

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**EVALUACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR E-4501, E-4502
A/B/C y E-4509, UTILIZADOS EN LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO
DE DIESEL DE LA REFINERÍA DE PUERTO LA CRUZ**

REALIZADO POR:
GRACE KATHERINE COBOS ARAYA

Trabajo Especial De Grado Presentado Ante La Ilustre Universidad De
Oriente Como Requisito Para Optar Al Título De:

INGENIERO QUÍMICO

Puerto La Cruz, Julio de 2011

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**EVALUACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR E-4501, E-4502
A/B/C y E-4509, UTILIZADOS EN LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO
DE DIESEL DE LA REFINERÍA DE PUERTO LA CRUZ**

JURADO

Ing. Químico Ph D. Lucas Álvarez
Asesor Académico

Ing. Químico Yraima Salas
Jurado Principal

Ing. Químico Hernán Raven
Jurado Principal

Puerto La Cruz, Julio de 2011

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**EVALUACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR E-4501, E-4502
A/B/C y E-4509, UTILIZADOS EN LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO
DE DIESEL DE LA REFINERÍA DE PUERTO LA CRUZ ASESORES**

Ing. Químico Ph. D Lucas Álvarez

Asesor Académico

Ing. Químico David Lugo

Asesor Industrial

Puerto La Cruz, Julio de 2011

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado: *“Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual lo notificará a el Consejo Universitario”*.

DEDICATORIA

A Dios, por darme la oportunidad de vivir y proveerme de todo lo que tengo.

A mis padres, Josefa Araya y Reinaldo Cobos que siempre han luchado para brindarnos un futuro mejor y han compartido con mi hermano y conmigo cada una de sus vivencias, enseñándonos a diferenciar entre el bien y el mal y a escoger la mejor opción posible. Esto es para ustedes que siempre nos brindan su apoyo y ayuda incondicional.

A mi hermano César Cobos que siempre me ha inspirado con sus logros y me alienta a superarme a mí misma y a mi cuñada Ericka que siempre me ha aconsejado y apoyado sin importar la circunstancia. Ustedes dos han llenado nuestras vidas de felicidad con los niños, y gracias a ellos mi mundo tiene sentido, Sebastian y Matthew son mi verdadera inspiración.

A mi manada, mis hermanas nacidas de otras madres y al aula 28, son más que mis amigos, ustedes son mi familia en las buenas y malas.

A Gayliana Lameda que me ha soportado durante todo este tiempo, eres lo mejor que me ha pasado.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por cuidarme siempre y darme la fuerza, paciencia y sabiduría para alcanzar mis metas.

A mis padres Josefa y Reinaldo, por ser los mejores, ser tan comprensivos y apoyarme en todo momento. Este éxito también es suyo.

A mi hermano César por compartir conmigo y brindarme su apoyo.

A mi cuñada Ericka, por alcahuetearme mis locuras y siempre aconsejarme para que haga las cosas bien.

A mis sobrinos Matthew y Sebastian por llegar en un momento en mi vida en que necesitaba amor inocente y genuino, ustedes me han enseñado el significado de familia.

A mis amigos del Aula 28, Rafael, Leonardo, Hendarlys y Andrés y a mi manada, Jenasis, Nicolina, Tania, Karla, Giselle, Jesmir, Luisana y Juancho ustedes han sido mi familia fuera de casa, con ustedes compartí la época más feliz de mi vida, gracias por siempre estar ahí cuando lo necesité, por enseñarme que amigos verdaderos son los que sin importar su credo, clase social, físico o edad están a sólo una señal de distancia, los adoro.

A Vanessa y a Danilo, mis amigos desde la infancia, gracias por siempre estar pendiente de mí y estar en cada una de las aventuras por las que nos hace pasar la vida.

A Gayliana Lamedá, por ser mi apoyo, compañera, confidente, amiga y mi futuro, gracias por soportarme y calmarme en mis días de estrés, por amarme y aceptarme como soy. Muchísimas gracias por hacerte parte de mi proyecto de vida y por ayudarme tanto en la realización de esta tesis, Te Amo.

A mis amigos en general por su apoyo moral y sus palabras de aliento que venían en los momentos en que más los necesitaba.

A mis vecinas, en especial Ángela Ascanio (Robotina) que estuvo en esos momentos de crisis durante este proyecto, gracias por hacerme la vida mucho más fácil durante este tiempo.

A la Universidad de Oriente, por darme la oportunidad de adquirir los conocimientos necesarios durante mi carrera, gracias a los momentos difíciles que nos haces pasar porque en estos es que uno aprende a vivir la vida y a conocer a personas especiales.

A la empresa refinería Puerto la Cruz, por darme la oportunidad de realizar las pasantías en sus instalaciones.

