FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
MÁSTER EN ELECTROMECÁNICA

Título: Evaluación del proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico.

Autor: Ing. Andres Adrian Sánchez Escalona

Moa, 2017
Año 59 de la Revolución

INSTITUTO SUPERIOR MINERO
METALÚRGICO DE MOA
Dr. Antonio Núñez Jiménez

FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE
MÁSTER EN ELECTROMECÁNICA

Título: Evaluación del proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico.

Autor: Ing. Andres Adrian Sánchez Escalona

Tutor: Dr. C. Ever Góngora Leyva

Moa, 2017
Año 59 de la Revolución

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Andres Adrian Sánchez Escalona

Autor de esta Tesis de Maestría, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico "Dr. Antonio Núñez Jiménez".

Firma del Autor

Ing. Andres A. Sánchez Escalona

Firma del Tutor

Dr.C. Ever Góngora Leyva

PENSAMIENTO

"El tema relativo al conocimiento y la tecnología es de especial relieve en nuestra agenda, porque en él abordamos los problemas que deciden, en buena medida, el futuro de nuestros países."

Fidel Castro Ruz

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darme perseverancia, fuerzas y fe para completar estos estudios. También por poner personas imprescindibles en mi camino, que me alentaron, apoyaron y dirigieron durante el cumplimiento con este reto profesional.

A mi familia, por haberme apoyado siempre, así como por los esfuerzos actuales y previos que han realizado en todas las esferas de mi vida.

A mi tutor, Dr. C. Ever Góngora Leyva, por su amistad, apoyo y cooperación para la realización de este trabajo, quien en muchas ocasiones sacrificó gran parte de su tiempo para guiarme con sus conocimientos.

A la Revolución, por darme la oportunidad de estudiar e investigar hasta este nivel académico, y porque de forma gratuita siempre ha promovido la educación y superación de todos los cubanos.

A la familia Cuenca Martínez que, aunque de forma indirecta, también influyó y me brindó apoyo durante la realización de esta tesis en opción al título de Máster en Ciencias Técnicas.

¡A todos, muchas gracias!

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a mis hijos, para que logren ver los estudios, la superación y el trabajo como una fuente de realización personal y una manera honrada de obtener ingresos, sin importar la especialidad o esfera en que se desempeñen.

RESUMEN

La operación de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico fuera de los parámetros de diseño afecta el proceso productivo, debido a un incremento de la temperatura del gas a la salida entre 11,85 y 49,65 K y a una menor efectividad de separación del Azufre arrastrado desde la torre del reactor, que causa obstrucciones en las tuberías y daño a los compresores instalados corriente-abajo. Se estableció el procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, con el objetivo de realizar la valoración integral del objeto de estudio y proponer mejoras a la instalación existente. Además del análisis convencional el trabajo incluyó la técnica experimental y la modelación matemática, criterios que no fueron considerados de forma integrada en investigaciones precedentes. Mediante el método de experimentación pasiva se determinaron los coeficientes de transferencia de calor y grado de incrustaciones basado en su resistencia térmica. El modelo permitió identificar un sistema de enfriamiento que satisface los requerimientos tecnológicos actuales, compuesto por dos bancos de cuatro intercambiadores de calor mejorados, donde cada conjunto opera con un flujo máximo de Ácido Sulfhídrico de 0,565 kg/s y 7,5 kg/s de agua suministrados a cada equipo, logrando enfriar el gas por debajo de 313 K .

ABSTRACT

Operating the Hydrogen Sulphide gas coolers out of the design parameters impacts the production process, because of an increased gas outlet temperature between 11,85 and 49,65 K , as well as lower separation effectiveness of the Sulphur carried over from the reactor quench tower, which favors pipe plugging and damage to down-stream compressors. A procedure was formulated for thermal analysis of jacketed shell-and-tube heat exchangers, in order to thoroughly assess the object of study and propose improvements to existing facilities. Beyond conventional analysis, this work included the experimental technique as well as mathematical modelling, which were not interrelated in previous researches. The passive experimentation method was carried out to determine the heat transfer coefficients and fouling levels based on their thermal resistance. The model allowed identification of a cooling system that meets current technological requirements. It consist on two sets of four improved coolers, where each set operates with a maximum Hydrogen Sulphide flowrate of 5,565 kg/s and 7,5 kg/s of water feeding each equipment, reaching a gas cooling rate below 313 K .

ÍNDICE

Introducción 1
Capítulo 1. Marco teórico-metodológico de la investigación 7
1.1 Introducción al capítulo 7
1.2 Panorámica sobre intercambiadores de calor 7
1.2.1 Breve reseña 7
1.2.2 Métodos básicos de evaluación y diseño 8
1.2.3 Cálculos termo-hidráulicos en intercambiadores de tubos y coraza 11
1.2.4 Diseño efectivo de intercambiadores de calor y optimización 15
1.2.5 Intercambiadores de calor con tres fluidos 17
1.3 Fundamentación teórica del objeto de estudio 20
1.3.1 Introducción a las tecnologías de obtención de Ácido Sulfhídrico 20
1.3.2 Producción y enfriamiento de Ácido Sulfhídrico con alta pureza 21
1.3.3 Descripción de la instalación objeto de estudio 22
1.4 Modelación y simulación 24
1.4.1 Conceptos y valor práctico 24
1.4.2 Clasificación general de los sistemas y modelos 25
1.4.3 Modelación matemática de intercambiadores de calor 26
1.5 Conclusiones del capítulo 28
Capítulo 2. Procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados 29
2.1 Introducción al capítulo 29
2.2 Consideraciones metodológicas 29
2.3 Técnica experimental 31
2.3.1 Diseño de la investigación 31
2.3.2 Métodos y materiales 34
2.4 Valoración considerando las condiciones actuales de operación 35
2.4.1 Intercambio térmico 35
2.4.2 Eficiencia térmica 37
2.4.3 Coeficientes de transferencia de calor 38
2.4.4 Análisis de las incrustaciones 43
2.5 Valoración del diseño de los intercambiadores de calor 43

2.6 Modelación matemática de los intercambiadores de calor 44
2.6.1 Descripción del modelo físico planteado 44
2.6.2 Sistema de ecuaciones que identifican al modelo 45
2.6.3 Distribución axial de las temperaturas 48
2.7 Simulación de las operaciones en instalaciones alternativas 49
2.8 Conclusiones del capítulo 50
Capítulo 3. Análisis de los resultados, valoración económica e impacto ambiental 51
3.1 Introducción al capítulo 51
3.2 Valoración de los equipos considerando las condiciones actuales de operación 51
3.2.1 Evaluación de los parámetros de operación 51
3.2.2 Intercambio térmico 52
3.2.3 Coeficientes de transferencia de calor 52
3.2.4 Comparación de los métodos DTML y ε-NUT para la determinación experimental de los coeficientes globales de transferencia de calor 54
3.2.5 Eficiencia térmica 57
3.2.6 Análisis de las incrustaciones 59
3.3 Valoración del diseño de los intercambiadores de calor 61
3.3.1 Valoración teórico-constructiva de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico 61
3.3.2 Propuestas para mejorar los intercambiadores existentes 66
3.4 Simulación de las operaciones en instalaciones alternativas 66
3.4.1 Comparación de los enfriadores existentes con el diseño mejorado 66
3.4.2 Simulación de las operaciones en un banco de enfriadores mejorado 67
3.4.3 Simulación de las operaciones con dos bancos de enfriadores 71
3.5 Valoración económica 74
3.6 Impacto social y medioambiental 75
3.7 Conclusiones del capítulo 76
Conclusiones generales 77
Recomendaciones 78
Referencias bibliográficas 79
Anexos 91

INTRODUCCIÓN

El Ácido Sulfhídrico es un gas incoloro, inflamable, con olor característico a huevos podridos. Como su densidad (1,453 kg/m^3 a 0,1 MPa y 288,15 K) es mayor que la del aire se acumula en lugares bajos. La exposición a bajas concentraciones produce irritación de los ojos, la nariz o la garganta, e incluso provoca dificultades respiratorias. Niveles entre 20 y 50 partes por millón (ppm) en el aire causan un malestar agudo, que lleva a la sofocación. A partir de 100 ppm se puede producir la muerte (Beauchamp *et al.* 1984; Cheremisinoff 2000; OSHA 2005; Chou *et al.* 2014).

El mercado mundial para este compuesto químico crece a un ritmo impresionante (Unitel 2016). En la minería y la metalurgia se emplea para la activación y "envenenamiento" de catalizadores, en el tratamiento de superficies metálicas, en la producción de agua pesada para la industria nuclear, así como en la obtención de sulfuros metálicos y purificación del Níquel, Manganeso, Ácido Clorhídrico y Sulfúrico. También se utiliza en la fabricación de mercaptanos y otras sustancias necesarias para la manufactura de tintes, gomas, desinfectantes en la agricultura, polímeros, aditivos para plásticos, pieles y en la industria farmacéutica (Weil & Sandler 1997; Cheremisinoff 2000; Lewis 2007; Chou *et al.* 2014).

En Cuba, las dos empresas niquelíferas del municipio Moa utilizan Ácido Sulfhídrico como reactivo químico para su proceso tecnológico. En el proceso de extracción del Níquel de los yacimientos lateríticos, empleado en la planta productora Moa Nickel S.A.–Pedro Sotto Alba, el mineral crudo primeramente se lixivia utilizando Ácido Sulfúrico y luego se somete a un proceso de reducción parcial con Ácido Sulfhídrico. Posteriormente se neutraliza y el licor se hace reaccionar con Ácido Sulfhídrico para precipitar los metales y extraer selectivamente el Níquel y el Cobalto de la solución (Pérez-Díaz *et al.* 1971; Dalvi *et al.* 2004; Masó-Marzal & Figueroa-Silva 2010).

Según Unitel (2016), la vía común para producir Ácido Sulfhídrico con alta pureza es hacer reaccionar Azufre líquido con Hidrógeno gaseoso dentro de un reactor y su torre empaquetada. Luego, en un sistema compuesto por intercambiadores de calor de tubos y

coraza enchaquetados, el Ácido Sulfhídrico obtenido se enfría desde 416,15 hasta 310,15 K y se separa el Azufre remanente arrastrado por los gases que salen de la torre del reactor.

Todo el Ácido Sulfhídrico consumido en la empresa Moa Nickel S.A.–Pedro Sotto Alba se genera en el Complejo de Plantas Dihidrógeno–Ácido Sulfhídrico. En esta área los intercambiadores de calor en operación constituyen el 28,8 % del total de los equipos, por lo que se les debe prestar especial atención tanto desde el punto de vista de gestión energética como del monitoreo de sus parámetros óptimos de operación. Dentro de este grupo los intercambiadores de tubos y coraza constituyen los equipos más importantes sin combustión, representando el 62,5 % del total de los dispositivos de transferencia de calor (Selbaş *et al.* 2006; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a, 2014b; Iyengar 2015).

Los intercambiadores de calor están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos y constituyen el medio más usado para la transferencia de calor en los procesos industriales. Se emplean en diversos servicios, tales como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación y evaporación, extracción de calor, calentamiento regenerativo y recuperación del calor, entre otras aplicaciones (Jaramillo 2007; Hortelano-Capetillo *et al.* 2013; Chandra-Sekhar *et al.* 2014; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a; Mohanraj *et al.* 2015).

El diseño de los intercambiadores de calor es variado, con una amplia gama de configuraciones, tamaños y tecnología. En ellos los principios de transferencia de energía térmica tienen numerosas aplicaciones, efectuándose fundamentalmente por conducción y convección desde un fluido caliente a otro más frío, separados por una pared metálica (Selbaş *et al.* 2006; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014b).

La evaluación y diseño de estos equipos son procedimientos más complejos que un simple análisis de la transferencia de calor, porque en la selección o aceptación de la propuesta final son determinantes los costos, el peso, el tamaño, los requerimientos de seguridad, operación y mantenimiento, niveles de presión y temperatura, la corrosividad, toxicidad, tendencia de los fluidos a la incrustación, así como el espacio necesario y la vida útil requerida (Chandra-Sekhar *et al.* 2014).

Los procedimientos convencionales utilizados para la comprobación de intercambiadores de calor son el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML) y el de la Efectividad–Número de Unidades de Transferencia (ε-NUT). Sin embargo, para realizar los cálculos termo-hidráulicos del lado de la coraza se emplean los "métodos integrales". Entre los más conocidos se encuentran el Método de Donohue, Kern, Tinker, Bell-Delaware, Wills y Johnston, Taborek, así como del Instituto de Investigaciones de Transferencia de Calor (*HTRI*, por sus siglas en inglés) (Kakaç & Liu 2002; Adelaja *et al.* 2012; Toro-Carvajal 2013; Thulukkanam (2013); Reyes-Rodríguez *et al.* 2012, 2014a, 2014b; Sheweta *et al.* 2014). Otros investigadores han optado por la modelación matemática de los intercambiadores de calor (Trejo-Tapia & García-González 2008; Toro-Carvajal 2013; Mohanraj *et al.* 2015).

Numerosos estudios han estado dirigidos hacia el mejoramiento de los equipos de intercambio de calor, enfocados en alcanzar mayores niveles de efectividad y eficiencia térmica. Basado en esto se han construido intercambiadores de calor con tres fluidos, cuya ventaja radica en contar con más de una vía principal de intercambio térmico, permitiendo obtener diseños más compactos y económicos (Mishra & Sahoo 2010). A pesar de que la metodología para el análisis de intercambiadores de calor de triples tubos concéntricos ha quedado establecida, en la literatura de libre acceso no se hace referencia al estudio de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados.

Situación problémica:

El Complejo de Plantas Dihidrógeno–Ácido Sulfhídrico opera por encima de su capacidad de diseño. Antes del 2009 se trabajaba con un reactor de Ácido Sulfhídrico en operación y otro en espera, pero posteriormente se comenzó a operar con dos reactores en paralelo, incrementando el flujo de gas que circula a través de los enfriadores. Ello ha traído consigo un aumento de la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida de los intercambiadores de calor entre 11,85 y 49,65 K , comparado con los requerimientos de diseño, así como un incremento de los arrastres de Azufre que causa obstrucciones de válvulas y daño a los compresores, recipientes y tuberías instalados corriente-abajo.

Estas desviaciones en el régimen de trabajo de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico conllevan a una disminución de la vida útil de los intercambiadores de calor, con mayor

impacto en el haz de tubos, y ocasionan un incremento en los costos de mantenimiento de los compresores.

Una parte del Azufre se separa en los enfriadores de Ácido Sulfhídrico y se drena al tanque de purga (*blow-down*), para consumirlo en la Planta de Ácido Sulfúrico. La otra vierte al suelo cuando se purgan los recipientes, o se derrama al reparar las tuberías, válvulas y los equipos, generando horas y esfuerzo extra para arreglarlos y limpiar el área de trabajo, en aras de evitar un impacto negativo de los arrastres de Azufre en el medioambiente y la sociedad.

A partir de la situación problémica planteada se define como **problema científico** de la investigación:

No existe un procedimiento satisfactorio para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, que caracterice adecuadamente los procesos de transferencia de calor que se manifiestan en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico y posibilite la determinación de los parámetros adecuados de explotación, de forma tal que permita alcanzar una temperatura adecuada del gas a la salida del sistema y se incremente la eficiencia de separación del Azufre.

Teniendo en cuenta la problemática planteada y el problema de la investigación se define como **objeto de estudio**:

Los enfriadores de Ácido Sulfhídrico, en la empresa Moa Nickel S.A.–Pedro Sotto Alba.

Y su **campo de acción**:

Los métodos y las teorías que estudian los procesos de transferencia de calor en intercambiadores de tubos y coraza.

En correspondencia con el problema científico declarado se define como **objetivo general** del trabajo:

Establecer un procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, que permita analizar integralmente el proceso de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico y posibilite proponer soluciones con vistas a garantizar los requerimientos tecnológicos actuales, en el Complejo de Plantas

Dihidrógeno–Ácido Sulfhídrico de la empresa Moa Nickel S.A.–Pedro Sotto Alba, de Moa.

Para dar cumplimiento al objetivo general de la investigación se establecen los siguientes **objetivos específicos**:

1. Caracterizar el proceso de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico mediante la identificación de los modos de transferencia de calor que se ponen de manifiesto en el mismo y sus especificidades.
2. Determinar la relación que existe entre los flujos y temperaturas de los fluidos que intervienen en el proceso de transferencia de calor, el nivel actual de incrustaciones, y la capacidad térmica real del banco de enfriadores de Ácido Sulfhídrico existente, para diferentes capacidades de producción de la Planta.
3. Proponer el sistema de enfriamiento que posibilite obtener una temperatura adecuada del gas a la salida del banco de intercambiadores de calor y minimice los arrastres de Azufre, para las condiciones actuales de explotación de los reactores.

Sobre la base del objetivo general se plantea la siguiente **hipótesis científica**:

Si se establece un procedimiento que posibilite realizar la evaluación térmica de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico, comprobado a través de lecturas de flujo y temperatura de los fluidos que intervienen en el proceso de intercambio térmico, entonces será posible proponer soluciones para garantizar los parámetros adecuados de operación del sistema de enfriamiento bajo las condiciones productivas actuales, en la empresa Moa Nickel S.A.–Pedro Sotto Alba, de Moa.

Para lograr el cumplimiento de los objetivos propuestos se proyectan las siguientes **tareas de investigación**:

1. Establecimiento del estado del arte respecto a los procesos de transferencia de calor en intercambiadores de tubos y coraza, así como en el campo de la producción y enfriamiento de Ácido Sulfhídrico.
2. Caracterización del proceso de transferencia de calor en los enfriadores de Ácido Sulfhídrico.
3. Monitoreo y registro de las variables que intervienen en el proceso de intercambio térmico.

4. Establecimiento de una metodología para la valoración térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, donde intervienen tres fluidos.
5. Valoración de las posibles mejoras al sistema de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico, mediante un modelo matemático, que posibiliten obtener una temperatura adecuada del gas a la salida del banco de intercambiadores de calor y minimice los arrastres de Azufre.
6. Planteamiento de los efectos económicos, sociales y medioambientales.

En el desarrollo de la investigación se aplican los siguientes **métodos**:

- Documental y bibliográfico, para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el proceso de enfriamiento del gas en la producción de Ácido Sulfhídrico.
- Medición y método experimental, para determinar las variables y parámetros que caracterizan el proceso objeto de estudio.
- Técnicas computacionales, para efectuar los cálculos termo-hidráulicos necesarios y desarrollar un modelo matemático que identifique adecuadamente los procesos de transferencia de calor que se manifiestan y sus particularidades.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO-METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.

1.1 Introducción al capítulo

En el presente capítulo se analizan las diferentes referencias bibliográficas consultadas con el fin de ampliar el conocimiento y precisar las vías para desarrollar este trabajo. También se abordan aspectos relacionados con las tecnologías de obtención del Ácido Sulfhídrico, el cual tiene vital importancia dentro de la minería y la metalurgia, particularmente en el proceso de producción de Níquel y Cobalto.

En tal sentido, el objetivo del capítulo es establecer el estado del arte en cuanto a la evaluación térmica, diseño y modelación de intercambiadores de calor de tubos y coraza, así como en lo referente a la producción y enfriamiento de Ácido Sulfhídrico y sus especificidades.

1.2 Panorámica sobre intercambiadores de calor

1.2.1 Breve reseña

Los procesos de transferencia de calor son problemas importantes a resolver en el campo de la Ingeniería. En este ámbito, dentro de los equipos más usados en la industria están los intercambiadores de calor, ya que se emplean para transferir energía térmica entre dos o más fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas (Kern 1999; Incropera *et al.* 2011; Hortelano-Capetillo *et al.* 2013; Bhatt & Javhar 2014; Shweta *et al.* 2014; Iyengar 2015).

Los primeros diseños de intercambiadores de calor se realizaron en el 1900 para satisfacer las necesidades de las plantas productoras de energía, ya que se requerían grandes superficies de transferencia de calor. En esa época los problemas de estudio se concentraron en la resistencia de los materiales de construcción y en los procesos de fabricación. En los años 1920 y 1930 se obtuvieron avances en la manufactura motivados por la industria petrolera, pero sin bases significativas en el diseño (Flores-González 2007).

En la década de 1930 se empezó a utilizar el intercambiador de placas para el tratamiento y la pasteurización de la leche. Con el transcurso del tiempo se reconoció que las ventajas de los primeros diseños se podían aplicar a otras industrias que manejaban líquidos, como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de la planta. En los años 1940 y 1950 se realizaron las primeras investigaciones serias, promovidas por un crecimiento en el uso de los intercambiadores de calor de tubos y coraza, los cuales fueron demandados cada vez más para diferentes procesos industriales (Flores-González 2007).

El desarrollo de los equipos de intercambio de calor es variado en cuanto a su tipo, y de una amplia gama de configuraciones, tamaños y tecnología. Sin embargo, los intercambiadores de tubos y coraza son los equipos de transferencia de calor sin combustión más usados en las plantas de procesos químicos, debido a su fabricación relativamente sencilla, versatilidad de materiales y adaptabilidad a diferentes condiciones de operación (Rodríguez e*t al.* 2003; Selbaş *et al.* 2006; Zhang *et al.* 2010; Adelaja *et al.* 2012; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a, 2014b; Yang *et al.* 2014; Zhou *et al.* 2015; Muldoon 2017).

Por muchos años el diseño y mejoramiento de estos equipos ha sido un gran reto para los profesionales, debido a las exigencias de ahorro energético y económico. Hoy en día se continúan desarrollando estudios afines, y los métodos de cálculo se van nutriendo de las nuevas correlaciones y modelos desarrollados por otros investigadores, cuyo trabajo es facilitado por las ventajas de la computación en la actualidad.

1.2.2 Métodos básicos de evaluación y diseño

Atendiendo al diseño mecánico, los intercambiadores de calor de tubos y coraza se clasifican y construyen cumpliendo con diferentes códigos y normas. América se rige por las normas TEMA, PPHX, API 660, HEI y el código ASME para calderas y recipientes a presión. Europa utiliza las normas DIN, así como BS 5500 en Gran Bretaña y AD en Alemania. Otros códigos utilizados son GB 151-1999, en China, y JIS B 8249, en Japón (TEMA 2007; Aguilar-Osorio & Flores-González 2010; Bhatt & Javar 2014; Zhou *et al.* 2015; Muldoon 2017).

Desde el punto de vista cuantitativo, los problemas más comunes en intercambiadores de calor son evaluación y diseño. La determinación de la cantidad de calor transferido, las temperaturas de salida de los fluidos y la caída de presión, ya sea de un equipo existente o de uno ya dimensionado (chequeo del diseño del vendedor), se conoce con el nombre de *rating* (evaluación). Por otra parte, la determinación de la configuración y las dimensiones del intercambiador se conoce como *sizing* (diseño), o sea, selección del tipo de coraza, su diámetro y longitud, separación de los deflectores, diámetro y longitud de los tubos, arreglo de tubos, número de pasos y disposición de los fluidos, etc. (Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; Toro-Carvajal 2013; Bhatt & Javhar 2014).

Existen varios métodos para analizar los intercambiadores de calor. Los métodos de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML) y de la Efectividad–Número de Unidades de Transferencia (ε-NUT) enfocan el análisis desde diferentes ángulos, aunque ambos comparten parámetros comunes y conceptos que arriban a una solución similar con respecto a la capacidad térmica del equipo.

El método de la DTML se describe tanto en la norma TEMA (2007) como en otras referencias de la industria bien conocidas (Kern 1999; Kakaç & Liu 2002; Lienhard IV & Lienhard V 2003; Serth 2007; Toro-Carvajal 2013). El valor de la DTML se determina aplicando un balance de energía a un elemento diferencial de área para los fluidos caliente y frío. En la literatura se expone el método desarrollado para intercambiadores de calor con flujos en paralelo y contracorriente.

Sin embargo, para intercambiadores multipaso (contracorriente–paralelo) y de flujo cruzado, la deducción de una expresión para la diferencia media de temperaturas es complicada (Taler *et al.* 2011). En estos casos se utilizan factores de corrección que se pueden determinar de forma gráfica (Bowman 1936; Kern 1999; TEMA 2007; Kakaç & Liu 2002; Lienhard IV & Lienhard V 2003), mediante expresiones analíticas (Gardner 1941; Schindler & Bates 1958; Gardner & Taborek 1977; Mukherjee 2004; Bhatti et al. 2006; Serth 2007; Gulyani *et al.* 2011; Bhatt *et al.* 2014; Bhatt & Javhar 2014) o facilitados por herramientas computacionales (Oko *et al.* 2012).

El método de la DTML es fácil de aplicar en el análisis de intercambiadores de calor cuando se conocen, o se pueden determinar, las temperaturas de entrada y de salida de

ambos fluidos. En caso contrario, emplear el procedimiento requerirá un proceso iterativo de prueba y error (Kakaç & Liu 2002; Lienhard IV & Lienhard V 2003; Navarro & Cabezas-Gómez 2007; Guo *et al.* 2010; Toro-Carvajal 2013; Bhatt & Javhar 2014). Por otra parte, la DTML ha causado dificultades en ciertos programas de simulación de procesos debido a su forma indeterminada (Zavala-Río *et al.* 2005).

El método ε-NUT, concebido para evitar las iteraciones, se introdujo en 1942 mediante un artículo no publicado de London y Seban. Kays y London lo utilizaron extensivamente en el año 1952, en su libro "Intercambiadores de Calor Compactos" (London & Seban 1980; Kays & London 1998). A partir de ese momento la aplicación del método ha crecido y en la actualidad se puede considerar como uno de los procedimientos más aceptados para el diseño y análisis de intercambiadores de calor (London & Seban 1980; Kays & London 1998; Navarro & Cabezas-Gómez 2007; Cabezas-Gómez *et al.* 2015).

En este método la efectividad del intercambiador (ε) juega un papel central, relacionado con la conservación de energía, y definido como la proporción entre la magnitud real de transferencia de calor y la máxima transferencia de calor posible, para las temperaturas de entrada (o salida) dadas para los fluidos caliente y frío. Los gráficos y ecuaciones de efectividad en función del Número de Unidades de Transferencia para equipos comunes han sido publicados por varios autores (Pignotti & Shah 1992; Kakaç & Liu 2002; Lienhard IV & Lienhard V 2003; Shah & Sekulic 2003; Toro-Carvajal 2013; Cabezas-Gómez *et al.* 2015). Sin embargo, la relación ε-NUT que aplica en cada caso de estudio debe seleccionarse cuidadosamente (Navarro & Cabezas-Gómez 2007).

Las curvas para determinar el factor de corrección de la DTML y los diagramas ε-NUT están disponibles solamente para configuraciones y tipos comunes de intercambiadores de calor. Esquemas similares no existen para el análisis de intercambiadores de calor más complejos y atípicos (Navarro & Cabezas-Gómez 2007; Shweta *et al.* 2014).

Thulukkanam (2013) y Toro-Carvajal (2013) describen otros métodos menos difundidos. El método P-NUT_C es una variación del ε-NUT, donde P se define como la efectividad de la temperatura del intercambiador de calor del lado de un fluido, sin importar si es la corriente fría o la caliente. Shah y Mueller (1985) muestran varias

gráficas P-NUT_C para un intercambiador de tubos y coraza. Mueller (1967) también propuso un método conocido como ψ–P, que combina todas las variables de los métodos DTML y ε-NUT, y elimina sus limitaciones para cálculos a mano. Se introdujo un nuevo grupo adimensional ψ, definido como el cociente entre la verdadera diferencia media de temperaturas y la diferencia entre las temperaturas de entrada de los dos fluidos.

Durante la aplicación de los métodos mencionados se debe tener en cuenta que están basados en un número de asunciones o idealizaciones, siendo las más importantes que el coeficiente global de transferencia de calor se considera constante a través de todo el equipo, y que la temperatura de los fluidos es constante sobre cualquier sección transversal de su trayecto nominal (Gardner & Taborek 1977; Kakaç & Liu 2002; Toro-Carvajal 2013; Mohanraj *et al.* 2015).

1.2.3 Cálculos termo-hidráulicos en intercambiadores de tubos y coraza

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza están compuestos por un haz de tubos, montados dentro de una coraza cilíndrica, con el eje de los tubos paralelo al eje de la carcasa. Un fluido circula por dentro de los tubos y el otro por el exterior, del lado de la coraza. Los componentes principales de este tipo de intercambiadores son: el haz de tubos, la coraza, los cabezales frontal y trasero, boquillas, deflectores y la placa tubular (Mukherjee 1998; TEMA 2007; Aguilar-Osorio & Flores-González 2010; Bhatt & Javar 2014; Shukla *et al.* 2016). Ver figura 1.1.

