

Ingeniería Mecánica
Facultad: Metalurgia-Electromecánica

Trabajo de Diploma

**En opción al Título
de**

Ingeniero Mecánico

Título: Obtención de los parámetros de operación para el diseño de un nuevo sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor 194 CM 1A de la Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa Pedro Sotto Alba Moa Nickel S.A.

Autor: Juan Miguel Saburit González.

Tutores: Ing. Carlos Zalazar Oliva.

Ing. Alejandro Palmero García.

Moa, 2014
“Año 56 de la Revolución”

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Declaro ser el único autor del presente Trabajo de Diploma y reconozco al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, al Departamento de Ingeniería Mecánica y a la empresa “Pedro Sotto Alba, Moa Nickel S. A.” como portadores de los derechos patrimoniales del mismo, con carácter exclusivo.

Para que así conste firmamos la presente a los ____ días del mes de _____ del 2014.

Juan Miguel Saburit González.

Firma Autor

Ing. Carlos Zalazar Oliva.

Firma Tutor

Ing. Alejandro Palmero García.

Firma Tutor

PENSAMIENTO

“El futuro de nuestro país, tiene que ser necesariamente un futuro de hombres de pensamiento. De hombres de Ciencia”.

Fidel Castro Ruz.

AGRADECIMIENTOS

- *A mi madre Marianela González Gets, que día a día estuvo a mi lado apoyándome incondicionalmente y que por ella he llegado a ser quien soy.*
- *A Miguel Cruz Nieves, por su ayuda, consagración y entrega en todo momento.*
- *A mis tutores Carlos Zalazar Oliva y Alejandro Palmero García, por su ayuda y persistencia en la realización de este trabajo investigativo.*
- *A los profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica, por su dedicación a mi enseñanza y su apoyo incondicional durante el transcurso de la carrera.*
- *Al Departamento de Ingeniería de Mantenimiento de la Empresa "Pedro Sotto Alba", donde recibí una gran ayuda para desarrollar mi investigación.*
- *A todos mis compañeros de aula, por haber compartido conmigo durante todo este tiempo en los buenos y malos momentos; especialmente a Ernesto Gavilanes Pichardo y a Julio César Reyes por su valiosa e incondicional cooperación.*
- *A Carmen L. Quesada Ramírez y Urbano Mora Medina, por sus sabios consejos, por contribuir a mi bienestar con su constante preocupación, por su confianza y por constituir una parte importante de mi familia.*
- *A todo aquel que de alguna manera ha tenido que ver en mi formación como profesional y como ser humano.*

DEDICATORIA

➤ *Dedico este trabajo a la persona más importante en mi vida: mi madre Marianela González Gets, que ha dedicado toda su vida, todo su esfuerzo, cariño y dedicación a hacer de mí un mejor hombre. A Miguel Cruz Nieves, quien ha sido para mí como un padre y ha contribuido en mi formación y desarrollo.*

➤ *A mi tío Rafael Saburit Cuesta, que desde que yo era un niño hasta hoy, me ha mantenido en una parte especial de su corazón y ha compartido conmigo muy buenos momentos. A mi padre Miguel Saburit Cuesta, que aunque esperaba más de él, lo quiero mucho. A mis demás familiares y a todos mis amigos, por darme la mano en cada situación difícil y aceptarme como soy.*

RESUMEN

El presente trabajo muestra una caracterización del sistema de enfriamiento de los cilindros en el compresor 194-CM-1A, perteneciente a la Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa “Pedro Sotto Alba” de Moa. Se obtienen los parámetros de operación en los intercambiadores de calor de dicho sistema, con el empleo de líquido refrigerante en sustitución del agua. A partir de una amplia búsqueda acerca de los procesos de transmisión del calor en sistemas de enfriamiento y equipos de transferencia de calor, quedaron establecidos los procedimientos de cálculo para la determinación de las condiciones de trabajo de los equipos que pertenecen a la instalación. Se selecciona un intercambiador de placas para el enfriamiento de líquido refrigerante al salir de los cilindros del compresor, teniendo en cuenta el área de transferencia térmica necesaria para cumplir con las exigencias del proceso y se realiza valoración económica de la implementación del nuevo sistema, abordando además su impacto en el medio ambiente.

ABSTRACT

This work presents a characterization of the cooling system of cylinders in the compressor CM-194-1A, belonging to the Precipitation of Sulphides Plant Company “Pedro Sotto Alba of Moa. Operating parameters are obtained in the heat exchangers of the system, with the use of coolant water replacement. From an extensive search on the processes of the heat transfer in cooling systems and heat transfer equipment, were established calculation procedures for determining the working conditions of equipment belonging to the installation. A plate heat exchanger for cooling the coolant out of the cylinders of the compressor is selected, taking into account the heat transfer area required to meet the process requirements and economic assessment of the implementation of the new system is carried further by addressing its impact on the environment.

Contenido	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	4
1.1 Introducción	4
1.2 Trabajos precedentes	4
1.3 Descripción del flujo tecnológico de la Planta de Precipitación de Sulfuros	7
1.4 Descripción del proceso en el compresor 194-CM-1A de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno	10
1.4.1 Descripción del sistema de enfriamiento en el compresor	13
1.4.2 Descripción del sistema de enfriamiento propuesto en el compresor	14
1.5 Intercambiadores de tubo y coraza	15
1.5.1 Principales ventajas de los intercambiadores de tubo y coraza	18
1.5.2 Desventajas de los intercambiadores de tubo y coraza	18
1.5.3 Aplicaciones de los intercambiadores de tubo y coraza	18
1.6 Intercambiadores de calor de placas	19
1.6.1 Funcionamiento de los intercambiadores de placas	21
1.6.2 Tipos de intercambiadores de calor de placas	22
1.6.3 Ventajas de los intercambiadores de placas	23
1.6.4 Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de placas	25
1.7 Cálculos de diseño y comprobación de intercambiadores de calor	26

1.8	Materiales de construcción de intercambiadores de calor	26
1.9	Mantenimiento de intercambiadores de calor	28
1.10	Conclusiones del capítulo	30
CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS		31
2.1	Introducción	31
2.2	Sustancias de trabajo	31
2.2.1	Características del líquido refrigerante	31
2.2.2	Características del agua de enfriamiento	34
2.2.3	Características del vapor	34
2.2.4	Características del Sulfuro de Hidrógeno	34
2.3	Materiales de construcción empleados en el calentador	35
2.4	Metodología para el cálculo del flujo de vapor en el calentador	36
2.5	Balance de energía para determinar la temperatura del líquido refrigerante a la salida del compresor	40
2.6	Metodología para la selección del enfriador	41
2.7	Conclusiones del capítulo	48
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL		49
3.1	Introducción	49
3.2	Principales parámetros operacionales del calentador	49
3.2.1	Resultados obtenidos en el cálculo del calentador	50

3.2.2	Análisis de los resultados del cálculo del flujo de vapor en el calentador	51
3.3	Principales parámetros para la selección del enfriador	52
3.3.1	Mediciones realizadas para la selección del enfriador	53
3.3.2	Resultados obtenidos en el cálculo de la temperatura de salida del refrigerante	54
3.3.3	Análisis de los resultados del cálculo de la temperatura del líquido refrigerante a la salida de los cilindros del compresor	54
3.3.4	Resultados obtenidos en el cálculo del área de transferencia térmica del enfriador	54
3.3.5	Análisis de los resultados del cálculo del área de transferencia térmica del enfriador	55
3.3.6	Selección del enfriador	56
3.4	Valoración económica	57
3.4.1	Gastos en la instalación actual	58
3.4.2	Gastos en la nueva instalación	58
3.5	Impacto ambiental	58
3.6	Conclusiones del capítulo	59
	CONCLUSIONES GENERALES	61
	RECOMENDACIONES	62
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63
	ANEXOS	65

INTRODUCCIÓN

Uno de los principales renglones de la economía cubana es la Industria del Níquel, en la actualidad el mundo transita por una crisis económica y una de las ramas más afectadas es precisamente ésta, descendiendo bruscamente su precio en el mercado mundial. Es ésta una de las razones por la que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que componen esta industria se hace sumamente necesario. La Empresa Comandante "Pedro Sotelo Alba" es una entidad que tributa a la Industria Cubana del Níquel. Su función fundamental es la producción de Níquel+Cobalto y su aporte a la economía es fundamental. Operada por la compañía mixta Moa Nickel S. A., ha roto todos sus récords históricos de producción y constituye un ejemplo de la colaboración económica entre Cuba y firmas comerciales extranjeras, cuenta con un colectivo laboral experimentado y orgulloso de su tradición proletaria y productiva, que ha contribuido al surgimiento y desarrollo de las entidades industriales, portuarias, constructoras, mecánicas y de servicios varios a la Industria Cubana del Níquel existentes en Moa y que tuvieron su génesis en la fábrica moense cuya puesta en operaciones representó el primer Girón Tecnológico propinado al imperialismo yanqui en América Latina. Dentro de sus instalaciones se encuentran innumerables equipos y máquinas que garantizan el funcionamiento continuo del flujo productivo. Entre estos equipos se encuentran los compresores de recirculación de H_2S en la Planta de Sulfuros, los cuales tienen como función comprimir con eficiencia el H_2S proveniente de los tanques de despresurización (Flash Tanks) y retornarlo a las Autoclaves. Dichos equipos son de gran importancia dentro del proceso productivo ya que inciden directamente en el mismo. Debido a ello es fundamental garantizar su correcto y continuo funcionamiento, para lo cual es necesario mantener controlados sus parámetros de operación, darles el mantenimiento adecuado e introducir mejoras que puedan aumentar su eficiencia y disponibilidad.

Situación problemática

Durante el proceso productivo de la Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa Comandante "Pedro Sotelo Alba", el compresor de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno 194-CM-1A, encargado de comprimir con eficiencia el gas proveniente de los tanques de despresurización (Flash Tanks) y retornarlo a las Autoclaves, tiene una baja eficiencia debido a que en su sistema de enfriamiento hay déficit de agua, ya que el enfriador de los gases consume la mayor parte de la misma, provocando que el flujo que llega a los cilindros sea insuficiente, lo que trae como consecuencia que el equipo no trabaje en los rangos de operación adecuados. El agua empleada en este sistema viene de la torre de enfriamiento de la planta, la cual es un agua de proceso que arrastra contaminantes y suciedad, esto provoca incrustaciones y por consecuencia temperaturas inadecuadas en los cilindros debido a la mala transferencia de calor, lo que a su vez influye en el deterioro acelerado de las válvulas y los demás componentes del equipo. De lo planteado anteriormente se propone un nuevo sistema donde se independice el enfriamiento de los cilindros, con el fin de garantizar una buena transferencia térmica y alcanzar una mayor eficiencia en el funcionamiento del compresor.

Planteamiento del problema

Desconocimiento de los parámetros de operación del nuevo sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor 194-CM-1A.

Hipótesis

Con el diseño de un sistema que independice el enfriamiento de los cilindros del compresor 194-CM-1A, se podrán obtener los valores de presión, flujo y temperatura adecuados para el buen funcionamiento de los mismos.

Objeto de estudio

Sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno.

Campo de acción

Diseño de los parámetros de operación del sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno.

Objetivo general

Determinar los parámetros de operación del nuevo sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno, para la selección de los equipos que garanticen su buen funcionamiento.

Objetivos específicos

1. Proponer un nuevo sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno.
2. Obtener los valores de flujo y temperatura del sistema de enfriamiento, que garanticen el buen funcionamiento del compresor.
3. Seleccionar un intercambiador de calor para el enfriamiento de líquido refrigerante al salir de los cilindros del compresor.

Tareas

1. Búsqueda bibliográfica referida al tema.
2. Particularización de la metodología de cálculo para las condiciones de operación del sistema de enfriamiento en la Planta de Sulfuros de la Empresa Comandante "Pedro Sotto Alba".
3. Cálculo de los parámetros de operación del nuevo sistema de enfriamiento.
4. Selección de equipos para el enfriamiento de líquido refrigerante
5. Valoración del impacto ambiental que provoca el proceso productivo.

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1 Introducción

Para la selección, cálculo y obtención de los parámetros de operación adecuados de los intercambiadores de calor pertenecientes al sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor 194-CM-1A de recirculación de H_2S en la planta de Precipitación de Sulfuros es necesario conocer las principales características de estos equipos, así como las particularidades del proceso productivo y la planta donde están instalados, por lo que se deben revisar los trabajos precedentes y otras bibliografías que permitan recopilar la información necesaria sobre el objeto de estudio para el posterior desarrollo de la investigación, por lo que el **objetivo** del capítulo es:

Establecer los aspectos teóricos relacionados con el objeto de estudio.

1.2 Trabajos precedentes

Durante la investigación se consultaron diversas bibliografías referidas a los procesos de intercambio de calor. La revisión bibliográfica estuvo dirigida a la búsqueda de información relacionada con los aspectos teóricos fundamentales acerca de los equipos de transferencia de térmica, así como de las particularidades de la instalación y del proceso tecnológico.

En el Manual de Operaciones de la Planta de Precipitación de Sulfuros (2013), se expone la descripción del flujo tecnológico de la planta, las características de los equipos que en ella se encuentran, así como algunas propiedades de las sustancias de trabajo de mayor uso en la misma.

De gran ayuda sirvió la revisión de proyectos y trabajos de diploma que se han desarrollado anteriormente sobre el intercambio térmico. Cabrera y Gandón (2004), aborda las distintas operaciones comunes a muchos procesos industriales con entera independencia del proceso del que forma parte integrante, de esta manera, se aplican los principios fundamentales que regulan la transferencia de calor a sistemas generales pero no se aborda ningún caso particular de equipo industrial que pueda servir de referencia para el desarrollo del estudio del intercambiador de calor.

Mijeev y Mijeeva (1977), persigue el objetivo de exponer los complicados fenómenos de la termotransferencia en la forma más simple y clara posible, conservando la imprescindible seriedad científica. Al final de cada tema se dan ejemplos numéricos que muestran las resoluciones de los problemas más característicos. Se aborda, entre muchos otros temas, la condensación pelicular y goticular, también un estudio detallado de la teoría de la similitud de los procesos térmicos y las ecuaciones criterios de especial interés en el desarrollo del presente trabajo de tesis, pero el análisis de todo el material expuesto no rebasa el marco de lo general, al no ofrecer ejemplos concretos de cálculos para equipos usados industrialmente que contribuyan a una mejor comprensión sobre el tema de estudio.

Krasnoschiokov y Sukomiel (1977), contiene un número considerable de problemas resueltos que pueden servir de punto de partida para la comprensión de los aspectos teóricos generales y en cierta medida prácticos de esta disciplina, aunque tampoco son tratados problemas concretos de forma tal que puedan emplearse como guía en la elaboración de una metodología para la evaluación de un equipo de transferencia de calor específico.

Otra de las publicaciones que preceden este trabajo es el libro de Faires (1991), en lo general presenta los principios básicos termodinámicos con aplicaciones de gran importancia en la ingeniería mecánica, un punto considerable que se trata es el calor como fuente de energía el cual interviene en los procesos de transferencia, y también se insertan estudios en los campos de: tuberías de gas, propulsión a chorro, compresores, refrigeración, pero su enfoque principal está basado en las teorías referente al calor y a los principios fundamentales de la termodinámica.

Pavlov (1981), expone los métodos de cálculo y proyección de los equipos de transferencia de calor empleados en la tecnología química basándose en el examen de ejemplos y en la solución de problemas concretos que permiten profundizar en el estudio y la comprensión los principales procesos y aparatos térmicos.

Charchabal (2010) realiza una evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la empresa “Ernesto Che

Guevara". En su investigación expone además aspectos importantes acerca del procedimiento para seleccionar un intercambiador de placas.

Espinosa (2013), aborda en su tesis de grado acerca del efecto de las incrustaciones en el rendimiento de un condensador de vapor, donde expone elementos importantes para el cálculo del coeficiente de emisión calorífica durante la condensación en régimen laminar y turbulento.

Fueron revisados además varios trabajos relacionados con los fundamentos generales para la evaluación y selección de intercambiadores de calor, así como sus tipos generales, características constructivas, ventajas y aplicaciones (González, 2002; Velasco et al., 2011; Vargas, 2010; Renedo, 2009; González, 2012)

La aplicación de los principios de la transferencia de calor al diseño de un equipo destinado a cubrir un objeto determinado en ingeniería, es de capital importancia, porque al aplicar los principios al diseño, se debe trabajar en la consecución del importante logro que supone el desarrollo de un producto para obtener provecho económico. El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua u otro fluido. En general, un cambiador de calor es un aparato recorrido por dos o más medios, uno de los cuales cede a los demás calor o frío (Delgado, 2001).

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar en muchas formas diferentes. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas del flujo de los fluidos calientes y frío, dando lugar a términos como fluidos paralelos, cuando ambos fluidos se mueven en la misma dirección; flujo encontrado, cuando los fluidos se mueven en paralelo pero en sentido opuesto; y flujo cruzado, cuando las direcciones de flujo son mutuamente perpendiculares. Otra manera de clasificar los

intercambiadores de calor, es mediante la estructura y uso de los mismos entre los que se pueden mencionar los intercambiadores de coraza y tubo, de doble tubo, de placas, de bloques de grafito, tubulares tipo bayoneta, de tubo en espiral, de película descendente, etc.