A mi asesor académico, Prof. Lucas Álvarez, por toda su colaboración y paciencia para el desarrollo de este trabajo.

A mis asesores industriales, Ing. David Lugo y Edily Calderón, por toda su paciencia y por brindarme una parte de sus conocimientos durante mi pasantía, al igual que el Ing. Eulogio por ayudarnos tanto durante la pasantía.

A mis compañeros de pasantía: Angela, María Gabriela, Lisa, Rhosye, Edgar y Daniel. A todo el grupo de ingenieros del departamento de Ingeniería

de Procesos de la Refinería Puerto La Cruz, por su receptividad y colaboración para el desarrollo de mi pasantía.

Y a todas esas personas que olvidé mencionar pero que también influyeron de forma positiva en mi vida.

Mil gracias a todos, sin ustedes no lo hubiera podido hacer, siempre lo recordaré.

RESUMEN

En la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel se utilizan intercambiadores de calor tipo coraza y tubos, entre ellos destacan: intercambiador de carga diesel E-4501, intercambiador de carga de diesel y efluente E-4502 A/B/C, e intercambiador de nafta E-4509 cuya operación y control son claves para controlar las condiciones de proceso y su eficiencia en la Unidad 45. Desde septiembre de 2006 se han reportado fugas que han sido corregidas aplicando trampas de vapor y torquedados mecánicos; así mismo se han presentado desviaciones en algunas variables claves en la operación de estos equipos, que afectan los factores de transferencia de calor y el comportamiento térmico esperado en los intercambiadores. En este trabajo se evaluó la condición de operación actual de estos equipos, mediante la herramienta de simulación de procesos PRO-II y aplicando cálculos de transferencia de calor necesarios para determinar valores de ensuciamiento que fueron comparados con las condiciones de diseño. Entre los parámetros operacionales fueron evaluados: flujo de calor total transferido, coeficiente global de transferencia calórica, factor de ensuciamiento y caída de presión en ambos lados del equipo; así mismo las características de cada corriente y sus condiciones iniciales y finales de temperatura. La simulación realizada demostró que el equipo E-4501 posee mayor capacidad de transferencia calórica que el E-4509, según diseño; en el caso operación se reveló lo contrario, lo cual se asocia a fugas y fallas mecánicas en el equipo E-4501 que afectaron su desempeño. Las simulaciones del intercambiador E-4502 A/B/C fueron realizadas como tres intercambiadores individuales interconectados por las corrientes de flujo. En operación, el intercambiador "C" sufrió abrupto descenso en la tasa de enfriamiento del fluido caliente (lado tubos), de 95% respecto a lo esperado según diseño. Se evidenció el

efecto de una mayor resistencia térmica total, con incremento de 36 % del factor de ensuciamiento de los tubos, referido al diseño. De todos los intercambiadores estudiados, el E-4501 mostró los mayores ensuciamientos en diseño y operación (53% mayor en operación que en diseño). En los intercambiadores E-4509 y "A" (E-4502) las resistencias térmicas totales durante operación no excedieron a los de diseño; es decir, los fluidos circulantes por estos intercambiadores no afectaron significativamente por ensuciamiento a estos equipos de transferencia de calor. El intercambiador E-4501 (casos diseño y operación) presentó mayores caídas de presión, en coraza y tubos; aunque en el lado coraza las caídas de presión fueron superiores a los valores permitidos desde el inicio y aún persisten quizás por efecto de fallas mecánicas. En los intercambiadores E-4502 A/B/C, las velocidades de intercambio calórico (caso diseño) presentaron desviaciones entre 45% y 90%; en caso operación estos valores no se alejaron demasiado respecto a diseño. El E-4501 necesita mantenimiento preventivo y muestra las mayores desviaciones respecto a diseño; su capacidad de transferencia energética ha disminuido a la mitad y es el más afectado por ensuciamiento. También el intercambiador "C" (E-4502) requiere mantenimiento tras exhibir las más bajas velocidades de transferencia calórica.

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|---|----|
| RESOLUCIÓN | iv |
| DEDICATORIA | v |
| AGRADECIMIENTOS..... | vi |
| RESUMEN..... | ix |
| TABLA DE CONTENIDO | xi |
| CAPÍTULO I..... | 1 |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 Introducción..... | 1 |
| 1.1.1 Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima (PDVSA) | 1 |
| 1.1.2 Refinería Puerto La Cruz (RPLC) | 2 |
| 1.1.2.1 Valorización de Corriente (VALCOR)..... | 3 |
| 1.1.2.2 Unidad de hidrotreatmento de diesel (HDT, Unidad 45)..... | 4 |
| 1.2 Planteamiento del problema..... | 5 |
| 1.3 Objetivos | 7 |
| 1.3.1 Objetivo General..... | 7 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 7 |
| CAPÍTULO II..... | 9 |
| MARCO TEÓRICO | 9 |
| 2.1 Antecedentes | 9 |
| 2.2 Hidrotreatmento de diesel..... | 10 |
| 2.2.1 Secciones de la unidad de HDT | 11 |
| 2.3 Transferencia de calor en intercambiadores de calor..... | 17 |
| 2.3.1 Tipos de transferencia de calor..... | 18 |
| 2.3.1.1 Conducción | 18 |
| 2.3.1.2 Convección | 21 |
| 2.3.1.3 Radiación | 22 |