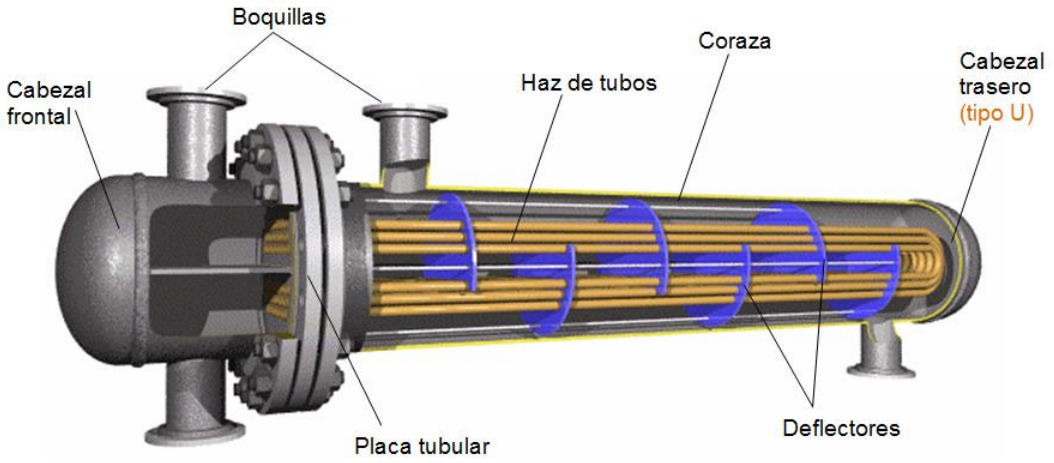


Figura 1.1. Componentes básicos de un intercambiador de calor de tubos y coraza.

Los métodos de evaluación y diseño de intercambiadores demandan la determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor y de las caídas de presión. A su vez, la predicción del coeficiente global requiere del cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor.

Las correlaciones para transferencia de calor y caída de presión son necesarias en forma cuantitativa, las cuales están disponibles de análisis teóricos previos y estudios experimentales. Si bien el cálculo del lado de los tubos o de una sección anular es bastante preciso con las correlaciones actuales, el flujo en el lado de la coraza es particularmente complejo debido a los muchos factores geométricos implicados y las disímiles trayectorias posibles del fluido (Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a).

La dificultad para asociar las correlaciones obtenidas en los bancos de tubos y el flujo generado en un intercambiador con deflectores impulsó el desarrollo de "métodos integrales" para realizar los cálculos del lado de la coraza (Adelaja *et al.* 2012; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014b). A continuación se abordan los más conocidos.

- Método Donohue (1949)

  El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se basaba por primera vez en el área de flujo disponible, determinándose como la media geométrica entre el área mínima de paso entre deflectores (área transversal) y el área de paso disponible en el deflector (área longitudinal). Sin embargo, no tiene en cuenta el efecto de las diferentes configuraciones de los tubos. Para el cálculo de la caída de presión se propuso la utilización de las curvas del factor de fricción obtenidas por Colburn, con un margen de seguridad elevado. Por primera vez se consideró el efecto de la ventana del deflector, asumiéndolo como un orificio con coeficiente de descarga igual a 0,7. Este método es simple de utilizar, pero proporciona resultados poco precisos debido a que las correlaciones se obtuvieron con intercambiadores pequeños de geometrías no estándares (Reyes-Rodríguez et al. 2012).

- Método Kern (1950)

  El método considera que el flujo a través del arreglo de tubos es únicamente cruzado, y no contempla fugas entre los componentes de la coraza. Está basado en trabajos experimentales con intercambiadores comerciales, para un corte de deflectores del

25 % y tolerancias estándares. Los resultados obtenidos no presentaron mejora respecto a las correlaciones existentes, aunque se propuso un método global de diseño, simple, con ejemplos de cálculo (Kern 1999; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014b; Shweta *et al.* 2014). Este procedimiento fue adoptado por la industria como un estándar durante muchos años. La predicción de la transferencia de calor varía entre ligeramente insegura y muy segura, mientras que las predicciones de caída de presión se sitúan del lado de seguridad con magnitudes que duplican el valor real. En régimen laminar los errores son mayores, debido a la poca información disponible cuando se desarrolló la investigación. No debe ser utilizado como un método definitivo porque la sobrestimación de la caída de presión conlleva a diseños conservadores (Reyes-Rodríguez *et al.* 2012; Toro-Carbajal 2013; Shweta *et al.* 2014).

- Método Tinker (1951)

  El primer análisis del flujo establecido en la coraza fue realizado por Tinker. El autor expuso que la pérdida de carga que experimenta la corriente principal al pasar de un espacio entre deflectores al siguiente actúa como fuerza impulsora para las otras corrientes, forzando parte del fluido a pasar por las áreas de fuga. La repartición de caudales entre las diferentes corrientes dependerá de la resistencia al flujo que encuentre el fluido al pasar por cada uno de los caminos, teniendo en cuenta que la caída de presión ha de ser la misma. Una vez obtenido el caudal de la corriente principal se determina el coeficiente de transferencia de calor aplicando una correlación de flujo cruzado en un banco de tubos ideal (Tinker 1951; Ozisik 1990). Este método, aunque es bastante empírico, supuso un gran avance en la interpretación de la realidad del flujo establecido en la coraza. Sin embargo, pasó desapercibido por la gran dificultad de cálculo que entrañaba el proceso iterativo requerido, muy laborioso para realizarlo a mano (Serth 2007; Reyes-Rodríguez *et al.* 2012).

- Método de Bell-Delaware (1963)

  Este método propone dividir el flujo del lado de la coraza en diferentes corrientes, y calcular el coeficiente de transferencia de calor utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos ideal, considerando que todo el caudal que circula por la coraza atraviesa el banco. Luego este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige

por una serie de factores que tienen en cuenta las fugas que se producen (Palen & Taborek 1969; Serth 2007; Bell & Mueller 2010; Shweta *et al.* 2014; Toledo-Velázquez *et al.* 2014). La caída de presión en el lado de la coraza se calcula como la suma de las pérdidas de carga para el flujo cruzado ideal y la pérdida de carga en la zona de la ventana. El error de este método al calcular la caída de presión puede ser del 40 % , prediciendo pérdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor es de alrededor del 25 % (Reyes-Rodríguez *et al.* 2012). La diferencia con respecto al método analítico propuesto por Tinker (1951) reside en que no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga.

- Método Bell (1978)

  Este procedimiento es una versión modificada y simplificada del método Bell-Delaware. De forma análoga, el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión se estiman mediante correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos ideal, y el efecto de las fugas se corrige aplicando factores de corrección. La aplicación del método no se recomienda cuando el área en la zona de la ventana es mayor al 30 % del área de la sección transversal en la coraza, a no ser que se utilicen bandas de sellaje (Shweta *et al.* 2014).

- Wills y Johnston (1984)

  Los autores propusieron una versión simplificada del método de análisis de las corrientes, intermedia entre los métodos Tinker y Bell-Delaware, para calcular la caída de presión del lado de la coraza. Se basa en que ciertos coeficientes característicos, relacionados con la resistencia al flujo, son constantes e independientes del caudal, y que sólo dependen de la geometría del sistema (Wills & Johnston 1984; Kara & Güraras 2004; Serth 2007). El procedimiento presenta una mayor aproximación a la realidad con respecto a la interacción entre las corrientes, comparado con el método de Bell-Delaware. Aunque el proceso de cálculo es laborioso y requiere de iteraciones cuando la disposición de los tubos es triangular, se ve compensado por la presentación de los coeficientes mediante ecuaciones, lo cual permite la programación del método (Serth 2007; Reyes-Rodríguez *et al.* 2012).

- Método de Taborek (1991)

  La versión de Taborek del método de Delaware es probablemente el procedimiento más exacto, confiable y completo disponible en la literatura de libre acceso, para el cálculo del lado de la coraza (Thome 2010; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a). El mismo predice tanto los coeficientes de transferencia de calor como las caídas de presión en función de la geometría del haz de tubos y su descripción dimensional. La teoría básica del flujo monofásico en el lado de la coraza en intercambiadores de calor tipo "E" (TEMA 2007) fue enunciada por el autor (Taborek 1991, 2002), quien también estableció las correlaciones para todos los factores de corrección de los métodos propuestos por Bell (Kara & Güraras 2004; Serth 2007). El procedimiento no hace ningún aporte a los cálculos del lado de los tubos, ya que en este aspecto no se diferencia de los métodos de Kern ni de Bell-Delaware.

Numerosos autores continúan haciendo aportes a los métodos antes mencionados, lo cual se ha visto fomentado con el desarrollo de las herramientas computacionales, el acceso a Internet y la globalización de la información. El uso de software especializado mejora los procesos de diseño de los intercambiadores de calor en todas sus etapas, sobre todo cuando se necesita realizar cálculos iterativos, proporcionando mayor precisión y un tiempo de cálculo mucho más corto (Kara & Güraras 2004; Navas-Villamizar & Valderrama-Sánchez 2004; Serth 2007; Charvátová *et al.* 2013; Toledo-Velázquez *et al.* 2014; Arcentales-Arcentales 2015).

1.2.4 Diseño efectivo de intercambiadores de calor y optimización

El diseño adecuado de los intercambiadores de calor de tubos y coraza es de gran importancia, pues la transferencia óptima de energía, el tamaño y el peso son factores fundamentales que influyen en la economía del proceso. Asegurar el rendimiento óptimo de estos equipos requiere selección correcta de la geometría y la configuración del intercambiador, conocimiento del fluido "de control", colocación idónea de los fluidos, entre otros aspectos. Los fundamentos teóricos y recomendaciones para lograr un diseño efectivo han sido publicadas minuciosamente por Mukherjee (1998, 2004), Kumar-Singh (2015), Bhattacharyya & Mukherjee (2016) y Shukla *et al.* (2016).

Según Kumar-Singh (2015), la optimización del diseño térmico de los intercambiadores de calor consiste en minimizar el área de transferencia de calor para una carga térmica dada, mientras se cumpla con las restricciones de caídas de presión del lado de los tubos y de la coraza. Este autor describe varias consideraciones a tener en cuenta, tales como maximizar el coeficiente global de transferencia de calor, colocar correctamente los fluidos, maximizar la diferencia media de temperaturas efectiva y/o minimizar las corrientes de fuga del lado de la coraza.

En la búsqueda de mejores diseños, esfuerzos considerables se han dedicado a la optimización de los procesos de transferencia de calor. Dentro de las técnicas actuales más utilizadas se encuentran los algoritmos genéticos, números sinérgicos, enjambre de partículas, recocido simulado y método de la colonia de hormigas (Yang *et al.* 2014; Reyes-Rodríguez *et al.* 2016). Tanto los algoritmos evolucionarios como los métodos matemáticos de programación permiten calcular el valor óptimo, o se aproximan suficientemente a éste. Para el mismo problema los valores de la optimización obtenidos mediante distintos procedimientos pueden diferir, pero la variación entre los resultados generalmente es despreciable (Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a; Yang *et al.* 2014).

La mayoría de las investigaciones relacionadas con la optimización de intercambiadores de calor de tubos y coraza están encaminadas a disminuir los costos. Sin embargo, los trabajos consultados de optimización multicriterial usan como funciones objetivo el costo total y la efectividad. Cuando se utiliza el enfoque multicriterial no se tienen en cuenta las restricciones mecánicas, lo que provoca que al realizar el diseño mecánico según las normas vigentes se pierda parte de la optimización realizada con anterioridad (Söylemez 2000; Rodríguez *et al.* 2003; Khan & El-Ghalban 2008; Yang *et al.* 2014; Arya & Dhanjibhai 2015; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a, 2014b, 2016).

Las formulaciones con varios objetivos son modelos reales para problemas complejos de optimización. En muchas situaciones de la vida real los objetivos que se analizan entran en conflictos unos con otros, y optimizar una solución particular puede dar lugar a resultados inaceptables. Una solución razonable a un problema con varios objetivos es investigar un grupo de soluciones, las cuales satisfacen los objetivos en un nivel aceptable sin ser dominados por otra solución. La necesidad de seleccionar múltiples

variables, tanto de diseño como de operación de los intercambiadores de calor, buscando una función objetivo con vistas a minimizar su costo total, conduce a la optimización multicriterial de estos equipos (Reyes-Rodríguez *et al.* 2016).

Shah *et al.* (1978) destacaban el hecho de que ningún método de optimización puede solucionar todos los problemas de los intercambiadores de calor, lo cual hace necesaria metodologías y procedimientos más completos donde puedan lograrse resultados que abarquen más de un solo criterio y se evalúen diferentes opciones.

1.2.5 Intercambiadores de calor con tres fluidos

Numerosos estudios han estado dirigidos cada vez más hacia el mejoramiento de los equipos de intercambio de calor, de forma tal que se pierda la menor cantidad de energía al entorno y se alcancen mayores niveles de eficiencia térmica. En tal sentido, varios investigadores trabajaron la idea de construir intercambiadores de calor con tres fluidos, cuya ventaja radica en contar con más de una vía principal de intercambio térmico. Este tipo innovador de intercambiadores permite obtener diseños más compactos y económicos (Mishra & Sahoo 2010).

Mediante la introducción de un tubo intermedio a los intercambiadores de calor de doble tubo se lograron crear modelos de triple tubo concéntricos. La función primaria del tubo intermedio es contener el fluido de proceso y exponerlo a dos superficies en contacto con los fluidos de servicio. Con ello se logra obtener al menos una vía adicional de intercambio de calor, así como más área y mayor transferencia de energía por unidad de longitud, incrementándose la variación de la temperatura en el fluido de proceso. Los intercambiadores de triple tubo han mostrado varias mejoras en su desempeño comparado con los de doble tubo. Al reducir la longitud efectiva del intercambiador se obtienen ahorros de material y del espacio disponible (Zuritz 1990; Behera *et al.* 2014; Ghiwala & Matawala 2014; Parthasarathy & Yogeswari 2015; Linge *et al.* 2016).

Después del primer análisis de intercambio térmico entre tres fluidos desarrollado por Morley (1933) se han llevado a cabo numerosos estudios sobre intercambiadores de calor de triple tubos concéntricos en estado estacionario, para disposición de los fluidos en diferentes combinaciones de flujo en contracorriente y paralelo (Sorlie 1962; Zuritz

1990; Unal 1998, 2001, 2003; Batmaz & Sandeep 2005; Behera *et al.* 2014; Ghiwala & Matawala 2014; Radulescu *et al.* 2015; Saurabh *et al.* 2016).

Pocos autores encaminaron sus investigaciones hacia intercambiadores de tres fluidos con flujo cruzado, siendo Willis (1968) uno de los pioneros. Posteriormente Horváth (1977) criticó los métodos desarrollados solamente para flujos en contracorriente o paralelo, ya que no pueden generalizase para casos en que la dirección de al menos uno de los fluidos es cruzada en comparación con las demás; o sea, donde la distribución de las temperaturas no es unidimensional. Este autor propuso un método "más universal" para el modo en que se trataban los intercambiadores con tres fluidos, basando su teoría en sistemas de ecuaciones diferenciales. Estudios más recientes de equipos de transferencia de calor con flujo cruzado han sido desarrollados para el análisis de intercambiadores de calor compactos (Narataruksa & Ponpai 2003; Mishra *et al.* 2008; Mishra & Sahoo 2010).

Horváth (1977) también fue uno de los primeros investigadores en analizar intercambiadores de calor con más de dos vías de intercambio térmico, aunque en los últimos años se ha hecho extensivo el estudio de equipos con tres vías principales de trasferencia, fundamentalmente para configuraciones de triple tubo sin aislamiento térmico que ceden calor al entorno (Shrivastrava & Ameel 2004; Peigné *et al.* 2013; Quadir *et al.* 2014; Linge *et al.* 2016).

Dentro de las investigaciones consultadas resalta el trabajo de Sekulik & Shah (1995), quienes realizaron una revisión detallada sobre la teoría de diseño térmico y metodologías para analizar el rendimiento de intercambiadores de calor con tres fluidos, en condiciones de estado estacionario, con el objetivo de unificar los diferentes enfoques y sistematizar las soluciones. Los autores analizaron intercambiadores de calor con arreglos de flujo en paralelo, contracorriente y flujo cruzado, pero despreciando la interacción con el medio ambiente.

La mayoría de los estudios precedentes se limita al análisis de intercambiadores de calor de triple tubos concéntricos y compactos. Sólo Abdulmajeed & Allawi (2015) han publicado los cálculos y análisis de un intercambiador de nuevo tipo, denominado por ellos como "de doble tubos concéntricos y coraza". Ver figura 1.2.

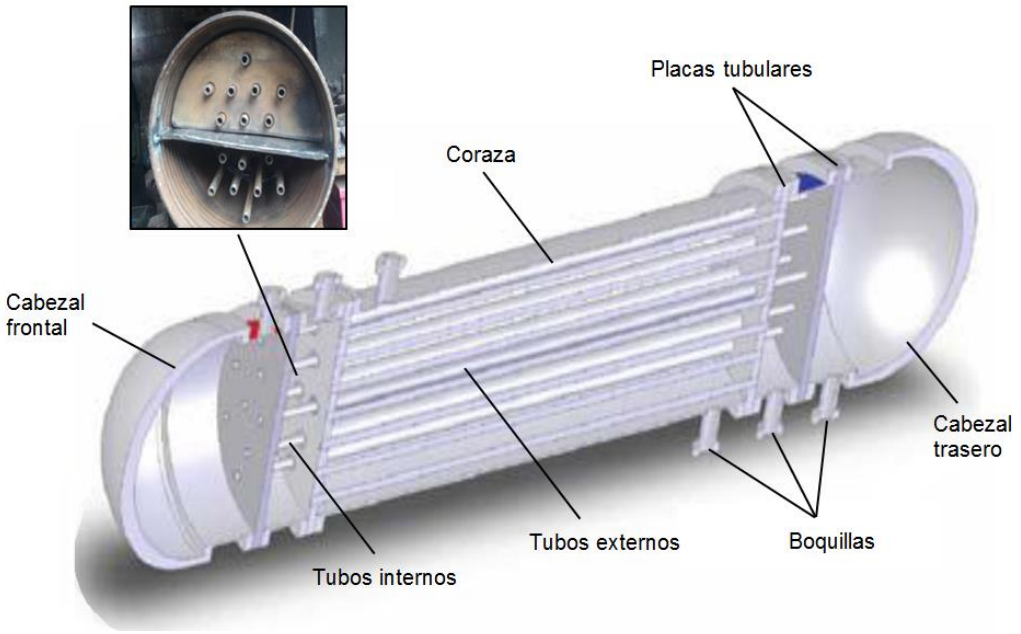


Figura 1.2. Prototipo de un intercambiador de doble tubos concéntricos y coraza.

Los autores (Abdulmajeed & Allawi 2015) relacionan varias ventajas para este tipo de intercambiadores al compararlo teóricamente con un equipo de tubos y coraza, tales como menor caída de presión del lado de la coraza, menor longitud, menor peso y, por consiguiente, ahorro de materiales. Sin embargo, el prototipo estudiado representa una idea conceptual aún si desarrollar para aplicaciones prácticas. Su construcción es más difícil que la de los intercambiadores convencionales y no está normada según los estándares reconocidos mundialmente (TEMA 2007). Además, su configuración mecánica imposibilita el mantenimiento y la limpieza de los tubos. Por otra parte, no instalar deflectores en el prototipo experimental pudo ser la razón de obtener una menor caída de presión del lado de la coraza.

La información disponible para intercambiadores con tres fluidos es escasa, comparada con dos fluidos. En ninguna de las referencias consultadas se constató alguna investigación relacionada con intercambiadores de tubos y coraza enchaquetados (figura 1.3), a pesar de que estos equipos tienen un uso industrial difundido en las Plantas de producción de Ácido Sulfhídrico con alta pureza (Unitel 2016) y en las Plantas de recuperación de Azufre a partir de la conversión del Ácido Sulfhídrico (proceso Claus) (Bohme & Sames 1999; Younger 2004; Kimtantas & Taylor 2016).

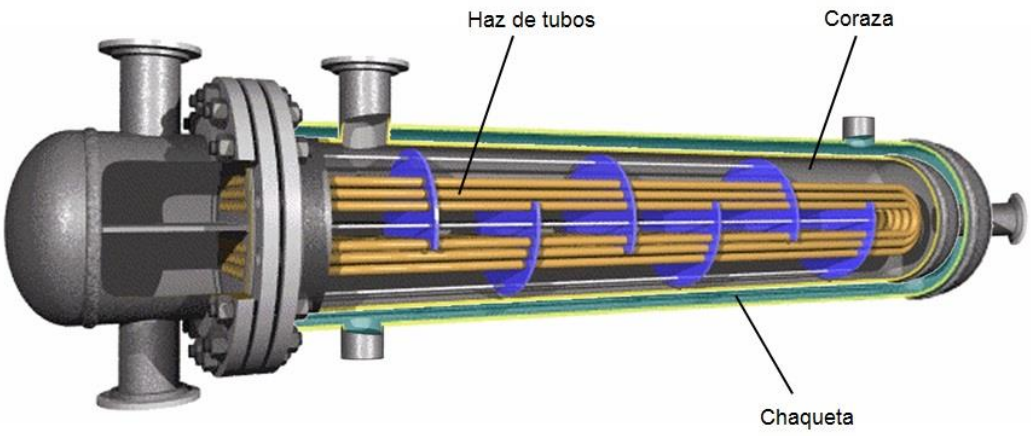


Figura 1.3. Intercambiador de calor de tubos y coraza enchaquetado.

1.3 Fundamentación teórica del objeto de estudio

1.3.1 Introducción a las tecnologías de obtención de Ácido Sulfhídrico

El Ácido Sulfhídrico (H_2S) se encuentra naturalmente en el petróleo crudo, gas natural, gases volcánicos y manantiales de aguas termales. También puede formarse como resultado de la degradación bacteriana de materia orgánica en condiciones anaeróbicas. Las actividades industriales que generan Ácido Sulfhídrico son: combustiones incompletas, refinerías de petróleo y gas natural, plantas de procesamiento químico, proceso *Kraft* del papel, plantas de aguas residuales, así como hornos de coquización y fabricación del acero. Sin embargo, comercialmente el Ácido Sulfhídrico se produce mediante recuperación de mezclas de gases y a través de procesos químicos (OSHA 2005; Díaz-Pérez 2010).

El gas natural y los gases asociados con el crudo de petróleo contienen entre un 70 y 80 % de Ácido Sulfhídrico (Pouliquen *et al.* 1989). Su recuperación desde el gas natural, operaciones de manufactura de gas, o como subproducto de los procesos en las refinerías de petróleo, constituyen la principal fuente no natural (Beauchamp *et al.* 1984; Lewis 2007). Los procesos de recuperación se categorizan dentro de varios métodos, como la absorción química y física, oxidación seca para obtener Azufre (proceso Claus) y oxidación líquida para formar óxidos (proceso Ferrox) (Beauchamp *et al.* 1984; Díaz-Pérez 2010).

La obtención de Ácido Sulfhídrico mediante procesos químicos se logra haciendo reaccionar Azufre con Hidrocarbono o con Hidrógeno gaseoso. También se produce mediante la reducción del Hidrógeno, la descomposición ácida de un sulfuro, o a través de la hidro-desulfurización, en el cual las fracciones destiladas de gas-oil y carbón se pasan a través de una cama fija de catalizador en presencia de Hidrógeno (Beauchamp *et al.* 1984; Pouliquen *et al.* 1989; Weil & Sandler 1997; Lewis 2007; Unitel 2016).

1.3.2 Producción y enfriamiento de Ácido Sulfhídrico con alta pureza

El Ácido Sulfhídrico con alta pureza se obtiene mezclando Azufre en estado líquido con Hidrógeno gaseoso dentro de los reactores. El Azufre se filtra en forma de lluvia por la parte superior de cada reactor a 423,15 K aproximadamente, mientras que el Hidrógeno se suministra a temperatura ambiente por la parte inferior. Ambos compuestos van reaccionando a contracorriente cuando el gas asciende a través de las bandejas internas. La principal reacción química que ocurre es exotérmica, y se produce a una presión de 0,8 MPa , a temperaturas entre 698,15 y 753,15 K (Unitel 2016). El esquema del proceso se muestra en la figura 1.4.

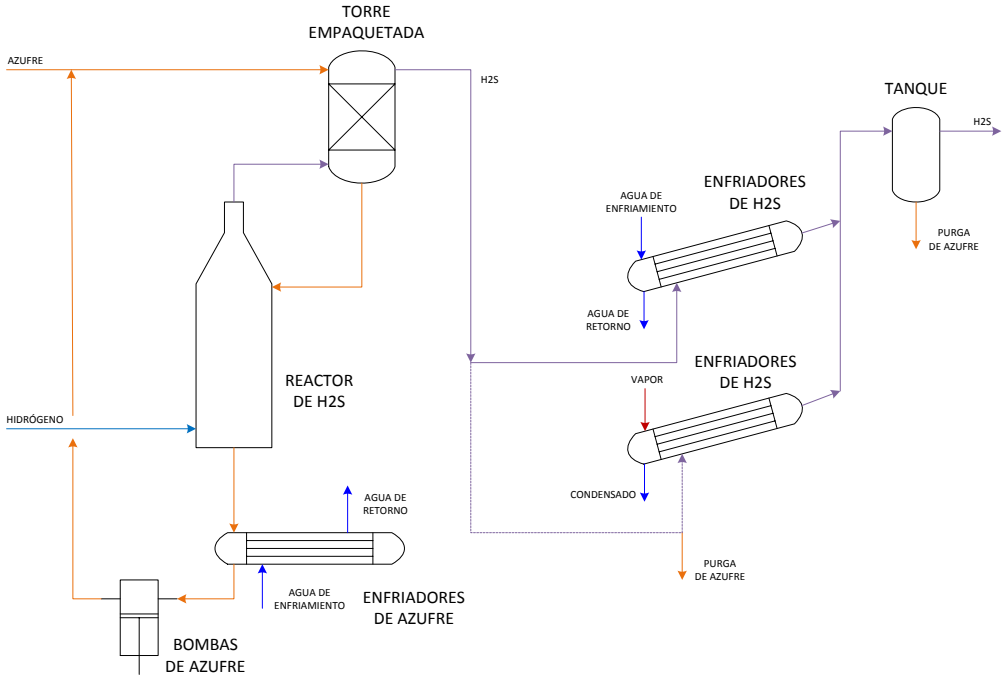


Figura 1.4. Diagrama de flujo del proceso de producción y enfriamiento de Ácido Sulfhídrico.

Desde la bandeja superior hay un tubo instalado hasta el fondo del reactor que tiene la función de establecer un flujo ascendente de Azufre. Para controlar la temperatura dentro del reactor y mantenerla en el rango adecuado, además de esta recirculación interna que homogeniza la temperatura del Azufre de reacción, se cuenta con una recirculación externa, mecánica, conocida como el Circuito Cerrado de Azufre (Pérez-Díaz *et al.* 1971).

Cada reactor opera interconectado con una torre empaquetada, cuya función es proporcionar área de contacto para enfriar los gases de Ácido Sulfhídrico que salen de éste. Como fluido de enfriamiento se emplea el Azufre de la recirculación externa y el que se agrega al proceso como restitución del consumido. El intercambio de calor se produce a contracorriente, por contacto directo entre el Azufre derretido y el Ácido Sulfhídrico gaseoso.

El siguiente paso en el proceso tecnológico lo constituyen los enfriadores de Ácido Sulfhídrico. Estos intercambiadores de calor tienen la función de enfriar el gas producido desde 416,15 K hasta 310,15 K , así como de separar el Azufre arrastrado por los gases que salen de la torre del reactor (Pérez-Díaz *et al.* 1971; Unitel 2016).

Luego el Ácido Sulfhídrico se comprime, condensa y deposita en estado líquido en dos tanques de almacenaje, para su uso posterior en las plantas de Precipitación de Sulfuros y Neutralización. Antes de enviarse a las plantas consumidoras el Ácido Sulfhídrico se vuelve a llevar al estado gaseoso, haciéndolo fluir a través de un vaporizador y un supercalentador.

1.3.3 Descripción de la instalación objeto de estudio

El sistema de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico estudiado está compuesto por cuatro intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados. Cada pareja (dos equipos en serie) fue diseñada para transferir 138 kW de calor, a través de un área total de 49,2 m^2. Los equipos poseen un aislamiento térmico adecuado.

En cada unidad el Ácido Sulfhídrico gaseoso hace su recorrido del lado de la coraza, en un solo pase, mientras que el agua circula por el lado de los tubos, con cuatro pases, y también por la chaqueta de la coraza. Ver figura 1.5.

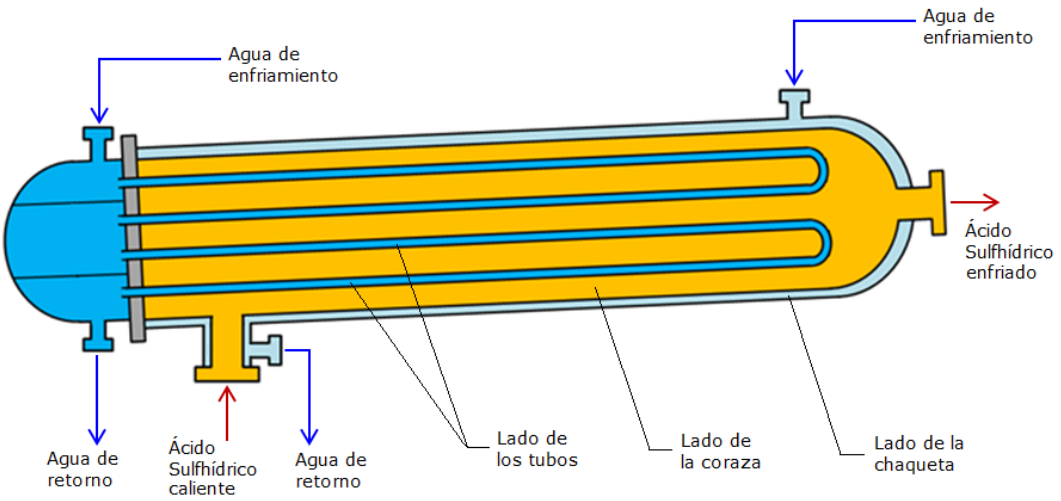


Figura 1.5. Esquema representativo de un enfriador de Ácido Sulfhídrico operando en el ciclo de enfriamiento.

Según la norma TEMA (2007) la nomenclatura de estos intercambiadores de calor es BEU. Los criterios de diseño y características técnicas principales se relacionan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características de diseño de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico.

Parámetro	Unidad de medida	Lado de la coraza	Lado de los tubos
Fluido	…	H_2S (g)	H_2O (l)
Flujo másico	kg/s	1,101	2,974
Número de pasos (por unidad)	…	1	4
Temperatura de entrada	K	425,67	305,15
Temperatura de salida	K	310,15	316,25
Presión de entrada	kPa	965,266	517,107
Presión de salida	kPa	827,371	448,159
Grado de incrustaciones por diseño	$m^2 \cdot K/W$	0,00704	0,00035
Número de tubos (por unidad)	…	…	152
Diámetro interior	mm	457,200	14,834
Diámetro exterior	mm	476,250	19,050
Espesor	mm	9,525	2,108
Grado de corrosión permitido	mm	1,588	1,588
Material	…	AISI 316L	AISI 316L

Cada pareja de enfriadores opera ocho horas en modo de enfriamiento del Ácido Sulfhídrico, y luego se sacan de operación para suministrarle vapor (por el lado de los tubos y la chaqueta de la coraza) durante cuatro o seis horas con el objetivo de eliminar el Azufre incrustado en su interior. Mientras una pareja opera en el ciclo de enfriamiento la otra trabaja en modo drenaje de Azufre, y viceversa.

1.4 Modelación y simulación

1.4.1 Conceptos y valor práctico

Para estudiar un sistema e interpretar la manera en que se comportará ante los cambios es necesaria la experimentación, aunque no siempre resulta posible hacerlo con el objeto real. En ocasiones se trata de construir prototipos, pero el proceso resulta costoso y con gran consumo de tiempo. Es por ello que en muchos casos los estudios de un sistema se realizan a través de un modelo (Sodja *et al.* 2009; Toro-Carvajal 2013).

La modelación es la representación de un proceso mediante relaciones matemáticas que describen adecuadamente el comportamiento del sistema. La simulación consiste en la solución del modelo y evaluación de la respuesta ante diversos valores de las variables involucradas, lo cual se obtiene mediante métodos analíticos o empíricos. Para esto se emplean disímiles programas de computación (Trejo-Tapia & García-González 2008; Toro-Carvajal 2013; Bhatt & Javhar 2014; Paredes-Álvarez *et al.* 2015).

La mayoría de los problemas de la ciencia y la ingeniería deben simplificarse antes de intentar resolverlos. Por lo tanto, no es necesario incluir todos los detalles. No obstante, el modelo simplificado debe aproximarse lo suficiente al sistema real para el propósito de las decisiones a tomar, siendo esencial que los problemas reales y los simplificados sean semejantes (Toro-Carvajal 2013; Paredes-Álvarez *et al.* 2015).

Hoy en día la modelación y simulación son importantes en el desarrollo y control de los procesos industriales, y continuarán su progreso en paralelo con los nuevos avances de la ciencia. Está demostrado que son herramientas de ingeniería muy eficaces para el estudio, desarrollo y optimización de diferentes sistemas (Trejo-Tapia & García-González 2008; Toro-Carvajal 2013).

1.4.2 Clasificación general de los sistemas y modelos

Los sistemas físicos pueden clasificarse de acuerdo con diversos criterios. En este contexto, los conceptos “modelo” y “sistema” se consideran equivalentes (Duarte-Mermoud 2004; Paredes-Álvarez *et al.* 2015). A continuación se exponen las categorías de clasificación fundamentales.

Con respecto a la linealidad de las variables los sistemas pueden ser lineales o no lineales. Los lineales son los que al ser excitados por una combinación lineal de entradas producen como salida la misma combinación lineal, con las salidas correspondientes a las entradas en forma aislada. Los no lineales, en cambio, son aquellos que se comportan de manera contraria (Duarte-Mermoud 2004).

Considerando el comportamiento a través del tiempo se clasifican en dinámicos o estáticos. Cuando es dinámico, el sistema presenta una evolución en el tiempo. Si es estático, las relaciones entre las variables que lo caracterizan son independientes del tiempo. Un sistema puede presentar ambos comportamientos, aunque no simultáneamente. En este caso, al comportamiento dinámico se le denomina régimen transitorio, y al estático régimen permanente o estado estacionario. Normalmente el estudio del comportamiento dinámico de un sistema se hace en torno a un punto de operación (conjunto de valores de las variables que caracterizan el estado estacionario), lo cual permite obtener aproximaciones bajo determinadas circunstancias para facilitar el análisis (Duarte-Mermoud 2004).

Otro criterio de clasificación depende del comportamiento espacial de las variables. Un modelo de parámetros concentrados es aquel donde las variables básicas del proceso cambian en el tiempo o en una dirección espacial particular. Desde el punto de vista matemático las relaciones se representan mediante ecuaciones diferenciales ordinarias. Por otra parte, en un modelo de parámetros distribuidos las variables básicas del proceso modifican sus valores con el tiempo y la posición en su espacio de evolución. Estos sistemas conducen a ecuaciones diferenciales con derivadas parciales. Sabev-Varbanov *et al.* (2011) y Toro-Carvajal (2013) comparan ambos enfoques.

Según Vera-García *et al.* (2010) los modelos de intercambiadores de calor también se clasifican de acuerdo con el detalle de discretización: una zona global, varias zonas, tubo a tubo y celda a celda.

1.4.3 Modelación matemática de intercambiadores de calor

Para el diseño de intercambiadores de calor se emplean métodos específicos que incluyen, entre otros, modelos matemáticos basados en ecuaciones diferenciales (Trejo-Tapia & García-González 2008; Toro-Carvajal 2013).

Un modelo riguroso que describa el comportamiento dinámico de estos equipos estaría en términos de ecuaciones diferenciales parciales, donde la temperatura varía con el tiempo y la posición. Dada la complejidad del modelo resultante para este sistema, además del tiempo y esfuerzo requeridos para resolverlo, generalmente se opta por emplear un modelo más sencillo con ecuaciones diferenciales ordinarias, que sólo tenga en cuenta la variación de la temperatura con respecto al tiempo o a la posición axial dentro del intercambiador (Trejo-Tapia & García-González 2008).

Otro enfoque desarrollado es conocido como el método de las celdas. En este tipo de modelación el intercambiador de calor se divide en varias secciones o incrementos, interrelacionados entre sí. Los parámetros térmicos e hidráulicos de salida de cada sección, para ambos lados del proceso, se consideran como la entrada de la próxima sección y así sucesivamente, hasta que se alcancen la carga térmica final y las temperaturas de salida del intercambiador, de conjunto con los requerimientos hidráulicos. El coeficiente global de transferencia de calor a través del intercambiador de calor se considera variable, debido al cambio de las propiedades físico-químicas de los fluidos provocado por las variaciones de temperatura de una sección a la otra (Gaddis 1986; Tarrad & Mohammed 2006; Zhou *et al.* 2014).

Una técnica similar fue empleada por Navarro & Cabezas-Gómez (2007), quienes propusieron un modelo matemático para intercambiadores de calor complejos, de flujo cruzado, con vistas a determinar la relaciones ε-NUT. El modelo se basa en el enfoque de elementos de tubos, en el cual las temperaturas de salida del intercambiador se obtienen discretizando el haz a lo largo de la trayectoria del fluido del lado de los tubos.

El mejor método para resolver cualquier problema modelado por ecuaciones diferenciales es obtener su solución analítica. Ejemplo de ello han sido los trabajos desarrollados por Peigné *et al.* (2013) y Sangsawang *et al.* (2014). Sin embargo, en muchas situaciones la solución analítica es difícil de obtener.

Cuando no es posible hallar una solución analítica pueden emplearse métodos numéricos para aproximar la solución del problema bajo consideración. En el caso de ecuaciones diferenciales generalmente se utiliza el método Runge-Kutta de cuarto orden, muy robusto y eficiente. También se han utilizado los métodos Euler y Heun (Keffer 2001; Vera-García *et al.* 2010; Toro-Carvajal 2013). Otros algoritmos para resolver modelos matemáticos de intercambiadores de calor basados en sistemas de ecuaciones no lineales han sido publicados por Patrascioiu & Marinoiu (2010).

Las técnicas de discretización más difundidas para la modelación de intercambiadores de calor son el método de las diferencias finitas, el método de los elementos finitos y el método de los volúmenes finitos. Con esos métodos se intercambia el dominio continuo por un dominio discreto, donde un conjunto de volúmenes de control es utilizado para representar el dominio original. Los cálculos involucrados son demasiado numerosos y complejos para realizarlos a mano, aun cuando se resuelven problemas sencillos. Sin embargo, el desarrollo actual de la computación mitiga esta desventaja (Mishra & Sahoo 2010; Taler *et al.* 2011; Toro-Carvajal 2013; Zhou *et al.* 2015).

Dentro de las herramientas de cómputo más utilizadas para resolver problemas relacionados con flujo de fluidos y transferencia de calor está la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD (*Computational Fluid Dynamics*), aplicada con éxito en la modelación y simulación de intercambiadores de calor con geometría compleja (Stevanović *et al.* 2001; Hortelano-Capetillo *et al.* 2013; Vukic *et al.* 2013; Nagre & Gadekar 2014; Saffarian *et al.* 2014; Singh *et al.* 2016). Para llevar a cabo estos estudios se han empleado programas como ANSYS, COMSOL Multiphysics, ICEM y FLUENT (You 2012; Charvátová *et al.* 2013; Behera *et al.* 2014; Zhou *et al.* 2015; Saurabh *et al.* 2016).

A pesar de que la simulación numérica mediante elementos finitos se considera actualmente como el método más preciso para llevar a cabo el análisis de

intercambiadores de calor, tiene que enfrentar el problema del gran número de mallas en la modelación. Aun cuando la estructura sea simétrica o periódica la simulación tomará bastante tiempo y será difícil de implementar (Zhou *et al.* 2015). Otra dificultad se manifiesta cuando al menos uno de los fluidos que intervienen en el proceso no es una sustancia común, y sus propiedades termo-físicas no están incluidas dentro de la base de datos del programa a utilizar.

Los análisis teóricos de intercambiadores de calor involucran ecuaciones complejas basadas en varias asunciones. A su vez, los métodos experimentales requieren de una inversión inicial para poder construir los bancos de pruebas. Estas dificultades se han superado con el desarrollado de modelos basados en redes neuronales artificiales (RNA), capaces de simular, optimizar y predecir el rendimiento de los sistemas térmicos que involucran intercambiadores de calor. Iyengar (2015) y Mohanraj *et al.* (2015) resumen la mayoría de los estudios relacionados con el análisis de intercambiadores de calor basados en RNA. Los autores también mencionan las limitaciones y necesidades futuras de investigación.

1.5 Conclusiones del capítulo

Existe un soporte teórico satisfactorio, que fundamenta tanto los procesos de transferencia de calor, como los métodos generales de diseño, evaluación térmica y modelación de intercambiadores de calor de tubos y coraza. A pesar de ello, en la mayoría de las publicaciones se hace referencia únicamente a las configuraciones y tipos comunes de intercambiadores de calor.

En la literatura de libre acceso no se han publicado procedimientos específicos para la evaluación de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, donde intervienen tres fluidos. El diseño de este tipo de equipos sigue siendo *know-how* de compañías privadas.

CAPÍTULO 2. PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA ENCHAQUETADOS.

2.1 Introducción al capítulo

El *rating* (evaluación) de intercambiadores de calor, según se expone en la literatura consultada (Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; Toro-Carvajal 2013), se limita a la determinación de la cantidad de calor transferido, las temperaturas de salida de los fluidos y la caída de presión. Sin embargo, ningún autor describe un procedimiento para la valoración térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, donde intervienen tres fluidos.

Este capítulo tiene como objetivo establecer un procedimiento satisfactorio para la evaluación del proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico, que posibilite realizar una valoración integral de estos equipos y permita proponer mejoras para incrementar la eficiencia térmica de la instalación bajo las condiciones productivas actuales.

2.2 Consideraciones metodológicas

El procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados se ha concebido en tres etapas, las cuales se deben desarrollar de forma sucesiva: (1) valoración de los equipos considerando las condiciones actuales de operación; (2) valoración del diseño de los intercambiadores de calor; y (3) simulación de las operaciones en instalaciones alternativas. Ver figura 2.1.

Los datos iniciales requeridos para efectuar la valoración considerando las condiciones actuales de operación se obtienen mediante la técnica experimental, realizando mediciones de las variables fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. En esta etapa se establece la influencia que tienen las variaciones de flujo del fluido de proceso y otras variables independientes en el desempeño de la instalación, y se determinan los valores actuales de resistencia térmica de las incrustaciones.

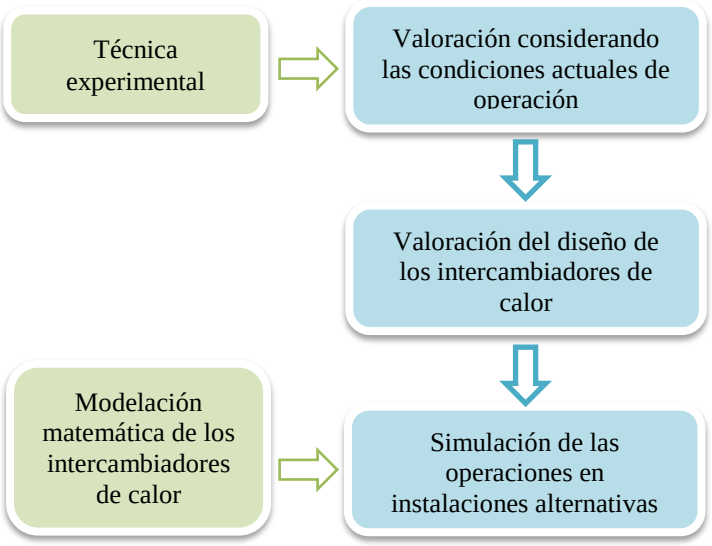


Figura 2.1. Secuencia lógica del procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados.

La segunda etapa se pone en práctica cuando no se alcanza el desempeño previsto con los intercambiadores de calor en explotación. La valoración del diseño de los equipos se realiza con el fin de identificar aquellos aspectos constructivos y operacionales con posibilidad de mejora, sin tener que incrementar notablemente el tamaño de los intercambiadores de calor ni el número de unidades en serie.

Por último, mediante la modelación matemática de los intercambiadores de calor se realiza la simulación de las operaciones en instalaciones alternativas. En esta tercera etapa del procedimiento se utilizan los valores de resistencia térmica de incrustaciones determinados experimentalmente y se tienen en cuenta las mejoras de diseño sugeridas en el paso anterior. Su objetivo es proponer un sistema de intercambiadores de calor capaz de cumplir con los requerimientos tecnológicos actuales.

Para simplificación de los cálculos y facilitar la técnica experimental se plantearon los siguientes supuestos (Kakaç & Liu 2002; Incropera *et al.* 2011; Peigné *et al.* 2013; Toro-Carvajal 2013; Mohanraj *et al.* 2015):

- Los intercambiadores de calor operan en condiciones de estado estacionario.
- Los coeficientes globales de transferencia de calor entre los fluidos se mantienen constantes a través del intercambiador de calor.

- Las propiedades termo-físicas de los fluidos no varían.
- Se desprecia la transferencia de calor hacia el medio ambiente.
- Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
- La transferencia de calor por conducción longitudinal en los fluidos, y en la pared de los tubos y de la coraza, es insignificante.
- La temperatura de los fluidos es uniforme en cada sección transversal del intercambiador de calor.
- No existen cambios de fase.
- En un mismo turno de operación el flujo de Ácido Sulfhídrico es constante.
- Las mediciones del flujo de agua que circula del lado de los tubos y de la chaqueta se efectuaron en ramales comunes, por lo que se asume la mitad del flujo para cada intercambiador suponiendo que las caídas de presión en los equipos son similares.

2.3 Técnica experimental

2.3.1 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación lleva implícito un procedimiento de selección del número y las condiciones de realización de los experimentos, los cuales deben ser necesarios y suficientes para que la solución de la tarea planteada se logre con la exactitud exigida. El objetivo de la planificación de experimentos es obtener la mayor información con gastos mínimos. Según Martínez-Anduezo & Srapinovich-Oganesian (1988), en la práctica de las investigaciones ingenieriles existen dos procedimientos básicos de recolección del material estadístico inicial:

- Experimentación pasiva
- Experimentación activa

La experimentación pasiva, o diseño de la investigación no experimental, consiste en la observación y registro de las variables de entrada y salida del proceso en el régimen normal de trabajo del objeto investigado, así como en la observación de las variaciones arbitrarias naturales de todas las variables tecnológicas sin la intervención activa del investigador en el transcurso del proceso tecnológico y sin la introducción de perturbaciones preconcebidas.

La experimentación activa, o diseño experimental de la investigación, radica en el registro de las variables del proceso después de introducirle perturbaciones premeditadas. Se construye un contexto y las variables independientes se manipulan de manera intencional, para luego observar el efecto sobre las variables dependientes. Los métodos matemáticos estadísticos de planificación del experimento permiten elevar significativamente la efectividad de las investigaciones.

Generalmente se utiliza la experimentación activa, pues permite estudiar el objetivo en el diapasón de variación de las variables deseado por el investigador (Martínez-Anduezo & Srapinovich-Oganesian 1988). Por otra parte, el control de las variables es más riguroso comparado con los diseños no experimentales. En un diseño experimental se analizan relaciones "puras" entre las variables de interés, sin contaminación de otras variables y, por ello, es posible establecer relaciones causales con mayor precisión (Hernández-Sampieri *et al.* 2010).

Sin embargo, en condiciones de grandes producciones ininterrumpidas con frecuencia se aplica la experimentación pasiva, por resultar imposible poner en práctica un experimento activo (Martínez-Anduezo & Srapinovich-Oganesian 1988; Sodja *et al.* 2009). Las causas de ello son las siguientes:

1. En las condiciones de producción de una gran empresa con frecuencia es imposible emplear un diapasón de variación de las variables controladas suficientemente amplio como para que se pongan de manifiesto los efectos que se investigan, ya que surge el peligro de ruptura del régimen tecnológico y de obtención de una producción defectuosa. En el caso particular de la presente investigación el fluido de proceso es Ácido Sulfhídrico, un gas letal y corrosivo, cuya incidencia es significativa en la producción de sulfuros mixtos de Níquel y Cobalto.

2. Durante la experimentación activa los niveles de los factores de control deben estar en correspondencia con la matriz de planificación y todas las variables de entrada que no son de control (incluidas las controladas) será obligatorio considerarlas dentro del campo de ruido. Cuando entre los parámetros iniciales no controlables se identifican muchas variables será imposible encontrar el extremo general de la función respuesta.

3. El campo de ruido conjuntamente con todas las variables no controlables es tan amplio que el modelo matemático, obtenido a través de la experimentación activa, no será adecuado ni tendrá valor práctico.
4. En condiciones reales las perturbaciones casuales se superponen a los factores de control, de tal modo que con frecuencia no pueden estabilizarse con el tiempo necesario en los niveles previstos. Ello conlleva al aumento de las desviaciones en los cálculos, o a la elaboración de los datos del experimento activo según la metodología general de análisis regresional, de igual modo que durante el procedimiento pasivo.

Una ventaja de la experimentación pasiva consiste en que sus métodos, en una serie de casos, permiten utilizar la documentación tecnológica vigente si la misma es confiable (Martínez-Anduezo & Srapinovich-Oganesian 1988). Además, las variables formuladas hipotéticamente como "reales" tienen mayor validez externa, lo cual da la posibilidad de generalizar los resultados a otros sistemas y situaciones comunes (Hernández-Sampieri *et al.* 2010).

La aplicación de los métodos de experimentación pasiva es exitosa si se cumplen determinadas condiciones durante la realización del experimento y el procesamiento de los datos obtenidos:

- Correcta determinación de los puntos de toma de datos y la consideración de las desviaciones de la medición para cada variable controlada.
- Correcta consideración de la dinámica del objeto.
- Obtención de un volumen suficiente de datos experimentales.
- Logro de la independencia mutua de las variables de entrada.
- Logro de la independencia entre mediciones vecinas por medio de la consideración del tiempo de correlación de cada variable de entrada.

Ambas clases de investigación, experimental y no experimental, se utilizan para el avance del conocimiento y en ocasiones resulta más apropiado un tipo u otro, dependiendo de las particularidades del problema al que se enfrente el investigador (Hernández-Sampieri *et al.* 2010). Sin embargo, es evidente que el experimento pasivo también hay que planificarlo y organizarlo correctamente.

2.3.2 Métodos y materiales

Debido al régimen de producción ininterrumpido en que se encuentra el objeto de estudio fue necesario aplicar un experimento pasivo (diseño de investigación no experimental), donde se observa el diapasón de variación de las variables controladas que identifican el sistema. Las mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico que ocurre en los enfriadores de Ácido Sulfhídrico se realizaron sin la manipulación de las variables, analizando los fenómenos de transferencia de calor como se manifiestan en su contexto.

A continuación se listan los parámetros registrados (los puntos de medición se muestran en la figura 2.2):

1. Flujo volumétrico de agua alimentado del lado de los tubos
2. Flujo volumétrico de agua alimentado del lado de la chaqueta
3. Temperatura del agua a la entrada del banco de enfriadores
4. Temperatura del agua que circula por los tubos a la salida del enfriador #1
5. Temperatura del agua que fluye por la chaqueta a la salida del enfriador #1
6. Temperatura del agua que circula por los tubos a la salida del enfriador #2
7. Temperatura del agua que fluye por la chaqueta a la salida del enfriador #2
8. Flujo másico de Ácido Sulfhídrico alimentado a los enfriadores
9. Temperatura del Ácido Sulfhídrico a la entrada del enfriador #1
10. Temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del enfriador #2

Los instrumentos de medición y sus características técnicas son:

- Flujo de agua: caudalímetro ultrasónico Proline Prosonic Flow 93T.
- Flujo de Ácido Sulfhídrico: señal de proceso que se envía a un PLC Siemens S7-400 y mediante el programa CitectSCADA 7.10 la variable se almacena y se muestra en el ordenador del panel de control.
- Temperatura del agua y del Ácido Sulfhídrico: termopozos y termómetros bimetálicos industriales Ashcroft.

En la experimentación se ejecutaron tres observaciones en días alternos, durante ocho horas a partir de la puesta en funcionamiento de una misma pareja de intercambiadores de calor en modo de enfriamiento. Durante cada ciclo se ejecutaron 20 mediciones.

Para disminuir los errores aleatorios y accidentales de observación (de paralaje, del fenómeno físico y de reflejo) en cada lectura se efectuaron tres réplicas.

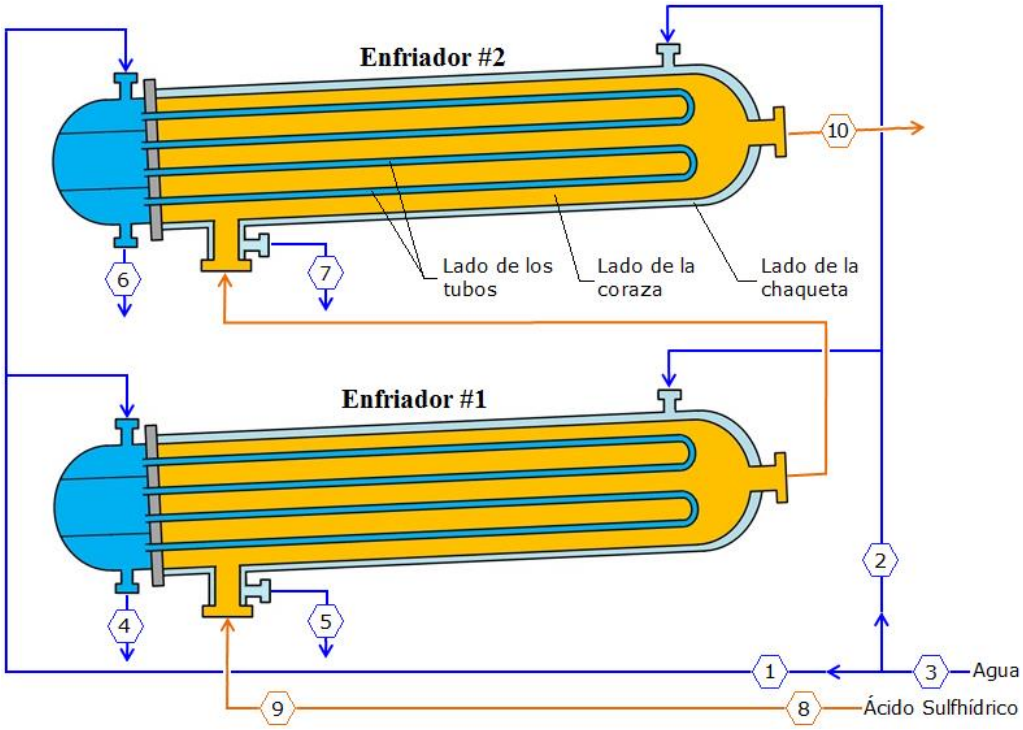


Figura 2.2. Esquema de una pareja de enfriadores de Ácido Sulfhídrico y puntos de medición.

2.4 Valoración considerando las condiciones actuales de operación

2.4.1 Intercambio térmico

Para la comprobación del funcionamiento de los enfriadores estudiados se emplearon los métodos de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML) y de la Efectividad–Número de Unidades de Transferencia (ε-NUT). Estos métodos, representados respectivamente mediante las ecuaciones 2.1 y 2.2, permiten evaluar el funcionamiento de los intercambiadores de calor (Kern 1999; Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; TEMA 2007; Thulukkanam 2013).

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{ml} \cdot F \tag{2.1}$$

$$Q = \varepsilon \cdot C_{mín} \cdot \left(T_{b1} - T_{a1}\right) \tag{2.2}$$

Donde: Q [W] representa el calor transferido durante el proceso, A [m^2] el área de transferencia, U [W/(m^2·K)] el coeficiente global de transferencia de calor, ΔT_{ml} [K] la diferencia de temperatura media logarítmica y F su factor de corrección. En la ecuación 2.2 ε es la eficiencia térmica, $C_{mín}$ [J/(s·K)] la capacitancia térmica mínima y T [K] la temperatura. Los subíndices $a1$ y $b1$ se refieren a las condiciones de entrada de los fluidos frío y caliente, respectivamente. Ver nomenclatura completa en anexo 1.

Como en la instalación no se registra la temperatura del gas a la salida del enfriador #1, se realiza un balance de masa y energía, según muestra la ecuación 2.3 (Chang *et al.* 2012; Ghiwala & Matawala 2014). De forma análoga, la temperatura del gas a la salida del enfriador #2 se comprueba utilizando la misma ecuación.

$$T_{b2} = T_{b1} - \left[\frac{\dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot (T_{a2} - T_{a1}) + \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{c2} - T_{c1})}{\dot{m}_b \cdot Cp_b} \right] \tag{2.3}$$

Donde: $\dot{m}$ [kg/s] es el flujo másico y Cp [J/(kg·K)] el calor específico a presión constante. Los subíndices a, b y c identifican los fluidos del lado de los tubos, de la coraza y de la chaqueta, respectivamente, mientras que 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y de salida de cada corriente.

Conociendo las temperaturas, el calor transferido en cada enfriador se determina mediante la expresión 2.4, que cuantifica el calor cedido, o a través de la expresión 2.5, que identifica al calor recibido (Ghiwala & Matawala 2014; Linge *et al.* 2016). Estas ecuaciones tienen aplicación cuando el fluido caliente circula por la coraza y los fluidos fríos trasiegan por los tubos y la chaqueta.

$$Q = \dot{m}_b \cdot Cp_b \cdot (T_{b1} - T_{b2}) \tag{2.4}$$

$$Q = \dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot (T_{a2} - T_{a1}) + \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \tag{2.5}$$

El balance energético permite descartar la presencia de mecanismos de transferencia de calor adicionales a la vía de intercambio principal, como fugas de calor al medio ambiente y cambios de fase, que actúan en su detrimento. Si la diferencia entre el calor cedido y el calor absorbido es significativa se recomienda revisar, entre otras cosas, la correcta selección y el estado técnico del aislamiento térmico instalado.

Otra utilidad del balance energético, para bancos de intercambiadores de calor instalados en serie, es corroborar en qué etapa ocurre la mayor transferencia de energía térmica. Partiendo de un caso de estudio de este tipo, Mukherjee (2004) analizó un intercambiador de corazas múltiples con arreglo serie/paralelo y propuso modificar los flujos de agua en cada etapa para disminuir su temperatura de salida en la coraza más caliente y con ello evitar un alto grado de formación de incrustaciones.

2.4.2 Eficiencia térmica

Basado en el método ε-NUT, la efectividad térmica total de un intercambiador se determina según la expresión 2.6, y se define como la proporción entre la magnitud real de transferencia de calor (Q) y la máxima transferencia de calor posible ($Q_{máx}$) (Kakaç & Liu 2002, Shah & Sekuliç 2003; Serth 2007; Incropera *et al.* 2011).

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{máx}} \tag{2.6}$$

Por lo tanto, la eficiencia térmica de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico, donde intervienen tres fluidos, se determina mediante la ecuación 2.7 (Shrivastrava & Ameel 2004; Peigné *et al.* 2013).

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_b \cdot Cp_b \cdot (T_{b1} - T_{b2})}{C_{mín\ i} \cdot (T_{b1} - T_{a1}) + C_{mín\ \mathrm{e}} \cdot (T_{b1} - T_{c1})} \tag{2.7}$$

El subíndice i se refiere al intercambio de calor interno, entre el fluido que circula por los tubos y el que fluye por la coraza, mientras que e representa al intercambio externo, entre el fluido que circula por la coraza y el que fluye por la chaqueta.

La capacitancia térmica mínima para el intercambio de calor interno se calcula a través de la expresión 2.8, mientras que para el intercambio de calor externo se determina según la expresión 2.9.

$$C_{mín\ i} = mín(\dot{m}_a \cdot Cp_a ; \dot{m}_b \cdot Cp_b) \tag{2.8}$$

$$C_{mín\ \mathrm{e}} = mín(\dot{m}_b \cdot Cp_b ; \dot{m}_c \cdot Cp_c) \tag{2.9}$$

2.4.3 Coeficientes de transferencia de calor

El comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en el transcurso del tiempo es un parámetro fiable para determinar con qué rapidez se deterioran las condiciones que favorecen el intercambio térmico (Murty 2005; Friebel *et al.* 2011; Negi *et al.* 2016). Además, su cálculo previo es necesario para determinar la resistencia térmica de las incrustaciones. Debe tenerse en cuenta que en el caso de intercambiadores con tres fluidos y dos vías principales de intercambio térmico se determinan dos coeficientes globales de transferencia de calor (Peigné *et al.* 2013; Ghiwala & Matawala 2014; Saurabh *et al.* 2016).

2.4.3.1 Cálculo de los coeficientes actuales mediante el método DTML

Mediante el método de la DTML los coeficientes de transferencia de calor actuales (U_{actual}) se determinan según la expresión 2.10, obtenida al despejar en la ecuación 2.1.

$$U_{actual} = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{ml} \cdot F} \tag{2.10}$$

Para el intercambio de calor interno, entre el fluido que circula por los tubos y el que fluye por la coraza, la diferencia de temperatura media logarítmica ($\Delta T_{ml\ i}$) se determina a través de la ecuación 2.11, basada en un equipo multipaso (Kakaç & Liu 2002).

$$\Delta T_{ml\ i} = \frac{\left(T_{b2} - T_{a1}\right) - \left(T_{b1} - T_{a2}\right)}{\ln\left(\dfrac{T_{b2} - T_{a1}}{T_{b1} - T_{a2}}\right)} \tag{2.11}$$

En cambio, para el intercambio de calor externo, entre el fluido que circula por la coraza y el que fluye por la chaqueta, la diferencia de temperatura media logarítmica ($\Delta T_{ml\ \mathrm{e}}$) se calcula mediante la ecuación 2.12, establecida para un intercambiador de calor con flujos a contracorriente puro (Kakaç & Liu 2002).

$$\Delta T_{ml\ \mathrm{e}} = \frac{\left(T_{b1} - T_{c2}\right) - \left(T_{b2} - T_{c1}\right)}{\ln\left(\dfrac{T_{b1} - T_{c2}}{T_{b2} - T_{c1}}\right)} \tag{2.12}$$

El factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica (F) sólo se emplea para equipos con configuración multipaso y de flujo cruzado. Las expresiones analíticas para su cálculo (en el caso de intercambiadores de calor multipaso) han sido publicadas por Serth (2007), Bhatt *et al.* (2014), Bhatt & Javhar (2014), entre otros autores. Ver anexo 2.

2.4.3.2 Cálculo de los coeficientes actuales mediante el método ε-NUT

En el análisis de los intercambiadores de calor mediante el método ε-NUT se utilizan tres parámetros adimensionales: la relación de las capacitancias térmicas (Cr), la efectividad (ε) y el número de unidades de transferencia (NUT). Este último parámetro, definido por la expresión 2.13, es la relación entre la capacidad del intercambiador para transferir calor y la capacidad mínima de los fluidos para absorberlo o cederlo (Shah & Sekuliç 2003; Serth 2007; Toro-Carvajal 2013).

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{mín}} \tag{2.13}$$

Por tanto, los coeficientes de transferencia de calor actuales (U_{actual}) se determinan mediante la expresión 2.14, obtenida al despejar en la ecuación anterior. La capacitancia térmica mínima y el área de transferencia de calor se conocen por datos, mientras que el número de unidades de transferencia se calcula en función del tipo de intercambiador, la efectividad y la relación de las capacitancias térmicas (Gudmundsson *et al.* 2011; Gudmunsson 2015).

$$U_{actual} = \frac{C_{mín} \cdot NUT}{A} \tag{2.14}$$

Para la transferencia de calor interna, entre el fluido que circula por los tubos y el que fluye por la coraza, el número de unidades de transferencia (NUT_i) se calcula basado en un intercambiador multipaso, según la ecuación 2.15 (Kakaç & Liu 2002; Toro-Carvajal 2013).

$$NUT_i = \frac{1}{\sqrt{1+Cr^2}} \cdot ln\left[\frac{2-\varepsilon_i\left(1+Cr_i-\sqrt{1+Cr^2}\right)}{2-\varepsilon_i\left(1+Cr_i+\sqrt{1+Cr^2}\right)}\right] \tag{2.15}$$

Sin embargo, en el caso de la transferencia de calor externa, entre el fluido que circula por la coraza y el que fluye por la chaqueta, para determinar el número de unidades de transferencia (NUT_e) se considera un intercambiador a contracorriente y se utiliza la ecuación 2.16 (Kakaç & Liu 2002; Toro-Carvajal 2013).

$$NUT_e = \frac{1}{1-Cr_e} \cdot ln\left(\frac{1-\varepsilon_e \cdot Cr_e}{1-\varepsilon_e}\right) \tag{2.16}$$

Las eficiencias térmicas se determinan mediante la expresión 2.6. La relación de las capacitancias térmicas se calcula mediante la expresión 2.17.

$$Cr = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \tag{2.17}$$

Donde: $C_{máx}$ [J/(s·K)] es la capacitancia térmica máxima, calculada a través de la expresión 2.18 para el intercambio de calor interno, y de la expresión 2.19 para el intercambio de calor externo.

$$C_{máx\ i} = máx(\dot{m}_a \cdot Cp_a ; \dot{m}_b \cdot Cp_b) \tag{2.18}$$

$$C_{mán\ \mathrm{e}} = máx(\dot{m}_b \cdot Cp_b ; \dot{m}_c \cdot Cp_c) \tag{2.19}$$

2.4.3.3 Cálculo de los coeficientes con el intercambiador limpio

La determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor con el intercambiador limpio (U_{limpio}) se realiza de forma experimental, después de la puesta en marcha del equipo sin incrustaciones, o mediante el cálculo teórico (Murty 2005; Liporace & de Oliveira 2005; Kerner 2011; Torres-Tamayo *et al.* 2011; Asadi & Khoshkhoo 2013; Lebele-Alawa & Ohia 2014). Las expresiones 2.20 y 2.21 se emplean para determinar teóricamente los coeficientes globales de transferencia en intercambiadores de calor, asumiendo que están exentos de impurezas (Kern 1999; Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; Kerner 2011; Ghiwala & Matawala 2014).

Para el intercambio de calor tubos-coraza:

$$U_{limpio\ i} = \left[\frac{d_e}{d_i \cdot h_a} + \frac{d_e \cdot \ln\left(d_e / d_i\right)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_b}\right]^{-1} \tag{2.20}$$

Para el intercambio de calor coraza-chaqueta:

$$U_{limpio\ e} = \left[\frac{1}{h_b} + \frac{D_i \cdot \ln\left(D_e / D_i\right)}{2 \cdot k_m} + \frac{D_i}{D_e \cdot h_c} \right]^{-1} \tag{2.21}$$

En las ecuaciones anteriores d_i [m] y d_e [m] representan el diámetro interior y exterior de los tubos, respectivamente. De forma análoga, D_i [m] y D_e [m] denotan el diámetro interior y exterior de la coraza. El término k_m [W/(m·K)] es la conductividad térmica del metal de los tubos y de la coraza, y h [W/(m^2·K)] es el coeficiente individual de transferencia de calor.

La metodología de cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor (h_a, h_b y h_c) se detalla a continuación:

- Lado de los tubos: se emplea la ecuación 2.22

$$h_a = Nu \cdot \frac{k}{d_i} \tag{2.22}$$

El número de Nusselt se determina según las expresiones 2.23, 2.24 y 2.25. La ecuación 2.23, planteada por Sieder & Tate, es válida para $Re < 2100$. La ecuación 2.24, conocida como correlación de Hausen, se emplea cuando $2100 \leq Re \leq 10^4$. La ecuación 2.25, también planteada por Sieder & Tate, se utiliza si $Re > 10^4$ (Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; Incropera 2011; Radulescu et al. 2015).

$$Nu = 1{,}86 \left(Re \cdot Pr \cdot d_i / L\right)^{1/3} \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14} \tag{2.23}$$

$$Nu = 0{,}116 \left(Re^{2/3} - 125\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(1 + d_i / L\right)^{2/3} \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14} \tag{2.24}$$

$$Nu = 0{,}027\ Re^{0{,}8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14} \tag{2.25}$$

En las correlaciones planteadas Nu es el número de Nusselt, Re el número de Reynolds y Pr el número de Prandtl. Jenkins (2015) detalla los conceptos y expresiones de cálculo para estos números adimensionales. El término k [W/(m·K)] es la conductividad térmica del fluido, L [m] es la longitud de la superficie de intercambio de calor, mientras que μ y μ_w [Pa·s] denotan la viscosidades dinámicas del fluido,

evaluadas a la temperatura media del flujo y a la temperatura media de la pared, respectivamente.

- Lado de la coraza: se recomienda el método de Taborek

  Este método es admitido como el más preciso, confiable y completo de la literatura de libre acceso. El cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor para flujos monofásicos, en corazas con deflectores simples segmentados, se realiza mediante la ecuación 2.26 (Taborek 1983; Thome 2010; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014a).

$$h_b = \alpha_{ideal} \cdot (\mathrm{J}_C \cdot \mathrm{J}_L \cdot \mathrm{J}_B \cdot \mathrm{J}_R \cdot \mathrm{J}_S \cdot \mathrm{J}_\mu) \tag{2.26}$$

Donde: α_{ideal} [W/(m^2·K)] es el coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal. Los términos J_C, J_L, J_B, J_R, J_S y J_μ son factores de corrección debido a: corte de los deflectores, fugas por los deflectores, fugas a través del haz de tubos, flujo laminar, espaciamiento desigual entre deflectores, y la viscosidad; respectivamente.

- Lado de la chaqueta (anillo exterior): se emplea la ecuación 2.27

$$h_c = Nu \cdot \frac{k}{D_{eq}} \tag{2.27}$$

  Cuando circula agua en régimen laminar a través de una sección anular Ghiwala & Matawala (2014) sugieren la ecuación 2.28 para calcular el número de Nusselt.

$$Nu = 0,51 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(Pr / Pr_w\right)^{0,25} \tag{2.28}$$

  Por otra parte, Serth (2007) recomienda la correlación 2.29 planteada por Gnielinski para $Re < 2100$, la correlación de Hausen (ecuación 2.24) sustituyendo el término d_i / L por D_{eq} / L para $2100 \le Re \le 10^4$, y utilizar la expresión 2.25 de Sieder & Tate cuando $Re > 10^4$.

$$Nu = 3,66 + 1,2\left(\frac{D_{ch}}{D_e}\right)^{0,8} + \frac{0,19\left[1 + 0,14\left(\frac{D_{ch}}{D_e}\right)^{0,5}\right] \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot D_{eq} / L\right)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot D_{eq} / L\right)^{0,467}} \tag{2.29}$$

Donde: D_{eq} [m] es el diámetro equivalente y D_{ch} [m] es el diámetro interior de la chaqueta. Para secciones anulares el diámetro equivalente se calcula mediante la ecuación 2.30.

$$D_{eq} = D_{ch} - D_e \tag{2.30}$$

2.4.4 Análisis de las incrustaciones

La determinación experimental del factor de incrustaciones permite establecer una comparación con los valores asumidos por diseño. En la mayoría de los casos se toman como referencia los rangos de resistencia térmica de las incrustaciones publicados en la literatura (Sandler & Luckiewicz 1987; Kakaç & Liu 2002; Serth 2007; TEMA 2007), lo cual resulta en sub- o sobre-dimensionamiento de los intercambiadores de calor. Según Serth (2007), la mejor manera de determinar los valores de resistencia térmica de las incrustaciones es basada en la experiencia, con información obtenida de los mismos intercambiadores o de equipos similares en servicio.

Hoy en día el método común para predecir el impacto de las incrustaciones en los intercambiadores es mediante la observación de los cambios en la transferencia de calor durante el tiempo en operaciones (Srbislay *et al.* 2012). Basado en esta premisa, varios autores proponen la ecuación 2.31 para determinar la resistencia térmica actual de las incrustaciones (Kakaç & Liu 2002; Kerner 2011; Torres-Tamayo et al. 2011).

$$R_f = \frac{1}{U_{actual}} - \frac{1}{U_{limpio}} \tag{2.31}$$

Donde: R_f [$m^2 \cdot K/W$] es la resistencia térmica global de las incrustaciones.

2.5 Valoración del diseño de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor que se encuentran en operación tienen más de 25 años de servicio, período en el cual han evolucionado tanto los métodos y herramientas de diseño como los materiales y tecnologías de construcción (LePree 2016). Es por ello que se recomienda llevar a cabo una valoración actualizada del diseño de los intercambiadores de calor existentes, teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

configuración de los cabezales y del haz de tubos, configuración de la coraza, disposición de los fluidos, espacio entre deflectores, corte de los deflectores, distribución de los tubos, paso de los tubos, diámetro de los tubos, velocidad y régimen de flujo, uso de múltiples corazas (intercambiadores en serie), disposición de las corrientes, empleo de superficies extendidas, entre otros.

Durante el análisis se identifican los aspectos con posibilidad de mejora, fundamentalmente si presentan desviaciones con relación a lo recomendado por los autores que han investigado este tema minuciosamente (Mukherjee 1998, 2004; Kumar-Singh 2015; Bhattacharyya & Mukherjee 2016; Shukla *et al.* 2016).

2.6 Modelación matemática de los intercambiadores de calor

2.6.1 Descripción del modelo físico planteado

El modelo concebido simula el desempeño de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, con flujos a contracorriente. En este caso de estudio el agua circula en un solo pase por los tubos (representados por la sección tubular interior) y también por la chaqueta (representada por el anillo exterior). El Ácido Sulfhídrico fluye del lado la coraza (simbolizada por el anillo interior del modelo) a contracorriente con ambos flujos de agua. Durante el proceso de intercambio térmico el Ácido Sulfhídrico gaseoso se enfría, mientras que las dos corrientes de agua se calientan. El aislamiento térmico del equipo evita el intercambio de calor con el entorno. Ver figura 2.3.

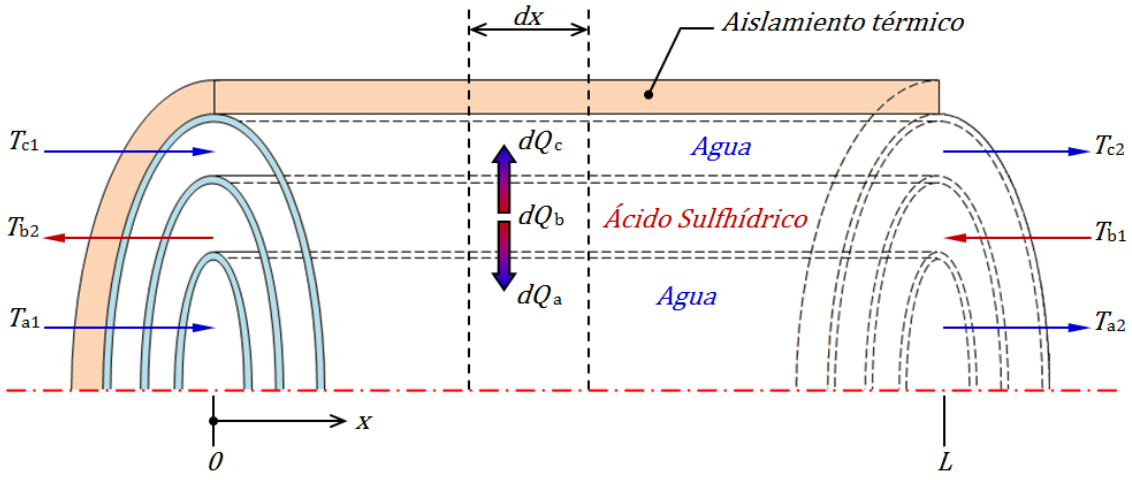


Figura 2.3. Representación esquemática del modelo.

Al realizar la simulación se pronostican las temperaturas de salida de los tres fluidos y se grafica la distribución axial de temperaturas en función de la longitud del intercambiador de calor. Las dimensiones y otros parámetros de los equipos se pueden modificar dentro del programa escrito en MATLAB.

2.6.2 Sistema de ecuaciones que identifican al modelo

Las ecuaciones 2.32, 2.33 y 2.34, escritas en su forma diferencial, cuantifican el calor absorbido o cedido por cada corriente.

$$dQ_a = C_a \cdot dT_a \tag{2.32}$$

$$dQ_b = C_b \cdot dT_b \tag{2.33}$$

$$dQ_c = C_c \cdot dT_c \tag{2.34}$$

Donde: C [J/(s·K)] es la capacitancia térmica de la corriente, y se calcula según la ecuación 2.35.

$$C = \dot{m} \cdot Cp \tag{2.35}$$

Mediante un balance energético se establece la relación entre la ecuación 2.33 y las expresiones 2.32 y 2.34, obteniéndose la ecuación 2.36.

$$dQ_b = dQ_a + dQ_c \tag{2.36}$$

La velocidad de transferencia de calor desde el fluido caliente hacia los fluidos fríos, a través de las áreas de intercambio respectivas, se puede cuantificar mediante las ecuaciones 2.37 y 2.38, mostradas también en forma diferencial.

$$dQ_a = U_i \cdot \Delta T_i \cdot dA_i \tag{2.37}$$

$$dQ_c = U_e \cdot \Delta T_e \cdot dA_e \tag{2.38}$$

Donde:

$$\Delta T_i = T_b - T_a \tag{2.39}$$

$$\Delta T_e = T_b - T_c \tag{2.40}$$

Las ecuaciones 2.41 y 2.42 definen la forma diferencial de las expresiones 2.39 y 2.40.

$$d\Delta T_i = dT_b - dT_a \tag{2.41}$$

$$d\Delta T_e = dT_b - dT_c \tag{2.42}$$

Se sustituyen las ecuaciones 2.32 y 2.33 en 2.41, para obtener la ecuación 2.43.

$$d\Delta T_i = \frac{dQ_b}{C_b} - \frac{dQ_i}{C_a} \tag{2.43}$$

Luego se sustituyen 2.33 y 2.34 en 2.42, para obtener la ecuación 2.44.

$$d\Delta T_e = \frac{dQ_b}{C_b} - \frac{dQ_e}{C_c} \tag{2.44}$$

Sustituyendo 2.36, 2.37 y 2.38 en las expresiones 2.43 y 2.44 se obtienen las ecuaciones 2.45 y 2.46, expresadas en función de los coeficientes globales de transferencia de calor, las diferencias de temperatura y los elementos diferenciales de área.

$$d\Delta T_i = \frac{U_i \cdot \Delta T_i \cdot dA_i + U_e \cdot \Delta T_e \cdot dA_e}{C_b} - \frac{U_i \cdot \Delta T_i \cdot dA_i}{C_a} \tag{2.45}$$

$$d\Delta T_e = \frac{U_i \cdot \Delta T_i \cdot dA_i + U_e \cdot \Delta T_e \cdot dA_e}{C_b} - \frac{U_e \cdot \Delta T_e \cdot dA_e}{C_c} \tag{2.46}$$

Donde:

$$dA_i = \pi \cdot n_t \cdot \frac{d_e - d_i}{ln\left(d_e / d_i\right)} \cdot dx \tag{2.47}$$

$$dA_e = \pi \cdot \frac{D_e - D_i}{ln\left(D_e / D_i\right)} \cdot dx \tag{2.48}$$

Con objetivos de simplificación se plantean las igualdades 2.49 y 2.50, en las cuales P [m] caracteriza al perímetro del área de transferencia y n_t la cantidad de tubos en el intercambiador de calor.

$$P_i = \pi \cdot n_t \cdot \frac{d_e - d_i}{ln\left(d_e / d_i\right)} \tag{2.49}$$

$$P_e = \pi \cdot \frac{D_e - D_i}{ln\left(D_e / D_i\right)} \tag{2.50}$$

Por lo tanto, sustituyendo 2.49 y 2.50 en las ecuaciones 2.47 y 2.48 se obtienen las expresiones 2.51 y 2.52.

$$dA_i = P_i \cdot dx \tag{2.51}$$

$$dA_e = P_e \cdot dx \tag{2.52}$$

Después de este paso, las ecuaciones 2.45 y 2.46 se expresan en función de elementos diferenciales de longitud, en lugar de elementos diferenciales de área. Por lo tanto, sustituyendo 2.51 y 2.52 en la ecuación 2.45 se obtiene la expresión 2.53.

$$d\Delta T_i = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_b} dx + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_b} dx - \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_a} dx \tag{2.53}$$

De forma análoga, sustituyendo 2.51 y 2.52 en 2.46 se obtiene la expresión 2.54.

$$d\Delta T_e = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_b} dx + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_b} dx - \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_c} dx \tag{2.54}$$

Reagrupando las expresiones 2.53 y 2.54 se proponen las ecuaciones 2.55 y 2.56, con lo cual se obtiene un sistema de ecuaciones diferenciales de primer orden.

$$\frac{d\Delta T_i}{dx} = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_b} + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_b} - \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_a} \tag{2.55}$$

$$\frac{d\Delta T_e}{dx} = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i}{C_b} + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_b} - \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e}{C_c} \tag{2.56}$$

Derivando 2.55 y 2.56 con respecto a x se obtienen las ecuaciones 2.57 y 2.58.

$$\frac{d^2\Delta T_i}{dx^2} = U_i \cdot P_i \cdot \left(\frac{1}{C_b} - \frac{1}{C_a} \right) \cdot \frac{d\Delta T_i}{dx} + \frac{U_e \cdot P_e}{C_b} \cdot \frac{d\Delta T_e}{dx} \tag{2.57}$$

$$\frac{d^2\Delta T_e}{dx^2} = U_e \cdot P_e \cdot \left(\frac{1}{C_b} - \frac{1}{C_c} \right) \cdot \frac{d\Delta T_e}{dx} + \frac{U_i \cdot P_i}{C_b} \cdot \frac{d\Delta T_i}{dx} \tag{2.58}$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.55 y 2.56 en las ecuaciones 2.57 y 2.58, y reagrupando los términos, se logra plantear un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, representado por las expresiones 2.59 y 2.60, que caracteriza al modelo físico planteado.

$$a \cdot \frac{d^2 \Delta T_i}{dx^2} + b \cdot \frac{d\Delta T_i}{dx} + c \cdot d\Delta T_i = 0 \tag{2.59}$$

$$a \cdot \frac{d^2 \Delta T_e}{dx^2} + b \cdot \frac{d\Delta T_e}{dx} + c \cdot d\Delta T_e = 0 \tag{2.60}$$

Donde:

$$a = 1 \tag{2.61}$$

$$b = U_i \cdot P_i \cdot \left(\frac{1}{C_a} - \frac{1}{C_b} \right) + U_e \cdot P_e \cdot \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_b} \right) \tag{2.62}$$

$$c = U_i \cdot P_i \cdot U_e \cdot P_e \cdot \left(\frac{1}{C_a \cdot C_c} - \frac{1}{C_a \cdot C_b} - \frac{1}{C_b \cdot C_c} \right) \tag{2.63}$$

Las ecuaciones 2.59 y 2.60 conforman un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo orden, homogéneo con coeficientes constantes, que tiene solución analítica exacta (Boyce & DiPrima 2001; Peigné *et al.* 2013). Ver metodología en el anexo 3.

2.6.3 Distribución axial de las temperaturas

Después de calcular los coeficientes globales de transferencia de calor, así como las raíces y constantes del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, mediante la ecuación 2.64 se determina la distribución axial de la temperatura ($T_{b(x)}$) para el fluido que circula del lado de la coraza.

$$T_{b(x)} = T_{b2} + \frac{U_i \cdot P_i}{C_b} \cdot \left[\frac{G_1}{r_1} \left(e^{r_1 \cdot x} - 1 \right) + \frac{G_2}{r_2} \left(e^{r_2 \cdot x} - 1 \right) \right] + \frac{U_e \cdot P_e}{C_b} \cdot \left[\frac{G_3}{r_1} \left(e^{r_1 \cdot x} - 1 \right) + \frac{G_4}{r_2} \left(e^{r_2 \cdot x} - 1 \right) \right] \tag{2.64}$$

Donde: r_1 y r_2 son las raíces del sistema de ecuaciones diferenciales; G_1, G_2, G_3 y G_4 son constantes del sistema independientes de la posición; y x representa la posición o distancia axial en el intercambiador de calor para la cual se calculan las temperaturas.

Seguidamente, mediante la ecuación 2.65 se determina la distribución axial de la temperatura ($T_{a(x)}$) para el fluido que circula del lado de los tubos.

$$T_{a(x)} = T_{b(x)} - \left(G_1 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_2 \cdot e^{r_2 \cdot x} \right) \tag{2.65}$$

Por último, la distribución axial de la temperatura ($T_{c(x)}$) para el fluido que circula del lado de la chaqueta se obtiene mediante la ecuación 2.66.

$$T_{c(x)} = T_{b(x)} - \left(G_3 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_4 \cdot e^{r_2 \cdot x} \right) \tag{2.66}$$

En el anexo 4 se explica cómo se obtienen las ecuaciones 2.64, 2.65 y 2.66.

2.7 Simulación de las operaciones en instalaciones alternativas

La simulación de las operaciones en instalaciones alternativas consiste en utilizar el modelo matemático propuesto, para evaluar el comportamiento de sistemas alternativos de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico.

Las premisas fundamentales para efectuar este paso son las siguientes:

- Considerar intercambiadores de calor con flujos a contracorriente debido a que, para las mismas temperaturas de entrada y de salida, con esta disposición de los fluidos se alcanza un mayor rendimiento de la transferencia de calor comparado con todos los demás arreglos, logrando que el área de intercambio térmico se utilice mejor (Kakaç & Liu 2002; Sodja *et al.* 2009; Moghadassi *et al.* 2011).
- Utilizar valores de resistencia térmica de las incrustaciones determinados por la vía experimental. El método tradicional no considera que la resistencia térmica de las incrustaciones es un valor dinámico, dependiente de varios parámetros, por lo que los valores actuales en servicio pueden variar significativamente con respecto a los preestablecidos por diseño (Nesta & Bennett 2005).
- Simular el desempeño de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados con un diseño mejorado, comparado con los equipos existentes.
- Evaluar redes alternativas de intercambiadores de calor, capaces de alcanzar una temperatura adecuada del fluido de proceso a la salida, pero que cumplan también con los demás requerimientos tecnológicos.

Al realizar la simulación se obtienen las temperaturas de salida de cada fluido, utilizando como datos de entrada los parámetros que corresponden a las condiciones actuales de operación de los intercambiadores de calor, u otros rangos de las variables independientes que se deseen analizar. Si se requiere se visualizan otras variables calculadas por el modelo.

La identificación de una instalación alternativa de enfriamiento de Ácido Sulfhídrico donde se logre el intercambio térmico necesario involucra un proceso de prueba y error, pero esta limitación también es inherente a otras técnicas modernas de modelación y simulación como las redes neuronales artificiales (Mohanraj *et al.* 2015).

Aunque los factores primordiales a la hora de decidir qué variante implementar serán el análisis de la transferencia de calor y los costos, también se deben considerar el peso, el tamaño, los requerimientos de seguridad, operación y mantenimiento, grado de incrustaciones y procedimientos de limpieza, así como el espacio necesario y la vida útil requerida (Kakaç & Liu 2002; Chandra-Sekhar *et al.* 2014; Reyes-Rodríguez *et al.* 2014b). Finalmente se selecciona la mejor opción desde el punto de vista técnico-económico.

2.8 Conclusiones del capítulo

Quedó establecido un procedimiento para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, útil para realizar un análisis integral del objeto de estudio y que permite proponer mejoras a la instalación existente.

La valoración se efectúa en varias etapas, que además del análisis convencional incluye el desarrollo de la técnica experimental y la modelación matemática. Estos criterios no fueron considerados, de forma integrada, en las investigaciones precedentes.

El procedimiento presentado es más abarcador y detallado que el método de *rating* (evaluación) descrito en la literatura de libre acceso.

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

3.1 Introducción al capítulo

Los enfriadores de Ácido Sulfhídrico son equipos fundamentales en el proceso de obtención de dicho gas, cuya incidencia es notable en la producción de sulfuros mixtos de Níquel y Cobalto dentro de la empresa Moa Nickel S.A. Sin embargo, no existía un procedimiento satisfactorio para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, que considerando las condiciones actuales de explotación permitiera proponer mejoras a la instalación.

Durante el desarrollo de la presente investigación se estableció el procedimiento, y debe verificarse a partir de los datos experimentales obtenidos. En tal sentido, el objetivo de este capítulo es evaluar el proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico para diferentes condiciones de operación, empleando los pasos, ecuaciones y el modelo planteados en el capítulo 2.

3.2 Valoración de los equipos considerando las condiciones actuales de operación

3.2.1 Evaluación de los parámetros de operación

El flujo de agua alimentado a los intercambiadores de calor representa entre un 53,5 y 56,6 % del valor de diseño (2,974 kg/s). Los restantes parámetros de entrada se encuentran dentro de los valores prefijados.

La temperatura del Ácido Sulfhídrico gaseoso a la salida del banco de enfriadores no alcanzó el valor establecido por diseño (310,15 K). Sin embargo, mientras mayor es el flujo másico del gas menor es su temperatura a la salida de los intercambiadores, aunque ello repercute negativamente en la eficiencia de separación del Azufre.

La temperatura del agua a la salida del enfriador #1 excedió los 318,15 K . Por encima de esta cifra la formación de incrustaciones introducidas por el agua se duplica (Kakaç & Liu 2002; Mukherjee 2004). Esta tendencia fue menos acentuada en el enfriador #2, donde sólo el 1,67 % de los valores registrados superó este valor.

Para las condiciones de explotación analizadas el agua que circula por los tubos y del lado de la chaqueta no alcanza el régimen turbulento, ideal para la transferencia de energía térmica. No obstante, el agua no es el fluido "de control".

3.2.2 Intercambio térmico

El calor total intercambiado en la pareja de enfriadores osciló entre 52 y 105 kW, inferior a lo especificado por diseño (138 kW). La mayor transferencia de energía térmica tuvo lugar en el enfriador #1, con valores que oscilaron entre 56,2 y 72,2 % del calor total intercambiado. El mayor intercambio de calor en la primera etapa se debe principalmente a una mayor diferencia media de temperaturas. Ver figura 3.1.

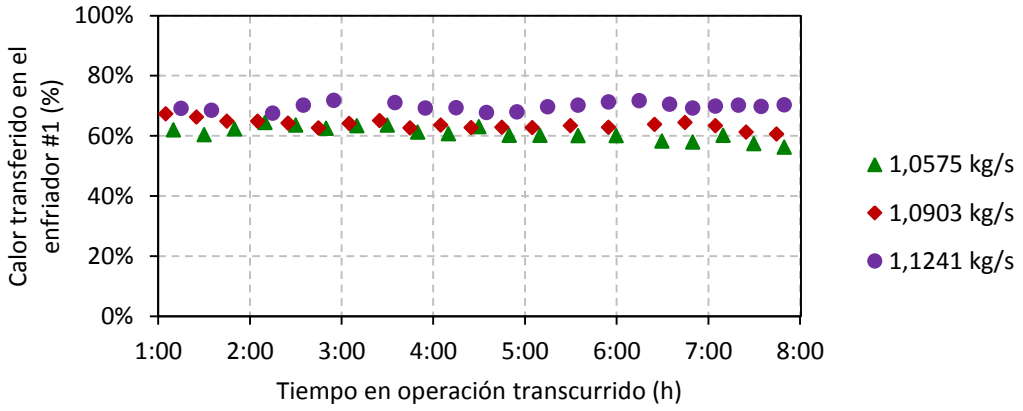
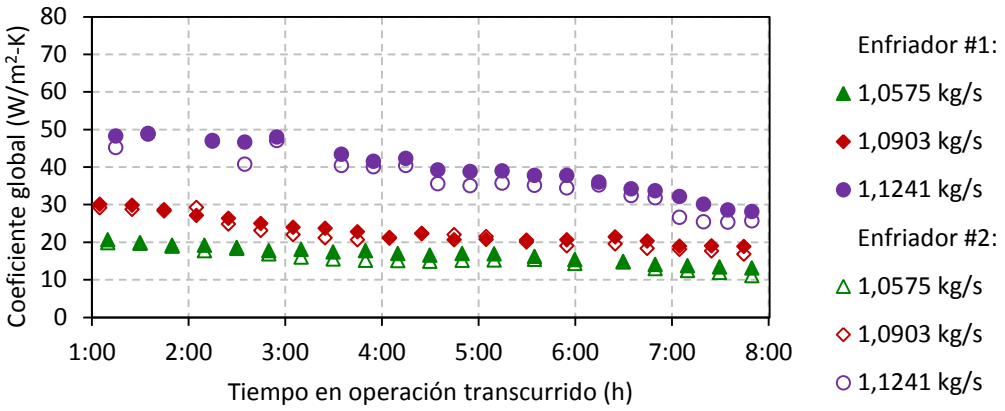


Figura 3.1. Distribución porcentual del calor transferido en cada etapa, para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

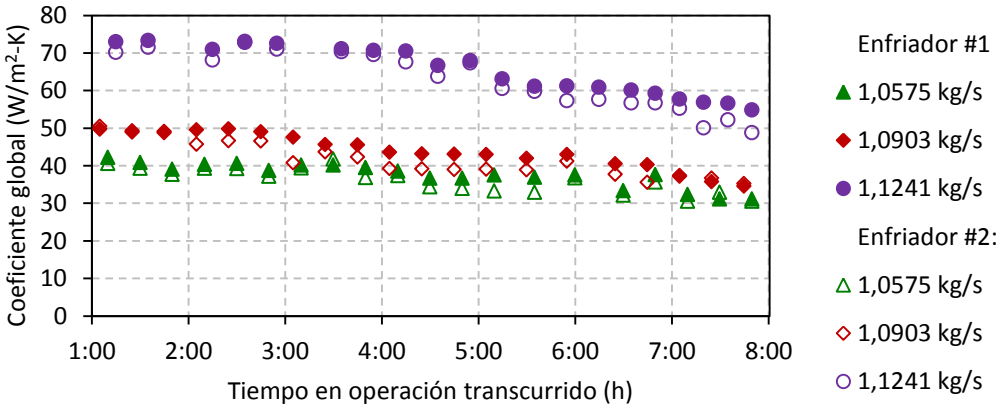
Los resultados obtenidos son coherentes con los publicados por Mukherjee (2004). Este autor analizó un intercambiador de múltiples corazas con arreglo serie/paralelo (con el fluido principal fluyendo en serie por la coraza y el agua de enfriamiento circulando en paralelo por los tubos) y determinó que el 76 % de la carga térmica se transfiere en la primera etapa, mientras que el otro 24 % se transfiere en la segunda.

3.2.3 Coeficientes de transferencia de calor

Los coeficientes globales de transferencia de calor determinados a partir de los datos experimentales están dentro del rango de valores preliminares dado por Kakaç & Liu (2002): 10 a 250 W/(m^2·K) para el intercambio entre gases y agua. Ver figura 3.2.



a) Intercambio tubos-coraza.



b) Intercambio coraza-chaqueta.

Figura 3.2. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo (método DTML), para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

En las ocho horas que dura el ciclo de enfriamiento del Ácido Sulfhídrico se observó tendencia decreciente del coeficiente global de transferencia de calor, debido fundamentalmente a un incremento de las incrustaciones de Azufre. Con el transcurso del tiempo la acumulación de las partículas de Azufre que se van separando del gas crece sobre las paredes de los tubos y de la coraza, formando capas “de aislamiento” alrededor de las superficies de transferencia de calor que actúan en detrimento del intercambio térmico. Otras causas que pueden provocar disminución del coeficiente global son variaciones de los flujos másicos y de las temperaturas de entrada de los fluidos, pero su incidencia es insignificante comparada con la influencia de las incrustaciones.

Los resultados obtenidos muestran mayores valores del coeficiente global de transferencia de calor con el incremento del flujo de Ácido Sulfhídrico. A pesar de que la mayor transferencia de calor tiene lugar en el enfriador #1, el comportamiento del coeficiente global es similar en el intercambiador #2.

Para las observaciones experimentales efectuadas el fluido "de control" es el Ácido Sulfhídrico que fluye por la coraza, ya que posee el menor coeficiente individual de transferencia de calor por convección. Ver figura 3.3.

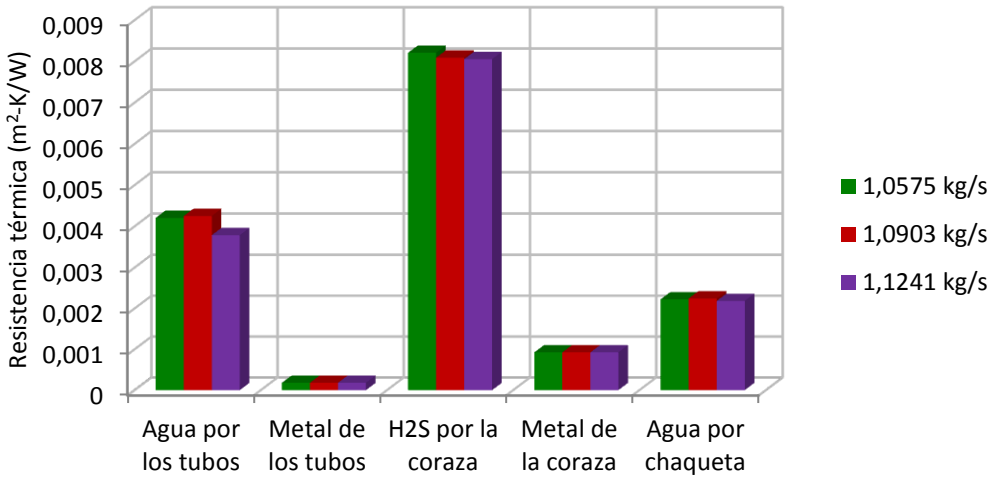
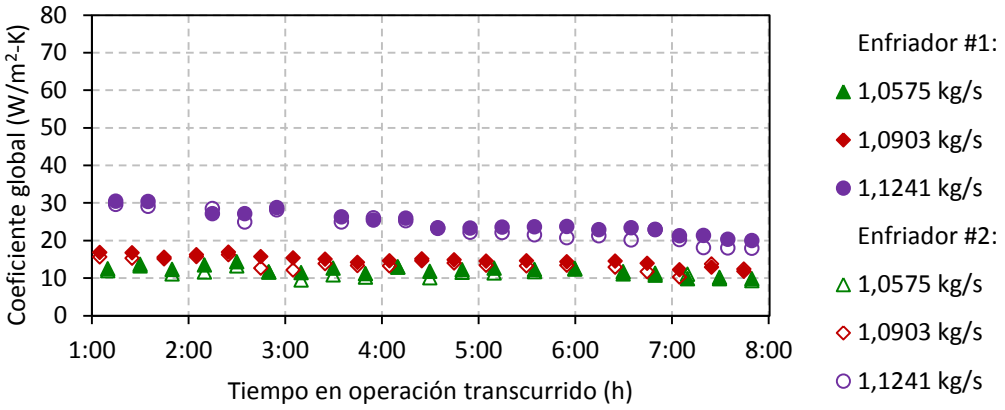


Figura 3.3. Resistencias a la transferencia de calor con el intercambiador limpio, para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

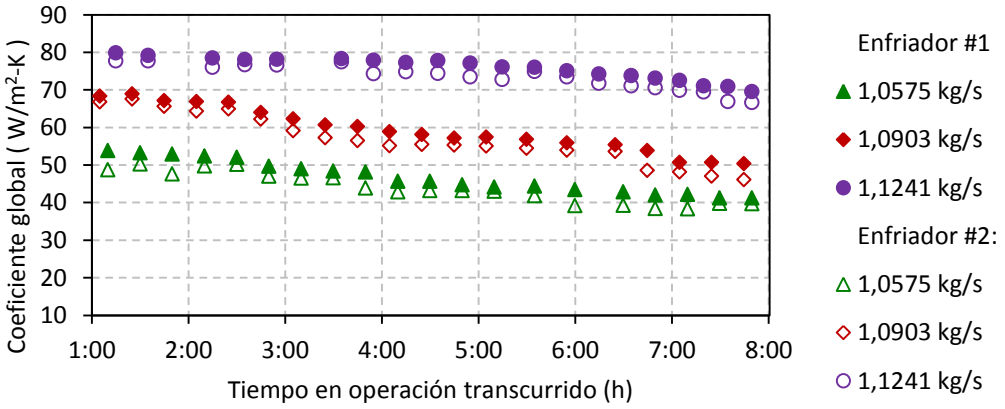
3.2.4 Comparación de los métodos DTML y ε-NUT para la determinación experimental de los coeficientes globales de transferencia de calor

El análisis de los coeficientes globales de transferencia de calor actuales desarrollado en el acápite 3.2.3 está basado en los valores calculados mediante el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML). Este método es empleado comúnmente para la determinación experimental de los coeficientes globales de transferencia de calor (Murty 2005; Friebel *et al.* 2011; Kerner 2011; Lebele-Alawa, & Ohia 2014; Torres-Tamayo *et al.* 2011, 2014; Jaglarz & Taler 2015). El cálculo es relativamente sencillo, a pesar de que para intercambiadores de calor multipaso (contracorriente–paralelo) se requiere determinar analíticamente el factor de corrección de la DTML, lo cual conlleva una expresión extensa que involucra varios parámetros.

Pocos autores (Gudmundsson *et al.* 2011; Gudmunsson 2015) han utilizado el método de la Efectividad–Número de Unidades de Transferencia (ε-NUT) para determinar los coeficientes globales de transferencia de calor a partir de datos experimentales. El cálculo se sustenta en las relaciones NUT publicadas para diferentes configuraciones de intercambiadores de calor. La metodología, descrita en el acápite 2.4.3.2, también se puso en práctica en esta investigación. Los resultados se muestran en la figura 3.4.



a) Intercambio tubos-coraza.



b) Intercambio coraza-chaqueta.

Figura 3.4. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo (método ε-NUT), para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

Cuando el método ε-NUT se utiliza para determinar los coeficientes globales basados en datos experimentales deben conocerse o poderse estimar las temperaturas de entrada y de salida de ambos fluidos, a diferencia de cuando el método se emplea para calcular el calor transferido y las temperaturas de salida en el intercambiador (problema del *rating*).

En el presente trabajo, al aplicar el método ε-NUT para determinar los coeficientes globales de transferencia de calor, se obtuvieron valores comparables con los calculados mediante el método de la DTML. En la tabla 3.1 se muestran las desviaciones absolutas calculadas durante la comparación cuantitativa de ambos métodos. Para la vía interna de intercambio de calor (tubos-coraza) los valores de los coeficientes globales calculados mediante el método de la DTML son superiores a los determinados mediante el método de la ε-NUT, ocurriendo lo contrario para la vía externa de transferencia de energía térmica (coraza-chaqueta). A pesar de ello, ambos métodos revelan tendencia decreciente del coeficiente global de transferencia de calor con el transcurso del tiempo, así como mayores valores del coeficiente global de transferencia de calor con el incremento del flujo de Ácido Sulfhídrico.

Tabla 3.1. Desviaciones absolutas de los coeficientes globales de transferencia de calor actuales, comparando los valores obtenidos mediante el método de la DTML con los del método ε-NUT.

Vía de intercambio	Flujo de gas [kg/s]	Desviación absoluta [W/(m^2·K)]		
		Mínimo	Promedio	Máximo
Intercambio interno (tubos-coraza)	1,0575	1,5	4,6	8,2
	1,0903	3,9	8,4	13,6
	1,1241	6,4	13,8	19,9
Intercambio externo (coraza-chaqueta)	1,0575	2,4	8,6	13,8
	1,0903	10,4	15,3	19,6
	1,1241	3,9	10,8	19,4

En la presente investigación se optó por utilizar los valores de los coeficientes globales calculados mediante el método de la DTML. Las principales razones se exponen a continuación:

- En el caso de la vía interna de intercambio de calor (tubos-coraza), utilizar los valores de los coeficientes globales calculados mediante el método de la ε-NUT (inferiores a los determinados mediante el método de la DTML) traerá consigo valores conservadores de resistencia térmica de las incrustaciones (ver ecuación 2.31), que conllevarán a un sobredimensionamiento de la instalación.

- En el caso de la vía externa de intercambio de calor (coraza-chaqueta), la determinación de los coeficientes globales prescinde del cálculo del factor de corrección de la DTML, por considerarse como un intercambiador con flujos a contracorriente ($F = 1$). Esto hace más directa y precisa la expresión basada en el método de la DTML (ecuación 2.10), si se compara con las ecuaciones 2.14 y 2.16 fundamentadas en el método ε-NUT. La propagación de los errores de medición se acentúa en la última ecuación.
- La mayoría de los autores que han evaluado la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de intercambiadores de calor, mediante determinación previa de los coeficientes globales, han empleado el método de la DTML (Murty 2005; Kerner 2011; Torres-Tamayo *et al.* 2011, 2014; Ardsomang *et al.* 2013; Gerami & Darvishi 2014; Lebele-Alawa, & Ohia 2014; Jaglarz & Taler 2015; Linge *et al.* 2016).

De forma general, tanto el método de la DTML con el de la ε-NUT se puede emplear para la determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor partiendo de los datos experimentales. El método ε-NUT se utiliza principalmente en intercambiadores de calor con flujo cruzado, ya que para esta configuración no existe una expresión analítica que permita programar y determinar con precisión el factor de corrección de la DTML. Sin embargo, un requisito esencial para obtener resultados precisos mediante el método ε-NUT es seleccionar apropiadamente la función $NUT = f(\varepsilon)$ que mejor caracterice al intercambiador de calor analizado.

3.2.5 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica mostró un comportamiento análogo al del coeficiente global de transferencia de calor: tendencia decreciente con el transcurso del tiempo y patrón similar en ambas etapas. Los valores obtenidos oscilaron entre 13,3 y 32,0 % , con 21,9 % como promedio. Ver figura 3.5.

Los bajos valores de eficiencia térmica obtenidos se le atribuyen a:

- Existencia de dos vías principales de transferencia de calor y, como resultado, presencia de resistencias adicionales a la transferencia de energía térmica comparado con intercambiadores sencillos.

- Bajo calor específico a presión constante del Ácido Sulfhídrico en estado gaseoso, que promedia 1 085 J/(kg·K) , lo que resulta en baja capacitancia térmica del flujo.
- Intercambiadores de calor operando con un alto grado de incrustaciones.

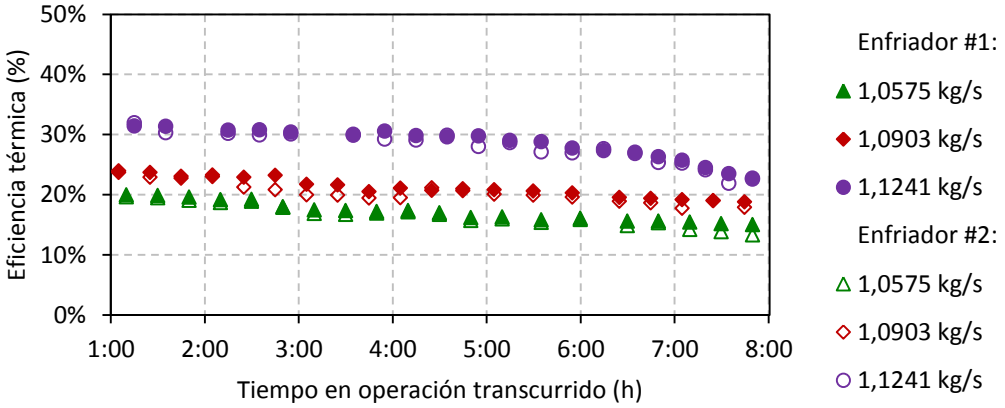


Figura 3.5. Comportamiento de la eficiencia térmica general de los intercambiadores de calor en función del tiempo, para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

Peigné *et al.* (2013) también obtuvieron bajos valores de eficiencia para equipos con tres fluidos: 17,7 % para intercambiadores de calor de tubos concéntricos triples sin aislamiento térmico; y 18,3 % para el mismo tipo de intercambiadores con un aislamiento adecuado.

Las incrustaciones tienen un impacto significativo sobre la eficiencia térmica de la instalación, guardando una relación inversa (figura 3.6).

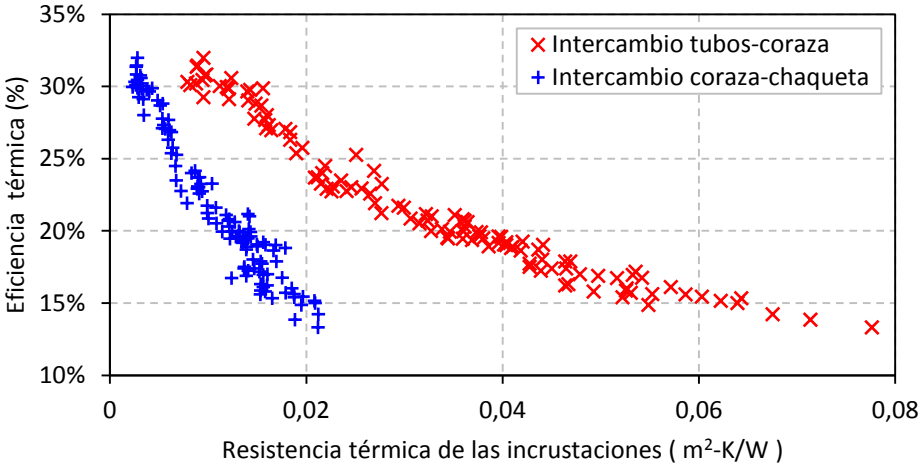
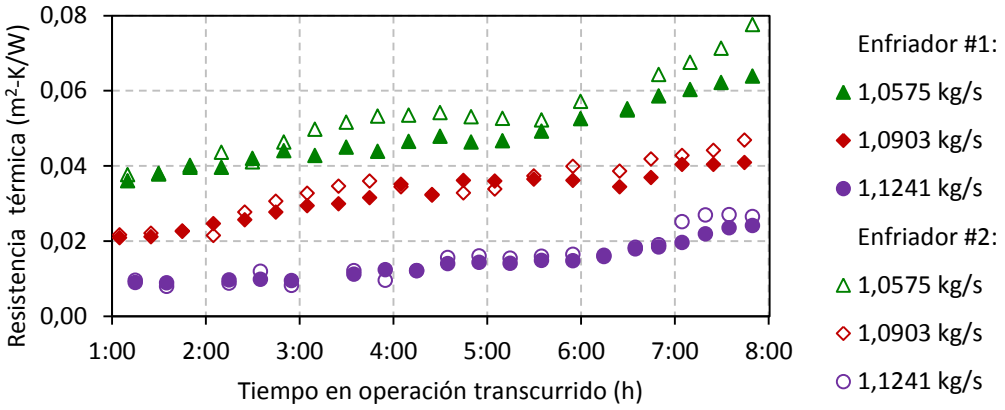


Figura 3.6. Influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación.

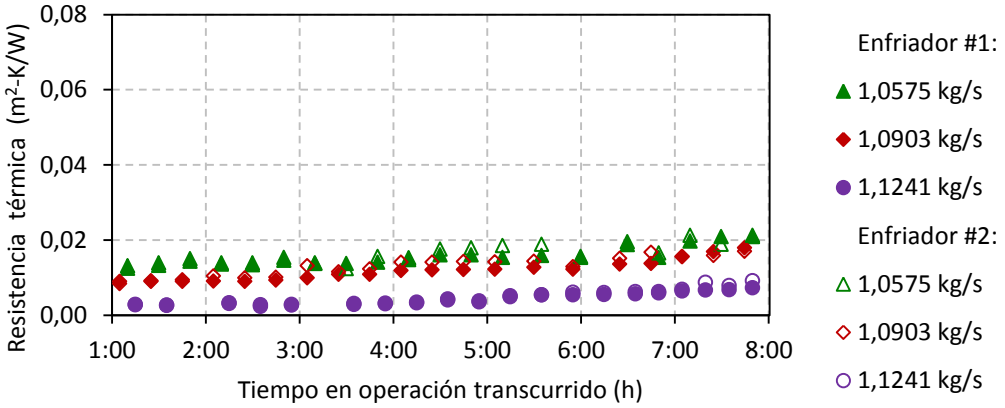
3.2.6 Análisis de las incrustaciones

Los resultados de esta investigación muestran una tendencia al incremento de la resistencia térmica de las incrustaciones con el tiempo, acentuado para el intercambio tubos-coraza (figura 3.7). Este comportamiento obedece a la deposición paulatina del Azufre arrastrado por el Ácido Sulfhídrico gaseoso, debido a la disminución de su temperatura. El mayor volumen de incrustaciones se adhiere al haz de tubos.

Bajos valores de resistencia térmica de las incrustaciones al finalizar el ciclo de trabajo se relacionan con una menor efectividad de separación del Azufre arrastrado por el gas dentro de los intercambiadores de calor, lo cual constituye una de sus funciones.



a) Intercambio tubos-coraza.



b) Intercambio coraza-chaqueta.

Figura 3.7. Resistencia térmica de las incrustaciones en función del tiempo, para diferentes flujos de Ácido Sulfhídrico.

Algunos autores (Kakaç & Liu 2002; Kerner 2011) hacen referencia sólo a cinco mecanismos básicos de ensuciamiento por incrustaciones: sedimentación de partículas, cristalización, reacción química, corrosión y crecimiento de material de origen biológico. Sin embargo, Mukherjee (2004), TEMA (2007) y Al-Hallaf (2013) mencionan otros mecanismos (incrustaciones por precipitación / por solidificación) que caracterizan mejor las deposiciones de Azufre que se van acumulando en el banco de enfriadores de Ácido Sulfhídrico.

La formación de incrustaciones es un fenómeno complejo e impredecible (Mukherjee 2004), por lo que los resultados obtenidos no se pueden asociar con exactitud a ninguna curva predictora descrita en las referencias consultadas (Kakaç & Liu 2002; Al-Hallaf 2013; Ardsomang et al. 2013): lineal, con caída, asintótica, tipo serrucho.

No obstante, para ambas vías de intercambio de calor (tubos-coraza y coraza-chaqueta) se determinó la tendencia al incremento de la resistencia térmica de las incrustaciones en función del tiempo, basado en un análisis de regresión lineal. Ver tabla 3.2.

Tabla 3.2. Incremento por hora de la resistencia térmica de las incrustaciones.

Vía de intercambio	Flujo de gas [kg/s]	Incremento de la resistencia térmica [$(m^2 \cdot K/W)/h$]	Coeficiente de determinación R^2
Intercambio interno (tubos-coraza)	1,0575	$4{,}347 \cdot 10^{-3}$	0,833
	1,0903	$3{,}216 \cdot 10^{-3}$	0,890
	1,1241	$2{,}514 \cdot 10^{-3}$	0,845
Intercambio externo (coraza-chaqueta)	1,0575	$1{,}065 \cdot 10^{-3}$	0,719
	1,0903	$1{,}207 \cdot 10^{-3}$	0,859
	1,1241	$0{,}852 \cdot 10^{-3}$	0,848

Las mediciones de temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del banco de enfriadores y los valores determinados de resistencia térmica de las incrustaciones corroboran que el sistema de intercambiadores de calor analizado no alcanza el desempeño previsto bajo las condiciones actuales de explotación. Es por ello que se necesita identificar una solución más eficiente térmicamente.

3.3 Valoración del diseño de los intercambiadores de calor

3.3.1 Valoración teórico-constructiva de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico

El diseño original de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico data de 1958. En más de 55 años de servicio estos equipos se han sustituido por unidades nuevas, pero el proyecto original se ha mantenido prácticamente invariable. Sólo se han introducido mejoras en los materiales de construcción, con vistas a elevar la resistencia a la corrosión de sus componentes principales.

A continuación se desarrolla una valoración actualizada del diseño de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico, con el objetivo de identificar aquellos aspectos con posibilidad de mejora para tenerlos en cuenta durante la propuesta de una instalación alternativa:

- Cabezales y haz de tubos

  El haz de tubos en "U" tiene la ventaja de que el extremo trasero se puede expandir y contraer libremente con las variaciones de temperatura, sin que se introduzcan esfuerzos térmicos y mecánicos adicionales. Además, el lado exterior de los tubos se puede limpiar desmontando el haz después de retirar el cabezal frontal. Su principal desventaja radica en que el interior de los tubos no se limpia con efectividad (Mukherjee 1998; Shukla *et al.* 2016).

  Esta configuración se considera adecuada para el enfriamiento de Ácido Sulfhídrico, ya que del lado de los tubos circula agua, que es considerado un fluido limpio. Por otra parte, los intercambiadores se someten a dos ciclos de operación completamente diferentes (enfriamiento con agua del Ácido Sulfhídrico y drenaje de Azufre utilizando vapor), lo cual introduce tensiones térmicas debido al cambio de las condiciones de trabajo, y que son asimiladas por el haz de tubos en "U".

- Configuración de la coraza

  La coraza tipo "E" (TEMA 2007), de un solo pase, es la configuración más común debido a su simplicidad y bajo costo (Mukherjee 1998). Se considera apropiada para la aplicación que se analiza, ya que posibilita el uso de haces de tubos con uno o múltiples pases. Esta configuración de la coraza, dispuesta con una inclinación de 5º hacia la entrada del gas, facilita el drenaje del Azufre separado dentro de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico.

- Disposición de los fluidos

  El principal objetivo para definir la disposición de los fluidos en un intercambiador de calor es maximizar el coeficiente global de transferencia de calor para minimizar el área de intercambio térmico requerida. Otros factores a tener en cuenta son: corrosividad de los fluidos, tendencia a las incrustaciones, presiones y temperaturas de diseño, vibraciones inducidas por los fluidos, etc. (Kumar-Singh 2015).

  En el diseño de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico se tuvieron en cuenta los aspectos antes mencionados. El gas, identificado como el fluido "de control", se hace circular del lado de la coraza para lograr mayor turbulencia y mejorar el coeficiente individual de transferencia de calor. Con ello también se logra que del lado de la coraza circule el fluido más sucio, o sea, el que tiene mayor tendencia a las incrustaciones, considerando que el lado exterior de los tubos se puede limpiar desmontando el haz de tubos.

- Espacio entre deflectores

  El espacio entre deflectores es un parámetro importante en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Si se reduce, la caída de presión se incrementa más rápido que el coeficiente individual de transferencia de calor del lado de la coraza. Menor distancia entre deflectores también tiende a incrementar las corrientes de fugas y baipás (Mukherjee 2004; Kumar-Singh 2015). La norma especifica un espacio mínimo entre deflectores equivalente a un quinto del diámetro interior de la coraza, o 51 mm , lo que sea mayor; y un espaciamiento máximo igual al diámetro interior de la coraza (Mukherjee 1998; TEMA 2007). Ambos requerimientos se cumplen en el presente caso de estudio.

  Por otra parte, Mukherjee (1998) y Shukla *et al.* (2016) hacen referencia a un índice que relaciona al espacio entre deflectores con el diámetro interior de la coraza, cuyos valores óptimos se encuentran entre 0,3 y 0,6. Para los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el índice calculado fue de 0,36, el cual se encuentra dentro del rango recomendado, aunque próximo al límite inferior.

- Corte de los deflectores

  El corte de los deflectores también juega un papel relevante en el diseño de los intercambiadores de calor de tubos y coraza, variando entre 15 y 45 % del diámetro

interior de la coraza. Sin embargo, se recomienda emplear valores entre 20 y 35 % (Kern 1999; Mukherjee 1998; Shukla *et al.* 2016). Para nuestro caso de estudio se tiene un corte del 30 % , lo cual se considera adecuado.

Para fluidos con una sola fase del lado de la coraza Shukla *et al.* (2016) recomiendan un corte horizontal de los deflectores. No obstante, como uno de los ciclos de operación de los intercambiadores de calor objeto de estudio consiste en el drenaje del Azufre, el corte de deflectores vertical es más apropiado para este caso particular.

Mukherjee (1998) y Shukla *et al.* (2016) también recomiendan que la velocidad del fluido en la zona de la ventana sea lo más cercana posible a la velocidad del flujo cruzado por el haz de tubos, preferiblemente dentro de un margen del 20 % . En los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el margen de diferencia es de un 18,8 % .

- Distribución de los tubos

  La disposición cuadrada (90º) se considera menos eficaz que la disposición triangular. El arreglo triangular (o triangular rotado) posibilita colocar más tubos para un mismo diámetro de coraza, y también produce alta turbulencia que resulta en un incremento del coeficiente individual de transferencia de calor. Sin embargo, el arreglo triangular dificulta la limpieza mecánica exterior de los tubos, por lo que su aplicación se limita a fluidos limpios (Mukherjee 1998; Bhatt *et al.* 2014; Shukla *et al.* 2016).

  En el caso de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el arreglo cuadrado de tubos se considera la mejor opción. En estos equipos el fluido sucio circula del lado de la coraza, donde es necesario separar el Azufre y lograr que se precipite en estado líquido hasta la parte inferior de la coraza. Por otra parte, la turbulencia lograda dentro de los enfriadores con el arreglo cuadrado ($Re > 4{,}8 \cdot 10^4$) es aceptable.

- Paso de los tubos

  La norma TEMA (2007) especifica un paso mínimo de 1,25 veces el diámetro exterior de los tubos y una holgura mínima para limpieza de 6 mm entre tubos adyacentes. Estos requerimientos se cumplen en los intercambiadores de calor objeto de estudio, cuyo paso de tubos es 27 mm . Los diseñadores prefieren utilizar el paso de tubos mínimo recomendado ya que esto resulta en un menor diámetro de la coraza para un número dado de tubos (Mukherjee 1998; Shukla *et al.* 2016). En los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el paso de los tubos utilizado es 2 mm superior al

mínimo permisible, con la expectativa de favorecer la precipitación del Azufre en estado líquido hasta la parte inferior de la coraza.

Para conversión de la caída de presión en transferencia de calor, Mukherjee (1998) propuso una relación óptima entre el paso y el diámetro de los tubos. Para un régimen turbulento del lado de la coraza se recomiendan valores entre 1,25 y 1,35; mientras que para flujo laminar se recomienda 1,4. En este caso de estudio se obtiene un índice de 1,4 que está fuera del rango recomendado para condiciones de turbulencia, debido a los 2 mm adicionales al paso mínimo permisible.

- Diámetro de los tubos

  En las industrias de procesos químicos los tubos de 19 mm y de 25 mm de diámetro se encuentran dentro de los más utilizados (Mukherjee 1998). Los enfriadores de Ácido Sulfhídrico están fabricados con tubos de 19 mm BWG 14.

- Velocidad y régimen de flujo del lado de los tubos

  La velocidad mínima recomendada para líquidos fluyendo del lado de los tubos es 1,0 m/s , y la máxima dentro del rango de 2,5 a 3,0 m/s (Mukherjee 1998; Shukla *et al.* 2016). Bajo las condiciones actuales de operación de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el agua fluye a velocidades entre 0,08 y 0,10 m/s del lado de los tubos, muy inferiores al rango recomendado.

  Por otra parte, un diseño adecuado hace el mayor uso posible de la caída de presión, ya que ello permite obtener el máximo coeficiente individual de transferencia de calor (Mukherjee 1998; Bhatt *et al.* 2014; Shukla *et al.* 2016). Para los enfriadores objeto de estudio el agua que circula del lado de los tubos lo hace en régimen laminar y de transición, lo cual no favorece el proceso de transferencia de energía térmica.

- Múltiples corazas en serie

  Una limitación importante para corazas 1-2N (un pase por la coraza y dos o más pases por los tubos) es que la temperatura de salida del fluido frío no excede la temperatura de salida de la corriente caliente. Esto se debe a la presencia de uno o más pases en paralelo. En la realidad una pequeña diferencia de temperatura es posible, pero esto representa un área de incertidumbre y frecuentemente se ignora. Cuando se necesita cruce de temperaturas y no es posible lograr un arreglo en contracorriente, entonces se emplean múltiples corazas en serie. Esta configuración

también se emplea para mejorar el factor de distorsión del perfil de temperaturas (Mukherjee 2004; Shukla *et al.* 2016) y para aumentar la diferencia de temperatura media efectiva (Kumar-Singh 2015).

El banco actual de enfriadores de Ácido Sulfhídrico está compuesto por dos corazas en serie, con lo cual se logran las ventajas mencionadas en el párrafo anterior. A la salida de cada intercambiador se logra mezclar la corriente principal de flujo cruzado con las de fugas y baipás, logrando disminuir los efectos perniciosos de estas últimas sobre la transferencia de calor (Shukla et al. 2016).

- Disposición de las corrientes

  La disposición de los fluidos en contracorriente es más eficiente térmicamente que los demás arreglos de flujo. El área requerida para trasmitir la misma carga térmica es menor para esta configuración (Mukherjee 1998; Kakaç & Liu 2002; Sodja *et al.* 2009; Moghadassi *et al.* 2011; Shukla *et al.* 2016). Con respecto a la disposición en flujo cruzado, se conoce que su rendimiento es inferior al arreglo en contracorriente puro, pero superior al arreglo en paralelo (Sodja *et al.* 2009).

  En el caso de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico se tiene un pase por la coraza y cuatro pases por los tubos, lo cual implica que en dos secciones del haz de tubos los fluidos circulan a contracorriente, mientras que en las otras dos fluyen en paralelo. Con la configuración 1-4 se logra incrementar la velocidad del agua del lado de los tubos, resultando en un incremento del coeficiente individual de transferencia de calor, pero cuya influencia en el coeficiente global de transferencia no es notable ya que el agua no es el "fluido de control". Para la otra vía de intercambio térmico, el fluido de la chaqueta fluye en contracorriente con el de la coraza.

- Superficies extendidas

  Un factor clave para mejorar la transferencia de calor es lograr mayor turbulencia sin aumentar la velocidad del fluido, sino modificando el patrón de flujo. El incremento de la turbulencia, además de potenciar la transferencia de calor, contribuye a reducir el nivel de incrustaciones. El uso de superficies extendidas en los tubos de un intercambiador de calor es un procedimiento común para incrementar el coeficiente global de transferencia de calor. En aplicaciones de intercambio de energía térmica entre líquidos y gases generalmente se utilizan aletas del lado del gas, cuando su

coeficiente individual de transferencia de calor es bajo. Sin embargo, tales ventajas tienen aplicación cuando, además de otros factores, el fluido de la coraza es relativamente limpio y el coeficiente individual del lado de los tubos es alto (Kakaç & Liu 2002; Mukherjee 2004; Tripathi & Kumar-Singh 2015).

En el caso de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico el uso de tubos aleteados no es recomendable. Las incrustaciones de Azufre obstruirían los espacios entre aletas, causando una disminución drástica del coeficiente global de transferencia de calor. Además, las aletas obstaculizarían el proceso de separación y drenaje del Azufre.

3.3.2 Propuestas para mejorar los intercambiadores existentes

Considerando el análisis desarrollado en el acápite 3.3.1, se proponen mejorar los siguientes aspectos del diseño de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico:

- Disminuir el paso entre tubos de 27 a 25 mm .
- Incrementar el número de tubos de 152 a 183 (Ludwig 2007). Esto se logra debido a la disminución del paso entre tubos, manteniendo el mismo diámetro de la coraza.
- Pasar de la configuración 1-4-1 (un pase por la coraza, cuatro pases por los tubos y un pase por la chaqueta) a la configuración 1-1-1 (de un solo pase por los tubos), para lograr una disposición a contracorriente de los fluidos.
- Incrementar el flujo másico del agua que fluye por los tubos para desarrollar un régimen turbulento. El incremento de la velocidad del fluido también contribuirá a disminuir el nivel de incrustaciones que éste introduce (Mukherjee 2004; Bell & Mueller 2010; Al-Hallaf 2013).

3.4 Simulación de las operaciones en instalaciones alternativas

3.4.1 Comparación de los enfriadores existentes con el diseño mejorado

La simulación del modelo propuesto en el epígrafe 2.6 permite comparar el desempeño de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico existentes con equipos similares, pero que incluyen las mejoras listadas en el acápite anterior. Las figuras 3.8 y 3.9 muestran los resultados de la simulación para ambos casos de estudio, evaluados para las condiciones de diseño mostradas en la tabla 1.1.

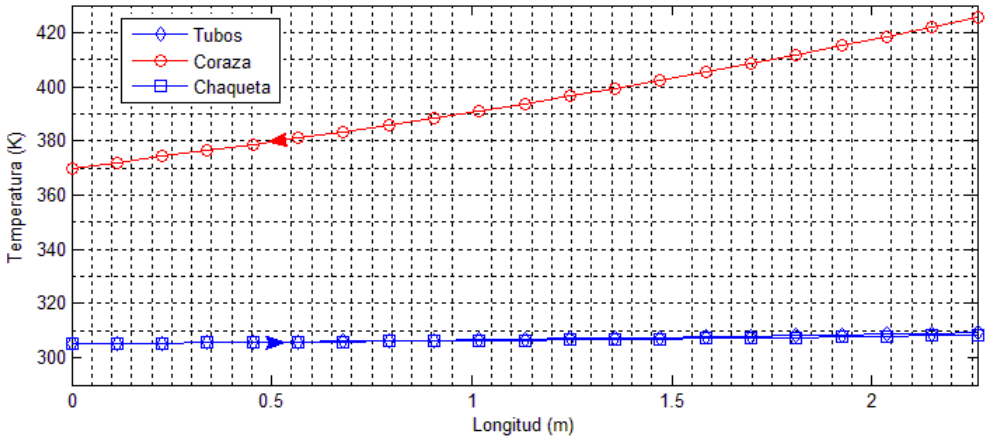


Figura 3.8. Simulación del desempeño de un enfriador de Ácido Sulfhídrico según diseño existente.

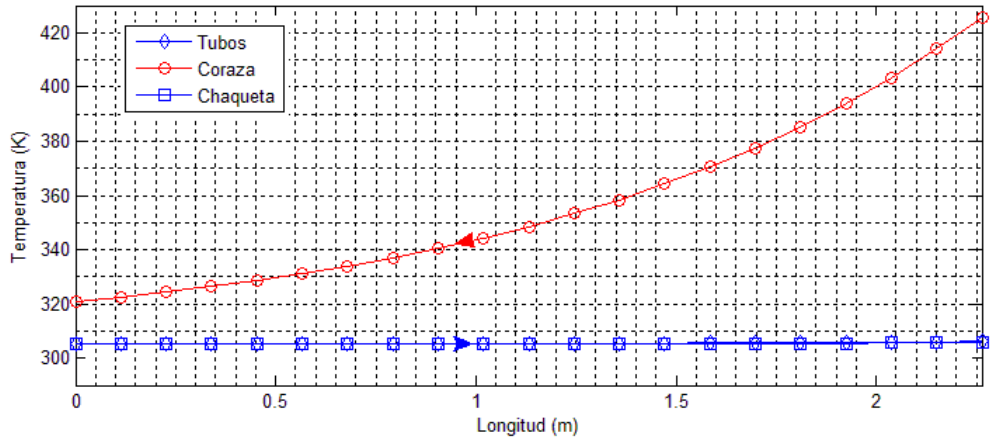


Figura 3.9. Simulación del desempeño de un enfriador de Ácido Sulfhídrico basado en el diseño mejorado.

Para las mismas condiciones de entrada, con las mejoras propuestas se pueden alcanzar temperaturas más bajas del Ácido Sulfhídrico a la salida de cada etapa. La simulación del comportamiento de los enfriadores mejorados muestra una temperatura a la salida del intercambiador de 320,74 K y una cantidad de calor transferida durante el proceso de 125,4 kW , comparada con 370,05 K y 66,5 kW para el diseño existente.

3.4.2 Simulación de las operaciones en un banco de enfriadores mejorado

Se consideró un banco de enfriadores de Ácido Sulfhídrico con la misma configuración que el sistema existente, aunque con intercambiadores de calor que incluyen las mejoras listadas en la sección 3.3.2. El sistema estaría compuesto por cuatro intercambiadores de

calor de tubos y coraza enchaquetados, con aislamiento térmico. Se ha concebido un arreglo serie/paralelo, con el fluido principal fluyendo en serie por las corazas, y el agua de enfriamiento circulando en paralelo por los tubos y las chaquetas. Mientras una pareja de intercambiadores opera en serie en el ciclo de enfriamiento, durante ocho horas, la otra trabaja en modo drenaje de Azufre, y viceversa.

3.4.2.1 Influencia de los flujos másicos en el rendimiento de la instalación

Se simuló el comportamiento del sistema durante el ciclo de enfriamiento, considerando que el Ácido Sulfhídrico gaseoso se suministra a una temperatura de 426 K y el agua a 310 K (condiciones críticas). Las corridas del modelo se efectuaron para un rango de flujos de gas entre 1,03 y 1,13 kg/s , lo cual cubre todo el diapasón prodcutivo de Ácido Sulfhídrico bajo las condiciones actuales de operación de la Planta. En el caso del agua alimentada del lado de los tubos el rango de flujos evaluado osciló entre 1 y 26 kg/s , con el propósito de pronosticar el desempeño de la instalación desde un valor inferior al flujo de diseño (1,487 kg/s) hasta el caudal para el cual se alcanza la velocidad mínima recomendada (1 m/s). Los valores de resistencia térmica de las incrustaciones se determinaron para el caso crítico, o sea, ocho horas de trabajo. Ver figura 3.10.

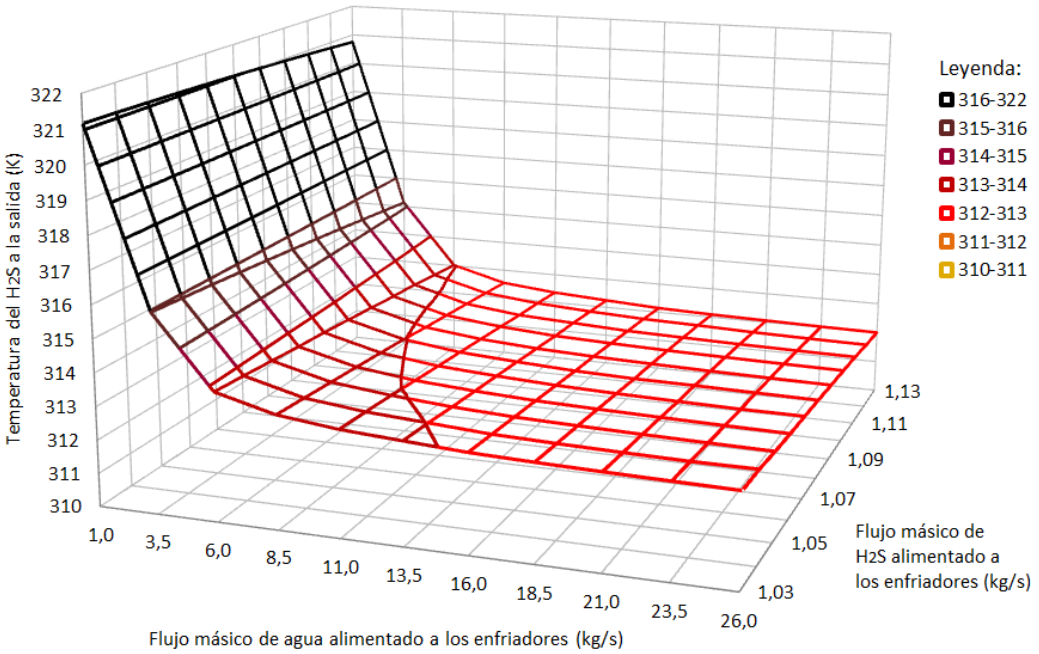


Figura 3.10. Influencia de los flujos másicos en la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores.

Bajo este escenario todos los valores determinados de temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores superan la magnitud requerida por diseño (310,15 K), con una desviación absoluta que promedia 3,57 K y fluctúa entre 1,85 y 11,01 K .

Los cambios de flujo másico de Ácido Sulfhídrico en el rango analizado no tienen un impacto significativo en la temperatura del gas a la salida del sistema, la cual muestra variaciones entre 0,41 y 0,79 K para un mismo caudal de agua. El régimen de flujo del lado de la coraza es turbulento, con valores del Número de Reynolds entre $5{,}2 \cdot 10^4$ y $7{,}4 \cdot 10^4$. Con el aumento del flujo de Ácido Sulfhídrico su temperatura a la salida del banco de enfriadores disminuye, debido a que se incrementa el coeficiente individual de transferencia de calor del gas y decrece la resistencia térmica de las incrustaciones. Ambos factores conllevan al incremento del coeficiente global de trasferencia de calor.

Las variaciones de flujo másico de agua, en el rango estudiado, tienen un efecto notable en la temperatura de salida del Ácido Sulfhídrico. Para un flujo constante de gas se determinaron cambios en su temperatura final entre 8,37 y 8,75 K . Con el aumento del caudal de agua disminuye la temperatura de salida del Ácido Sulfhídrico, debido principalmente a un incremento del coeficiente individual del lado de los tubos fomentado por un cambio del régimen de flujo, que mejora discretamente el coeficiente global de transferencia de calor. Para los intercambiadores analizados el agua fluye en régimen laminar hasta los 2,421 kg/s ($Re = 2100$), y alcanza el régimen turbulento a partir de los 4,615 kg/s ($Re = 4000$). Se corrobora que el número de Reynolds tiene una influencia notable en la capacidad de transferencia de calor.

Sin embargo, a partir de 10 kg/s un aumento del flujo másico de agua no reduce significativamente la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores. Bajo estas condiciones, como las variaciones en la temperatura de salida del gas son inferiores a 0,5 K , no tiene sentido práctico ni justificación económica suministrar agua por encima del referido caudal. Este comportamiento obedece a lo siguiente:

- Una mayor velocidad media del agua que disminuye el tiempo de permanencia.
- Como el agua no es el “fluido de control” el incremento de su coeficiente individual de transferencia de calor va perdiendo influencia sobre el coeficiente global.

3.4.2.2 Influencia de las temperaturas en el rendimiento de la instalación

También se simuló el comportamiento del sistema durante el ciclo de enfiramiento para valores prefijados de flujo: 1,1 kg/s de Ácido Sulfhídrico y 10 kg/s de agua alimentados a cada intercambiador de calor. El flujo de gas corresponde a las condiciones críticas de operación, mientras que el flujo de agua se seleccionó basado en los argumentos presentados en el acápite 3.4.2.1. Las corridas del modelo se efectuaron para valores de temperatura a la entrada del sistema de enfriadores entre 405 y 426 K en el caso del gas, y desde 305 hasta 310 K en el caso del agua. Ambos rangos cubren todo el diapasón de lecturas efectuadas experimentalmente bajo las condiciones actuales de operación de la Planta, así como los valores establecidos por diseño. Los valores de resistencia térmica de las incrustaciones se estimaron para ocho horas de trabajo. Ver figura 3.11.

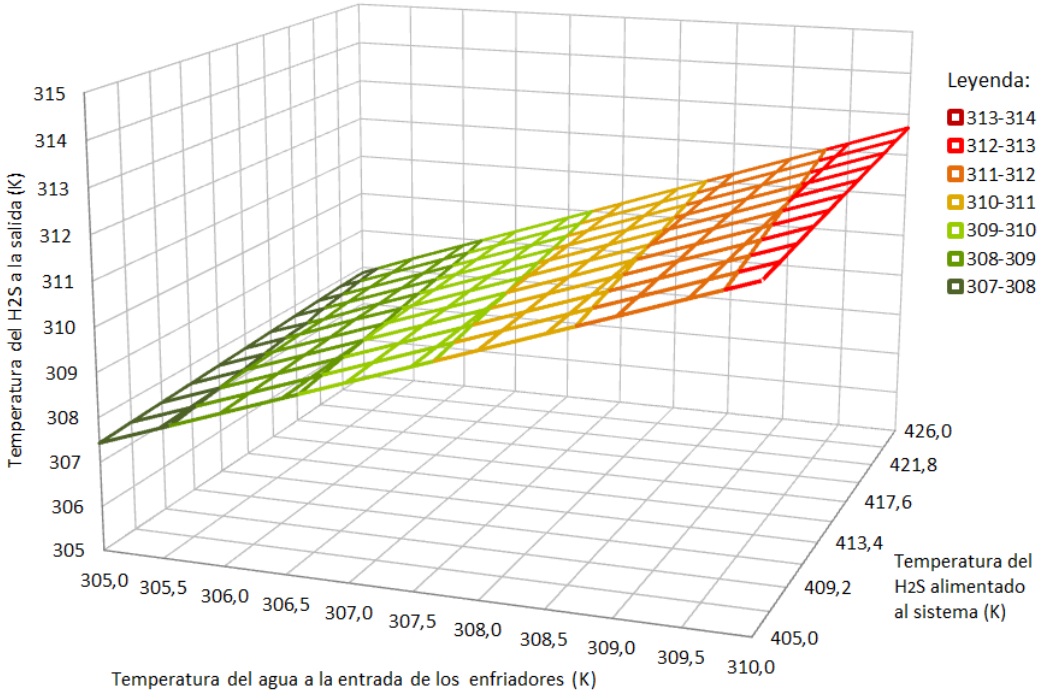


Figura 3.11. Influencia de las temperaturas de entrada de los fluidos en la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores.

Comparando ambas temperaturas de entrada, la del agua tiene mayor influencia en la temperatura de salida del gas debido a una mayor capacitancia térmica de la corriente fría. Para una variación de 5 K en la temperatura de entrada de agua se determinaron cambios en la temperatura del gas a la salida entre 4,809 y 4,822 K . Sin embargo, para

una variación de 21 K en la temperatura de entrada del gas se calcularon fluctuaciones a la salida entre 0,418 y 0,431 K .

Para las condiciones analizadas el 52 % de los valores obtenidos mediante el modelo revela temperaturas del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores iguales o inferiores a 310,15 K . Esto ocurre cuando el agua se suministra con una temperatura por debajo de 307,5 K . El otro 48 % muestra desviaciones superiores al valor de diseño, que promedian 1,28 K y varían entre 0,03 y 2,52 K . Desde el punto de vista tecnológico este ligero incremento en la temperatura no impacta el proceso.

Por lo tanto, con un banco de intercambiadores de calor mejorado se logrará alcanzar una temperatura adecuada del gas a la salida. No obstante, como mayores velocidades de Ácido Sulfhídrico se relacionaron con una menor efectividad de separación del Azufre arrastrado por el gas dentro de los intercambiadores de calor (acápite 3.2.6), la operación con un solo juego de enfriadores no satisface todas las exigencias tecnológicas actuales.

3.4.3 Simulación de las operaciones con dos bancos de enfriadores

Se consideró una instalación con dos bancos de enfriadores iguales a los descritos en el epígrafe 3.4.2, donde cada juego de intercambiadores de calor opera con la mitad del flujo de Ácido Sulfhídrico producido. El sistema en su totalidad estaría compuesto por ocho intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados.

3.4.3.1 Influencia de los flujos másicos en el rendimiento de la instalación

Se simuló el comportamiento del sistema durante el ciclo de enfriamiento, considerando que el Ácido Sulfhídrico gaseoso se alimenta a una temperatura de 426 K y el agua a 310 K (condiciones críticas). Las corridas del modelo se efectuaron para un rango de flujos de gas entre 0,515 y 0,565 kg/s a procesar en cada banco de enfriadores, basado en las condiciones productivas actuales de la Planta. Para el agua alimentada del lado de los tubos se evaluó un rango de flujos entre 1 y 26 kg/s , utilizando los mismos criterios plasmados en 3.4.4.1. Los valores de resistencia térmica de las incrustaciones se determinaron para ocho horas de trabajo, que es el caso crítico. Ver figura 3.12.

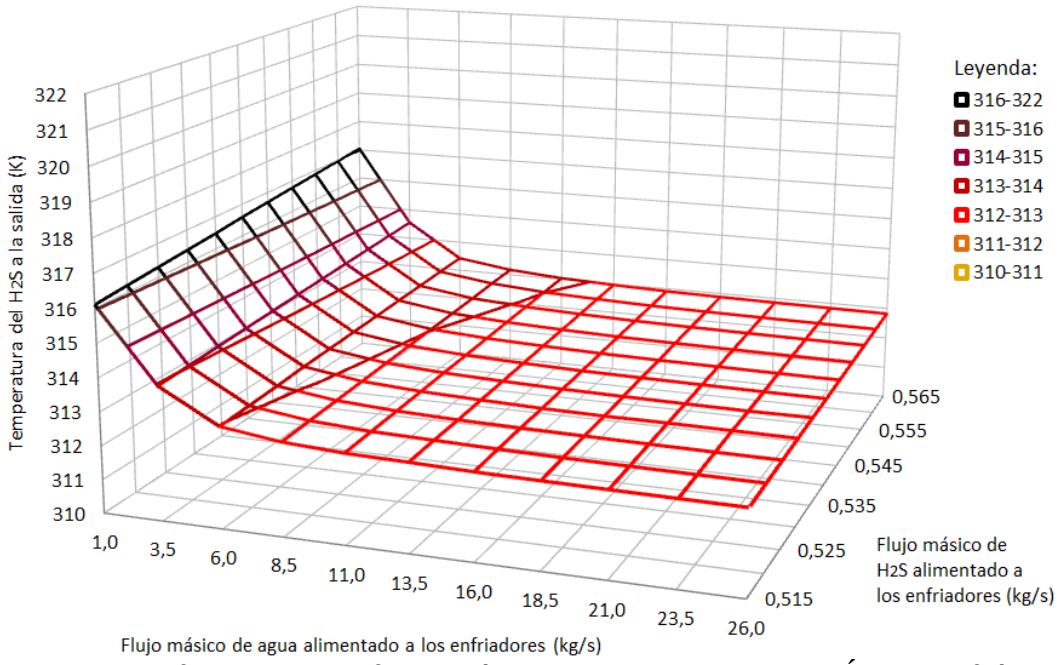


Figura 3.12. Influencia de los flujos másicos en la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida de ambos bancos de enfriadores.

Bajo esta configuración los valores determinados de temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores también superan la magnitud establecida por diseño (310,15 K), con una desviación absoluta que promedia 3,13 K y fluctúa entre 2,34 y 6,89 K . Las desviaciones promedio y máxima son ligeramente inferiores a las obtenidas durante la simulación de las operaciones con un solo banco de enfriadores.

Los cambios de flujo másico de Ácido Sulfhídrico en el rango analizado tienen poco impacto en la temperatura del gas a la salida del sistema, la cual muestra variaciones entre 0,33 y 0,94 K para un mismo caudal de agua. Del lado de la coraza el fluido circula en régimen turbulento, con valores del Número de Reynolds entre $2{,}6 \cdot 10^4$ y $3{,}7 \cdot 10^4$. A diferencia de la simulación efectuada para un solo banco de enfriadores, con el aumento del flujo de Ácido Sulfhídrico su temperatura a la salida se incrementa. Ello se debe a que las diferencias de temperatura de entrada y salida del intercambiador de calor son funciones del número de unidades de transferencia (*NUT*), definido como el tamaño adimensional de la transferencia de calor o tamaño térmico del intercambiador, que en este caso muestra un comportamiento decreciente hasta valores de flujo de 0,95 kg/s (Shah & Sekuliç 2003; *Peigné et al.* 2013; Toro-Carvajal 2013).

Para el rango estudiado las variaciones de flujo másico de agua tienen un impacto más notable en la temperatura de salida del Ácido Sulfhídrico, determinándose cambios entre 3,62 y 4,23 K para un mismo flujo de gas. Con el aumento del caudal de agua disminuye la temperatura de salida del Ácido Sulfhídrico, debido principalmente a un incremento del coeficiente individual del lado de los tubos fomentado por un cambio del régimen de flujo del fluido, que mejora discretamente el coeficiente global de transferencia de calor.

No obstante, a partir de 7,5 kg/s un aumento del flujo másico de agua no reduce significativamente la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores. Bajo estas condiciones las variaciones en la temperatura de salida del gas son inferiores a 0,5 K , por lo que suministrar más agua carece de sentido práctico. Las causas de este comportamiento ya fueron explicadas en el acápite 3.4.2.1.

3.4.3.2 Influencia de las temperaturas en el rendimiento de la instalación

Finalmente se simuló el comportamiento del sistema durante el ciclo de enfiramiento, para flujos másicos de 0,55 kg/s de Ácido Sulfhídrico y 7,5 kg/s de agua alimentados a cada intercambiador de calor. Las corridas del modelo se efectuaron para valores de temperatura a la entrada del sistema entre 405 y 426 K en el caso del gas, y desde 305 hasta 310 K en el caso del agua. Ambos rangos cubren todo el diapasón de lecturas efectuadas experimentalmente bajo las condiciones actuales de operación de la Planta, así como los valores establecidos por diseño. Los valores de resistencia térmica de las incrustaciones se estimaron para ocho horas de trabajo. Ver figura 3.13.

Analizando ambas temperaturas de entrada, la del agua mantiene mayor influencia en la temperatura de salida del gas debido a una mayor capacitancia térmica de la corriente fría. Para una variación de 5 K en la temperatura de entrada de agua se determinaron cambios en la temperatura del gas a la salida entre 4,801 y 4,812 K , mientras que variando 21 K en la temperatura de entrada del gas se calcularon fluctuaciones a la salida entre 0,481 y 0,491 K .

Para las condiciones analizadas el 47 % de los valores determinados mediante el modelo muestra temperaturas del Ácido Sulfhídrico a la salida del sistema de enfriadores por debajo de 310,15 K , fundamentalmente cuando el agua se suministra a una temperatura igual o inferior a los 307 K . El otro 53 % muestra desviaciones superiores al valor de

diseño, que promedian 1,41 K y varían entre 0,02 y 2,82 K . Este leve incremento en la temperatura de salida del gas no afecta el proceso tecnológico.

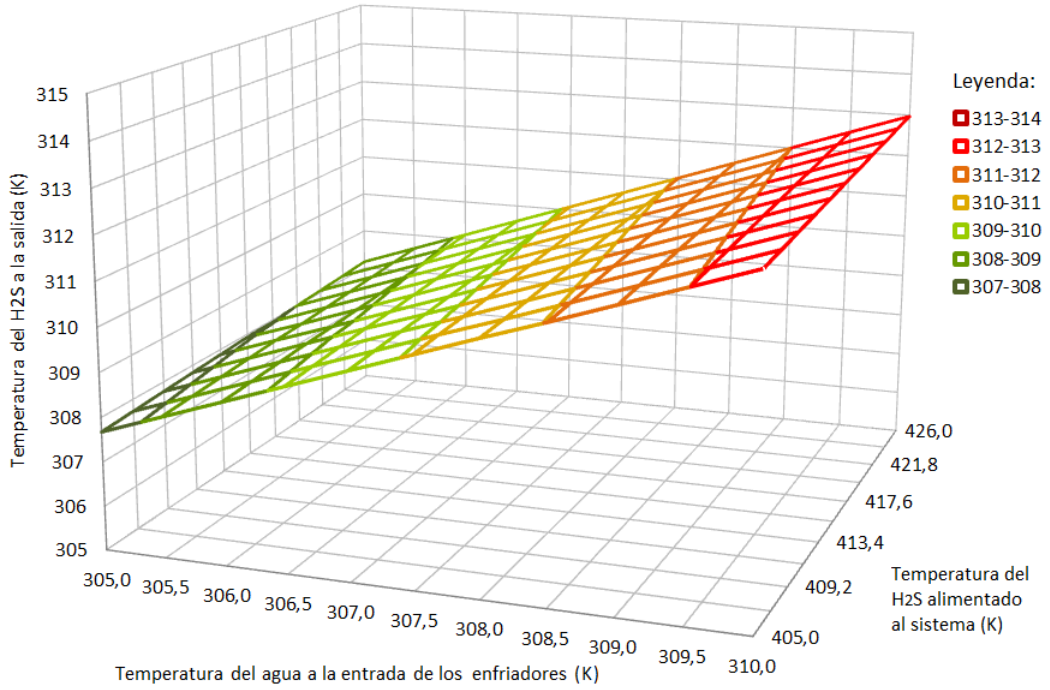


Figura 3.13. Influencia de las temperaturas de entrada de los fluidos en la temperatura del Ácido Sulfhídrico a la salida de ambos bancos de enfriadores.

Estos resultados sugieren que con dos bancos de enfriadores de Ácido Sulfhídrico mejorados, operando en paralelo, se logrará alcanzar una temperatura adecuada del gas a la salida del sistema. Adicionalmente, al operar con una menor velocidad del fluido del lado de la coraza (la mitad de las condiciones actuales) se incrementará la eficiencia de separación del Azufre arrastrado por los gases dentro de los intercambiadores de calor, lo cual es otra de las funciones que tiene esta instalación.

3.5 Valoración económica

El costo capital estimado para mejorar el sistema actual de enfriadores de Ácido Sulfhídrico, según lo analizado en el acápite 3.4.3, asciende a $ 1 213 000 USD. El alcance de las modificaciones comprende la construcción y montaje de dos bancos con cuatro intercambiadores de calor mejorados, donde cada juego operaría con la mitad del gas producido. También incluye la instalación de un sistema de bombeo capaz de suministrar 7,5 kg/s de agua a cada enfriador.

El proyecto se justifica basado en una reducción de los costos de mantenimiento de los compresores, asociados con averías provocadas por los arrastres de Azufre que causan calces de válvulas, tupiciones y rotura de los diferentes componentes. También se evitarían pérdidas de producción debido a paradas imprevistas de los compresores, que ocasionalmente conllevan a una disminución de la capacidad de la Planta.

Las bases tenidas en cuenta para el análisis económico son las siguientes:

- Ahorros en los gastos de mantenimiento estimados en $ 66 622 USD por año como promedio, asumiendo reducir a la mitad los costos actuales.
- Pérdidas de producción evitadas equivalentes a 74 toneladas de Níquel más Cobalto anuales, como promedio.
- Probabilidad de averías en los compresores que limitan la producción de Ácido Sulfhídrico en la Planta estimada en un 10 % .
- Probabilidad de ocurrencia de pérdidas de producción, causadas por limitación de la capacidad en el Complejo Dihidrógeno–Ácido Sulfhídrico, estimada en un 2 % .
- Precio del Níquel equivalente a $ 14,77 USD por kilogramo como promedio.
- Precio del Cobalto equivalente a $ 29,32 USD por kilogramo como promedio.
- Vida útil del proyecto de 20 años.

Los resultados de la valoración económica son:

- Tasa Interna de Retorno: 31,2 %
- Período de Recuperación de la Inversión: 3 años
- Valor Actual Neto al 15%: $ 766 000 USD

Considerando lo anterior, esta propuesta de inversión se considera factible.

3.6 Impacto social y medioambiental

Este trabajo tiene gran importancia para las empresas productoras de Níquel y Cobalto que utilizan Ácido Sulfhídrico como reactivo químico dentro de su proceso tecnológico, porque de ser aplicado con éxito mejoraría la eficiencia del proceso de enfriamiento y depuración de dicho gas. La introducción de mejoras técnicas y económicas en la industria tiene un impacto relevante en el desarrollo del país, por ser la producción niquelífera el principal rubro productivo y exportable de la región oriental de Holguín.

Cuando el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico opera correctamente el Azufre se separa dentro de los intercambiadores de calor y se drena al tanque de purga (*blow-down*), para consumirlo en la Planta de Ácido Sulfúrico. De lo contario se vierte al suelo durante la purga de otros recipientes, o se derrama al reparar las tuberías, válvulas y los equipos, generando horas y esfuerzo extra para arreglarlos y limpiar el área de trabajo. Por lo tanto, la incorporación de los resultados de esta investigación permitirá humanizar la labor de los operadores y contribuirá a proteger el medio ambiente.

El Azufre es combustible tanto en estado sólido como líquido, y puede generar gases nocivos. Aunque no es tóxico para los humanos, las partículas en suspensión causan irritación de los ojos, la nariz, las vías respiratorias y la garganta. En estado líquido causa serias quemaduras. Este compuesto supone un riesgo ecológico para los organismos en entornos acuáticos y terrestres, por lo que se debe evitar su desecho tanto en el suelo como en las aguas (Hovensa 2006; Aakvik & Tjøtta 2011; Teck 2015).

Además de lo antes expuesto, el trabajo aporta un modelo matemático que puede ser utilizado por especialistas del área, estudiantes y otros investigadores para evaluar desempeño térmico de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico sin necesidad de exponerse a emisiones fugitivas de este gas, que es nocivo para la salud humana y letal en altas concentraciones (Beauchamp *et al.* 1984; Cheremisinoff 2000; OSHA 2005; Chou *et al.* 2014).

3.7 Conclusiones del capítulo

El flujo másico de Ácido Sulfhídrico, el caudal de agua, las temperaturas de entrada de ambos fluidos y el tiempo en operación transcurrido influyen directamente en la temperatura de salida del gas. La primera variable mencionada se correlaciona también con el grado de incrustaciones, determinándose que mayores velocidades del gas repercuten negativamente en la eficiencia de separación del Azufre.

El procedimiento formulado para la evaluación térmica de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados posibilitó realizar una evaluación integral del proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico, para diferentes condiciones de operación.

CONCLUSIONES GENERALES

La operación de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico fuera de los parámetros de diseño afecta el proceso productivo, debido a un incremento de la temperatura del gas a la salida entre 11,85 y 49,65 K y a una menor efectividad de separación del Azufre. La pérdida de eficiencia osciló entre 4,9 y 10,1 % , influenciada por las partículas de Azufre que acarrea el Ácido Sulfhídrico gaseoso, cuyos elementos incrustantes provocan una disminución del coeficiente global de transferencia de calor entre 7,5 y 23,4 $W/(m^2 \cdot K)$.

La velocidad del fluido es una de las variables cruciales que influye sobre el grado de ensuciamiento, determinándose que mayores velocidades de Ácido Sulfhídrico minimizan las incrustaciones. Se estableció la tendencia lineal de resistencia térmica de las incrustaciones en función del tiempo, con una correlación entre 0,848 y 0,943, para tres valores de flujo másico del gas.

Mediante la valoración teórico-constructiva de los enfriadores de Ácido Sulfhídrico se lograron sugerir mejoras al diseño original, que incrementan el rendimiento térmico. Al simular el desempeño de un intercambiador de calor actual y el de uno mejorado, para las mismas condiciones de entrada, con el segundo se obtuvo una temperatura del gas a la salida 49,31 K más baja y 58,9 kW adicionales de calor transferido.

El modelo matemático permitió proponer un sistema de enfriamiento que garantiza una temperatura adecuada del gas a la salida y minimiza los arrastres de Azufre, compuesto por dos bancos de cuatro intercambiadores de calor mejorados, donde cada conjunto opera con un flujo máximo de Ácido Sulfhídrico de 0,565 kg/s y 7,5 kg/s de agua suministrados a cada equipo, logrando enfriar el gas por debajo de 313 K .

RECOMENDACIONES

Adecuar el procedimiento presentado a otros tipos de intercambiadores de calor con tres fluidos, incluyendo los de triples tubos concéntricos.

Validar el modelo propuesto para simulación de intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, empleando un diapasón más amplio de las variables que caracterizan el proceso de enfriamiento del Ácido Sulfhídrico.

Desarrollar un modelo para estimar la eficiencia de separación del Azufre dentro del sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico, basado en la resistencia térmica de las incrustaciones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AAKVIK, A. & TJØTTA, S. 2011: Do collective actions clear common air? The effect of international environmental protocols on sulphur emissions. *European Journal of Political Economy.* 27(-): 343-351.

ABDULMAJEED, B. A. & ALLAWI, F. A. 2015: Shell and double concentric tube heat exchanger calculation and analysis. *Journal of Engineering.* 21(2): 62-82.

ADELAJA, A. O.; OJOLO, S. J. & SOBAMOWO, M. G. 2012: Computer aided analysis of thermal and mechanical design of Shell and Tube Heat Exchangers. *Advanced Materials Research.* 367(2012): 731-757.

AGUILAR-OSORIO, R. & FLORES-GONZÁLEZ, R. 2010: Metodología para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza. *Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación.* 2(1): 56-75.

AL-HALLAF, W. A. A. 2013: Theoretical Study on Heat Transfer in the Presence of Fouling. *Iraqui Journal of Chemical and Petroleum Engineering*. 14(1): 47-53.

ARCENTALES-ARCENTALES, R. F. 2015. *Diseño de intercambiadores de calor utilizando el lenguaje de programación Java.* Diego Eduardo Montesdeoca Espín (Tutor). Tesis para la obtención del título de Ingeniero Químico. Universidad Central de Ecuador. 182 p.

ARDSOMANG, T.; HINES, J. W. & UPADHYAYA, B. R. 2013: Heat Exchanger Fouling and Estimation of Remaining Useful Life. En: Annual Conference of Prognostics and Health Management Society. Memorias. Knoxville, Tennessee, Estados Unidos, 1-9.

ARYA, A. & DHANJIBHAI, D. S. 2015: Optimization of shell and tube heat exchanger. *IJATSER.* 1(2): 27-35.

ASADI, M. & KHOSHKHOO, R. H. 2013: Investigation into fouling factor in compact heat exchanger. *International Journal of Innovation and Applied Studies.* 2(3): 238-249.

BATMAZ, E. & SANDEEP, K. P. 2005: Calculation of overall heat transfer coefficients in tripe tube heat exchangers. *Heat and Mass Transfer.* 41(-): 271-279.

BEAUCHAMP, R. O.; BUS J. S. & POPP, J.A.; BOREIKO, C. J. & ANDJELKOVICH, D. A. 1984: A critical review of the literature on hydrogen sulfide toxicity. *CRC Critical Reviews in Toxicology.* 13(1): 25-97.

BEHERA, V. M.; DAS, D.H. & NAYAK, A. 2014: Numerical analysis of triple tube heat exchanger using ANSYS. *International Journal of Scientific & Engineering Research (IJSER).* 5(11): 1226-1231.

BELL, K. J. & MUELLER, A. C. 2010: *Engineering Data Book II.* Wolverine Tube Inc. Wieland-Werke AG, Alemania. 303 p.

BHATT, D. J. & JAVHAR, P. M. 2014: Shell and tube heat exchanger performance analysis. *International Journal of Science and Research (IJSR).* 3(9): 1872-1881.

BHATT, D. J.; JHAVAR, P. M. & SAKARIYA, P. J. 2014: Review paper on Analysis of heat transfer in shell and tube type heat exchanger. *International Journal of Scientific Research & Development.* 2(6): 446-453.

BHATTACHARYYA, S. & MUKHERJEE, S. 2016: Shell-and Tube Heat Exchangers: The Design Cycle. *Chemical Engineering.* Marzo: 61-67.

BHATTI, S. K.; KRISHNA, CH. M.; VUNDRU, CH.; NEELAPU, M. L. & NIRANJAN-KUMAR, I. N. 2006: Estimating number of shells and determining the log mean temperature difference correction factor of shell and tube heat exchangers. *WIT Transactions on Engineering Sciences.* 53(2006): 323-335.

BOHME, G. & SAMES, J. A. 1999: The seven deadly sins of Sulphur Recovery. En: International Sulphur '99 Conference. Memorias Sulphur Experts Inc. Calgary, Alberta, Canadá, octubre, 1-16.

BOWMAN, R. 1936: Mean temperature difference correction in multipass exchangers. *Industrial and Engineering Chemistry.* 28(-): 541-544.

BOYCE, W. E. & DIPRIMA, R. C. 2001: *Elementary Differential Equations and Boundary Value Problems.* 7 ed. John Wiley & Sons, Inc., Nueva York. 745 p.

CABEZAS-GÓMEZ, L.; NAVARRO, H. A. & SAÍZ-JABARDO, J. M. 2015: *Thermal performance modelling of cross-flow heat exchangers.* Springer, Nueva York. 226 p.

CHANDRA-SEKHAR, B.; KRISHNAIAH, D. & ANAND-RAJU, F. 2014: Thermal analysis of multi tube pass shell and tube heat exchanger. *International Journal of Innovative Research in Science, Engenieering and Technology (IJIRSET).* 3(11): 17605-17612.

CHANG, H-M.; LIM, H. S. & CHOE, K. H. 2012: Effect of multi-stream heat exchanger on performance of natural gas liquefaction with mixed refrigerant. Cryogenics. 52(-): 642-647.

CHARVÁTOVÁ, H.; JANÁCOVÁ, D.; DRGA, R.; LÍSKA, O.; VASEK, V. & ZÁLESÁK, M. 2013: Computer modeling of heat balance in counterflow tube heat exchanger. *International Journal of Mechanics.* 4(7): 385-392.

CHEREMISINOFF, N. P. 2000: *Handbook of Hazardous Chemical Properties.* Butterworth-Heinemann, Massachusetts, 433 p.

CHOU, S.; OGDEN, J. M.; POHL, H. R.; SCINICARIELLO, F.; INGERMAN, L.; BARBER, L. & CITRA, M. 2014: *Draft Toxicological Profile for Hydrogen Sulphide and Carbonyl Sulphide.* U.S. Department of Health and Human Services, Agency for Toxic Substances and Disease Registry, Atlanta, 317 p.

DALVI, A. D.; GORDON-BACON, W. & OSBORNE, R. C. "The Past and the Future of Nickel Laterites". En: *PDAC 2004 International Convention, Trade Show & Investors Exchange.* Ontario, Canadá: [s.n.], 2004. 27 p.

DÍAZ-PÉREZ, Y. 2010: *Análisis de alternativas tecnológicas para la eliminación del H_2S de la corriente de gas combustible*. Dr. Luis M. Peralta Suárez & Dra. María E. O'Farrill Pie (Tutores). Tesis de Grado. Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, Santa Clara. 63 p.

DUARTE-MERMOUD, M. A. 2004: *Introducción a la Modelación y el Análisis de Sistemas.* Dpto. Ing. Eléctrica, Universidad de Chile, Santiago, 7 p.

FLORES-GONZÁLEZ, R. 2007: *Fabricación y validación experimental de un intercambiador de tubo y coraza.* Dra. Rita Aguilar Osorio (Tutor). Tesis de Maestría. Instituto Politécnico Nacional, México D.F. 169 p.

FRIEBEL, T.; HABER, R. & SCHMITZ, U. 2011: Lifetime Estimation of Heat Exchangers with Consideration of On-line Cleaning. En: 18th International Conference on Process Control. Actas de Conferencias. Eslovaquia, 14-17 junio, 434-439.

GADDIS, E. S. 1986: Effectiveness of multipass shell-and tube heat exchangers with segmental baffles (cell method). En: SCHLÜNDER, E. U.; BELL, K. J.; CHISHOLM, D.; HEWITT, G. F.; SCHMIDT, F. W.; SPALDING, D. B.; TABOREK, J.; ZUKAUSKAS, A. & GNIELINSKI, V. *Heat Exchanger Design Handbook.* Hemisphere Publishing Corporation, Nueva York, 2080 p.

GARDNER, K. A. 1941: Mean temperature difference in multipass exchangers. *Industrial and Engineering Chemistry.* 33(-): 1495-1500.

GARDNER, K. A. & TABOREK J. 1977: Mean temperature difference: A re-appraisal. *AIChE Journal.* 23(6): 777-786.

GERAMI, A. & DARVISHI, P. 2014: Modeling of the deposit formation on shell and tube heat exchanger of Hasheminejad Gas Refinery Plant. *Indian Journal of Science & Reserarch.* 5(1):382-388.

GHIWALA, T. M. & MATAWALA, V. K. 2014: Sizing of triple concentric pipe heat exchanger. *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR).* 2(2): 1683-1692.

GUDMUNSSON, G.; PALSSON, O. P.; PALSSON, H. & JONSSON, G. R. 2011: Comparison of fouling detection between a physical method and a black box model. En: International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning. Actas de Conferencias. Grecia, 5-10 junio, 391-398.

GUDMUNSSON, G. 2015: *Detection of Fouling in Heat Exchangers using Model Comparison.* Olafur Petur Palsson & Halldor Palsson (Tutores). Tesis de Doctorado. Universidad de Islandia, Reikiavik. 48 p.

GULYANI, B. B.; JAIN, A. & KUMAR, S. 2011: Optimal Synthesis of Multipass Heat Exchanger without Resorting to Correction Factor. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering.* 5(5): 898-904.

GUO, Z. Y.; LIU, X. B.; TAO, W. Q. & SHAH, R. K. 2010: Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53(2010): 2877-2884.

HERNÁNDEZ-SAMPIERI, R.; FERNÁNDEZ-COLLADO, C. & BAPTISTA-LUCIO, M. P. 2010: *Metodología de la investigación.* 5 ed. McGraw-Hill, México, 613 p.

HORTELANO-CAPETILLO, J. G.; GALLEGOS-MUÑOZ, A.; BELMAN-FLORES, J. M. & LEDEZMA-OROZCO, S. E. 2013: Comparación teórico-numérico en un intercambiador de calor carcaza y tubos. En: *XIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM*. Pachuca, Hidalgo, México, 25-27 septiembre, 1187-1196.

HORVÁTH, C. D. 1977: Three-fluid heat exchangers of two and three surfaces. *Periodica Polytechnica.* 21(1): 33-44.

HOVENSA. 2006: *Material Safety Data Sheet: Sulphur.* Hovensa L.L.C., Christiansted, Islas Vírgenes de los Estados Unidos. 8 p.

INCROPERA, F.; DEWITT, D.; BERGMAN, T. & LAVINE, A. 2011: Fundamentals of heat and mass transfer. 7 ed. Wiley, Estados Unidos. 1048 p.

IYENGAR, A. S. 2015: Thermal analysis of shell and tube heat exchangers using artificial neural networks. *Ethiop. J. Sci. & Technol.* 8(2): 107-120.

JAGLARZ, G. & TALER, D. 2015: Experimental study of fouling in plate heat exchangers in district heating systems. *Journal of Power Technologies.* 95(-): 42-46.

JARAMILLO, O. A. 2007: *Intercambiadores de Calor.* Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México. 33 p.

JENKINS, S. 2015: Dimensionless numbers in fluid dynamics. *Chemical Engineering.* Febrero: pp. 38.

KAKAÇ, S. & LIU, H. 2002: *Heat exchangers. Selection, rating and thermal design.* 2 ed. CRC Press, Nueva York. 491 p.

KARA, Y. A. & GÜARARAS, O. 2004: A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering.* 24(2004): 1797-1805.

KAYS, W. M. & LONDON, A. L. 1998: *Compact heat exchangers.* 3 ed. McGraw Hill, Nueva York. 335 p.

KEFFER, D. 2001: *Solving a traditional shell and tube heat exchanger problem. A computer project applying the ability to numerically solve systems of partial differential equations.* Universidad de Tennessee, Estados Unidos. 11 p.

KERN, D. Q. 1999: *Procesos de Transferencia de Calor.* Trigésima primera reimpresión. McGraw-Hill, Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. México. 980 p.

KERNER, J. 2011: Compact, high-efficiency heat exchangers: Understanding Fouling. *Chemical Engineering.* Junio: 35-41.

KHAN, L. A. & EL-GHALBAN, A. 2008. Heat exchanger exergetic lifecycle cost optimization using evolutionary algorithms. *WSEAS TRANSACTIONS on HEAT and MASS TRANSFER.* 3(1): 125-136.

KIMTANTAS, C. L. & TAYLOR, M. A. 2016: Downsizing a Claus Sulphur Recovery Unit. En: REFCOMM® (Refining Community). Presentación Bechtel Hydrocarbon Technology Solutions Inc. Galveston, Texas, Estados Unidos, 2-6 mayo, 1-36.

KUMAR-SINGH, 2015: Thermal design guidelines for optimizing shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering.* Febrero: 54-57.

LEBELE-ALAWA, B. T. & OHIA, I. O. 2014: Influence of Fouling on Heat Exchanger Effectiveness in a Polyethylene Plant. *Energy and Power.* 4(2): 29-34.

LEPREE, J. 2016: New ways to deal with old heat transfer issues. *Chemical Engineering.* Junio: 20-23.

LEWIS, R. J. 2007: *Hawley's condensed chemical dictionary.* John Wiley & Sons, Inc., Nueva York. pp.: 234, 668.

LIENHARD IV, J. H. & LIENHARD V, J. H. 2003: *A heat transfer textbook.* 3 ed. Phlogiston Press, Massachusetts. 749 p.

LINGE, P. M.; KORANE, A. B. & KAPATKAR, V. N. 2016: Performance Study of Triple Concentric Pipe Heat Exchanger. *International Engineering Research Journal (IERJ).* Ed. esp., Junio: 629-634.

LIPORACE, F. dS. & DE OLIVEIRA, S. G. 2005: Real Time Fouling Diagnosis and Heat Exchanger Performance. En: 6th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning. Actas de Conferencias. Alemania, 5-10 junio, 267-277.

LONDON, A. L. & SEBAN, R. A. 1980: *A generalization of the methods of heat exchangers analysis. TR No. NTU 1.* Universidad de Stanford, California.

LUDWIG, E. E. 2007: *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Volume 3.* 4 ed. Gulf Publishing Company, Houston. 646 p.

MARTÍNEZ-ANDUEZO, F. & SRAPINOVICH-OGANESIAN, L. 1988: *Planificación y realización de experimentos en Termoenergética. Segunda Parte.* Universidad de Camagüey, Camagüey. 398 p.

MASÓ-MARZAL, A. E. & FIGUEROA-SILVA, F. R. 2010: *Epopeya del níquel en Cuba.* Editorial de Ciencias Sociales, La Habana, 219 p.

MISHRA, M.; DAS, P. K. & SARANGI, S. 2008: Dynamic Behavior of Three-Fluid Crossflow Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer.* 130(1): 1-7.

MISHRA, M. & SAHOO, P. K. 2010: The effect of temperature nonuniformities on transient behavior of three-fluid cross flow heat exchanger. *Engineering Letters.* 18(3): 1-6.

MODHADASSI, A. R.; HOSSEINI, S. M.; PARVIZIAN, F.; MOHAMADIYON, F.; MOGHADAM, A. B. & SANAEIRAD, A. 2011: An expert model for the shell and tube heat exchangers analysis by artificial neural networks. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences.* 6(9): 78-93.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S. & MURALEEDHARAN, C. 2015: Applications of artificial neural networks for thermal analysis of heat exchangers – A review. *International Journal of Thermal Sciences.* 90(-): 150-172.

MORLEY, T. B. 1933: Exchange of heat between three fluids. *Engineer.* 155(-): 314-316.

MUELLER, A. 1967: New charts for true mean temperature difference in heat exchangers. *AIChE*, paper no. 10.

MUKHERJEE, R. 1998: Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress.* Feb(1998): 17 p.