Para el análisis de los diferentes procedimientos de cálculo en la selección de intercambiadores de calor es importante destacar los principales textos que hacen referencia a la temática (Buen, 1985; Herrera, 1986; Holman, 2000; Incropera and David, 2002; Kern, 1985), en ellos se exponen los aspectos teóricos que permiten profundizar sobre el conocimiento de los intercambiadores de calor, efectúan comparaciones y sus capítulos están orientados hacia el esclarecimiento y orientación de las metodologías de cálculo a emplear para el análisis de los procesos de intercambio térmico a partir de las leyes fundamentales que rigen la transferencia de calor por conducción, convección y radiación.

1.3 Descripción del flujo tecnológico de la Planta de Precipitación de Sulfuros

La planta de sulfuros cuenta con 4 trenes de producción con las mismas funciones y características técnicas y tecnológicas, ver figura 1.1. Cada tren está constituido por un calentador, una bomba centrífuga, un Autoclave y un Tanque de despresurización.

La planta posee además 2 enfriadores de H_2S o deshumidificadores, 1 tanque de sello, 2 separadores, 3 compresores de recirculación de H_2S más uno que se agregará próximamente a este servicio, 4 tanques espesadores, uno de ellos utilizado para colectar el agua de salida de los deshumidificadores y 2 tanques de almacenaje. La instalación tiene también un circuito de semilla el cual está compuesto por 1 bomba de flujo de fondo de los sedimentadores, 2 clasificadores, 1 tanque de semilla, 4 bombas dosificadoras de semilla, 1 circuito de molienda; el que consta de 1 triturador, 1 molino de bolas, 2 transportadores, 1 bomba centrífuga de impelentes abiertos y 1 tanque de licor de desperdicio.

El licor neutralizado que contiene los sulfatos de Ni + Co, es precalentado entre 85 y 88 °C con vapor de 0 psi en la planta de Lixiviación y desde allí es bombeado a la planta de Sulfuros. Este entra en los calentadores de licor, donde por contacto

directo y usando vapor de 15 psi que es generado en los enfriadores de mineral de Lixiviación y con menos frecuencia por cascada en termoelectrónica, es calentado hasta una temperatura entre 118 y 121 °C. El nivel de cada calentador es mantenido mediante una válvula automática situada en la línea de entrada de licor.

Una vez calentado es bombeado desde el fondo de los calentadores hasta el compartimiento "C" de las autoclaves.

Las autoclaves son reactores de forma cilíndrica colocados horizontalmente, preparados para resistir presiones moderadas y ambientes fuertemente ácidos. Las autoclaves están divididas interiormente en 3 compartimientos.

El tamaño de cada compartimiento disminuye ligeramente desde el primero (C), entrada de licor, al último (A), salida de sulfuros. El licor pasa de una división a otra de dos formas, por reboso o a través de los agujeros practicados en la pared de los tabiques. Los compartimientos "B" y "C" están provistos de agitadores de tipo axial con el objetivo de evitar la acumulación de las partículas mayores, mientras que en el compartimiento "A" los agitadores son del tipo de turbina de paletas planas. En el compartimiento "C" conjuntamente con el licor se alimenta pulpa de sulfuros que actúa como semilla durante la precipitación de sulfuros. El H_2S gaseoso es introducido por el último compartimiento (A), produciéndose la precipitación del Ni y el Co en forma de partículas de pequeño tamaño y que forman una pulpa de alrededor de 3 % de sólidos a la salida de la autoclave cuando se recircula semilla y de alrededor de 1 % cuando no se recircula.

Una atmósfera gaseosa con alrededor de 70 % de pureza de H_2S es mantenida por medio de una purga continua de inertes desde la parte superior del compartimiento "C". Esta purga es utilizada en neutralización junto al H_2S procedente de la planta de H_2 y H_2S para la reducción del Cr^{+6} y el Fe^{+3} y la precipitación del cobre, también se emplea en el procesamiento del Hidrosulfuro de amonio que se vende a las plantas del proceso carbonato amoniacal.

A las autoclaves se les inyecta vapor de 200 psi en el compartimiento "C" para garantizar que la temperatura en el seno de la masa en reacción no sea menor de 121°C. Un control automático garantiza el adecuado nivel de líquido dentro de la

autoclave en el compartimiento "A", dejando escapar hacia el tanque despresurizador la mezcla de pulpa diluida de sulfuros de Ni y Co. La rápida despresurización de la pulpa hace que se desprenda gran cantidad de H_2S y vapor de agua de la pulpa diluida de sulfuros. Esta pulpa sale por el fondo de este equipo y llega por gravedad hasta el tanque de sello.

El flujo de la corriente de gas de los despresurizadores conjuntamente con gran parte de vapor de agua a una temperatura de $99^{\circ}C$, entra por el fondo de los deshumidificadores o enfriadores de gases por contacto directo, donde es obligado a pasar a contracorriente a través de una cama empacada. El empaque utilizado actualmente es Q-PAC de polipropileno, el cual ofrece una excelente área de contacto y baja caída de presión para los gases. Desde la parte superior y central de este equipo se suministra una lluvia intensa de agua de proceso proporcionada mediante un distribuidor para intercambiar calor y masa con la corriente de gases ascendente. El H_2S a la salida de este equipo alcanza una temperatura entre 43 y $46^{\circ}C$ y el agua del fondo adquiere entre 85 y $96^{\circ}C$ a la salida. Como norma la temperatura del agua de salida no debe exceder los $93.3^{\circ}C$. El agua fluye por gravedad hacia el sedimentador "D", donde se recuperan los sólidos (fundamentalmente sulfuro de Ni y Co) que son arrastrados junto con los gases en los tanques de despresurización. El agua de reboso del sedimentador "D" es bombeado hacia la planta de Lavaderos, donde se hace reaccionar con la pulpa del tanque 6 en un reactor tubular y de esta forma se neutraliza el H_2S que contiene.

Los gases húmedos de H_2S a una temperatura entre 43 y $46^{\circ}C$ son pasados por los separadores antes de llegar a la succión de los compresores de recirculación, donde se le elimina el agua que arrastran los gases. La función de estos compresores es recircular el H_2S que se desprende en los tanques despresurizadores hacia las autoclaves, succionando a una presión de 10 pulgadas de agua y 150 psi en la descarga. La línea de descarga de los compresores se introduce en la línea de H_2S de reposición proveniente de la planta de H_2 y H_2S , después de la válvula automática de control de presión.

El flujo de pulpa de sulfuros que llega al tanque de sello rebosa y por gravedad llega a los sedimentadores o espesadores. En estos equipos la pulpa es espesada hasta alcanzar entre 60 y 65 % de sólidos, trabajando en paralelo y se bombea por el fondo de los mismos hasta los tanques de almacenaje de sulfuros y el tanque de semilla. Durante el bombeo se inyecta agua al cono de los sedimentadores manteniéndose la pulpa entre 40 y 50 % de sólidos.

Los tanques de almacenaje están provistos de agitadores que mantienen el sulfuro en suspensión hasta su transporte hacia la planta de Secado y derretimiento en el puerto. El sulfuro es transportado por medio de sulfateras de capacidad de 12 m³ equivalente a 15 pulgadas de Sulfuros de estos tanques. (Manual de la Planta de Precipitación de Sulfuros, 2013)

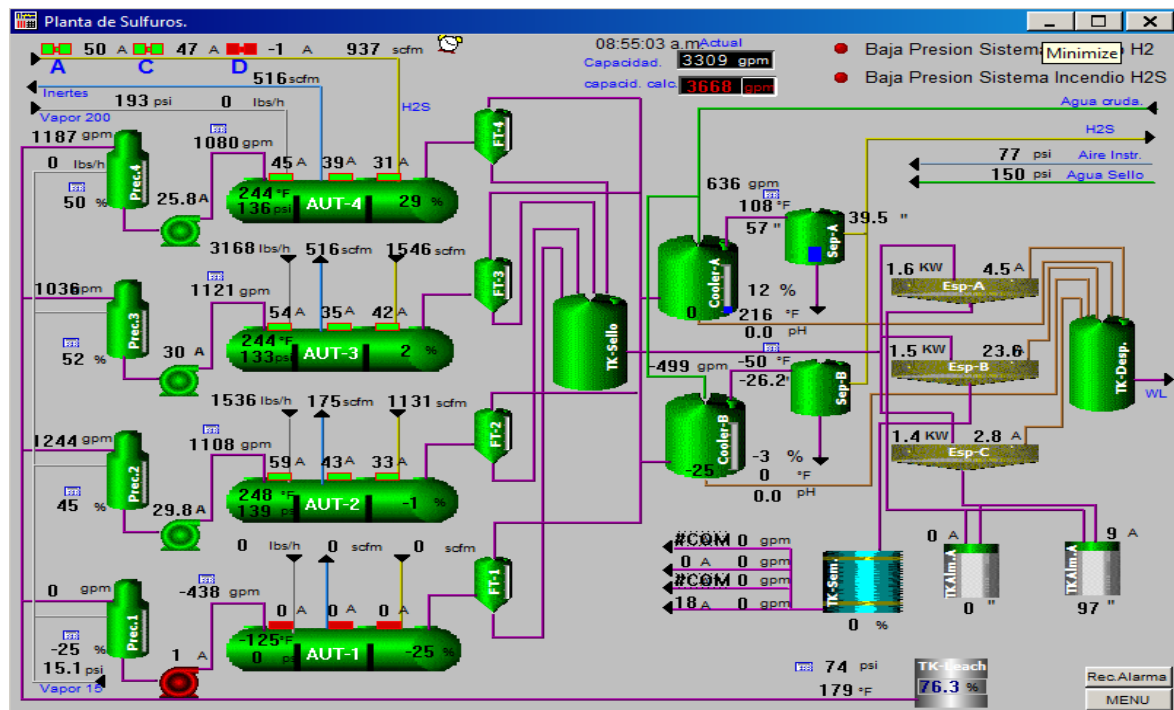


Figura 1.1 Planta de Precipitación de Sulfuros. Fuente: CITECT Moa Nickel S.A., (2014).

1.4 Descripción del proceso en el compresor 194-CM-1A de recirculación de Sulfuro de Hidrógeno

Este compresor, (ver figura 1.2); tiene como función comprimir con eficiencia el H₂S proveniente de los tanques despresurizadores y retornarlo a las autoclaves.

El flujo de gas de H_2S recuperado del sistema de enfriamiento pasa primeramente a través de los separadores de agua con el objetivo de eliminarle la humedad contenida, con destino al botellón de succión del compresor. Estos gases antes de alcanzar el botellón de succión, pasan a través de un filtro de gas con el objetivo de eliminar las partículas pequeñas arrastradas por el gas hacia la succión de los compresores.

Posee dos etapas, un motor de inducción de 734 HP le da impulso al sistema de fuerza que a través de barras llegan a ambas etapas donde tiene situado un pistón de émbolo en cada una de ellas. Posee 22 válvulas en total, 14 en la 1^{ra} etapa y ocho en la 2^{da}. Una cantidad de ocho válvulas de succión están situadas en la parte inferior de la 1^{ra} etapa por donde entra el H_2S y seis en la descarga. En la 2^{da} Etapa, tiene cuatro en la parte superior de succión y cuatro en la descarga de la parte inferior.

En cada etapa tiene una cara interna y otra externa, por lo que en la 1^{ra} etapa tiene en cada cara siete válvulas (cuatro de succión y tres de descarga), y en la 2^{da} etapa cuatro válvulas en cada cara (dos de succión y dos de descarga).

También se dice que es doble actuante, ya que mientras el recorrido del pistón se dirige a la cara externa se cierran las válvulas de succión y se abren las de descarga, y en la cara interna ocurre lo contrario, las válvulas de descarga se cierran y se abren las de succión para llenar de gas esa cámara, y ocurra la compresión cuando el pistón retrocede.

Tiene una circulación de agua de enfriamiento que recorre el equipo de la 1^{ra} a la 2^{da} etapa de compresión y un enfriador entre las dos etapas (Intercooler). El agua de enfriamiento de ambas etapas se calienta con inyección vapor de 85 lb/pulg² para controlar una temperatura entre 48 y 52 °C.

En la 2^{da} etapa tiene situado un sistema de trampas, que elimina la humedad del interior, con un pequeño tanque recolector con nivel visual que va hacia el tanque de desperdicio.

Posee también un sistema de lubricación por goteo en las diferentes partes del equipo en ambas etapas, así como un sistema de bombeo de lubricante que recorre el sistema de fuerza del equipo con una presión de 60 lb/pulg².

El H_2S es succionado por el equipo a una presión de 10 pulgadas de agua, siendo descargado a una presión entre 30 y 35 lb/pulg² en la 1^{ra} etapa con una temperatura entre 138 y 149 °C, pasa por un enfriador y llega a la 2^{da} etapa donde se eleva la presión a 150 lb/pulg², introduciéndose en la línea de alimentación de H_2S proveniente de la Planta de H_2 y H_2S que va a las autoclaves.

La línea de H_2S que va a las autoclaves y donde descarga el compresor, se denomina línea de alta y la línea de salida de gas del despresurizador hasta la succión del equipo, línea de baja. Se establece una recirculación de H_2S entre la línea de alta y la de baja controlada automáticamente que regula la succión del compresor en 10 pulgadas de agua.

Tiene acoplados dos enfriadores de agua de tubo y coraza: uno entre las dos etapas, que enfrían los gases de H_2S después de la compresión en la 1^{ra} y 2^{da} etapa; y otro que enfría el aceite que recicla a través de una bomba con el sistema de fuerza del propio compresor. El sistema de lubricación es por goteo, y se distribuye a diferentes partes del compresor a través de 12 lubricadores. El agua de enfriamiento que consume en el Intercooler proviene de la torre de agua de enfriamiento de la planta de H_2 y H_2S .

Las válvulas de succión y descarga son esféricas. En el caso específico de las válvulas de succión, la presión de aire que se ejerce sobre ellas a través de solenoides es para mantenerlas cerradas durante el arranque del equipo (0%). Después que el equipo se pone en funcionamiento todas las válvulas quedan libres y son abiertas o cerradas según el recorrido del pistón. (Manual del Compresor 194-CM-1A, 2004).

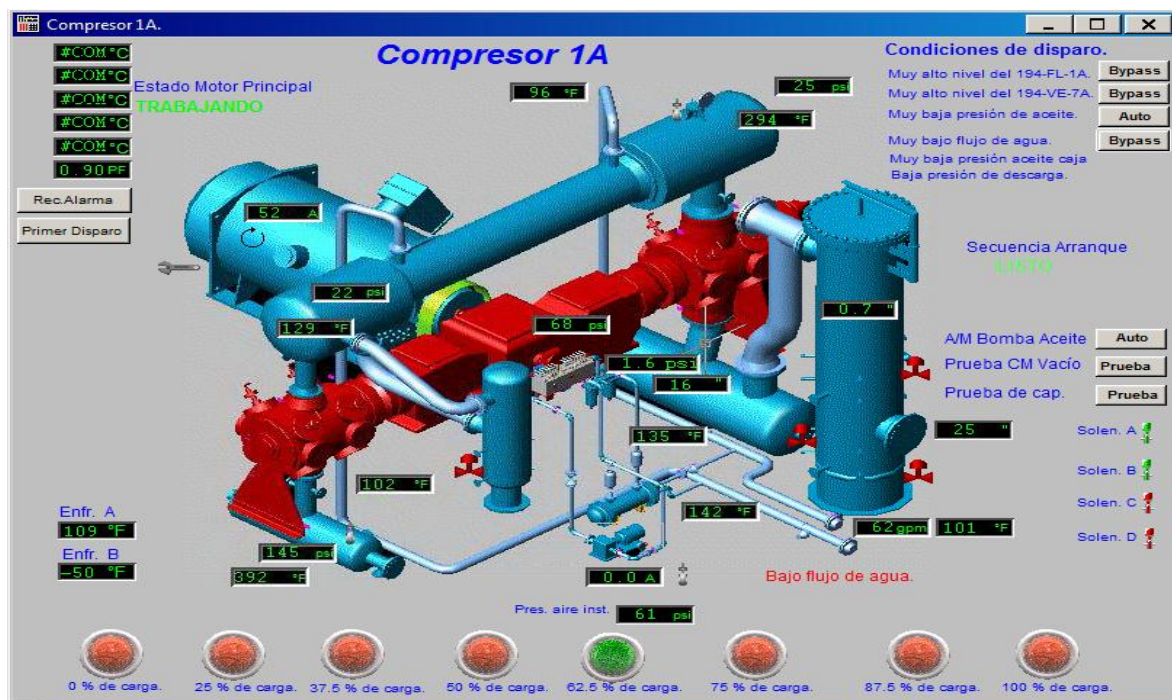


Figura 1.2 Compresor 194-CM-1A. Fuente: CITECT Moa Nickel S.A., (2014).

1.4.1 Descripción del sistema de enfriamiento en el compresor

El enfriamiento de los cilindros del compresor de recirculación de H_2S en la planta de Precipitación de Sulfuros se realiza con agua de proceso proveniente de la torre de enfriamiento. Una parte del agua pasa directo a los enfriadores de gas, a los enfriadores de aceite del cárter del compresor y a los enfriadores de aceite del motor; otra parte del agua pasa a través de un calentador (se usa vapor), con el objetivo de que alcance una temperatura entre 48 y 52°C para impedir la condensación de los gases y a su vez evitar el sobrecalentamiento del sistema. Al salir de los cilindros y de los enfriadores el agua se une y retorna a la torre de enfriamiento. En la figura 1.3 se muestra el esquema de dicho sistema para el compresor.

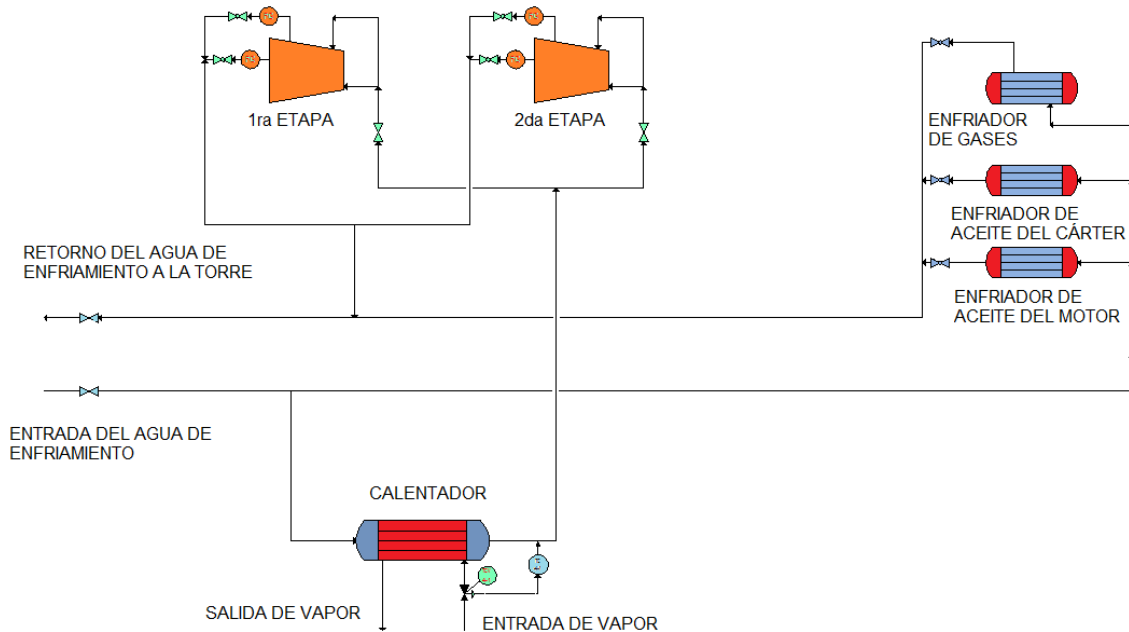


Figura 1.3 Sistema de enfriamiento del compresor 194-CM-1A

1.4.2 Descripción del sistema de enfriamiento propuesto en el compresor

El sistema de enfriamiento propuesto posee un tanque de almacenaje de líquido refrigerante, desde donde será bombeado hasta el calentador (intercambiador de tubo y coraza) en el cual se elevará la temperatura del refrigerante con un flujo de vapor de agua de 85 lb/pul², desde la temperatura ambiente hasta una temperatura entre 48 y 52 °C para ser enviado a los cilindros del compresor con el objetivo de garantizar una temperatura tal que no se sobrecaliente el sistema de compresión y que los gases comprimidos en el interior de los cilindros no alcancen su temperatura de condensación. Al salir estos pasará por un enfriador; en el cual se empleará agua proveniente de la torre de enfriamiento de la planta de Precipitación de Sulfuros. El agua de enfriamiento retornará a la torre y el líquido se filtrará antes de volver al tanque. El refrigerante que se emplea para el enfriamiento del aceite del cárter y el aceite del motor no se calienta y al salir del enfriador también se une al flujo que sale de los cilindros para pasar por el filtro y retornar al tanque de almacenamiento; tal como se muestra en la figura 1.4.

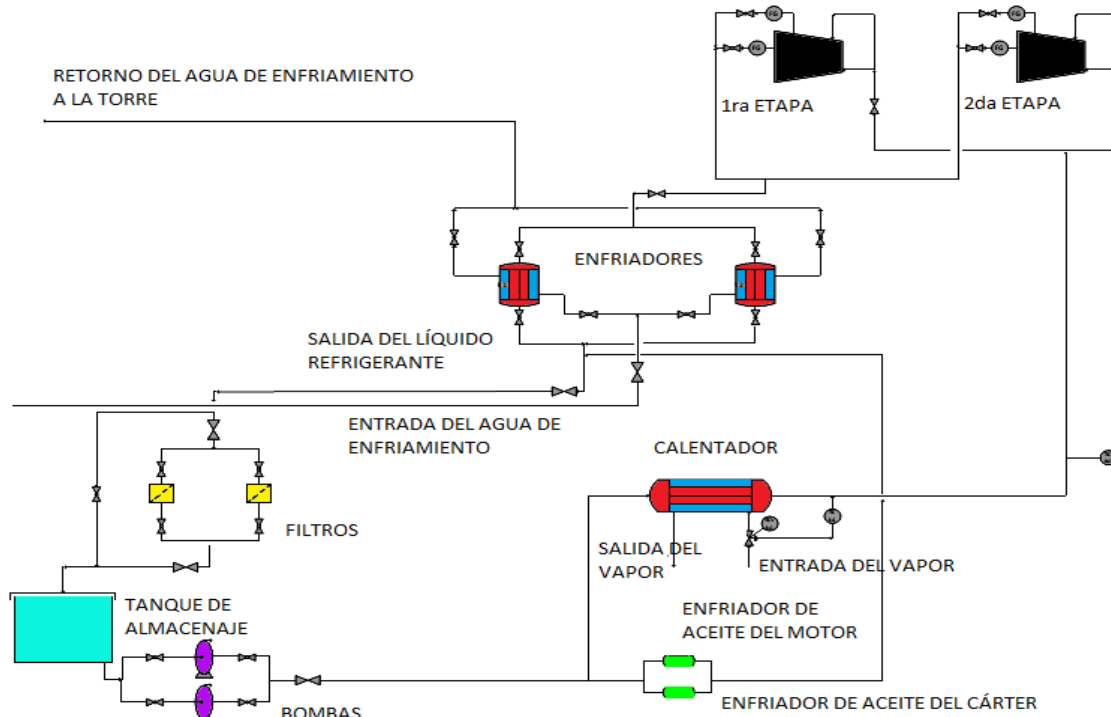


Figura 1.4 Sistema de enfriamiento que se propone para el compresor

1.5 Intercambiadores de tubo y coraza

Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos. Consisten en una serie de tubos lineales colocados dentro de un tubo muy grande llamado coraza y representan la alternativa a la necesidad de una gran transferencia de calor (Delgado, 2001). La figura 1.5 muestra un intercambiador de este tipo y sus componentes fundamentales.

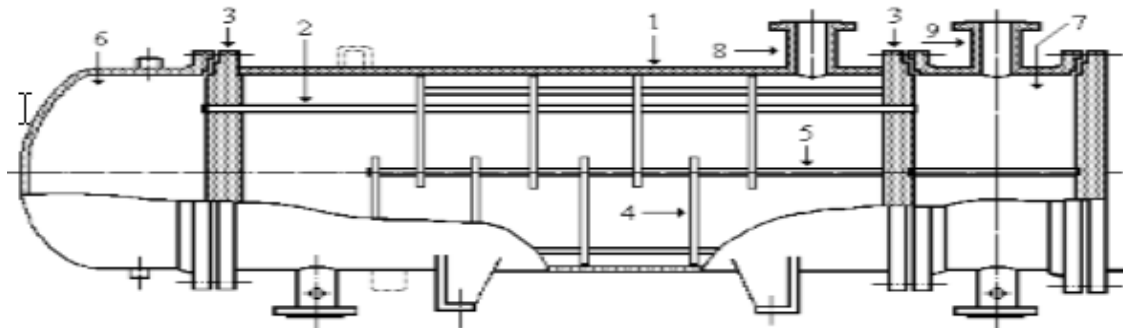


Figura 1.5 Intercambiador de tubo y coraza. Fuente: Delgado, (2001).

1-Coraza. 2-Tubos. 3-Placa de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la coraza. 9-Boquillas para los tubos.

Este tipo de equipo consiste en una coraza cilíndrica [1] que contiene un arreglo de tubos [2] paralelo al eje longitudinal de la coraza. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas [3]. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (*baffles*) [4] que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales [6 y 7].

Dentro de este tipo de intercambiadores (de coraza y tubo), dependiendo a su construcción se puede numerar diferentes tipos como son:

➤ *Intercambiador de calor de espejo fijo*: Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, no hay problemas de origen térmico y no es preciso sacar el haz (ambos fluidos no son corrosivos y el fluido del lado de la coraza es limpio). Este tipo de intercambiador es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando en que se producen fugas tanto internas como externas. Las internas son extremadamente peligrosas porque no son fáciles de detectar. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación: arranque, normal, variaciones y anormal, para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico.

Para analizar el esfuerzo térmico se deben calcular las temperaturas promedio de los tubos y la coraza, y por medio del módulo de elasticidad y del coeficiente de expansión térmica se calcula la diferencia de expansión entre la coraza y los tubos y la tensión. Si los tubos se expanden más que la coraza, están bajo esfuerzo de compresión, si se expanden menos, sufren esfuerzo de tracción. Esto es importante para determinar el tipo de unión entre tubos y placa. Esta puede ser mandrilada o soldada.

Si el esfuerzo es tan grande que se requiere una junta de expansión, se la debe seleccionar para que opere bajo corrosión y fatiga sin fallas, porque si una junta falla hay que sacarlo de operación y mandarlo a reparar. Debido a que las juntas de expansión son más delgadas que la coraza, es preferible evitar su uso cuando esto sea posible si el fluido del lado de la coraza es corrosivo. Las uniones de haz y

placas son más robustas y confiables que las uniones mandriladas o expandidas, pero algo más caras. Soldar con latón o plomo es una solución de costo intermedio, que muchos prefieren cuando no se espera corrosión y la expansión térmica será baja. Esta construcción requiere que los materiales de la coraza y los espejos se puedan soldar entre sí.

➤ *Intercambiador de calor de tubo en U:* donde el haz de tubos consiste en un espejo estacionario, tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la coraza del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal del lado del tubo (estacionario) y una coraza con cubierta integrada, que se suelda a la coraza misma. Cada tubo tiene la libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos. (los rehervidores de calderas, los evaporadores, etc., son con frecuencia intercambiadores de tubo en U con secciones ampliadas de la coraza para la separación del vapor y el líquido).

➤ *Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior:* donde el fluido del lado de la coraza se retiene mediante anillos de empaque, que se comprimen dentro de un prensaestopas mediante un anillo seguidor de junta. Esta construcción fue utilizada con frecuencia en la industria química; sin embargo, su empleo ha disminuido en los años recientes.

➤ *Intercambiador de cabezal flotante interno:* Es el tipo más sofisticado y caro de intercambiador de haz de tubo y coraza. Está indicado en servicios en los que la limpieza y/o su reemplazo es frecuente. Hay numerosos subtipos de intercambiador de cabezal flotante cuyas diferencias están en el diseño del cabezal y la cubierta. Los diseños de cubierta apuntan a evitar o prevenir fugas. Muchas dependen de un maquinado preciso y un armado y abulonado muy exacto. El diseño de cabezal flotante interno se utiliza mucho en las refinerías petroleras, pero su uso ha declinado en años recientes. En este tipo de cambiador de calor el haz de tubos y el espejo flotante se desplaza (o flota) para acomodar las dilataciones diferenciales entre la coraza y los tubos.

➤ *Intercambiador de cabezal flotante removible:* la construcción es similar a la del intercambiador de cabezal flotante interno con anillo dividido de respaldo, con la

excepción de que la cubierta del cabezal flotante se sujeta directamente con pernos en el espejo flotante. Esta característica reduce el tiempo de mantenimiento durante la inspección y las reparaciones.

➤ *Intercambiador de anillo de cierre hidráulico*: esta construcción es la menos costosa de los tipos de tubos rectos y haz desmontable. Los fluidos del lado de la coraza y del lado del tubo se retienen mediante anillos de empaque distintos separados por un anillo de cierre hidráulico y se instalan en el espejo flotante.

1.5.1 Principales ventajas de los intercambiadores de tubo y coraza

- Proporcionan flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Son relativamente fáciles de construir en una gran variedad de tamaños.
- Limpieza química muy buena.
- Se pueden reparar con facilidad.
- Son versátiles y pueden ser diseñados para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.
- Soportan altas presiones y altas temperaturas de operación.
- Procedimientos de diseño y técnicas de fabricación bien establecidas.

1.5.2 Desventajas de los intercambiadores de tubo y coraza

- Sus costos básicos son elevados.
- Difícil inspección.
- Limpieza mecánica prácticamente imposible.

1.5.3 Aplicaciones de los intercambiadores de tubo y coraza

Los intercambiadores de tubos y coraza (tubos y carcasa, tubos y casco), son hasta ahora, entre los equipos de transferencia de calor, los más comúnmente usados en la industria química o de procesos. Su multifuncionalidad hace que sea el primer equipo a considerar para su utilización en cualquier proceso de transferencia de calor. Sus principales aplicaciones son:

- En el intercambio de calor sensible de líquido a líquido, ya sea para calentamiento o enfriamiento.
- Para el calentamiento o enfriamiento de líquido a gas.
- En operaciones ebullición-vaporización de sistemas de destilación, se usan los

“reboilers” o calderines. Estos equipos suministran calor al fondo de las columnas de destilación. Sus versiones más populares son el calderín y el termosifón.

- Los intercambiadores horizontales se emplean en la condensación de vapor saturado.
- Los intercambiadores verticales se emplean para producir condensación con subenfriamiento, o cuando se condensa vapor cuyo condensado es corrosivo.

1.6 Intercambiadores de calor de placas

Un intercambiador de placas consiste en un grupo de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo, dichos componentes se muestran en la figura 1.12.



Figura 1.12. Componentes del intercambiador de placas. *Fuente: Izquierdo, (2002).*

Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales:

- El bastidor, cuyos componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos.

Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que

sean compatibles con el fluido utilizado, y que se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.

➤ Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0.5 mm y 0.9 mm. Con el objeto de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25m/s a 1m/s).

Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de intercambiadores de tubo y carcasa). Existen varias formas para las corrugaciones pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “Intermating” y tipo “Chevron”, figura 1.13. Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa y tubo para decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes. El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.

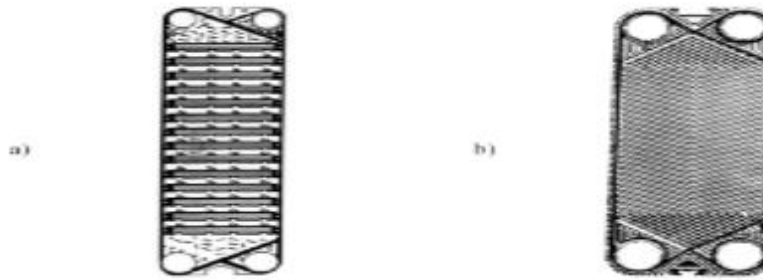


Figura 1.13. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo “Intermating”, b) corrugaciones tipo “Chevron”. Fuente: Izquierdo, (2002).

1.6.1 Funcionamiento de los intercambiadores de placas

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

Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares.

Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente, figura 1.14.

Las corrugaciones forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes se apoyan por presión unos sobre otros o bien están soldadas entre ellas. Las corrugaciones son resaltes que forman los canales y por ellos circulan los fluidos. La forma de las corrugaciones genera turbulencias que mejoran la transferencia de calor. Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

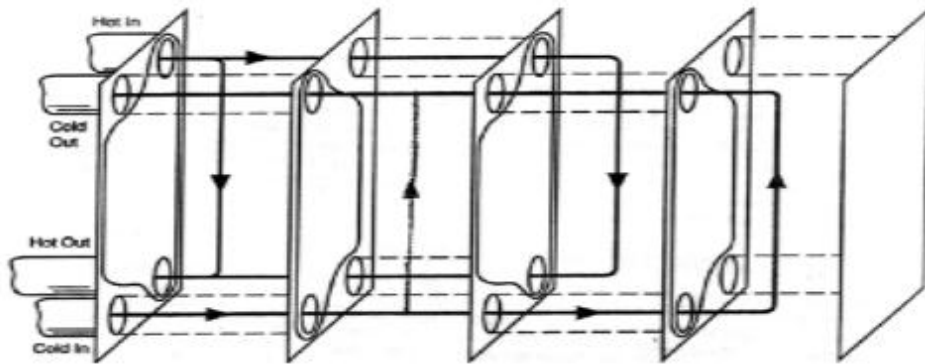


Figura 1.14 Arreglo de las placas en paso simple a contraflujo

1.6.2 Tipos de intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de placas se pueden clasificar de varias formas.

Atendiendo a la forma de unión de las placas:

La figura 1.15 muestra los tipos de intercambiadores de placas atendiendo a esta clasificación.

Mediante juntas (1): Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente.

Soldados (2): Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Pueden trabajar hasta presiones entre 30 y 32 bar. Por el contrario, presentan el inconveniente principal de que no pueden ser desmontados para su limpieza. Además ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas.