| | |
|--|----|
| 2.4 Ensuciamiento en superficies de transferencia de calor..... | 23 |
| 2.4.1 Factores de ensuciamiento..... | 23 |
| 2.5 Coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de carcasa y tubo | 25 |
| 2.6 PRO-II CON PROVISIÓN 8.0..... | 27 |
| CAPÍTULO III | 28 |
| DESARROLLO DEL PROYECTO | 28 |
| 3.1 Recolección de los datos de diseño y operacionales asociados a los intercambiadores de calor de la Unidad HDT | 28 |
| 3.2 Simulación DE los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E4509 empleados en la Unidad HDT, con los datos de diseño y operacionales, utilizando el simulador de procesos Pro-II | 29 |
| 3.2.1 Simulaciones con datos de diseño | 30 |
| 3.2.2 Simulación con las condiciones de operación | 32 |
| 3.3 Determinación de los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados | 33 |
| 3.3.1 Cálculo del flujo de calor transferido (<i>duty</i>)..... | 33 |
| 3.3.2 Cálculo del flujo de calor ganado..... | 33 |
| 3.3.3 Cálculo del flujo de calor disipado al ambiente | 34 |
| 3.3.4 Factor de corrección FT..... | 35 |
| 3.3.5 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura . | 35 |
| 3.3.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con ensuciamiento..... | 36 |
| 3.3.7 Cálculo de las Temperaturas Calóricas | 37 |
| 3.3.8 Determinación del diámetro equivalente de la coraza | 38 |
| 3.3.9 Cálculo del área de flujo en la coraza..... | 38 |
| 3.3.10 Espaciado entre tubos | 39 |
| 3.3.11 Espaciado de deflectores..... | 39 |
| 3.3.12 Cálculo de la velocidad másica en la coraza | 39 |

| | |
|---|----|
| 3.3.13 Cálculo del valor del número adimensional de Reynolds..... | 40 |
| 3.3.14 Factor de transferencia de calor $(J_H)_S$ | 41 |
| 3.3.15 Número de Prandtl..... | 41 |
| 3.3.16 Cálculo del coeficiente local promedio de calor por convección externo e interno..... | 42 |
| 3.3.17 Diámetro Interno de los tubos y área de sección transversal por cada tubo A_t | 43 |
| 3.3.18 Número de tubos | 43 |
| 3.3.19 Área de flujo lado tubos | 44 |
| 3.3.20 Cálculo de la velocidad másica en los tubos | 45 |
| 3.3.21 Corrección del coeficiente h_i' | 45 |
| 3.3.22 Temperatura de la pared | 46 |
| 3.3.23 Factor de corrección por viscosidad | 47 |
| 3.3.24 Coeficiente corregido h_o y h_i | 47 |
| 3.3.25 Resistencia de la pared del tubo..... | 48 |
| 3.3.26 Coeficiente global de transferencia de calor | 49 |
| 3.3.27 Coeficiente global de transferencia de calor interno limpio..... | 50 |
| 3.3.28 Cálculo del Factor de Suciedad | 50 |
| 3.3.29 Caída de presión | 51 |
| 3.4 Cálculo de los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor en los intercambiadores, respecto a los valores de diseño..... | 53 |
| 3.5 Identificación mediante el análisis de las desviaciones encontradas, los intercambiadores de calor que requieran mantenimiento durante la parada general de planta..... | 54 |
| 3.6 Equipos, Materiales y Herramientas..... | 54 |
| 3.6.1 Equipos..... | 55 |
| 3.6.2 Materiales | 55 |
| 3.6.3 Herramientas | 55 |

| | |
|--|----|
| 3.7 Muestra de cálculos..... | 55 |
| 3.7.1 Determinar los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados . | 56 |
| CAPÍTULO IV..... | 69 |
| DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 69 |
| 4.1 Discusión de resultados | 69 |
| 4.1.1 Recolección de los datos de diseño y operacionales asociados a los intercambiadores de calor de la Unidad HDT..... | 69 |
| 4.1.2 Simulación de los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 empleados en la Unidad HDT, con los datos de diseño y operacionales, utilizando el simulador de procesos Pro-II..... | 71 |
| 4.1.3 Determinación de los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados . | 77 |
| 4.1.4 Cálculo de los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor en los intercambiadores, respecto a los valores de diseño | 83 |
| 4.1.5 Identificación mediante el análisis de las desviaciones encontradas, de los intercambiadores de calor que requieran mantenimiento durante la parada general de planta..... | 91 |
| 4.6 CONCLUSIONES..... | 93 |
| 4.7 RECOMENDACIONES | 96 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 97 |
| METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:..... | 16 |

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

1.1.1 Petróleos de Venezuela Sociedad Anónima (PDVSA)

Es la corporación estatal venezolana que reserva al Estado, la industria y comercio de los hidrocarburos. Se encarga específicamente de la exploración, producción, transporte, mercadeo de los hidrocarburos y las actividades de la industria petroquímica e hidrocarburos no procesados.

Fue creada el 30 de agosto de 1975 para ejercer funciones de planificación, coordinación y supervisión de la industria petrolera nacional. El 1 de enero de 1976 comenzó PDVSA a desempeñarse como casa matriz y actualmente es la petrolera con mayores reservas petrolíferas del mundo; tiene sus divisiones en el Oriente, Centro y Occidente del país.

Se encuentra dividida en cuatro unidades de trabajo funcionales:

- *Exploración y Producción*: área que se encarga de maximizar el valor económico futuro de las reservas de los hidrocarburos y que maneja la evaluación, exploración, certificación perforación de yacimientos de petróleo y construcción de pozos petrolíferos.
- *Refinación*: se encarga de la transformación de los hidrocarburos en productos derivados del petróleo a través de plantas de procesamiento y las veintidós refinerías que se encuentran divididas en los tres grandes complejos dentro del país.

- *Distribución y Comercialización*: su propósito es colocar los productos obtenidos de la refinación en los diferentes mercados nacionales e internacionales.
- *Gas*: el área de procesamiento de gas cuenta con 147 billones de pies cúbicos en reservas probadas, donde las más importantes se encuentran en el Norte de la Península de Paria y los de la Plataforma Deltana.

Refinación, como parte primordial de PDVSA, tiene la responsabilidad de manufacturar productos derivados del petróleo que cumplan con la exigencia del mercado y de los distintos sectores consumidores; siempre comprometida con el ambiente y con el desarrollo social del país.

El sistema de refinación PDVSA está conformado por el Centro de Refinación Paraguaná, las refinerías Puerto La Cruz y el Palito, así como de las otras 16 refinerías propias o participativas localizadas alrededor de América, Europa y el Caribe.

1.1.2 Refinería Puerto La Cruz (RPLC)

La RPLC es uno de los centros de procesamiento de crudo más importantes de PDVSA e integra un circuito de manufactura de petróleo extraído en los campos de los estados Anzoátegui y Monagas. Está ubicada en la región Nor-Oriental del país, específicamente en la zona Este de la ciudad de Puerto La Cruz.

Su construcción comenzó en 1948 por la empresa venezolana Venezuelan Gulf Refining (VENGREF) y en 1950 inició sus operaciones de

procesamiento; instalando una planta de destilación atmosférica, una planta de polimerización de gasolina y una planta de tratamiento para crudos blancos.

Está conformada por las instalaciones de El Chaure, San Roque y Puerto La Cruz.

La RPLC posee una capacidad de procesamiento de 200 MBD y dedica su actividad operacional al procesamiento de petróleo crudo para la obtención de gasolina, GLP, diesel y kerosene.

Por su ubicación estratégica cumple tres roles principales:

- Suplir la demanda del mercado interno de la región Sur-Oriental del país.
- Colocar los productos excedentes en el mercado de exportación.
- Manejar y distribuir la producción de crudos del Oriente del país hacia los mercados de exportación y a las otras filiales.

1.1.2.1 Valorización de Corriente (VALCOR)

En el 2001, con el fin de ampliar la RPLC, cumplir con las futuras regulaciones de la gasolina y destilados, maximizar la producción de la gasolina de alto octanaje y minimizar el impacto ambiental surgió el proyecto VALCOR, que consiste en la manufactura de gasolina sin plomo para el mercado local y diesel con bajo contenido de azufre.

El desarrollo de este proyecto se lleva a cabo con la creación de nuevas plantas de procesos; sin embargo desde un principio se tuvo la idea de

aprovechar las instalaciones ya existentes de servicios industriales y áreas externas.

VALCOR comprende las siguientes unidades:

- Torre fraccionadora de nafta.
- Unidad de NHT/ reformación catalítica de nafta pesada.
- Unidad de hidrotratamiento de diesel.
- Unidad de tratamiento y fraccionamiento de GLP.
- Unidad de aguas agrias.
- Unidad de aminas.
- