA ELÉCTRICA	4.021.955	Pesos chilenos

El precio del kilowatt hora viene dado por el costo variable del consumo que paga OMS actualmente.

10.6 Costos fijos

Los costos fijos asociados a la torre de enfriamiento no varían de acuerdo a la cantidad de agua que enfría, estos costos son principalmente mantenimiento. Por lo tanto considerando el antecedente de mantenimiento dado para las torres que posee las instalaciones del site, se estima, según el área de mantenimiento de OMS; un gasto de aproximadamente 500 mil pesos por mantención para un período de un año.

10.7 Flujo de caja e indicadores económicos

El flujo de caja se desarrollará en principio para un horizonte de 20 años, y además se utilizará una tasa de descuento baja (12%) porque no existe un riesgo elevado para la inversión de la implementación de una torre de enfriamiento. En la sección de anexos se expondrá el detalle del flujo de caja.

Tabla 20 Indicadores económicos para un período de evaluación de 20 años.

TASA DE DESCUENTO	12%	-
PERÍODO DE EVALUACIÓN	20	años
VAN	33.687.615	$
TIR	20%	-
PAYBACK	5	años

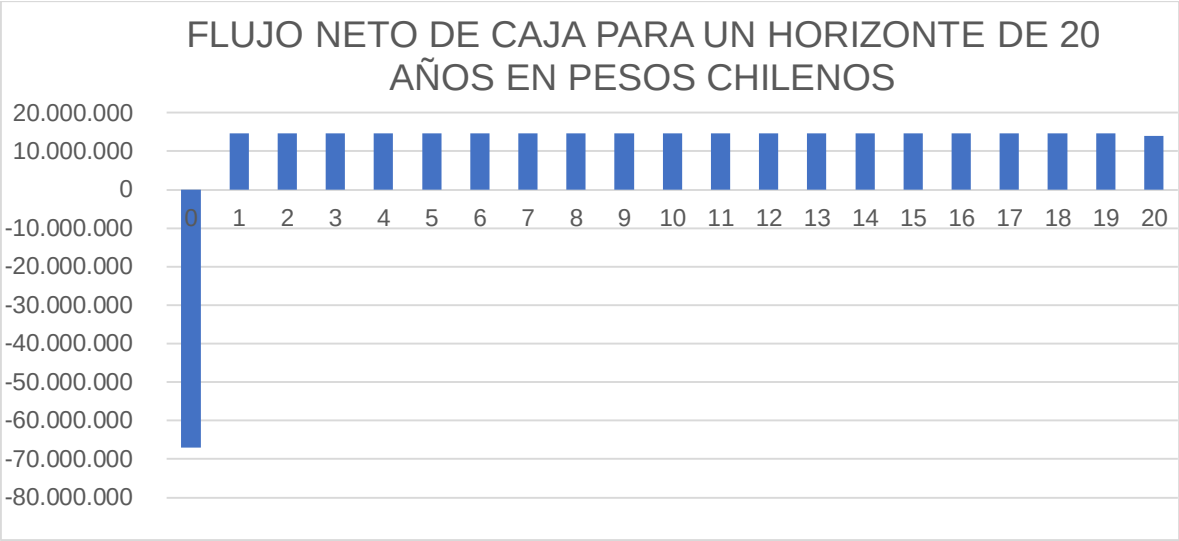

Gráfico 9 Flujo de caja para un período de 20 años.

Gráfico 10 Flujo acumulado para un horizonte de evaluación de 20 años

Si bien, un horizonte de tiempo de 20 años puede ser extenso, se realiza la evaluación para un horizonte de 10 años, en base a los indicadores económicos ya planteados.

Tabla 21 Indicadores económicos para un período de evaluación de 10 años.