Semisoldados (3): Los intercambiadores semisoldados combinan la flexibilidad y servicio de los intercambiadores de junta con la seguridad contra rotura de los soldados. Este tipo de intercambiadores consisten en un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas. Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo hace por el sellado con las juntas. De esta manera se tiene que los

canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.



Figura 1.15 Tipos de intercambiadores de placas. Fuente: Izquierdo, (2002).

Atendiendo al flujo de los fluidos:

- *Flujo paralelo*: ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido. Se utilizan poco.
- *Flujo contracorriente*: el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro.

Son los que se utilizan normalmente. La transferencia de calor en este intercambiador es más efectiva que la del anterior.

Atendiendo al número de pasos:

- *Un paso*.
- *Varios pasos* (por lo general dos): pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

1.6.3 Ventajas de los intercambiadores de placas

- Fácil desmontaje. Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos. Se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza. Los costes de mantenimiento son menores. Esta ventaja es particular de los de tipo junta ya que los intercambiadores de placas soldados no pueden ser desmontados (por lo menos completamente) y necesitan de métodos de limpieza más complejos.
- Mayor coeficiente global de transferencia de calor, hasta cinco veces superiores a los que se pueden conseguir para las unidades de tubo y carcasa.

- Menor área de transferencia. Esta característica es muy valiosa cuando la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.
- Tamaño compacto. El peso y el volumen de la instalación son bajos.
- Menor inversión. Hasta un 90% menor en coste como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- Permiten la aplicación de flujos en contracorriente en la mayoría de las aplicaciones.
- Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperatura de hasta 1°C, maximizando la posibilidad de recuperación de calor.
- Control de la temperatura. La forma de los canales por los que circulan los fluidos reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.
- La simetría de la configuración para ambos fluidos permite predecir de antemano y con toda precisión las caídas de presión y la temperatura. De este modo, se puede calcular con precisión el valor de los coeficientes de transferencia siendo menos necesario la introducción de “parámetros de incertidumbre”. Además, la simetría de los canales elimina la necesidad de decidir cuál de los fluidos pasará por tubos y cuál por carcasa, dado que los lados de la placa son equivalentes.
- Bajo volumen de retención. De un 80 a un 90% menor, lo que genera importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos, como glicoles y refrigerantes. También es fácil de drenar.
- Poca acumulación de suciedad. Los factores de acumulación son menores que en el caso de tubo y carcasa. Esta característica presenta dos ventajas: menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.
- Bajo coste de operación, que resulta de combinar los elevados coeficientes de transferencia y menor acumulación de la suciedad.
- Adaptabilidad y diseño modular. La capacidad puede aumentarse o disminuirse

con sólo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperaturas de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termo-soldados ya que su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.

➤ Amplio rango de funcionamiento. Incluso sin la necesidad de modificar el número de placas este tipo de intercambiadores permite un amplio rango de utilización.

➤ Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

1.6.4 Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de placas

➤ La chapa de metal no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10 a 15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan entre 30 y 32 bar. Esto es así gracias a que no se tiene el riesgo de rotura de la junta. Esta es la principal limitación que presenta este intercambiador.

➤ Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un límite máximo de temperatura de funcionamiento (para los materiales más usados) es de 140 a 150 °C. Los fluorelastómeros pueden aumentar ese límite hasta los 180 °C, pero a cambio de un mayor coste. Existen algunos modelos que usan juntas de fibras de amianto comprimido, para los cuales la temperatura límite asciende hasta un máximo de 250 °C. Por el hecho de no llevar estas juntas, los intercambiadores termo-soldados son capaces de aguantar temperaturas superiores a los 140 y 150 °C de los de tipo junta.

➤ Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario tener en cuenta la inversión y los costes de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de comparar con otros tipos de intercambiadores.

- Los intercambiadores de placas no funcionan correctamente con líquidos que tengan sólidos de gran tamaño, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas. En general el tamaño máximo admisible de los sólidos en suspensión es de cuatro a ocho milímetros de diámetro, dependiendo del modelo de intercambiador. Este problema es más acusado en los termosoldados debido a su dificultad de desmontaje para proceder a su limpieza.
- No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termosoldados no presentan este problema y pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.
- Para cada modelo de placa, la boca de entrada tiene un tamaño fijo que limita la cantidad de fluidos de alto volumen específico (vapores y gases húmedos) que pueden entrar al intercambiador, de modo que este tipo de intercambiadores casi nunca se utilizan en servicios con gran condensación. Los intercambiadores de placas están desplazando a los clásicos de carcasa y tubo y de tubos concéntricos.

1.7 Cálculos de diseño y comprobación de intercambiadores de calor

En los intercambiadores de calor se distinguen dos tipos de análisis; cálculo de diseño y de comprobación. El primero se lleva a cabo cuando se proyecta un equipo nuevo, el objetivo de los cálculos es determinar las superficies de transmisión del calor. Los cálculos de comprobación se realizan cuando se conocen las superficies de calefacción del intercambiador, pero es necesario hallar la cantidad de calor transmitido y las temperaturas finales de los fluidos de trabajo. Los cálculos de los intercambiadores de calor consisten en hallar las soluciones simultáneas de las ecuaciones de balance de calor y transmisión de calor.

1.8 Materiales de construcción de intercambiadores de calor

El material más común de los intercambiadores de calor es el acero al carbono. La construcción de acero inoxidable se utiliza a veces en los servicios de plantas químicas y en la industria de alimentos donde se necesitan altas condiciones de asepsia y, en raras ocasiones, en las refinerías petroleras.

Las “aleaciones” en servicios en plantas químicas y petroquímicas, en orden aproximado de utilización, son el acero inoxidable de la serie 300, el níquel, el metal monel, las aleaciones de cobre, aluminio, el Inconel, el acero inoxidable de la serie 400, y otras aleaciones. En servicios de refinerías petroleras, el orden de frecuencia cambia y las aleaciones de cobre (para unidades enfriadas por agua) ocupan el primer lugar, y el acero de aleación baja el segundo.

Los tubos de aleaciones de cobre, sobre todo el latón Admiralty inhibido, se emplean en general con enfriamiento por agua. Los cabezales del lado de los tubos para el servicio con agua se hacen en gran variedad de materiales: acero al carbono, aleaciones de cobre, hierro colado, acero al carbono con pintura especial, o recubierto con plomo o plástico.

Cuando los requisitos de corrosión o las condiciones de temperatura no permiten la utilización de una aleación simple para los tubos, se utilizan tubos bimetálicos (o dúplex). Se pueden hacer en cualquier combinación posible de metales. Varían también los calibres y los tamaños de los tubos. Para calibres delgados, los espesores de las paredes se dividen en general en partes iguales entre los dos componentes elementales. En los calibres mayores, el componente más costoso puede comprender de una quinta a una tercera parte de espesor total. Los tubos bimetálicos están disponibles a partir de un pequeño número de laminadores de tubería, y son fabricados únicamente bajo pedido especial y en grandes cantidades.

Por general los cabezales o espejos y otras piezas de los intercambiadores de calor son de metal fuerte. Los espejos bimetálicos o recubiertos se utilizan para reducir los costos de fabricación de los equipos o porque no hay ningún metal simple que resulte satisfactorio para las condiciones de corrosión. El material de aleación (por lo general acero inoxidable, metal monel, etc.) se une o se deposita como revestimiento a un material de respaldo de acero al carbono. En la construcción de espejos fijos se puede soldar un espejo revestido de aleación de cobre a un espejo de acero, mientras que la mayor parte de espejos de aleación de cobre no se pueden soldar de una manera aceptable.

1.9 Mantenimiento de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor en forma general, trabajan mediante la circulación de fluidos a través de su estructura, esto produce con el tiempo, debido a la operación del equipo, obstrucciones de las zonas de flujo por corrosión de la estructura del intercambiador, descomposición de los fluidos (aceites minerales, alimentos, etc.) o por deposición de sólidos disueltos en los fluidos (incrustaciones de carbonatos, etc.), al presentarse estas características en el interior de los equipos, se producen incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido y con esto pérdidas en la eficiencia de los equipos.

Aun cuando la variedad de intercambiadores existentes en los múltiples procesos industriales imposibilita describir un mantenimiento específico para todos los equipos intentaremos determinar las directrices que definen un mantenimiento efectivo en la mayoría de los casos.

La finalidad de un mantenimiento radica en la eliminación de los depósitos que obstruyen o imposibilitan la correcta transferencia en los intercambiadores, estas suelen producirse por deposición de los sólidos en las paredes externas de los tubos, en las paredes internas de los tubos, así como en la superficie interna de la coraza, esto para el caso de los intercambiadores de tubo coraza, en los intercambiadores de placa esta incrustación se presenta entre las láminas dificultando la transferencia de calor entre los fluidos, además de ofrecer restricciones a la circulación en estos equipos.

Las técnicas varían dependiendo del tipo de incrustación y de la configuración de los intercambiadores, así un intercambiador de placas fijas debe aplicarse una limpieza por intermedio de cepillos o alta presión por el interior de los tubos y por su configuración de área confinada para la carcasa una limpieza química que permita disolver por intermedio de la circulación la mayor cantidad de sólidos adheridos a la superficie. Los químicos comúnmente utilizados para la desincrustación en áreas confinadas suelen variar de acuerdo al material de construcción del equipo, así como el fluido que maneja el intercambiador, en el

caso de agua o vapor, se utilizan desincrustantes que pueden contener ácidos fuertes o débiles dependiendo del material de construcción del intercambiador, por ejemplo para intercambiadores de calor contruidos en acero al carbono o acero inoxidable, pueden utilizarse productos basándose en ácido clorhídrico, fosfórico, cítrico u otra formulación que permita disolver los minerales producto de las deposiciones del agua o del vapor estén presentes en el intercambiador, es importante señalar que estos productos deben ser formulados, tomando en consideración las posibles consecuencias de la acción del químico sobre los materiales de construcción.

Para intercambiadores de haz removible o de tubería en U el proceso se simplifica bastante ya que la posibilidad de extraer el intercambiador de la coraza permite actuar directamente sobre la superficie externa e interna del tubo, así como acceso directo al interior de la coraza. El mantenimiento puede realizarse por intermedio de cepillos de alambre circulares, mechas o latiguillo de alta presión en el interior de los tubos y alta presión por el lado externo de la tubería. La coraza puede limpiarse con elementos mecánicos o presión de agua. Para el caso de los intercambiadores de placa, dependiendo de su estado pueden limpiarse con químicos desincrustantes en el caso de agua o desengrasante para el caso de aceites, en caso de encontrarse defectos en el sistema de sellos de estos equipos es recomendable sustituir las empaquetaduras entre placas y limpiar placa a placa con químicos y agua a presión.

Para el caso de intercambiadores de flujo cruzado se procede de forma similar con el interior de los tubos de acuerdo al acceso que posea el equipo, (tapas removibles o agujeros de limpieza) mientras que el área de superficie extendida se limpia con agentes químicos adecuados para el material adicionando agua de alta presión.

Para equipos involucrados dentro de los procesos tales como agua helada, condensadores de gases, serpentín de inmersión y otros es importante estudiar las condiciones de proceso para establecer el mantenimiento correcto que debe aplicarse, siempre tomando en consideración que la finalidad del mantenimiento es la de liberar de incrustaciones de las superficies de contacto de los fluidos para la

optimización de la transferencia de calor.

1.10 Conclusiones del capítulo

1. Se realizó una búsqueda bibliográfica con la cual quedaron expuestos los fundamentos teóricos que permiten caracterizar los intercambiadores de calor.
2. Se caracterizó el sistema de enfriamiento en el compresor de recirculación, así como el flujo tecnológico de la Planta de Precipitación de Sulfuros.

CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

El cálculo y la selección adecuada de los intercambiadores de calor, empleados en el sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor 194-CM-1A de recirculación de H_2S de la empresa Comandante Pedro Sotto Alba, requiere del conocimiento de los métodos para el cálculo del área de intercambio térmico y otros parámetros de operación. Para ello es necesario conocer las características y especificaciones de diseño, así como el comportamiento real del equipo en un periodo de operación determinado. El objetivo del capítulo es establecer las metodologías de cálculo para la obtención de los parámetros de operación del calentador y la selección del enfriador para el sistema de enfriamiento propuesto en los cilindros del compresor de recirculación de H_2S .

2.2 Sustancias de trabajo

Durante el desarrollo del flujo tecnológico en el compresor de recirculación de H_2S se emplean diversas materias, de las cuales depende el buen funcionamiento de la instalación y el control de ciertos procesos fundamentales para mantener los rangos de trabajo correctos en dichos equipos. Las sustancias de mayor importancia usadas en la instalación son agua de enfriamiento, líquido refrigerante GLACELFG MPG SUPRA, vapor de 85 lb/pul² y Sulfuro de Hidrógeno.

2.2.1 Características del líquido refrigerante

GLACELF MPG SUPRA es un refrigerante y anticongelante de monopropilenglicol con inhibidores de corrosión orgánicos para los circuitos térmicos y de refrigeración. Su fórmula exclusiva está totalmente exenta de productos minerales (fosfatos, aminas, nitritos y silicatos), prolonga la duración de vida del material y garantiza una protección incrementada de sus diferentes componentes. En el sistema propuesto se empleará una solución acuosa con un 35 % en peso de GLACELF MPG SUPRA. En la tabla 2.1 aparecen algunas de sus características.

Tabla 2.1: Características del líquido refrigerante GLACELF MPG SUPRA

Características	Unidades de medida	GLACELF MPG SUPRA	
Color		Incoloro	
Densidad a 15 °C	kg/m ³	1045	
Reserva de alcalinidad		5,7	
Temperatura de ebullición	°C	165	
Dilución a:		50 %	35 %
Ph		8,7	8,3
Temperatura límite de uso	°C	-32	-13

Propiedades físico químicas de las soluciones acuosas de GLACELF MPG SUPRA

En las Tablas 2.2, 2.3 y 2.4 se muestran la densidad, el calor específico y la viscosidad cinemática respectivamente de las soluciones acuosas; para varias temperaturas teniendo en cuenta el porcentaje en peso de GLACELF MPG SUPRA.

Tabla 2.2 Densidad de las soluciones acuosas de GLACELF MPG SUPRA

Parámetro	GLACELF MPG SUPRA							
% (en peso)	20	25	30	35	40	45	50	55
Densidad (kg/m ³)	1015	1020	1025	1028	1033	1035	1039	1044

Tabla 2.3 Calor específico en (kJ/kg·K)

Temperatura (°C)	% DE GLACELF MPG SUPRA (en peso)					
	25	30	35	40	45	50
-20	-	-	-	3,6	3,5	3,4
-10	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4
0	3,9	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5
10	4	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5
20	4	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5
30	4	3,9	3,8	3,8	3,7	3,6

Tabla 2.4 Viscosidad cinemática en cSt

Temperatura (°C)	% DE GLACELF MPG SUPRA (en peso)			
	30 %	40 %	45 %	55 %
-20	-	32,96	36,73	106,22
0	5,71	8,51	9,58	19,59
40	1,59	2,25	2,59	3,82

Algunas aplicaciones

- Enfriamiento de motores.
- Transferencia de calor o de frío en las instalaciones (circuitos de enfriamiento, de calentamiento, de refrigeración) que necesiten un fluido refrigerante:
 - industrias farmacéuticas, agroalimentarias, instalaciones de cogeneración, calentamiento o enfriamiento doméstico; etc.

Observaciones

- Antes de proceder al llenado de un circuito que hubiese contenido un producto diferente, es necesario realizar un lavado para no alterar las propiedades del producto.
- Es importante el mezclar mecánicamente el refrigerante con el agua para asegurar una mezcla homogénea.

Propiedades

- Protección anticorrosión y anticavitación incrementada. No forma depósitos en el circuito de refrigeración.
- Reducción de los costos.
- Compatible al mezclarlo con otros refrigerantes y anticongelantes a base de monopropilenglicol o monoetilenglicol.
- Amplio intervalo de temperatura.
- Alto rendimiento en términos de intercambio térmico, baja pérdida de energía.
- Protección anticorrosión de larga duración debido al uso de inhibidores orgánicos patentados (nivel de calidad y rendimiento SUPRA).
- Estabilidad mejorada con el agua de dilución.
- El carácter de (larga duración) del fluido permite, por incremento del tiempo de uso del material, la reducción de la frecuencia de vaciados, es decir la disminución de los costos de eliminación y parada.

Puesta en funcionamiento

Es necesario proceder a una limpieza de las instalaciones que contengan depósitos precedentes de la construcción (instalaciones nuevas) o de la corrosión (instalaciones ya en funcionamiento).

Modo de operar

- Hacer circular al menos durante 1 hora el fluido usado para poner los depósitos en suspensión.
- Realizar un vaciado completo de los circuitos de agua (purgar las partes bajas o las zonas de retención).
- Controlar las horquillas de calentamiento y el vaso de expansión y de manera ocasional, limpiar si hay presencia de depósitos.
- Limpiar con agua (más o menos 2 veces) haciendo circular el agua en todo el circuito. Vaciar y verificar si los filtros no han sido obstruidos por los depósitos.
- Vaciar completamente el circuito.
- Rellenar con GLACELF MPG SUPRA a la concentración adecuada para la instalación.

2.2.2 Características del agua de enfriamiento

El agua empleada en el proceso proviene de la torre de enfriamiento, donde se le añade Bicromato de Sodio con una concentración de 20 a 25 ppm con el objetivo de rebajarle la dureza, precipitarle los cloruros y disminuir el encostramiento en la línea de enfriamiento. Además se le adiciona Sosa Cáustica para mantener el PH neutro. Aun así dicha agua contiene impurezas, las cuales son perjudiciales ya que incrementan la corrosión en las líneas y en los equipos que la utilizan.

2.2.3 Características del vapor

El vapor empleado en los calentadores es un vapor saturado proveniente de la planta Termoeléctrica, el cual tiene una presión de 85 lb/pul² y temperatura entre 254 y 271 °C. Al salir de los calentadores, el vapor condensado es utilizado como refrigerante en los Quench Pot de H₂ y Surge Drum en la Planta de H₂S.

2.2.4 Características del Sulfuro de Hidrógeno

El sulfuro de hidrógeno, denominado ácido sulfhídrico en disolución acuosa (H₂S_{aq}), es un hidrácido de fórmula H₂S. Este gas, más pesado que el aire, es inflamable, incoloro, tóxico y odorífero.

Se obtiene de la reacción del H₂ (g) y Azufre líquido bajo condiciones específicas de presión y temperatura en un Reactor, con desprendimiento de calor en la reacción.

Es un gas altamente venenoso para la vida humana y en forma gaseosa es altamente combustible.

Es producto de una reacción reversible cuando es sometido a calentamiento, por eso en todo el proceso de enfriamiento, condensación y vaporización vamos a tener presencia de Azufre en los drenajes al área y recubriendo las paredes de líneas tecnológicas, válvulas y equipos, pero en pequeñas cantidades. Sus principales propiedades físicas y termoquímicas se exponen en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5 Principales propiedades físicas y termoquímicas del H₂S

Fórmula molecular	H ₂ S	Unidad de medida
Estado de agregación	gas	-
Apariencia	gas incoloro	-
Masa molar	34,1	g/mol
Punto de fusión	-86	°C
Punto de ebullición	-60	°C
Solubilidad en agua	0,33	%
Entalpía de formación	-20,5	kJ/mol
Entropía de formación	205,77	J·mol ⁻¹ ·K
Punto de inflamabilidad	-83	°C

2.3 Materiales de construcción empleados en el calentador

El material de construcción del calentador es el AISI 316, el cual es un acero inoxidable austenítico de uso general con una estructura cúbica de caras centradas. Es esencialmente no magnético en estado recocido y sólo puede endurecerse en frío. Se le añade molibdeno para aumentar la resistencia a la corrosión especialmente en entornos que contienen cloruros. El bajo contenido en carbono de dicho material le otorga una mejor resistencia a la corrosión en estructuras soldadas. En la Tabla 2.6 se muestran las principales propiedades termo físicas del acero AISI 316, empleado en la construcción del calentador.

Tabla 2.6 Propiedades de acero AISI 316

Propiedad	Valor	Unidad de medida
Densidad	7,96	g/cm ³
Punto de Fusión	1 370 a 1 400	K
Calor específico	502	kJ/kg·K
Coeficiente de Expansión Térmica	16 a 18·10 ⁻⁶	K
Conductividad Térmica	16,3	W/m·K

2.4 Metodología para el cálculo del flujo de vapor en el calentador

Para organizar el proceso estacionario de condensación es necesario evacuar el calor constantemente desde el vapor al agua de enfriamiento, la diferencia de temperatura entre los medios provee el potencial para hacer efectiva la transmisión a través de la resistencia de la película de condensado, en el exterior de los tubos, la resistencia de la película del fluido refrigerante, en el interior de los tubos, donde ambas constituyen resistencias térmicas de la emisión calorífica, Mijeev y Mijeeva (1977) y la resistencia de la pared de los tubos. Los coeficientes de película o de traspaso del calor (α), se definen como los recíprocos de las resistencias térmicas de la emisión calorífica, expresados en, $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$ y vinculados a la resistencia individual que presenta una sustancia al paso del calor a través de ella. Dicho coeficiente caracteriza la intensidad del intercambio de calor por convección y se determina empleando ecuaciones criterioles, elaboradas a partir de experimentos, aplicando la teoría de la semejanza.

Durante el movimiento forzado del líquido en los tubos se distinguen dos regímenes de corriente: laminar y turbulento. El régimen laminar se observa cuando son bajas las velocidades de movimiento del líquido. Cuando las velocidades del líquido superan cierto valor el régimen de la corriente se transforma en turbulento. Para líquidos y tuberías diferentes la velocidad a la cual ocurre la transición es distinta. El régimen de la corriente se determina por la magnitud del número de Reynolds, ecuación 2.1.

$$Re = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \mu} \quad (2.1)$$

Donde:

G , gasto másico del fluido, (kg/s)

d , diámetro interior del tubo, (m)

μ , viscosidad dinámica del fluido, (Pa·s)

Si Re es menor que el crítico el régimen es laminar. Durante el movimiento del líquido en los tubos, según Mijeev y Mijeeva (1977), $Re_{cr} = 2 \cdot 10^3$. El régimen turbulento desarrollado se establece, cuando los valores de $Re > 1 \cdot 10^4$. La gama de variación de Re desde $2 \cdot 10^3$ hasta $1 \cdot 10^4$ corresponde al régimen transitorio de la corriente.

Para el caso de la emisión calorífica en el régimen turbulento, por el interior de los tubos, donde la transferencia de calor se realiza en lo fundamental mediante el mezclado intenso, la variación brusca de la temperatura se observa solamente en el interior de la capa fina situada cerca de la superficie, mientras en el núcleo del flujo la temperatura del líquido permanece prácticamente constante, la emisión calorífica media se determina por la ecuación 2.2.

$$Nu_{dfl} = 0,021 \cdot Re_{dfl}^{0,80} \cdot Pr_{dfl}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{fl}}{Pr_p} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (2.2)$$

Donde:

Nu_{dfl} , número de Nusselt, (adimensional)

Re_{dfl} , número de Reynolds, (adimensional)

Pr_{fl} , número de Prandtl, (adimensional)

ε_l , coeficiente que tiene en cuenta el cambio del coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo del tubo. Ver Anexo 3.

Luego se realiza el cálculo del coeficiente de traspaso de calor a partir de la ecuación 2.3.

$$\alpha = \frac{Nu_{dfl} \cdot \lambda_{dfl}}{d} \quad (2.3)$$

Donde:

λ_{dfl} , conductividad térmica del fluido, (W/m·°C)

La dimensión determinante es el diámetro de los tubos d, Mijeev y Mijeeva, (1977).

Como temperatura determinante se acepta aquí la temperatura media del líquido, que se determina por la ecuación 2.4.

$$t_{fl} = t_p + \Delta t_{ml} \quad (2.4)$$

Donde:

t_{fl} , temperatura media del fluido, (°C)

t_p , temperatura media de la pared, (°C)

Δt_{ml} , diferencia de temperatura media logarítmica, (°C)

Durante el proceso de condensación en la película de condensado todo el calor que se desprende en el límite exterior de la misma, se evacúa hacia la superficie de enfriamiento. En el caso de movimiento laminar de la película del condensado, la transferencia de calor a través de esta se realiza sólo mediante la conductibilidad térmica. Según Pavlov (1981), la emisión calorífica durante la condensación pelicular del vapor saturado en la superficie exterior de un tubo horizontal unitario se puede calcular por la expresión 2.5.

$$\alpha = 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta T \cdot d}} \quad (2.5)$$

Donde:

α : coeficiente de emisión calorífica o de traspaso de calor, (W/m²·K)

λ : coeficiente de conductividad térmica, (W/m·K)

ρ : densidad, (kg/m³)

r: calor de vaporización, (J/kg)

g: aceleración de la caída libre, (m/s²)

μ : coeficiente dinámico de viscosidad, (Pa·s)

d: diámetro del tubo, (m)

ΔT : diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido, (K)

$$\Delta T = T_{cond} - T_{par} \quad (2.6)$$

Donde:

T_{cond} : temperatura de condensación, (K)

T_{par} : temperatura de la pared, (K)

El valor de r se refiere a la temperatura de condensación T_{cond} .

Los valores de las constantes físico-químicas del líquido (condensado) λ , ρ , μ se refieren a la temperatura media de la película del condensado:

$$T_{pel} = \frac{T_{cond} + T_{par}}{2} \quad (2.7)$$

Para el caso de condensación del vapor de agua, la dependencia criterial general se reduce a la forma de la ecuación 2.8.

$$\alpha = 1.36 \cdot A \cdot q^{0.5} \cdot L^{0.35} \cdot d^{-0.25} \quad (2.8)$$

Donde:

A: coeficiente que reúne las constantes físico-químicas del agua y el vapor. Sus valores en función de la temperatura de condensación vienen mostrados en la figura 4-9 p190 del Pavlov.

q: carga térmica específica, (W/m²)

L: longitud del tubo, (m)

d: diámetro del tubo, (m)

En un haz de tubos horizontales en los tubos inferiores la capa de condensado aumenta a costa del condensado que escurre de los tubos situados por encima. Esto provoca la disminución del coeficiente de emisión calorífica para las filas inferiores.

El coeficiente de emisión calorífica medio para todo el haz puede calcularse conforme a la ecuación 2.9.

$$\alpha_m = \varepsilon \cdot \alpha \quad (2.9)$$

Donde:

ε : coeficiente promediado para todo el haz, que depende de la disposición de los tubos en el haz y del número de tubos n_v en cada fila vertical. Los valores de ε se toman a partir del gráfico de la figura 4-8 p 189 del Pavlov.

El número medio n_v de tubos en la fila vertical se puede determinar con aproximación por la ecuación 2.10.

$$n_v = \frac{n_{tot}}{2 \cdot (n_{diag} - 2)} \quad (2.10)$$

Donde:

n_{tot} : número total de tubos en el intercambiador, (adimensional)

n_{diag} : número de tubos por la diagonal del hexágono, (adimensional). Ver tabla XXXV p 567 del Pavlov.

El coeficiente de emisión calorífica en un condensador tubular, en función del consumo de vapor que se condensa se puede obtener a partir de la ecuación 2.11.

$$r \cdot G = \alpha \cdot \Delta T \cdot F \quad (2.11)$$

Donde:

r: calor específico de condensación del vapor, (J/kg)

G: consumo másico del vapor que se condensa, (kg/s)

F: área de la superficie del condensador, (m^2)

El área de la superficie del condensador se calcula por la expresión 2.12.

$$F = \pi \cdot d \cdot n \cdot L \quad (2.12)$$

Donde:

L: longitud del tubo, (m)

d: diámetro del tubo, (m)

n: número de tubos, (adimensional)

Sustituyendo en la ecuación (2.5) se obtiene para un haz de tubos horizontales:

$$\alpha_m = 2.02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \cdot n \cdot L}{\mu \cdot G}} \quad (2.13)$$

2.5 Balance de energía para determinar la temperatura del líquido refrigerante a la salida del compresor

Aplicando un balance de energía para cada uno de los cilindros del compresor y para la mezcla se tiene que:

$$m_{i,(ref)} \cdot Cp_{i,(ref)} \cdot T_{i,(ref)} + m_{i,(g)} \cdot Cp_{i,(g)} \cdot T_{i,(g)} = m_{o,(ref)} \cdot Cp_{o,(ref)} \cdot T_{o,(ref)} + m_{o,(g)} \cdot Cp_{o,(g)} \cdot T_{o,(g)} \quad (2.14)$$

Despejando $T_{o,(ref)}$ de la ecuación 2.14 se puede obtener la temperatura de salida del líquido refrigerante a la salida de cada etapa y de la mezcla por la expresión 2.15; siendo esta última la temperatura a tener en cuenta en el cálculo del área de transferencia térmica para seleccionar el enfriador.

$$T_{o,(ref)} = \frac{m_{i,(ref)} \cdot Cp_{i,(ref)} \cdot T_{i,(ref)} + m_{i,(g)} \cdot Cp_{i,(g)} \cdot T_{i,(g)} - m_{o,(g)} \cdot Cp_{o,(g)} \cdot T_{o,(g)}}{m_{o,(ref)} \cdot Cp_{o,(ref)}} \quad (2.15)$$

2.6 Metodología para la selección del enfriador

En el proceso de seleccionar un intercambiador de calor se pueden distinguir tres etapas claramente definidas. En la primera etapa se toman en cuenta consideraciones referidas al tipo de intercambio de calor que se produce. En la segunda etapa se obtienen las propiedades de los fluidos en función de las variables conocidas, se calcula o selecciona el coeficiente global U y luego se obtiene el área de intercambio A. En la tercera etapa se elige un intercambiador adecuado para este servicio, teniendo en cuenta el coeficiente global U, el área de intercambio A y las características de los fluidos y de las corrientes.

El cálculo del área de transferencia térmica se puede realizar tanto por el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD) como por el método de la relación entre la Efectividad y el Número de Unidades de Transferencia (NTU).

Ambos métodos pueden ser usados para obtener resultados equivalentes, no obstante dependiendo de la naturaleza del problema la aproximación NTU puede ser más fácil de implementar.

El método del LMTD es sencillo cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida del fluido frío y caliente, ya que ΔT_{Lm} puede entonces ser fácilmente calculado.

Partiendo de la ecuación 2.16 para determinar el **Flujo total de calor transferido se tiene que:**

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}, (W) \quad (2.16)$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor, (W/m²·K)

A: área total de transferencia de calor, (m²)

ΔT_{ml}: diferencia de temperatura media logarítmica, (K)

El coeficiente U es la resistencia térmica global en el intercambiador de calor y depende de los modos de transferencia de calor que están presentes en el proceso y de las propiedades de los fluidos y de los materiales. Se determina a través de la expresión 2.17.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{K_m} + \frac{1}{h_c} + R_T}, \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)} \quad (2.17)$$

Donde:

h_h y h_c: coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente, (W/m²·K)

K_m: conductividad térmica del material, (W/m·K)

R_T: resistencia térmica por incrustaciones, (m²·K/W)

Esta resistencia térmica se genera como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo estos se van depositando sobre las superficies. De este modo se va creando una capa entre el fluido y la superficie que va creciendo en espesor generando una resistencia térmica adicional.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección deben determinarse antes los siguientes parámetros:

Número de Reynolds

El número de Reynolds caracteriza la relación entre las fuerzas de inercia y la viscosidad. Para un flujo en un tubo circular se puede calcular por la ecuación 2.1. En flujo completamente desarrollado, el número de Reynolds crítico $Re_{D,c} \approx 2300$. Aunque grandes números de Reynolds ($Re_D \approx 10000$) se necesitan para alcanzar condiciones completamente turbulentas. La transición a la turbulencia comienza en el desarrollo de la capa límite de la región de entrada. Para el flujo laminar ($Re_D \leq 2300$)

Las propiedades físicas de los fluidos se determinan para el valor medio de las temperaturas de cada uno.

Número de Nusselt

El número de Nusselt (Nu) o criterio de transmisión de calor, caracteriza la relación entre la resistencia a la transformación de calor por conducción y la resistencia a la transferencia de calor por convección, en el límite de la pared y el líquido según la ecuación 2.18.

$$Nu_{dfl} = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0.4} \quad (2.18)$$

Número de Prandtl

El número de Prandtl (Pr) caracteriza la relación entre las propiedades de viscosidad y de conductividad térmica del agente transmisor del calor. Se busca en las tablas de las literaturas especializadas, dependiendo de la temperatura determinante del material o fluido.

$$Pr = \frac{\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (2.19)$$

Donde:

μ : coeficiente dinámico de viscosidad, (Pa·s)

λ : coeficiente de conductividad térmica, (W/m·K)

ν : coeficiente cinemático de viscosidad; (m²/s)

a : coeficiente de conductividad de temperatura, (m²/s)

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \quad (2.20)$$

Donde:

c: calor específico a presión constante, (J/kg·K)

ρ : densidad, (kg/m³)

En función del número adimensional Nusselt se puede obtener el coeficiente de convección de ambos fluidos por la ecuación 2.21.

$$Nu = \frac{h \cdot l_c}{K} \quad (2.21)$$

Donde:

h : coeficiente de transferencia de calor por convección, ($W/m^2 \cdot K$)

K : coeficiente de conductividad térmica del fluido, ($W/m \cdot K$)

l_c : longitud característica, (m)

Además del procedimiento establecido anteriormente para el cálculo de U , este puede ser seleccionado en la bibliografía especializada para diferentes condiciones de trabajo, ver en la Tabla 11.2 p 586 del Incropera.

Por su parte el valor de ΔT_{ml} es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador.

Diferencia de temperatura media logarítmica

Como se sabe por la teoría general de intercambiadores, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva se hará uso de la diferencia de temperatura media logarítmica que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos. Teniendo en cuenta la disposición de los fluidos a contracorriente se puede obtener a partir de la ecuación 2.20.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(Thi - Tco) - (Tho - Tci)}{\ln \left(\frac{Thi - Tco}{Tho - Tci} \right)}, (K) \quad (2.22)$$

Donde:

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

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

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

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

Dicha temperatura debe ser corregida por la expresión 2.23.

$$\Delta T_{mlc} = F \cdot \Delta T_{ml}, (K) \quad (2.23)$$

Donde:

F: Factor de corrección

El factor de corrección F se obtiene con el empleo de las figuras 11.10, 11.11, 11.12 y 11.13 de las páginas 592 a la 594 del Incropera. Este depende de la configuración del intercambiador de calor.

Para la obtención del factor de corrección F es necesario definir la llamada relación de capacidades (R) y la de la efectividad (P) que nos dan información sobre cómo son las capacidades caloríficas de ambos fluidos y cuál es la efectividad del intercambiador. Pueden ser calculadas a partir de las expresiones 2.24 y 2.25 respectivamente. Existen tablas en las que entrando con los valores de R y P se puede determinar F .

Relación de capacidades

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (2.24)$$

Relación de efectividad

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (2.25)$$

Método de la relación Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (NTU)

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

$$NTU \equiv \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.26)$$

Donde:

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

Efectividad de la transferencia de calor

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.27)$$

Donde:

q : flujo de calor transferido, (W)

$q_{\text{máx}}$: flujo máximo de calor transferido, (W)

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se debe primero determinar el flujo máximo de calor transferido para el intercambiador a partir de las ecuaciones 2.28 o 2.30 según sea el caso.

Si $C_c < C_h$ el fluido frío debe experimentar el cambio de temperatura mayor por lo que:

$$q_{\text{máx}} = C_c \cdot (Th_i - Tc_i), (W) \quad (2.28)$$

Donde:

C_c : coeficiente de capacidad de calor del fluido frío

$$C_c = m_c \cdot Cp_c, (W/K) \quad (2.29)$$

Donde:

m_c : gasto másico del fluido frío, (kg/s)

Cp_c : calor específico del fluido frío, (kJ/kg·K)

De forma similar si $C_h < C_c$ el fluido caliente debe experimentar el mayor cambio de temperatura y se debe enfriar hasta la temperatura de entrada del fluido frío, entonces:

$$q_{\text{máx}} = C_h \cdot (Th_i - Tc_i), (W) \quad (2.30)$$

Donde:

C_h : coeficiente de capacidad de calor del fluido caliente

$$C_h = m_h \cdot Cp_h, (W/K) \quad (2.31)$$

Donde:

m_h : gasto másico del fluido caliente, (kg/s)

Cp_h : calor específico del fluido caliente, (kJ/kg·K)

A partir de estos resultados se puede plantear que:

$$q_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} \cdot (Th_i - Tc_i), (W) \quad (2.32)$$

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

De las ecuaciones 2.27, 2.28 y 2.30, se obtiene:

Cuando $C_c = C_{\min}$

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (Th_i - Th_o)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.33)$$

Cuando $C_h = C_{\min}$

$$\varepsilon = \frac{C_c (Tc_o - Tc_i)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.34)$$

Por definición, la efectividad, debe estar en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Si ε , T_{hi} y T_{ci} se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la expresión 2.35.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}), (W) \quad (2.35)$$

Relaciones Efectividad - NTU

En la tabla 11.3 pág. 601 del Incropera, se ofrecen las ecuaciones para el cálculo de la efectividad en función del NTU y la relación $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$.

En el diseño de intercambiadores de calor es más conveniente trabajar con las relaciones ε - NTU de la forma:

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.36)$$

Las ecuaciones de NTU en función de ε y C_r se resumen en la tabla 11.4 página 602 del Incropera.

Las expresiones anteriores son representadas gráficamente en las figuras 11.14 a la 11.19. Para la figura 11.19 la curva sólida corresponde a $C_{\min}$ mezclado y $C_{\max}$ no mezclado, mientras que las curvas quebradas corresponden a $C_{\min}$ no mezclado y $C_{\max}$ mezclado. Note que para $C_r = 0$, todos los intercambiadores de calor tienen la misma efectividad, la que puede ser calculada por la ecuación 11.36a. Además, si

$NTU \leq 0,25$ todos los intercambiadores tienen aproximadamente la misma efectividad.

2.7 Conclusiones del capítulo

1. Quedó establecido el procedimiento para el cálculo de los parámetros de operación en el calentador.
2. Se expuso la metodología para seleccionar un intercambiador a partir de su área de transferencia térmica, utilizando los métodos de la Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (NTU) y el de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD).
3. Se definieron los materiales y los instrumentos empleados durante la investigación.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1 Introducción

La búsqueda continua de soluciones para disminuir los costos y la contaminación al medio ambiente son unos de los principales retos que tiene la ingeniería en nuestro país, por lo que es de gran importancia tener en cuenta la repercusión que puede tener en la economía la selección, el buen funcionamiento y el mantenimiento de un equipo, así como el impacto del mismo sobre el medio ambiente.

A partir de la aplicación de los procedimientos de cálculo planteados en el Capítulo 2 para la obtención de los parámetros de operación del sistema de enfriamiento propuesto para los cilindros del compresor de recirculación de H_2S , y la selección del intercambiador de calor perteneciente al mismo, el presente capítulo persigue como **objetivo**: analizar los resultados obtenidos del cálculo y selección de los equipos que componen dicho sistema; fundamentándolos con una valoración económica y del impacto ambiental que provoca el proceso.

3.2 Principales parámetros operacionales del calentador

Durante el desarrollo de esta investigación se hizo necesaria la obtención de los principales parámetros de diseño que caracterizan el objeto de estudio; la cual fue posible a partir del uso del sistema CITECT en la Planta de Precipitación de Sulfuros de la empresa. Además se seleccionaron valores para determinadas variables de acuerdo con las recomendaciones de las investigaciones precedentes y literaturas especializadas en procesos termodinámicos de transmisión de calor.

Para el cálculo del flujo de vapor necesario para calentar el refrigerante a una temperatura entre 48 y 52 °C, con el objetivo disminuir el calentamiento de los cilindros del compresor y de evitar la condensación del gas en el interior de los mismos, se tuvieron en cuenta los parámetros operacionales del calentador que se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Parámetros operacionales del calentador

• Tubos	
Fluido a circular	líquido refrigerante
Flujo a circular	7 m ³ /h
Temperatura de entrada (Tci)	28 °C
Temperatura de salida (Tco)	48 a 52 °C
Número de tubos	48
Número de pasos	1
Material de los tubos	AISI 316
Diámetro de los tubos	½ pul (0,0127m)
Longitud de los tubos	1,94m
Material	AISI 316
• Coraza	
Fluido a circular	vapor saturado de 85 lb/pul ²
Temperatura de entrada (Thi)	254 a 271 °C
Material de la coraza	AISI 316

3.2.1 Resultados obtenidos en el cálculo del calentador

Mediante el procedimiento de cálculo expuesto en el capítulo anterior se calcularon los flujos de vapor para calentar agua y líquido refrigerante respectivamente, a partir de los rangos de temperatura de operación y las características de diseño del equipo. Teniendo en cuenta que la temperatura de operación a la entrada es de 28 °C, y a la salida debe mantenerse una temperatura entre 48 y 52 °C para evitar la condensación de los gases e impedir el sobrecalentamiento del sistema; se calculó el flujo de vapor que se condensa a partir de la expresión 2.11.

Conociendo que la presión del vapor calentador es de 85 lb/pul² (5,86 bar); se buscaron en la Tabla LVII del Apéndice del Pavlov, la temperatura de condensación del vapor y el calor específico de condensación del mismo. A partir de los valores obtenidos y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos a calentar, se determinó la diferencia de temperatura media logarítmica y la temperatura media del líquido para buscar sus propiedades.

Como se conoce el valor del diámetro, la longitud y el número de tubos; el área de transferencia térmica obtenida según la expresión 2.12, es de $3,83 \text{ m}^2$. El coeficiente global de transferencia de calor cuando se emplea agua tiene un valor de $3975 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, y cuando se utiliza líquido refrigerante $1\,192 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Dichos coeficientes se escogieron del Apéndice del texto, "Introducción a la Termodinámica", Rodríguez, (2002), en dependencia de los fluidos de intercambio.

El consumo de calor para el calentamiento del agua hasta el rango de temperaturas que exige el proceso, oscila entre $1,289 \cdot 10^6$ y $1,339 \cdot 10^6 \text{ W}$. Al emplear líquido refrigerante el consumo disminuye y adquiere valores entre $3,865 \cdot 10^5$ y $4,014 \cdot 10^5 \text{ W}$. Aplicando un balance de energía para estas condiciones, se tiene que el flujo de vapor calentador alcanza valores entre $0,469$ y $0,48 \text{ kg/s}$ para el agua, y entre $0,141$ y $0,144 \text{ kg/s}$.

La tabla 3.3 muestra los principales parámetros obtenidos en el cálculo del calentador para cada rango de temperaturas de operación empleando agua y líquido refrigerante respectivamente, el cual se determinó mediante el mismo procedimiento. (Ver Anexo 2).

Tabla 3.3 Resultados obtenidos en el cálculo del calentador

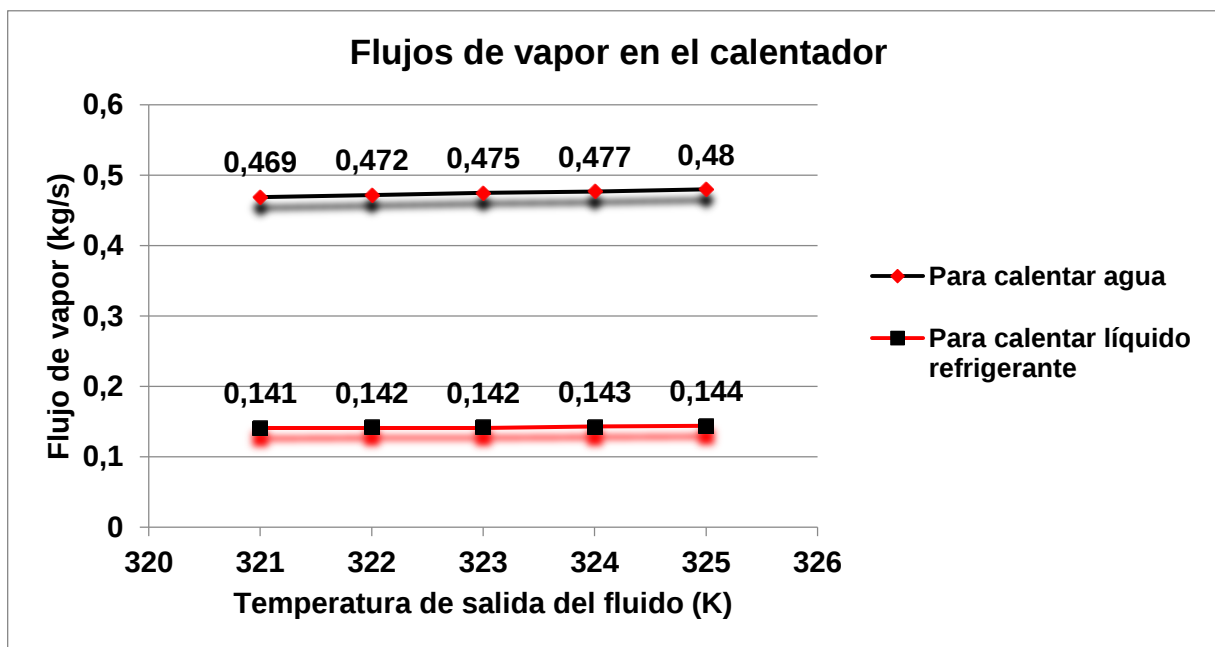
Parámetro	$T_i = 301\text{K}$ $T_o = 321\text{K}$	$T_i = 301\text{K}$ $T_o = 322\text{K}$	$T_i = 301\text{K}$ $T_o = 323\text{K}$	$T_i = 301\text{K}$ $T_o = 324\text{K}$	$T_i = 301\text{K}$ $T_o = 325\text{K}$
$Q_{\text{agua}} (\text{W})$	$1,289 \cdot 10^6$	$1,301 \cdot 10^6$	$1,314 \cdot 10^6$	$1,326 \cdot 10^6$	$1,339 \cdot 10^6$
$Q_{\text{ref}} (\text{W})$	$3,685 \cdot 10^5$	$3,902 \cdot 10^5$	$3,94 \cdot 10^5$	$3,977 \cdot 10^5$	$4,014 \cdot 10^5$
$\Delta T_{\text{ml}} (\text{K})$	84,658	85,479	86,297	87,112	87,924
$G_{\text{vap, (agua)}} (\text{kg/s})$	0,469	0,472	0,475	0,477	0,48
$G_{\text{vap, (ref)}} (\text{kg/s})$	0,141	0,142	0,142	0,143	0,144

3.2.2 Análisis de los resultados del cálculo del flujo de vapor en el calentador

La gráfica 3.1 muestra una comparación entre el flujo de vapor necesario para calentar agua y líquido refrigerante respectivamente hasta las temperaturas referidas anteriormente. El consumo de vapor se incrementa con el aumento de la temperatura de salida del fluido. El empleo de líquido refrigerante para el enfriamiento de los cilindros del compresor, permite disminuir el consumo de vapor en el calentador, lo que constituye una disminución de los costos por este concepto. Por sus

propiedades anticorrosivas, y estar exento de productos minerales en su composición, dicho fluido garantiza una gran protección de los componentes del sistema, lo que permite aumentar el tiempo de mantenimiento del compresor y el buen funcionamiento de los equipos.

Gráfica 3.1 Flujos de vapor en el calentamiento de agua y líquido refrigerante



3.3 Principales parámetros para la selección del enfriador

Para la selección del enfriador fue necesario el cálculo de la temperatura de salida (T_{ro}) del líquido refrigerante al salir de los cilindros del compresor. Para ello se realizó la medición de la temperatura de entrada (T_{gi}) y salida (T_{go}) del gas en cada una de las etapas. Considerando que las pérdidas de calor desde la salida del calentador hasta los cilindros son despreciables, se asumió que el refrigerante entra a los cilindros del compresor a la misma temperatura que sale del calentador. Los valores de (T_{ro}) se obtuvieron realizando un balance de energía para cada etapa del compresor y para la mezcla del refrigerante al salir de cada una de ellas. En la tabla 3.4 se muestran los principales parámetros de trabajo que se tuvieron en cuenta en el cálculo.

Tabla 3.4 Características operacionales de los fluidos en el enfriador

Parámetro	Líquido refrigerante	Agua de proceso
Flujo a circular	7 m ³ /h	15 m ³ /h
Temperatura de entrada	-	26 a 28 °C
Temperatura de salida	30 °C	-

3.3.1 Mediciones realizadas para la selección del enfriador

Con el empleo del CITECT se hicieron las mediciones necesarias para el realizar el cálculo. Se escogieron los valores más significativos durante un periodo de funcionamiento del compresor trabajando con el 100 % de carga. Los valores máximos se refieren a las condiciones de diseño. Dichos valores se muestran en la tabla 3.5. Los gastos máscicos de los fluidos son para las condiciones de operación que exige el proceso.

Tabla 3.5 Mediciones realizadas para el cálculo de la temperatura del refrigerante a la salida de los cilindros

Primera etapa (baja presión)							
	Tr _i (K)	Tg _i (K)	Tg _o (K)	mr _i (kg/s)	mr _o (kg/s)	mg _i (kg/s)	mg _o (kg/s)
1	321	319	422,15	0,99	0,99	0,39	0,39
2	322	318	430,2	0,99	0,99	0,39	0,39
3	322	316	430,93	0,99	0,99	0,39	0,39
4	323	315	431,33	0,99	0,99	0,39	0,39
5	324	314	431,93	0,99	0,99	0,39	0,39
6	325	313	432,9	0,99	0,99	0,39	0,39
Segunda etapa (alta presión)							
1	321	363,15	419,15	0,99	0,99	0,39	0,39
2	322	330,81	468,75	0,99	0,99	0,39	0,39
3	322	330,93	469,48	0,99	0,99	0,39	0,39
4	323	330,97	469,52	0,99	0,99	0,39	0,39
5	324	331,05	470,18	0,99	0,99	0,39	0,39
6	325	333,82	470,41	0,99	0,99	0,39	0,39

Para aplicar el balance de energía es necesario conocer además los calores epecíficos de los fluidos a la entrada y salida de cada etapa. La tabla 3.6 muestra el valor de los mismos.

Tabla 3.6 Calores específicos de los fluidos a la entrada y salida de cada etapa

Primera etapa (P= 0.36 lb/pul ²)		Segunda etapa (P= 150 lb/pul ²)	
C_{pr} (J/kg·K)	3800	C_{pr} (J/kg·K)	3800
C_{pg} (J/kg·K)	1014	C_{pg} (J/kg·K)	567,2

3.3.2 Resultados obtenidos en el cálculo de la temperatura de salida del refrigerante

A partir del balance de energía, con los parámetros conocidos y las mediciones realizadas se obtuvieron los valores de la temperatura del refrigerante a la salida de cada cilindro y de la mezcla de ambos, dichos resultados se muestran en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Temperatura del refrigerante a la salida de los cilindros

Parámetro	Temperatura del líquido refrigerante a la salida Tro (K)					
1^{ra} Etapa	329,71	330,132	329,879	330,75	331,61	332,448
2^{da} Etapa	331,128	329,224	329,186	330,192	331,444	335,514
Mezcla	330,419	329,678	329,532	330,471	331,527	333,981

3.3.3 Análisis de los resultados del cálculo de la temperatura del líquido refrigerante a la salida de los cilindros del compresor

Los cálculos realizados dan como resultado que a la salida de la segunda etapa del compresor, el líquido refrigerante alcanza una mayor temperatura debido a la alta presión existente dentro del cilindro al comprimir el gas. La mezcla de refrigerante a la salida de los cilindros oscila entre 58 y 63 °C, por lo que en el cálculo del área de transferencia térmica para la selección del enfriador, se tendrá en cuenta dicho rango de temperaturas a la entrada del mismo.

3.3.4 Resultados obtenidos en el cálculo del área de transferencia térmica del enfriador

Para la selección del enfriador se emplearon los procedimientos de cálculo planteados en el capítulo anterior. Teniendo en cuenta que se quiere enfriar el líquido refrigerante que sale de los cilindros hasta una temperatura de 30 °C, para lo que se empleará agua de proceso proveniente de la torre de enfriamiento de la planta, con una temperatura entre 26 y 28 °C y que el líquido que entrará al enfriador tendrá la

misma temperatura que a al salir de los cilindros considerando despreciables las pérdidas de calor; se determinó la temperatura del agua al salir del intercambiador mediante un balance de energía, para poder calcular la diferencia de temperatura media logarítmica. El coeficiente global de transferencia de calor se escogió del Apéndice del texto "Introducción a la Termodinámica", Rodríguez, (2002) y tiene un valor de $738 \text{ W/m}^2\text{K}$ para solventes orgánicos como corriente cálida y agua como como corriente fría. En la tabla 3.8 se exponen los principales resultados obtenidos durante el cálculo del área de transferencia térmica del enfriador.

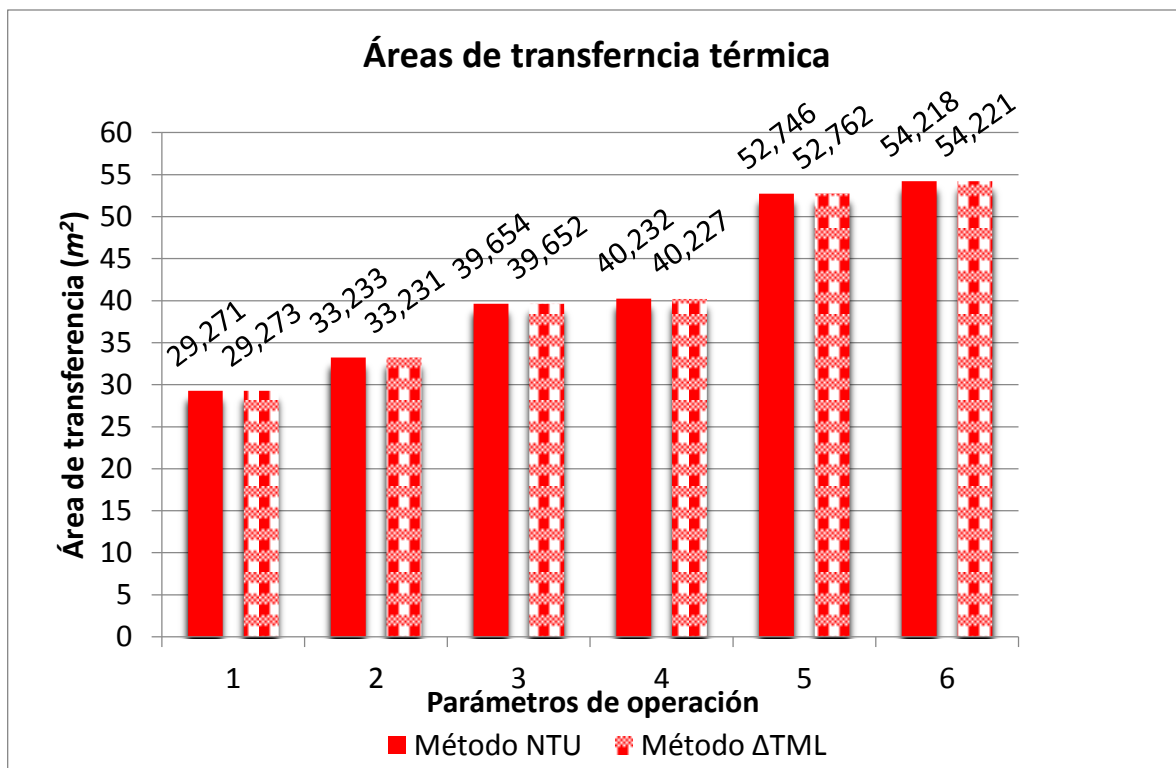
Tabla 3.8 Resultados obtenidos en el cálculo del área de transferencia térmica

Parámetro	1	2	3	4	5	6
Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica						
$Q_h \text{ (W)}$	$2,083 \cdot 10^5$	$2,026 \cdot 10^5$	$2,015 \cdot 10^5$	$2,087 \cdot 10^5$	$2,167 \cdot 10^5$	$2,353 \cdot 10^5$
$T_{co} \text{ (K)}$	311,376	312,042	312,976	313,4	314,876	315,984
$\Delta T_{ml} \text{ (K)}$	9,64	8,263	6,887	7,029	5,565	5,881
$At_{\Delta T_{ml}} \text{ (m}^2\text{)}$	29,273	33,231	39,652	40,227	52,762	54,221
Método de la Relación Efectividad y NTU						
$Q_{m\acute{a}x} \text{ (W)}$	$2,387 \cdot 10^5$	$2,254 \cdot 10^5$	$2,167 \cdot 10^5$	$2,239 \cdot 10^5$	$2,243 \cdot 10^5$	$2,429 \cdot 10^5$
ϵ_f	0,873	0,899	0,93	0,932	0,966	0,969
NTU	2,844	3,229	3,853	3,909	5,125	5,268
$At_{NTU} \text{ (m}^2\text{)}$	29,271	33,233	39,654	40,232	52,746	54,218

3.3.5 Análisis de los resultados del cálculo del área de transferencia térmica del enfriador

La gráfica 3.2 muestra los valores del área de transferencia térmica calculada por los dos métodos planteados en el Capítulo 2. Los resultados obtenidos por ambos procedimientos tienen una gran similitud. La mayor área calculada se obtuvo por el Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica, y su valor es de $54,218 \text{ m}^2$. Para seleccionar un enfriador que garantice dicha superficie de intercambio, debe tenerse en cuenta que la misma sea mayor que la calculada.

Gráfica 3.2 Área de transferencia térmica



3.3.6 Selección del enfriador

Para la selección del enfriador se tuvieron en cuenta diversos diseños y fabricantes de intercambiadores, además de las condiciones en las que debe operar el equipo. Por su factible mantenimiento, fácil limpieza, volumen y peso bajos, lograr un mayor intercambio térmico con una menor área de transferencia, bajos niveles de ensuciamiento y otras ventajas, se seleccionó un intercambiador de tipo placas con juntas, teniendo en cuenta que las presiones y los flujos de operación están dentro del rango permisible para este equipo. El intercambiador de calor seleccionado es de tipo placas con juntas, serie SC-N-44 del fabricante INDELCASA, con un área de transferencia térmica de $62 m^2$. La tabla 3.9 muestra las principales características del mismo.

Tabla 3.9 Características del intercambiador de calor seleccionado

Parámetro	
Modelo de la serie	SC-N-44
Presión de trabajo	10 bar
Presión de prueba	14,3 bar
Temperatura mínima de trabajo	-30 °C
Temperatura máxima de trabajo	170
Material de las placas	AISI 316
Espesor de la placa	0,4 mm
Anchura de las placas	0,45 m
Altura de las placas	1,585 m
Número de placas	126
Área superficial por placas	0,49 m ²
Área de transferencia de calor	62 m ²
Material del batidor	AISI 316
Caudal	20 m ³ /h

3.4 Valoración económica

La correcta selección de los intercambiadores y el constante monitoreo de sus parámetros de operación tiene una gran incidencia económica, debido a que el prolongado trabajo sin fallas que garantiza permite que la máquina de trabajo no incida negativamente en el proceso productivo. Además, al lograr que el equipo cumpla con los requisitos de trabajo y resista a las condiciones a las que está expuesta empleando la menor cantidad de material posible trae consigo la disminución de los costos de producción, contribuyendo así a la economía.

Por otra parte, la implantación de un ciclo de mantenimiento adecuado es fundamental en la disminución de los costos, debido a que reduce las fallas en el

proceso de producción, aumentando su calidad y seguridad, eliminando pérdidas de tiempo, producción, recursos materiales y vidas humanas.

El buen funcionamiento de los intercambiadores de calor pertenecientes al sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor incide directamente en los componentes del mismo, fundamentalmente en las válvulas; por lo que al analizar los costos se deben tener en cuenta.

3.4.1 Gastos en la instalación actual

Para determinar los gastos actuales en la instalación, es preciso tener en cuenta los gastos en el compresor y el calentador por diferentes conceptos.

El mantenimiento del compresor se realiza cada 3 meses, período en el cual se realiza la sustitución de piezas y se lleva a cabo la limpieza del calentador. Dichas tareas son ejecutadas por un mecánico y un ayudante. La tabla 3.10 muestra los gastos por diferentes conceptos en la instalación.

Tabla 3.10 Gastos en la instalación actual

Parámetro	Valor (USD)
Gasto anual por mantenimiento del compresor	6 589,44
Gasto anual por limpieza del calentador	63,36
Gasto anual por consumo de vapor en el calentador	5 298,048
Gasto anual por consumo de agua en el calentador	15 330
Gasto anual por sustitución de piezas	64 115,08
Gasto total anual de la instalación	91 395,928

3.4.2 Gastos en la nueva instalación

Para el nuevo sistema, el mantenimiento se realizará cada 6 meses y las actividades que se realizarán serán similares a las del sistema actual. La tabla 3.11 muestra los gastos de acuerdo a diferentes concepciones en la nueva instalación.

Tabla 3.11 Gastos en la nueva instalación

Gastos en la instalación actual	Valor (USD)
Gasto anual por mantenimiento del compresor	3 294,72
Gasto anual por limpieza del calentador	31,68
Gasto anual por consumo de vapor en el calentador	1 589,41
Gasto anual por sustitución de piezas	32 057,54
Gasto total anual de la instalación	36 973,35

Los resultados obtenidos reflejan que para la nueva instalación hay un ahorro de 54 442,258 USD/año. Sin embargo, para determinar el costo total de la inversión hay que tener en cuenta los gastos en los elementos incorporados a la misma.

El precio del intercambiador de placas seleccionado oscila alrededor de los 30 000 USD, dependiendo de sus especificaciones y características constructivas.

El líquido refrigerante cuesta 3,417 USD el litro y la solución acuosa que se empleará en la instalación contiene un 35 % del mismo. El tanque donde se almacenará tiene un volumen de 116 m³ para satisfacer el flujo de refrigerante necesario en los cuatro compresores que forman parte del sistema de recuperación de H₂S. Teniendo en cuenta el % de líquido refrigerante en la solución acuosa, se necesitarán 40,6 m³ del mismo para mezclarlo con agua y llenar el depósito, y su costo es de 138 730,2 USD.

Para determinar el costo total de la inversión se consideraron los precios del intercambiador y del líquido refrigerante, además del ahorro obtenido por diferentes criterios. A partir de lo planteado anteriormente, el costo total de la inversión es de 114 307,62 USD.

3.5 Impacto ambiental

La fuerza productiva más importante en cualquier etapa del desarrollo de la sociedad es el ser humano, de ahí la necesidad de proteger la salud y la vida de los trabajadores y a la vez elevar la productividad del trabajo. La naturaleza del ambiente de trabajo en que se encuentran los operarios da origen a muchos problemas y

condiciones que pueden afectar su salud. La exposición a altas temperaturas, niveles de ruido excesivos, gases altamente tóxicos, vapores, polvo, etc., son factores de alto riesgo tanto para la vida humana como para el medio ambiente, de ahí la importancia de adoptar las medidas necesarias para disminuir la influencia de estos agentes sobre el hombre y el ecosistema. Los niveles de contaminación al medio ambiente cada día aumentan más pese a los esfuerzos realizados por las instituciones tanto internacionales como de nuestro país. La disminución de estos niveles sin precedentes en la historia de la humanidad es uno de los principales retos de la ingeniería moderna.

Entre las sustancias perjudiciales para la salud del hombre y el medio ambiente, que se encuentran en la Planta de Precipitación de Sulfuros; el Ácido Sulfhídrico constituye la más peligrosa debido a su gran nivel de toxicidad.

La exposición a niveles bajos de ácido sulfhídrico puede producir irritación de los ojos, la nariz o la garganta. También puede provocar dificultades respiratorias en personas asmáticas. Exposiciones breves a concentraciones altas de ácido sulfhídrico (mayores de 500 ppm) puede causar pérdida del conocimiento y posiblemente la muerte.

3.6 Conclusiones del capítulo

1. Se aplicó la metodología expuesta en el Capítulo 2 para el cálculo del calentador, obteniendo como resultado que el consumo de vapor necesario para calentar el líquido refrigerante al rango de temperaturas que exige el proceso, es menor que el empleado para calentar agua.
2. Se seleccionó un intercambiador de placas con un área de transferencia térmica de 62 m^2 para enfriar el líquido desde 48 hasta 30°C .
3. Se realizó una valoración económica a partir de los resultados obtenidos, reflejando que el gasto anual en la instalación actual es de $91\,395,928 \text{ USD}$ y en la nueva instalación es de $36\,973,35 \text{ USD}$.
4. Se hizo una apreciación del impacto ambiental que trae consigo el proceso productivo al que está vinculado el equipo.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Las metodologías de cálculo establecidas en el presente trabajo, garantizan la obtención de los parámetros de operación de la nueva instalación.
2. La evaluación de los parámetros del nuevo sistema de enfriamiento en los cilindros del compresor determinó que para calentar el líquido refrigerante a la temperatura requerida el gasto másico de vapor debe controlarse entre 0,141 y 0,144 kg/s.
3. La implementación de la nueva instalación permite ahorrar 54 422,258 dólares al año por conceptos de mantenimiento, limpieza y consumo.

RECOMENDACIONES

1. Continuar la investigación relacionada con el sistema propuesto, para la obtención de los parámetros de operación de los demás equipos que la componen.
2. Realizar corridas experimentales para la determinación de las propiedades de los fluidos a diferentes condiciones de trabajo.
3. Proponer a la dirección de la Empresa “Pedro Sotro Alba” la valoración de los resultados de esta investigación, con el fin de independizar el sistema de enfriamiento de los cilindros.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Buen, D. V. (1985). *Introducción a la mecánica de fluidos y transferencia de calor*. Editorial Marcombo, S.A. Barcelona, España.
2. Cabrera, G. E. y Gandón, H. J. (2004). *Fundamentos de las operaciones unitarias*. La Habana: Editorial Félix Varela.
3. Charchabal, L.S. (2010). *Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la empresa Ernesto Che Guevara*. Tesis en Opción al Título de Ingeniero Mecánico.
4. Delgado, L. G. (2001). *Intercambiadores de calor*. Mérida, México.
5. Espinosa, O. E. (2013). *Efecto de las incrustaciones en el rendimiento del condensador de Vapor de la Unidad #1 de la Termoeléctrica de Felton*. Tesis en Opción al Título de Ingeniero Mecánico.
6. Faires, V. (1991): *Termodinámica*. La Habana: Edición Revolucionaria. 807p.
7. González, D. (2002). *Guías de intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones*. Universidad Simón Bolívar. Departamento de Termodinámica y Fenómenos de superficie. Venezuela.
8. González, M. A. (2012). *Programa de Ingeniería Química Aprendizaje Dialógico Interactivo Operaciones Unitarias I*. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda. Venezuela.
9. Herrera, O. (1986). *Equipos de transferencia de calor*. Edición Revolucionaria. La Habana. Cuba.
10. Holman, J. P (2000). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 8va Edición. Mc Graw Hill. U.S.A.
11. Incropera, F. P. and David, P. W. (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
12. Izquierdo, M. M. (2002). *Intercambiadores de calor de placas*. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
13. Kern, D. Q. (1985). *Procesos de Transferencia de Calor*. Editorial Mc Graw Hill. España.
14. Krasnoschiokov, E. A. y Sukomiel, A. S. (1977), *Problemas de termotransferencia*. Editorial Mir, Moscú. 327 p.

15. Manual de Operaciones Sulfuros (2013). Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa “Pedro Sotto Alba”. Moa, Cuba.
16. Manual del Compresor 194-CM-1A (2004). Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa “Pedro Sotto Alba”. Moa, Cuba.
17. Mijeev, M. A. y Mijeeva, I. M. (1977). *Fundamentos de Termotransferencia*. Editorial Mir Moscú.
18. Pavlov, K. F. (1981). *Problemas y ejemplos para al curso de operaciones básicas y aparatos en la Tecnología Química*. Editorial Mir Moscú. 610 Pág.
19. Renedo, C. J. (2009). *Ingeniería Térmica y de Fluidos II*. Universidad de Cantabria. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. España.
20. Rodríguez, J. A. (2002). *Introducción a la Termodinámica*. 706 Pág.
21. Vargas, P. (2010). *Intercambiadores de tubo y carcaza: Análisis térmico*. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda. Dpto. Energética. Venezuela.
22. Velasco, C. et al (2011). *El aprendizaje significativo de la Termodinámica para Ingenieros. Libro de Problemas*. Universidad de Zaragoza. Departamento de Ingeniería Mecánica. España.

ANEXOS

Anexo 1: Cálculo del flujo de vapor para calentar agua

$$n := 0, 1..4$$

A la presión del vapor: $P_v := 5.86 \text{ bar}$

$$T_{ci_n} := \quad T_{co_n} :=$$

$$T_{hi_n} :=$$

301K
301K
301K
301K
301K

321K
322K
323K
324K
325K

527K
531K
535K
539K
543K

Se fija una temperatura del vapor a la salida del calentador

$$T_{ho_n} :=$$

325K
325K
325K
325K
325K

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{m_h} := \frac{(T_{hi_n} - T_{co_n}) - (T_{ho_n} - T_{ci_n})}{\ln \left(\frac{T_{hi_n} - T_{co_n}}{T_{ho_n} - T_{ci_n}} \right)}$$

$$\Delta T_{m_l} = \begin{pmatrix} 84.658 \\ 85.479 \\ 86.297 \\ 87.112 \\ 87.924 \end{pmatrix} \text{ K}$$

$$U := 3975 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coefficiente global de transferencia de calor para vapor como corriente cálida y agua como corriente fría.

$$A_t := 3.83 \text{ m}^2 \quad \text{Área de transferencia térmica}$$

Flujo de calor transferido

$$Q := U \cdot A_t \cdot \Delta T_{m_l}$$

$$Q = \begin{pmatrix} 1.289 \times 10^6 \\ 1.301 \times 10^6 \\ 1.314 \times 10^6 \\ 1.326 \times 10^6 \\ 1.339 \times 10^6 \end{pmatrix} \text{ W}$$

En la Tabla III de las propiedades termodinámicas, con P_v y T_{hi} , se pueden hallar las entalpías para el vapor saturado

$$H_{v_{sat}_n} :=$$

$706.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$708.56 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$710.43 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$713.36 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$716.59 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

En la Tabla I, con T_{ho} , se pueden hallar las entalpías para el líquido saturado

$$H_{l_{sat}_n} :=$$

$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

A partir de un balance de energía, se puede determinar el flujo de vapor necesario para calentar el agua

$$m_{v_n} := \frac{Q_n}{H_{v_{sat}_n} - H_{l_{sat}_n}}$$

$$m_v = \begin{pmatrix} 0.469 \\ 0.472 \\ 0.475 \\ 0.477 \\ 0.48 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Anexo 2: Cálculo del flujo de vapor para calentar el líquido refrigerante

$$n := 0,1..4$$

A la presión del vapor: $P_v := 5.86 \text{ bar}$

$$T_{ci_n} := T_{co_n} :=$$

$$T_{hi_n} :=$$

301K
301K
301K
301K
301K

321K
322K
323K
324K
325K

527K
531K
535K
539K
543K

Se fija una temperatura del vapor a la salida del calentador

$$T_{ho_n} :=$$

325K
325K
325K
325K
325K

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{m_h} := \frac{(T_{hi_n} - T_{co_n}) - (T_{ho_n} - T_{ci_n})}{\ln \left(\frac{T_{hi_n} - T_{co_n}}{T_{ho_n} - T_{ci_n}} \right)}$$

$$\Delta T_{m_l} = \begin{pmatrix} 84.658 \\ 85.479 \\ 86.297 \\ 87.112 \\ 87.924 \end{pmatrix} \text{ K}$$

$$U := 1192 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$A_t := 3.83 \text{ m}^2 \quad \text{Área de transferencia térmica}$$

Flujo de calor transferido

$$Q := U \cdot A_t \cdot \Delta T_{m_l}$$

$$Q = \begin{pmatrix} 3.865 \times 10^5 \\ 3.902 \times 10^5 \\ 3.94 \times 10^5 \\ 3.977 \times 10^5 \\ 4.014 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ W}$$

En la Tabla III de las propiedades termodinámicas, con P_v y T_{hi} , se pueden hallar las entalpías para el vapor saturado

$$H_{v_{sat}_n} :=$$

$706.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$708.56 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$710.43 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$713.36 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$716.59 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

En la Tabla I, con T_{ho} , se pueden hallar las entalpías para el líquido saturado

$$H_{l_{sat}_n} :=$$

$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
$49.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

A partir de un balance de energía, se puede determinar el flujo de vapor necesario para calentar el líquido refrigerante

$$m_{v_n} := \frac{Q_n}{H_{v_{sat}_n} - H_{l_{sat}_n}}$$

$$m_v = \begin{pmatrix} 0.141 \\ 0.142 \\ 0.142 \\ 0.143 \\ 0.144 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Anexo 3: Balance de energía para determinar la temperatura del líquido refrigerante al salir de los cilindros del compresor.

Parámetros en la 1ra etapa del compresor

T_{ri} : Temperatura del refrigerante a la entrada de la 1ra etapa

C_{pr} : Calor específico del refrigerante

T_{gi1} : Temperatura del gas a la entrada de la 1ra etapa

T_{go1} : Temperatura del gas a la salida de la 1ra etapa

C_{pg} : Calor específico del gas

$$m_r := 0.99 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_{\text{gas}} := 0.39 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad C_{pg1} := 1014 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad C_{pr} := 3800 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad C_{pg2} := 567.2 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$n := 0, 1, \dots, 5$$

$$T_{ri1_n} := \quad T_{gi1_n} := \quad T_{go1_n} :=$$

321K
322K
322K
323K
324K
325K

319K
318K
316K
315K
314K
313K

422.1K
430.2K
430.93K
431.33K
431.9K
432.9K

$$T_{gi1_n} = \begin{pmatrix} 45.85 \\ 44.85 \\ 42.85 \\ 41.85 \\ 40.85 \\ 39.85 \end{pmatrix} ^\circ\text{C} \quad T_{go1_n} = \begin{pmatrix} 149 \\ 157.05 \\ 157.78 \\ 158.18 \\ 158.78 \\ 159.75 \end{pmatrix} ^\circ\text{C}$$

Aplicando un balance de energía en el cilindro de la 1ra etapa (baja presión) se obtiene:

Temperatura del refrigerante a la salida de la 1ra etapa

$$T_{ro1_n} := \frac{m_r C_{pr} T_{ri1_n} + m_{\text{gas}} C_{pg1} T_{gi1_n} - m_{\text{gas}} C_{pg2} T_{go1_n}}{m_r C_{pr}}$$

$$T_{ro1} = \begin{pmatrix} 329.71 \\ 330.132 \\ 329.879 \\ 330.75 \\ 331.61 \\ 332.448 \end{pmatrix} \text{K} \quad T_{ro1_n} = \begin{pmatrix} 56.56 \\ 56.982 \\ 56.729 \\ 57.6 \\ 58.46 \\ 59.298 \end{pmatrix} ^\circ\text{C}$$

Parámetros en la 2da etapa del compresor

T_{ri2} **Temperatura del refrigerante a la entrada de la 2da etapa**

C_{pr} **Calor específico del refrigerante**

T_{gi2} **Temperatura del gas a la entrada de la 2da etapa**

T_{go2} **Temperatura del gas a la salida de la 2da etapa**

C_{pg} **Calor específico del gas**

m_i **Gasto másico del líquido refrigerante**

m_{gas} **Gasto másico del gas**

$$T_{ri2} := \begin{matrix} 321K \\ 322K \\ 322K \\ 323K \\ 324K \\ 325K \end{matrix} \quad T_{gi2} := \begin{matrix} 330.8K \\ 330.9K \\ 330.9K \\ 331.0K \\ 333.82K \\ 363.15K \end{matrix} \quad T_{go2} := \begin{matrix} 419.1K \\ 468.75K \\ 469.48K \\ 469.52K \\ 470.1K \\ 470.4K \end{matrix}$$

$$T_{gi2} = \begin{pmatrix} 57.66 \\ 57.78 \\ 57.82 \\ 57.9 \\ 60.67 \\ 90 \end{pmatrix} ^\circ C \quad T_{go2} = \begin{pmatrix} 146 \\ 195.6 \\ 196.33 \\ 196.37 \\ 197.03 \\ 197.26 \end{pmatrix} ^\circ C$$

Aplicando un balance de energía en el cilindro de la 2da etapa (alta presión) se obtiene:

Temperatura del refrigerante a la salida de la 2da etapa

$$T_{ro2} := \frac{m_r C_{pr} T_{ri2} + m_{gas} C_{pg1} T_{gi2} - m_{gas} C_{pg2} T_{go2}}{m_r C_{pr}}$$

$$T_{ro2} = \begin{pmatrix} 331.128 \\ 329.224 \\ 329.186 \\ 330.192 \\ 331.444 \\ 335.514 \end{pmatrix} K \quad T_{ro2} = \begin{pmatrix} 57.978 \\ 56.074 \\ 56.036 \\ 57.042 \\ 58.294 \\ 62.364 \end{pmatrix} ^\circ C$$

T_{r3} **Temperatura del refrigerante al mezclarse las temperaturas de salida de cada cilindro**

$$T_{r3} := \frac{m_r C_{pr} T_{ro1} + m_r C_{pr} T_{ro2}}{(m_{ri1} + m_{ri2}) C_{pr3}} \quad C_{pr3} := 3800 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \begin{matrix} m_{ri1} := m_i \\ m_{ri2} := m_i \end{matrix}$$

$$\text{Tr3} = \begin{pmatrix} 330.419 \\ 329.678 \\ 329.532 \\ 330.471 \\ 331.527 \\ 333.981 \end{pmatrix} \text{ K} \quad \text{Tr3} = \begin{pmatrix} 57.269 \\ 56.528 \\ 56.382 \\ 57.321 \\ 58.377 \\ 60.831 \end{pmatrix} ^\circ\text{C}$$

Anexo 4: Metodología para la selección del enfriador (Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica)

T_{hi} Temperatura del fluido caliente a la entrada

T_{ho} Temperatura del fluido caliente a la salida

T_{ci} Temperatura del fluido frío a la entrada

T_{co} Temperatura del fluido frío a la salida

$n := 0, 1 \dots 5$

$T_{hi_n} :=$

$T_{ho_n} :=$

$T_{ci_n} :=$

330.41K
329.678K
329.532K
330.47 K
331.52 K
333.98 K

303K
303 K
303 K
303K
303K
303K

299K
300 K
301 K
301K
302K
302K

$$m_{vh} := 7 \frac{m^3}{hr}$$

Gasto volumétrico del fluido caliente

$$m_{vc} := 14.5 \frac{m^3}{hr}$$

Gasto volumétrico del fluido frío

EL gasto volumétrico se debe multiplicar por la densidad del fluido a la temperatura media para llevarlo a kg/s.

$$\rho_h := 1028 \frac{kg}{m^3}$$

Densidad del fluido caliente

$$\rho_c := 1000 \frac{kg}{m^3}$$

Densidad del fluido frío

$$m_h := m_{vh} \cdot \rho_h$$

Gasto másico del fluido caliente

$$m_h = 1.999 \frac{kg}{s}$$

$$m_c := m_{vc} \cdot \rho_c$$

Gasto másico del fluido frío

$$m_c = 4.028 \frac{kg}{s}$$

$$C_{ph} := 3800 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Calor específico del fluido caliente a la temperatura media

$$C_{pc} := 4178 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Calor específico del fluido frío

$$q_{h_n} := m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{hi_n} - T_{ho_n})$$

Calor entregado por el fluido caliente

$$q_h = \begin{pmatrix} 2.083 \times 10^5 \\ 2.026 \times 10^5 \\ 2.015 \times 10^5 \\ 2.087 \times 10^5 \\ 2.167 \times 10^5 \\ 2.353 \times 10^5 \end{pmatrix} \text{ W}$$

$$T_{co_n} := \frac{q_{h_n}}{m \cdot C_{pc}} + T_{ci_n}$$

Como no se conoce la temperatura del fluido frío a la salida, se puede determinar aplicando un balance de energía

$$T_{co} = \begin{pmatrix} 311.376 \\ 312.042 \\ 312.976 \\ 313.4 \\ 314.876 \\ 315.984 \end{pmatrix} \text{ K} \quad T_{co} = \begin{pmatrix} 38.226 \\ 38.892 \\ 39.826 \\ 40.25 \\ 41.726 \\ 42.834 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{m_h} := \frac{(T_{hi_n} - T_{co_n}) - (T_{ho_n} - T_{ci_n})}{\ln \left(\frac{T_{hi_n} - T_{co_n}}{T_{ho_n} - T_{ci_n}} \right)}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{m_l} = \begin{pmatrix} 9.64 \\ 8.263 \\ 6.887 \\ 7.029 \\ 5.565 \\ 5.881 \end{pmatrix} \text{ K} \quad U := 738 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coficiente global de transferencia de calor (Se escogió de la Tabla de coeficientes típicos globales de intercambio que aparece en el apéndice del texto Introducción a la Termodinámica, de Jorge A. Rodríguez).

$$A_{t_n} := \frac{q_{h_n}}{U \cdot \Delta T_{m_h}}$$

Área de transferencia térmica

$$A_t = \begin{pmatrix} 29.273 \\ 33.231 \\ 39.652 \\ 40.227 \\ 52.762 \\ 54.221 \end{pmatrix} \text{ m}^2$$

Anexo 5: Metodología para la selección del enfriador (Método de la relación Efectividad – NTU)

$$mvh := 7 \frac{m^3}{hr} \quad \text{Gasto volumétrico del fluido caliente}$$

$$mvc := 14.5 \frac{m^3}{hr} \quad \text{Gasto volumétrico del fluido frío}$$

EL gasto volumétrico se debe multiplicar por la densidad del fluido a la temperatura media para llevarlo a kg/s.

$$\rho_h := 1028 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Densidad del fluido caliente}$$

$$\rho_c := 1000 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Densidad del fluido frío}$$

$$mh := mvh \cdot \rho_h \quad \text{Gasto másico del fluido caliente}$$

$$mh = 1.999 \frac{kg}{s}$$

$$mc := mvc \cdot \rho_c \quad \text{Gasto másico del fluido frío}$$

$$mc = 4.028 \frac{kg}{s}$$

$$C_{ph} := 3800 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \text{Calor específico del fluido caliente a la temperatura media}$$

$$C_{pc} := 4178 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \text{Calor específico del fluido frío}$$

$$Ch := mh \cdot C_{ph} \quad \text{Coeficiente de capacidad de calor del fluido caliente}$$

$$Ch = 7.596 \times 10^3 \frac{W}{K}$$

$$Cc := mc \cdot C_{pc} \quad \text{Coeficiente de capacidad de calor del fluido frío}$$

$$Cc = 1.683 \times 10^4 \frac{W}{K}$$

$$n := 0, 1..5$$

$Thi_n :=$	$Tho_n :=$	$Tci_n :=$	$Tco_n :=$
330.41 K	303K	299K	311.37 K
329.678K	303 K	300 K	312.042K
329.532K	303 K	301 K	312.976K
330.47 K	303K	301K	313.4 K
331.52 K	303K	302K	314.87 K
333.98 K	303K	302K	315.98 K

$q_{m\acute{a}x}$ **Flujo máximo de calor transferido**

$$\text{Si } Ch < Cc \quad \begin{aligned} C_{max} &:= Cc \\ C_{min} &:= Ch \end{aligned}$$

$$q_{m\acute{a}x} := Ch \cdot (Thi - Tci)$$

$$q_{m\acute{a}x} = \begin{pmatrix} 2.387 \times 10^5 \\ 2.254 \times 10^5 \\ 2.167 \times 10^5 \\ 2.239 \times 10^5 \\ 2.243 \times 10^5 \\ 2.429 \times 10^5 \end{pmatrix} W$$

Flujo de calor transferido

$$q := mcCpc \cdot (Tco - Tci)$$

$$q = \begin{pmatrix} 2.083 \times 10^5 \\ 2.026 \times 10^5 \\ 2.015 \times 10^5 \\ 2.087 \times 10^5 \\ 2.167 \times 10^5 \\ 2.353 \times 10^5 \end{pmatrix} W$$

Efectividad de la transferencia de calor

$$\epsilon_f := \frac{q}{q_{m\acute{a}x}}$$

$$\epsilon_f = \begin{pmatrix} 0.873 \\ 0.899 \\ 0.93 \\ 0.932 \\ 0.966 \\ 0.969 \end{pmatrix}$$

Relación de capacidades

$$Cr := \frac{Ch}{Cc}$$

$$Cr = 0.451$$

Número de unidades de transferencia

$$NTU := \frac{1}{Cr - 1} \cdot \ln \left(\frac{\epsilon_f - 1}{\epsilon_f \cdot Cr - 1} \right)$$

$$NTU = \begin{pmatrix} 2.844 \\ 3.229 \\ 3.853 \\ 3.909 \\ 5.125 \\ 5.268 \end{pmatrix}$$

$$U := 738 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coefficiente global de transferencia de calor
(Se escogió de la Tabla de coeficientes típicos globales de intercambio que aparece en el apéndice del texto Introducción a la Termodinámica, de Jorge A. Rodríguez).

$$Ar := \frac{NTUCh}{U}$$

Área de transferencia térmica

$$Ar = \begin{pmatrix} 29.271 \\ 33.233 \\ 39.654 \\ 40.232 \\ 52.746 \\ 54.218 \end{pmatrix} m^2$$