MUKHERJEE, R. 2004: *Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers.* Begell House, Inc., Nueva York, 228 p.

MULDOON, T. 2017: Heat Exchangers Standards for Shell-and-Tube Equipment. *Chemical Engineering.* Febrero: 61-67.

MURTY, K. N. 2005. Assessing fouling in heat exchangers. En: COLECTIVO DE AUTORES. *Chemical Engineering Calculation & Shortcut Deskbook*. McGraw-Hill Inc., Nueva York, 130 p.

NAGRE, G. P. & GADEKAR, A. V. 2014: Design and Thermal Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger by Using CFD-A Review. *International Journal of Science and Research (IJSR).* 5(2): 953-955.

NAVARRO, H. A. & CABEZAS-GÓMEZ, L. C. 2007: Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers. *Brazilian Journal of Chemical Engineering.* 24(4): 509-521.

NARATARUKSA, P. & PONPAI, R. 2003: Thermal design algorithm of three-stream plate-and-frame heat exchangers with two thermal communications. *The Journal of KMITNB.* 13(3): 1-8.

NAVAS-VILLAMIZAR O. A. & VALDERRAMA-SÁNCHEZ, G. M. 2004: *Herramienta computacional para la enseñanza de transferencia de calor en intercambiadores.* MsC. Crisóstomo Barajas Ferreira (Tutor). Proyecto de grado para obtener el título de Ingeniero Químico. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga. 168 p.

NEGI, J. V.; NEGI, P. & SINGH, S. 2016: Numerical Investigation of Shell and Tube Heat Exchanger for Heat Transfer Optimization: A Review. *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology (IJESRT).* 5(1): 10-13.

NESTA, J. & BENNETT, C. A. 2005: Fouling mitigation by design. En: 6th Conference of Heat Exchanger Fouling and Cleaning – Challenges and Opportunities. Actas de Conferencias. Kloster Irsee, Alemania, 5-10 junio, 342-347.

OKO, C. O. C.; DIEMUODEKE, E. O. & KATSINA, M. B. 2012: Spreadsheet add-in for heat exchanger logarithmic mean temperature difference correction factors. *International Journal of Computer Applications.* 44(5): 24-30.

OSHA. *OSHA Fact Sheet: Hydrogen Sulphide (H_2S).* Occupational Safety and Health Administration, DSG 10/2005. U.S. Department of Labor, 2005.

OZISIK, M. 1990*: Transferencia de calor – Un texto básico.* Guanabara Koogan S.A., Río de Janeiro. pp.: 447-502.

PALEN, J. & TABOREK, J. 1969: Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. *Chem. Eng. Progress*. 92(-): 53-63.

PAREDES-ÁLVAREZ, A. A.; BARROS-VARGAS, C. A. & PLAZA-GUINGLA. 2015: *Modelamiento y simulación de un intercambiador de calor.* Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), Guayaquil, Ecuador. 7 p.

PARTHASARATHY, N. R. & YOGESWARI, S. 2015: Design and analysis of triple U tube heat exchanger. *International Journal of Engineering Technology in Computer Science & Electronics (IJETCSE).* 12(4): 253-256.

PATRASCIOIU, C. & MARINOIU, C. 2010: The applications of the non-linear equations systems algorithms of the heat transfer processes. En: Mathematical Methods, Computational Techniques, Intelligent Systems. Actas de Conferencias. Rumanía, mayo, 30-35.

PEIGNÉ, P.; INARD, C. & DRUETTE, L. 2013: Ventilation Heat Recovery from Wood-Burning Domestic Flues. A Theoretical Analysis Based on a Triple Concentric Tube Heat Exchanger. *Energies.* 6(-): 351-373.

PÉREZ-DÍAZ, I.; CHACÓN-RUIZ, R.; GARCÍA-CARRERA, L.; ALEMANY, J. E.; GÁNDARA-LAHENS, C.; SAAVEDRA, C.; LAVÍN, B.; VÁZQUEZ-BELLO, J.; RICO-ARADAS, F.; REYES-LEÓN, M.; RAMÍREZ-JOVER, T.; POUS, A.; GONZÁLEZ-MINGUEZ, N.; RODRÍGUEZ, F.; VERA-YESTE, A. & CINTAS-ROSETTE, J. 1971: *Estudio para proyecto de rehabilitación Fca. "Cmdte. Pedro Sotto Alba"*, Tomos I y II. Moa, Cuba. 386 p.

PIGNOTTI, R. K. & SHAH, R. K. 1992: Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 35(5): 1275-1291.

POULIQUEN, F.; BLANC, C. & ARRETZ, E. 1989. Hydrogen sulfide. En: ELVERS, B.; HAWKINS, S. & REVENSCROFT, M. *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry.* Volume A13: High-performance fibers to imidazole and derivatives. VCH Publishers, Florida. pp.: 467-485.

QUADIR, G. A.; SALMAN-AHMED, N. J. & BADRUDDIN, I. A. 2014: Experimental investigation of the performance of a tripe concentric pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 62(-): 562-566.

RADULESCU, S.; LOREDANA-NEGOITA, I. & ONUTU, I. 2015: Heat Transfer Coefficient for Hydrocracked Oil flow in Laminar Regime through an Annular Space. *Rev. Chim. (Bucharest).* 66(1): 83-87.

REYES-RODRÍGUEZ, M. B.; MOYA-RODRÍGUEZ, J.L. & CRUZ-FONTICELLA, O. M. 2012: Procedimientos para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza. *Monografías.com S.A.* [en línea]. Consulta: 21 ene 2017. Disponible en: http://www.monografias.com/trabajos93/procedimientos-diseno-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza/procedimientos-diseno-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza.shtml

REYES-RODRÍGUEZ, M. B.; MOYA-RODRÍGUEZ, J.L. & CRUZ-FONTICELLA, O. M. 2016: Review sobre el diseño y la optimización de los Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza. *Monografías.com S.A.* [en línea]. Consulta: 21 ene 2017. Disponible en: http://www.monografias.com/trabajos102/review-diseno-y-optimizacion-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza/review-diseno-y-optimizacion-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza.shtml

REYES-RODRÍGUEZ, M. B.; MOYA-RODRÍGUEZ, J. L.; CRUZ-FONTICELLA, O. M.; FÍRVIDA-DONÉSTEVEZ, E. M. & VELÁZQUEZ-PÉREZ, J. A. 2014a: Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek. *Ingeniería Mecánica.* 17(1): 78-89.

REYES-RODRÍGUEZ, M. B.; MOYA-RODRÍGUEZ, J. L.; PÉREZ-LEÓN, S. R. & NÁPOLES-RUIS, G. 2014b: Aplicación del Método de la Colonia de Hormigas Mixto a la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza. *Ingeniería Mecánica.* 17(2): 129-137.

RODRÍGUEZ, M. A.; DÍAZ, M. S. & BANDONI, A. J. 2003: Dynamic optimization with simulation method: application to a heat exchanger. *Mecánica Computacional.* XXII(-): 1828-1840.

SABEV-VARBANOV, P.; JAROMÍR-KLEMES J. & FRIEDLER, F. 2011: Cell-based dynamic heat exchanger models – Direct determination of the cell number and size. *Computers & Chemical Engineering.* 35(2011): 943-948.

SAFFARIAN, M. R.; YOUSEFI, T. & MORAVEJI, M. K. 2014: Numerical analysis of shell and tube heat exchanger with simple baffle by CFD. *Indian J. Sci. Res.* 7 (1): 1334-1345.

SANDLER, H. J. & LUCKIEWICZ, E. T. 1987: *Practical Process Engineering. A working approach to plant design.* McGraw-Hill Inc., Philadelphia, 616 p.

SANGSAWANG, R.; MATUM, T.; NONTAKAEW, U. 2014: Analytical solution for the temperature distribution in cross-flow plate heat exchanger channels of isosceles triangular geometry. *Mechanical Engineering: An International Journal (MEIJ).* 1(2): 1-10.

SAURABH, D.; TAMKHADE, P. K. & LELE, M. M. 2016: Design Development and Heat Transfer Analysis of a Triple Concentric Tube Heat Exchanger. *International Journal of Current Engineering and Technology.* 5(-): 246-251.

SCHINDLER, D. L. & BATES, H. 1958. *True temperature difference in a 1-2 divided flow heat exchanger.* Universidad de Nebraska.

SEKULIC, D. P. & SHAH, R. K. 1995: Thermal design theory of three fluid heat exchangers. *Advances in Heat Transfer.* 26(-): 219-328.

SELBAŞ, R.; KIZILKAN, Ö & REPPICH, M. 2006: A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing.* 45(4): 268-275.

SERTH, W. R. 2007: *Process Heat Transfer Principles and Applications.* Elsevier Ltd., Oxford, 755 p.

SHAH, R. K.; AFIMIWALA, K. A. & MAYNE, R. W. 1978: Heat exchanger optimization. En: 6th Heat Transfer Conference. Publicaciones Generales, vol. 4. Washington D. C., 7-11 agosto, 185-191.

SHAH, R. K. & MUELLER, A. 1985: Heat Exchangers. En: ROHSENOW, M. W.; HARTNETT, J. P. & GANIC, E. N. (editores). *Handbook of Heat Transfer Application.* 2 ed. McGraw-Hill, Nueva York, 55-77.

SHAH, R. K. & SEKULIC, D. P. 2003: *Fundamentals of Heat Exchanger Design.* John Wiley and Sons, Nueva Jersey, 929 p.

SHRIVASTRAVA, D. & AMEEL, T. A. 2004: Three-fluid heat exchanger with three thermal communications. Part B: effectiveness evaluation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 47(-): 3867-3875.

SHUKLA, A.; HASSAN-LASKAR, N. & AHMAD-RIZIV, I. 2016: Design of Shell & Tube Heat Exchanger. *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering (IJRAME).* 4(1): 1-23.

SHWETA, Y. K.; JAGADISH, S. B. & MANJUNATH, M. B. 2014: Analysis comparing performance of a conventional Shell and tube heat exchanger using Kern, Bell and Bell-Delaware method. *International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET)*. 3(3): 486-496.

SINGH, D.; PANDEY, J. & TIWARI, A. 2016: Designing and performance evaluation of a shell and tube heat exchanger using ANSYS (Computational Fluid Dynamics). *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science (IJSEAS)*. 2(3): 427-445.

SODJA, A.; ZUNPANCIC, B. & SINK, J. 2009: Some aspects of the modelling of tube-and-shell heat-exchangers. En: 7th Modelica Conference. Actas de Conferencias. Como, Italia, 20-22 septiembre, 716-721.

SORLIE, T. 1962: *Three fluid heat exchanger design theory: counter and parallel flow. TR No. 54.* Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Stanford, California. 111 p.

SÖYLEMEZ, M. S. 2000: On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery. *Energy Conversion & Management.* 41(2000): 1419-1427.

SRBISLAY, B.; JAKIMOVIC, B.; MANDIĆ, D. & PETROVIĆ, D. 2012: Experimental fouling factor on plate heat exchangers in district heating system. *Energy and Buildings.* 50(-): 204-262.

STEVANOVIC, Z.; ILIC, G.; RADOJKOVIC, N.; VUKIC, M.; STEFANOVIC, V. & VUCKOVIC, G. 2001: Design of shell-and-tube heat exchangers by using CFD technique – Part one: Thermo-hydraulic calculation. *Mechanical Engineering (Facta Universitatis).* 1(8): 1091-1105.

TABOREK, J. 1983: Shell-and-Tube Heat Exchangers: Single Phase Flow. En: SCHLÜNDER, E. U.; BELL, K. J.; CHISHOLM, D.; HEWITT, G. F.; SCHMIDT, F. W.; SPALDING, D. B.; TABOREK, J.; ZUKAUSKAS, A. & GNIELINSKI, V. *Heat Exchanger Design Handbook.* Hemisphere Publishing Corporation, Nueva York, 2080 p.

TABOREK, J. 1991: Industrial heat exchanger design practices. En: KAKAÇ, S. *Boilers, Evaporators and Condensers.* Wiley-Interscience, Nueva York, 848 p.

TABOREK, J. 2002: Recommended method: principles and limitations. En: HEWITT, G. F. (editor). *Heat exchanger design handbook.* Begell House, Nueva York, sección 3.3.3.

TALER, D.; TROJAN, M. & TALER, J. 2011: Mathematical modelling of tube heat exchangers with complex flow arrangement. *Chemical and Process Engineering.* 32(1): 7-19.

TARRAD, A. H. & MOHAMMED, A. G. 2006: A mathematical model for thermo-hydraulic design of shell and tube heat exchanger using a step by step technique. *Journal of Engineering and Development.* 10(4): 12-35.

TECK. 2015: *Sulphur Safety Data Sheet.* Teck Metals Ltd.. Vancouver, Columbia Británica. 6 p.

TEMA. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association.* TEMA, 9 ed. Nueva York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., 2007.

THOME, J. R. 2010: *Engineering Data Book III.* Wolverine Tube Inc. Lausanne, Suiza. 715 p.

THULUKKANAM, K. 2013: *Heat Exchanger Design Handbook.* 2 ed. CRC Press, Nueva York. 1182 p.

TINKER, T. 1951: Shell-side characteristic of shell-and-tube heat exchangers. En: Proceedings of general discussion on heat transfer, Institute of Mechanical Engineers and American Society of Mechanical Engineers, Nueva York, pp. 89-116.

TOLEDO-VELÁZQUEZ, M.; QUINTO-DIEZ, P.; ALZELMETTI-ZARAGOZA, J. C.; GALVAN, S. R.; ABUGABER-FRANCIS, J. & REYES-LEÓN, A. 2014: Delaware method improvement for the Shell and tubes heat exchanger design. *Engineering.* 6(-): 193-201.

TORO-CARVAJAL, L. A. 2013: *Métodos matemáticos avanzados para la modelación y simulación de equipos para procesos químicos y biotecnológicos.* Dr. Carlos Ariel Cardona Alzate (Tutor). Tesis de Doctorado. Universidad Nacional de Colombia, Manizales. 251 p.

TORRES-TAMAYO, E.; QUINTANA-CHARLOT, L. E.; VEGA-ÁRIAS, O. & RETIRADO-MEDIACEJA, Y. 2011: Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. *Minería y Geología.* 27(2): 67-83.

TORRES-TAMAYO, E.; RETIRADO-MEDIACEJA, Y. & GÓNGORA-LEYVA, E. 2014: Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas. *Ingeniería Mecánica.* 17(1): 68-77.

TREJO-TAPIA, J. A. & GRACÍA-GONZÁLEZ, J. M. 2008: Simulación dinámica de un intercambiador de calor de tubos y coraza. *Revista Investigación Científica.* 4(2): 1-7.

TRIPATHI, A. & KUMAR-SINGH, A. 2015: A review on heat transfer and pressure drop correlations in solid circular finned tube bundles positioned at inline and staggered arrangement in cross flow. *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering (IJRAME).* 3(3): 61-67.

UNAL, A. 1998: Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchanger. Part-1 Mathematical modeling. *International Communications in Heat and Mass Transfer.* 25(7): 949-958.

UNAL, A. 2001: Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchanger. Part-2 Case studies. *International Communications in Heat and Mass Transfer.* 28(2): 243-256.

UNAL, A. 2003: Effectiveness-NTU relation for triple concentric-tube heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer.* 30(2): 261-272.

UNITEL. 2016: Hydrogen Sulphide (H_2S) Production Technology. *Unitel Technologies.* [en línea]. Consulta: 20 jun 2016. Disponible en: http://www.uniteltech.com/_literature_182468/Hydrogen_Sulfide_(H2S)_Production_Technology

VERA-GARCÍA, F.; GARCÍA-CASCALES, J. R.; GONZÁLVEZ-MACIÁ, J.; CABELLO, R.; LLOPIS, R.; SANCHEZ, D. & TORRELLA, E. 2010: A simplified model for shell-and-tubes heat exchanger: Practical application. *Applied Thermal Engineering.* 30(2010): 1231-1241.

VUKIC, M.; VUCKOVIC, G.; ZIVKOVIC, P.; STEVANOVIC, Z. & TOMIC, M. 2013: 3D numerical simulations of the thermal processes in the shell and tube heat exchanger. *Mechanical Engineering (Facta Universitatis).* 11(2): 169-180.

WEIL, E. D. & SANDLER, S. R. 1997: Sulfur compounds: Hydrogen sulfide. En: KROSCHWITZ, J. I., HOWE-GRANT, M. *Kirk-Othmer encyclopedia of chemical technology.* Volume 23: Sugar to thin films. John Wiley & Sons, Nueva York. pp.: 275-340.

WILLIS, N. C. 1968: Analysis of three-fluid, crossflow heat exchangers. NASA, Washington D. C., 106 p.

WILLS, M. J. N. & JOHNSTON, D. 1984: A new and accurate hand calculation method for shell-side pressure drop and flow distribution. En: 22nd National Heat Transfer Conference. Nueva York, ago 1984, vol. 36, ASME.

YANG, J.; OH, S-R. & LIU, W. 2014: Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 77(2014): 1144-1154.

YOU, Y.; FAN, A.; HUANG, S. & LIU, W. 2012: Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 55(2012): 7561-7569.

YOUNGER, A. H. 2004: Sulphur Recovery. En: YOUNGER, A. H. *Natural Gas Processing Principles and Technology – Part II.* University of Calgary, Alberta. pp.: 20-1–20-60.

ZAVALA-RÍO, A.; FEMAT, R. & SANTIESTEBAN-COS, R. 2005: Estudio analítico de la media logarítmica de diferencia de temperaturas. *Revista Mexicana de Ingeniería Química.* 4(2005): 201-212.

ZHANG, J-F.; HE, P-L. & TAO, W-Q. 2010: A design and rating method for shell-and-tube heat exchangers with helical baffles. *Journal of Heat Transfer.* 132(-): 1-8.

ZHOU, G-Y.; ZHU, L-Y.; ZHU, H.; TU, S-T. & LEI, J-J. 2014: Prediction of temperature distribution in shell-and-tube heat exchangers. *Energy Procedia.* 61(2014): 799-802.

ZHOU, J-F.; WU, S-W.; CHEN, Y. & SHAO, C-L. 2015: Semi-numerical analysis of heat transfer performance of fractal based tube-bundle in shell-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 84(2015): 282-292.

ZURITZ, C. A. 1990: On the design of triple concentric-tube heat exchangers. *Journal of Food Process Engineering.* 12(-): 113-130.

ANEXOS

Anexo 1. Nomenclatura

a, b, c: Coeficientes del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias

A: Área de transferencia de calor; m^2

C: Capacitancia térmica de la corriente; J/(s·K)

$C_{máx}$: Capacitancia térmica máxima; J/(s·K)

$C_{mín}$: Capacitancia térmica mínima; J/(s·K)

Cr: Relación de las capacitancias térmicas

Cp: Calor específico a presión constante; J/(kg·K)

d_e: Diámetro exterior de los tubos; m

d_i: Diámetro interior de los tubos; m

D_{ch}: Diámetro interior de la chaqueta; m

D_e: Diámetro exterior de la coraza; m

D_{eq}: Diámetro equivalente (o diámetro hidráulico); m

D_i: Diámetro interior de la coraza; m

F: Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica

$G_1 \ldots G_4$: Constantes del sistema de ecuaciones diferenciales

h: Coeficiente individual de transferencia de calor; $W/(m^2 \cdot K)$

J_C: Factor de corrección debido al corte de los deflectores

J_L: Factor de corrección debido a fugas por los deflectores

J_B: Factor de corrección debido a fugas a través del haz de tubos

J_R : Factor de corrección debido a flujo laminar

J_S : Factor de corrección por espaciamiento desigual entre deflectores

J_μ : Factor de corrección de la viscosidad

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

k_m : Conductividad térmica del metal; W/(m·K)

L : Longitud de la superficie de intercambio de calor; m

$\dot{m}$: Flujo másico; kg/s

n_t : Cantidad de tubos en el intercambiador

N : Número de pases por la coraza

Nu : Número de Nusselt

NUT : Número de unidades de transferencia

p : Efectividad de las temperaturas

P : Perímetro del área de transferencia de calor

Pr : Número de Prandtl

Pr_w : Número de Prandtl evaluado a la temperatura media de la pared

Q : Calor transferido durante el proceso; W

$Q_{máx}$: Máxima transferencia de calor posible; W

$r_1 \ldots r_2$: Raíces del sistema de ecuaciones diferenciales

R : Relación entre las diferencias de temperatura

Re : Número de Reynolds

S : Parámetro utilizado en la ecuación del factor de corrección de la DTML

R_f : Resistencia térmica de las incrustaciones; m^2·K/W

T : Temperatura; K

ΔT : Diferencia de temperatura; K

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica; K

U : Coeficiente global de transferencia de calor; W/(m^2·K)

x : Posición o distancia axial en el intercambiador de calor; m

Letras griegas:

α_{ideal} : Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal; W/(m^2·K)

ε : Efectividad o eficiencia térmica

μ : Viscosidad dinámica del fluido evaluada a la temperatura media del flujo; Pa·s

μ_w : Viscosidad del fluido evaluada a la temperatura media de la pared; Pa·s

Subíndices:

i Referido al intercambio de calor interno (tubos-coraza)

e Referido al intercambio de calor externo (coraza-chaqueta)

1 Referido a las condiciones de entrada del intercambiador de calor

2 Referido a las condiciones de salida del intercambiador de calor

a Referido al fluido que circula por los tubos

b Referido al fluido que circula por la coraza

c Referido al fluido que circula por la chaqueta

Anexo 2. Cálculo del factor de corrección de la temperatura media logarítmica

En intercambiadores de calor de tubos y coraza con múltiples pases el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica (F) se determina mediante las expresiones A.1, A.2, A.3 y A.4, para cualquier número de pases por la coraza y número par de pases por los tubos.

Para $R \neq 1$:

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \cdot ln\left(\frac{1-S}{1-R \cdot S}\right)}{(R-1) \cdot ln\left[\frac{2-S\left(R+1-\sqrt{R^2+1}\right)}{2-S\left(R+1+\sqrt{R^2+1}\right)}\right]} \tag{A.1}$$

$$S = \frac{\left[\left(\frac{1-R \cdot p}{1-p}\right)^{1/N}\right]-1}{\left[\left(\frac{1-R \cdot p}{1-p}\right)^{1/N}\right]-R} \tag{A.2}$$

Para $R = 1$:

$$F = \frac{S \cdot \sqrt{2}}{(1-S) \cdot ln\left[\frac{2-S\left(2-\sqrt{2}\right)}{2-S\left(2+\sqrt{2}\right)}\right]} \tag{A.3}$$

$$S = \frac{p}{N-(N-1) \cdot p} \tag{A.4}$$

Donde: S es un parámetro utilizado para simplificar la ecuación de cálculo del factor de corrección, N es el número de pases por la coraza, R es la relación entre las diferencias de temperatura (ecuación A.5), y p es la efectividad de las temperaturas (ecuación A.6).

$$R = \frac{T_{b1}-T_{b2}}{T_{a2}-T_{a1}} \tag{A.5}$$

$$p = \frac{T_{a2}-T_{a1}}{T_{b1}-T_{a1}} \tag{A.6}$$

Anexo 3. Solución del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias

La solución de un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo orden, homogéneo con coeficientes constantes, depende de las raíces de su ecuación característica, representada por la expresión A.7.

$$ar^2 + br + c = 0 \tag{A.7}$$

Las raíces del polinomio de segundo grado que identifica a dicha ecuación se calculan mediante las ecuaciones A.8 y A.9.

$$r_1 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \tag{A.8}$$

$$r_2 = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \tag{A.9}$$

Las dos soluciones de r pueden ser diferentes ($r_1 \neq r_2$), iguales ($r_1 = r_2$) o complejas ($r = a + bi$), en dependencia del valor del discriminante (positivo, negativo o cero). En este caso particular, basado en las ecuaciones 2.61, 2.62 y 2.63, el discriminante se puede calcular mediante la igualdad A.10.

$$b^2 - 4\,ac = \left[U_i \cdot P_i \cdot \left(\frac{1}{C_a} - \frac{1}{C_b} \right) - U_e \cdot P_e \cdot \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_b} \right) \right]^2 + \frac{4 \cdot U_i \cdot P_i \cdot U_e \cdot P_e}{C_b{}^2} \tag{A.10}$$

Como el discriminante de la ecuación característica es positivo, sus dos raíces son reales y diferentes. Bajo estas condiciones, la solución del sistema de ecuaciones diferenciales planteado estará determinada por las expresiones A.11 y A.12.

$$\Delta T_i = G_1 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_2 \cdot e^{r_2 \cdot x} \tag{A.11}$$

$$\Delta T_e = G_3 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_4 \cdot e^{r_2 \cdot x} \tag{A.12}$$

Las constantes G_1, G_2, G_3 y G_4 se determinan a partir de las raíces r_1 y r_2 más las condiciones de frontera, resolviendo dos sistemas lineales de dos ecuaciones con dos incógnitas.

Para la expresión A.11 las ecuaciones de frontera son:

- La diferencia de temperatura entre el fluido de proceso y el fluido de enfriamiento que circula de lado de los tubos (sección tubular interior), a la entrada ($x = 0$) del intercambiador de calor, determinada mediante la ecuación A.13.

$$\Delta T_i(0) = G_1 + G_2 \tag{A.13}$$

- El gradiente de la diferencia de temperatura entre el fluido de proceso y el fluido de enfriamiento que circula de lado de los tubos, a la entrada ($x = 0$) del intercambiador de calor, definido mediante la ecuación A.14.

$$\Delta T_i'(0) = r_1 \cdot G_1 + r_2 \cdot G_2 \tag{A.14}$$

Donde:

$$\Delta T_i'(0) = \left.\frac{d\Delta T_i}{dx}\right|_{x=0} = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i(0)}{C_b} + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e(0)}{C_b} - \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i(0)}{C_a} \tag{A.15}$$

En el caso de la expresión A.12 las ecuaciones de frontera son:

- La diferencia de temperatura entre el fluido de proceso y el fluido de enfriamiento que circula de lado de la chaqueta (sección anular exterior), a la entrada ($x = 0$) del intercambiador, determinada por la ecuación A.16.

$$\Delta T_e(0) = G_3 + G_4 \tag{A.16}$$

- El gradiente de la diferencia de temperatura entre el fluido de proceso y el fluido de enfriamiento que circula de lado de la chaqueta, a la entrada ($x = 0$) del intercambiador de calor, definido mediante la ecuación A.17.

$$\Delta T_e'(0) = r_1 \cdot G_1 + r_2 \cdot G_2 \tag{A.17}$$

Donde:

$$\Delta T_e'(0) = \left.\frac{d\Delta T_e}{dx}\right|_{x=0} = \frac{U_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i(0)}{C_b} + \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e(0)}{C_b} - \frac{U_e \cdot P_e \cdot \Delta T_e(0)}{C_c} \tag{A.18}$$

Anexo 4. Determinación de las ecuaciones de distribución axial de las temperaturas

Sustituyendo las ecuaciones 2.33, 2.37 y 2.38 en 2.36 se obtiene la expresión A.19.

$$C_b \cdot dT_b = U_i \cdot \Delta T_i \cdot dA_i + U_e \cdot \Delta T_e \cdot dA_e \qquad \text{(A.19)}$$

Luego, sustituyendo las ecuaciones 2.51 y 2.52 en A.19, y dividiendo por C_b se obtiene la expresión A.20.

$$dT_b = \frac{U_i \cdot P_i}{C_b} \cdot \Delta T_i \cdot dx + \frac{U_e \cdot P_e}{C_b} \cdot \Delta T_e \cdot dx \qquad \text{(A.20)}$$

Integrando la ecuación A.20 desde 0 hasta x se obtiene la ecuación A.21.

$$T_{b(x)} - T_{b2} = \frac{U_i \cdot P_i}{C_b} \cdot \int_0^x \Delta T_i \cdot dx + \frac{U_e \cdot P_e}{C_b} \cdot \int_0^x \Delta T_e \cdot dx \qquad \text{(A.21)}$$

Sustituyendo A.11 y A.12 en A.21 se obtiene la expresión A.22, formulada en función de las raíces y constantes que forman parte de la solución del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias planteado (expresiones 2.59 y 2.60).

$$T_{b(x)} - T_{b2} = \frac{U_i \cdot P_i}{C_b} \cdot \int_0^x \left(G_1 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_2 \cdot e^{r_2 \cdot x} \right) dx + \frac{U_e \cdot P_e}{C_b} \cdot \int_0^x \left(G_3 \cdot e^{r_1 \cdot x} + G_4 \cdot e^{r_2 \cdot x} \right) dx \qquad \text{(A.22)}$$

Resolviendo la integral anterior y reacomodando los términos se obtiene la ecuación 2.64, utilizada para determinar la distribución axial de la temperatura para el fluido de proceso que circula del lado de la coraza.

La distribución axial de la temperatura para el fluido que circula del lado de los tubos se calcula mediante la ecuación 2.65, obtenida al despejar T_a en la ecuación 2.39 y sustituyendo el término ΔT_i según la expresión A.11.

De forma análoga, mediante la ecuación 2.66 se determina la distribución axial de la temperatura para el fluido que circula del lado de la chaqueta, deducida despejando T_c en la ecuación 2.40 y sustituyendo el término ΔT_e de la expresión A.12.