TASA DE DESCUENTO	**12%**	**-**
PERÍODO DE EVALUACIÓN	10	Años
VAN	15.937.679	$
TIR	18%	-
PAYBACK	5	años

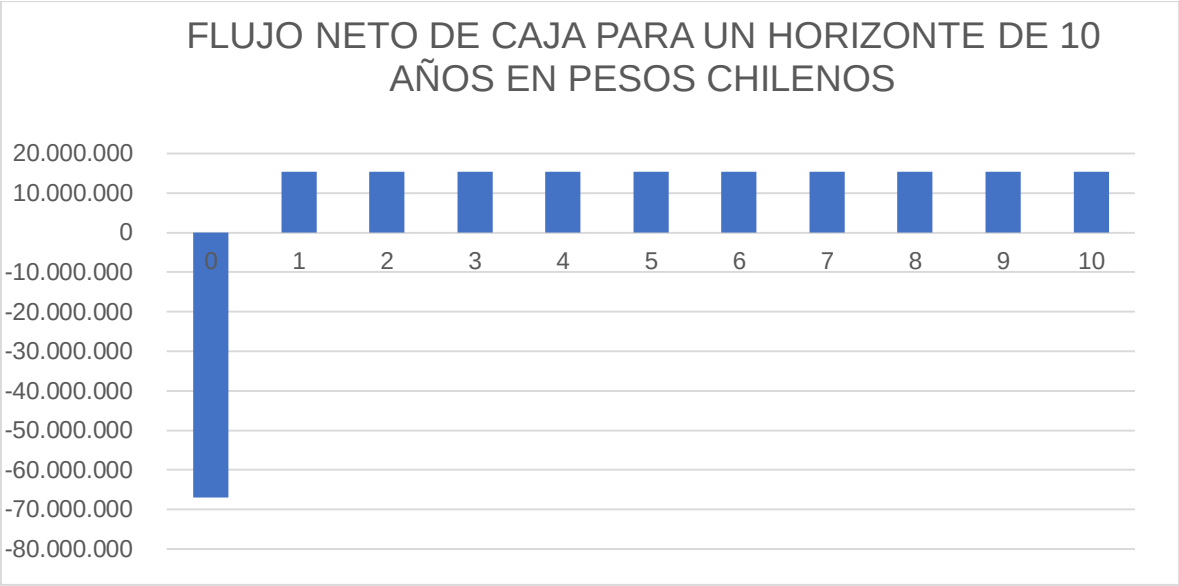

Gráfico 11 Flujo neto de caja para un horizonte de 10 años.

Gráfico 12 Flujo acumulado de caja para un horizonte de 10 años

El análisis del estudio económico se realizará en el próximo capítulo.

Capítulo 11. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se analizarán los distintos análisis que surgen del estudio, y además será posible establecer recomendaciones para llevar a cabo el proyecto de la manera más favorable desde el punto de vista práctico, técnico y económico.

Respecto a la planta química OMS, está conformada por sistemas batch orientados a la fabricación de una gama de producto dentro de los cuales están involucrados procesos que requieren de enfriamiento tanto por sistemas calefactores inherentes a los reactores, como por los condensadores asociados a cada reactor. En total los requerimientos de disipación de energía, considerando toda la capacidad de planta registrada es de 950 mil kilocalorías. Esta capacidad viene asociada al funcionamiento completo de los equipos que componen la planta. Tal como se trató en capítulos anteriores; estimar la energía involucrada en la disipación energía corresponde a tomar mediciones del flujo y las temperaturas de entrada y salida.

Respecto al análisis de las diferentes alternativas de enfriamiento se concluye que bajo criterios de índole ambiental, económico, energético, de seguridad y tecnológico, la alternativa de enfriamiento por evaporación corresponde a la más favorable; además que es realizable de acuerdo al contexto en que se encuentra inmiscuido el estudio; es decir, la planta OMS.

No obstante, establecer esta alternativa involucra el estudio del principio físico bajo los que se empleará la torre de enfriamiento, es decir, mediante el principio de enfriamiento por evaporación. La condición límite principal corresponde a la temperatura de bulbo húmedo, que está relacionada con la máxima temperatura a la que se podrá enfriar. La temperatura de bulbo húmedo depende, entre otros factores, de las condiciones de equilibrio para un sistema aire-agua y de la temperatura ambiente. Por lo tanto, se encuentra que en la comuna de Maipú la temperatura de bulbo húmedo corresponde a $22{,}1\ °C$; entonces por reglas heurísticas no será posible enfriar el agua a temperaturas inferiores de $25{,}1\ °C$ utilizando el principio de enfriamiento mediante evaporación.

Según los datos registrados, en promedio la temperatura de salida corresponde a $26{,}8\ °C$, es decir, el flujo del que se debe retirar energía entregaría una holgura de $1{,}7\ °C$ comparado con los $25{,}1\ °C$ a los que se puede enfriar. Sin embargo; se recomienda, como parte del estudio, incrementar la temperatura de salida del agua de enfriamiento mediante una apertura menor de la válvula, pues actualmente para el enfriamiento se utiliza el 100% de apertura en todos los casos. Para realizar esta propuesta se procede a establecer una temperatura de salida del agua deseada de $35\ °C$, lo cual impactaría en una disminución de

flujo de 190% respecto al consumo actual de la planta, y además proporcionaría a la torre un mayor potencial de transferencia y un menor flujo a tratar, lo que repercute en una menor dimensión de la torre. Mientras que a nivel de planta, esta modificación le brindará una mayor estandarización en sus procesos de enfriamiento; no obstante, incrementar la temperatura también conlleva un incremento en el tiempo de enfriamiento.

El diseño de la torre involucra las condiciones límites (enfriamiento en verano), el flujo a tratar y las temperaturas en las cuales oscilará el flujo de agua que abandone la torre. Por lo tanto, según el desarrollo teórico de la torre de enfriamiento se encuentra que la altura necesaria es 2,95 metros, el ancho es de 3,00 metros y el largo de 3,50 metros; estas dimensiones son exclusivamente para el área empacada. Importante destacar además que un parámetro relevante corresponde al coeficiente de transferencia de materia el cual tienen una relación de inversa proporcionalidad respecto a la altura de la torre dimensionada.

Por otro lado, la torre seleccionada a través de la cotización posee un alto de 3,72 metros, ancho de 1,75 metros y largo de 2,25 metros. La diferencia principal entre la torre cotizada y la dimensionada tiene que ver con la estimación del coeficiente de transferencia de materia, pues este parámetro está íntimamente ligado con el empaque, y el contacto entre el agua y aire.

Las consideraciones anexas a la torre tienen que ver con la calidad del agua, flujo de evaporación, emplazamiento y el sistema de tuberías por donde será transportado. En este sentido se recomienda realizar el cambio del sistema de tuberías, pues actualmente por estas circula agua con alto contenido de durezas y sin previo tratamiento, en otras palabras el agua procede prácticamente de forma directa desde el pozo. Además el tiempo que lleva funcionando el sistema de tuberías indica que ya las instalaciones se encuentran corroídas, y por lo tanto utilizar el mismo sistema para transportar agua y que sea recirculado al pozo, dañará la torre de enfriamiento e impedirá su correcto funcionamiento.

Es importante destacar que el tener agua sin dureza en el sistema de enfriamiento permitirá evitar la formación de incrustaciones en la chaqueta de los equipos, con lo cual no será necesario realizar lavados químicos constantemente. Se ha determinado experimentalmente que en la planta OMS, producto de las incrustaciones la eficiencia de transferencia de calor puede disminuir hasta en un 13%. Esta disminución impacta directamente en un mayor uso de recursos tanto para el calentamiento como para el enfriamiento.

La inversión que registra un mayor valor es el cambio de sistema de tuberías, costo que asciende a 51 millones de pesos chilenos, mientras que el costo de la torre de enfriamiento es de 15 millones de pesos chilenos. El costo variable de operación está ligado a gasto

energético de la energía eléctrica del ventilador y la bomba, además de los insumos para asegurar la calidad del agua.

El estudio económico se realiza a un horizonte de 20 y 10 años. En el caso de la evaluación económica a 20 años el VAN corresponde a 33 millones de pesos, la TIR a 20% y el payback a 5 años, siendo la tasa de descuento de 12%. Es posible concluir entonces que para este proyecto, a 20 años se recupera la inversión, principalmente por el dinero que sería posible ahorrar considerando la disminución de agua de enfriamiento en la planta. Respecto a la evaluación a un horizonte de 10 años, bajo la misma tasa de descuento, se obtiene un VAN de 15 millones de pesos, una TIR de 18% y un payback de 5 años. Por lo tanto, se concluye que bajo los 2 escenarios posibles de horizonte de evaluación, el proyecto resulta rentable, tanto porque el valor actual neto de los flujos monetarios futuros es positivo como porque la tasa interna de retorno permite cierta holgura al considerar que el proyecto pueda ser más riesgoso por factores imponderables.

Mediante el estudio económico se evidencia además la importancia económica del menor uso del agua; es decir, la propuesta de aumento de temperatura de salida es capaz de entregar ahorro anual, entonces a un mayor horizonte de evaluación, esta propuesta irá generando más ahorro respecto al menor uso del recurso hídrico.

Finalmente, en términos de eficiencia energética respecto al uso del recurso hídrico, el proyecto de sistema de enfriamiento planteado entrega una alternativa sólida, pues disminuye el uso del agua ostensiblemente y con esto permite llevar a cabo la producción con un impacto menor respecto a la huella hídrica; por otro lado, la realización del proyecto permite ahorrar en términos económicos, entregando de esta forma rentabilidad al proyecto. En resumidas cuentas se recomienda realizar el proyecto acorde al contexto de la planta en estudio, factores medioambientales, económicos y prácticos ligados al sistema de enfriamiento seleccionado que mejor se aplica a la planta de acuerdo a criterios estudiados en capítulos anteriores.

Capítulo 12. REFERENCIAS

[1] Clariant, «Clariant,» Clariant, 01 Junio 2016. [En línea]. Available: http://www.clariant.com/es/Company/Contacts-and-Locations/Locations. [Último acceso: 20 Julio 2016].

[2] Kosim, «Ficha Técnica R407C,» 23 Enero 2015. [En línea]. Available: http://kosim.cl/images/R407C.pdf. [Último acceso: 25 Mayo 2016].

[3] F. E. y. Desarrollo, «Sistemas de enfriamiento,» 15 Enero 2010. [En línea]. Available: http://ecodes.org/archivo/proyectos/agua-dulce/htm/consejosdeahorro/indus_IIIrefrigindustrial.html. [Último acceso: 12 Julio 2016].

[4] Comisión Técnica de Anefryc, «Torres de Enfriamiento y Medioambiente,» Systema LTDA., 27 Junio 2007. [En línea]. Available: http://torresdeenfriamiento.blogspot.cl/2007/06/torres-de-enfriamiento-y-medio-ambiente.html. [Último acceso: 12 Julio 2016].

[5] D. W. G. Robert H. Perry, Manual del Ingeniero Químico, España: Mc Graw Hill, 2001.

[6] G. 3. Edición, Procesos de transporte y operaciones unitarias, México: Compañía editorial continental, 1998.

[7] M. Calzada, «Diseño de un sistema industrial de enfriamiento con agua de refrigeración para un complejo industrial en Lima, Perú.,» Universidad Pontificia Comillas , Madrid, 2012.

[8] A. Torres, «Diseño de una torre de enfriamiento de agua para uso industrial,» Universidad politécnica del litoral, Guayaquil, 1994.

[9] Mex.tf, «Torres de Enfriamiento,» 1 Enero 2016. [En línea]. Available: http://refriclimas.mex.tl/934977_torres-de-enfriaminto.html. [Último acceso: 23 Junio 2016].

[10] R. E. T. 3. Edición, Mass- Transfer Operations, Singapore: McGraw-Hill, 1981.

[11] T. G. Ocon J., Problemas de Ingeniería Química Operaciones básicas Tomo I, Campostela: Aguilar.

[12] S. F. V. Jadán, «Escuela Superior Politécnica del Litoral,» 21 Enero 2013. [En línea]. Available: www.espol.educ.ec. [Último acceso: 06 Julio 2016].

Capítulo 13. ANEXOS

13.1 CÁLCULO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA

El cálculo de unidades de transferencia involucra la discretización de la expresión base:

$$N_{TG} = \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH'}{(H'^* - H')} \approx \sum_{i=1}^{2} \frac{\Delta H'}{H_i'^* - H_i'}$$

Además; para cada punto deben identificarse los puntos de operación y de equilibrio, de esta forma se podrá obtener finalmente la resistencia a la transferencia de calor y materia.

Recta de operación:

$$H' = 6692{,}9 * t_l - 137718$$

Curva de equilibrio:

$$H'^* = 128{,}8 * t_l^2 - 2096{,}4 * t_l + 45932$$

Cálculo de unidades de transferencia para el caso de verano.

t_l	H'^*	H'	$H^* - H'$	dH'	$\frac{dH}{H^* - H'}$
20,0	55524,0	-3860,0	59384,0		
21,0	58708,4	2832,9	55875,5	6692,9	0,1
22,0	62150,4	9525,8	52624,6	6692,9	0,1
23,0	65850,0	16218,7	49631,3	6692,9	0,1
24,0	69807,2	22911,6	46895,6	6692,9	0,1
25,0	74022,0	29604,5	44417,5	6692,9	0,2
26,0	78494,4	36297,4	42197,0	6692,9	0,2
27,0	83224,4	42990,3	40234,1	6692,9	0,2
28,0	88212,0	49683,2	38528,8	6692,9	0,2
29,0	93457,2	56376,1	37081,1	6692,9	0,2
30,0	98960,0	63069,0	35891,0	6692,9	0,2
31,0	104720,4	69761,9	34958,5	6692,9	0,2
32,0	110738,4	76454,8	34283,6	6692,9	0,2
33,0	117014,0	83147,7	33866,3	6692,9	0,2
34,0	123547,2	89840,6	33706,6	6692,9	0,2
35,0	130338,0	96533,5	33804,5	6692,9	0,2
36,0	137386,4	103226,4	34160,0	6692,9	0,2
37,0	144692,4	109919,3	34773,1	6692,9	0,2

38,0	152256,0	116612,2	35643,8	6692,9	0,2
39,0	160077,2	123305,1	36772,1	6692,9	0,2
40,0	168156,0	129998,0	38158,0	6692,9	0,2
				Suma	3,5

Cálculo de unidades de transferencia para el caso de invierno.

t_l	H'^*	H'	$H^* - H'$	dH'	$\frac{dH}{H^* - H'}$
20,0	55524,0	13981,0	41543,0		
21,0	58708,4	19715,7	38992,7	5734,7	0,1
22,0	62150,4	25450,4	36700,0	5734,7	0,2
23,0	65850,0	31185,1	34664,9	5734,7	0,2
24,0	69807,2	36919,8	32887,4	5734,7	0,2
25,0	74022,0	42654,5	31367,5	5734,7	0,2
26,0	78494,4	48389,2	30105,2	5734,7	0,2
27,0	83224,4	54123,9	29100,5	5734,7	0,2
28,0	88212,0	59858,6	28353,4	5734,7	0,2
29,0	93457,2	65593,3	27863,9	5734,7	0,2
30,0	98960,0	71328,0	27632,0	5734,7	0,2
31,0	104720,4	77062,7	27657,7	5734,7	0,2
32,0	110738,4	82797,4	27941,0	5734,7	0,2
33,0	117014,0	88532,1	28481,9	5734,7	0,2
34,0	123547,2	94266,8	29280,4	5734,7	0,2
35,0	130338,0	100001,5	30336,5	5734,7	0,2
36,0	137386,4	105736,2	31650,2	5734,7	0,2
37,0	144692,4	111470,9	33221,5	5734,7	0,2
38,0	152256,0	117205,6	35050,4	5734,7	0,2
39,0	160077,2	122940,3	37136,9	5734,7	0,2
40,0	168156,0	128675,0	39481,0	5734,7	0,1
				Suma	3,6

FLUJO DE CAJA

13.1.1 FLUJO DE CAJA PERÍODO DE 20 AÑOS

	Años	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
Ahorro	Unidades	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Menor uso de agua	$	14.276.103	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
Ingreso	$	14.276.103	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
Costos Variables												
Insumos	$	1.450.800	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600
Agua Reposición	$	1.868.837	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675
Energía eléctrica	$	2.010.977	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955
Total		0	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229
COSTOS FIJOS												
Mantención	$	0	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000
Depreciación	$	0	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000
Total		0	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000
COSTOS TOTALES	$	0	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229
Margen Operacional	$	0	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976
Utilidades	$	0	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976
Impuestos (24%)	$	0	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834
Utilidad después de impuestos	$	0	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781
Inversiones	$	67.000.000										
Valor Residual	$	0										
Depreciación	$	0	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000
Flujo Neto	$	-67.000.000	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781
Flujo acumulado	$	-67.000.000	-52.417.219	-37.834.438	-23.251.657	-8.668.876	5.913.905	20.496.686	35.079.467	49.662.247	64.245.028	78.827.809

2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600
3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675
4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955
10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229
500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000
3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000
3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000
14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229	14.511.229
17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976
14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976	14.040.976
3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834	3.369.834
11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781	11.232.781
3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000	3.350.000
14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781	14.582.781
93.410.590	107.993.371	122.576.152	137.158.933	151.741.714	166.324.495	180.907.276	195.490.057	210.072.838	224.655.619

13.1.2 Flujo de caja evaluado a un período de 10 años

	Años/períodos	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
Ahorro	Unidades	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Menor uso de agua	$	14.276.103	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
Ingreso operacional	$	14.276.103	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206	28.552.206
Costos Variables												
Insumos	$	1.450.800	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600	2.901.600
Agua Reposición	$	1.868.837	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675	3.737.675
Energía eléctrica	$	2.010.977	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955	4.021.955
Total		0	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229	10.661.229
COSTOS FIJOS												
Mantención	$	0	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000	500.000
Depreciación	$	0	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000
Total		0	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000	8.000.000
COSTOS TOTALES	$	0	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229	18.661.229
Margen Operacional	$	0	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976	17.890.976
Utilidades	$	0	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976	9.890.976
Impuestos(24%)	$	0	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834	2.373.834
Utilidad después de impuestos	$	0	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781	7.912.781
Inversiones	$	67.000.000										
Depreciación	$	0	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000	7.500.000
Flujo Neto	$	-67.000.000	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781	15.412.781
Flujo acumulado	$	-67.000.000	-51.587.219	-36.174.438	-20.761.657	-5.348.876	10.063.905	25.476.686	40.889.467	56.302.247	71.715.028	87.127.809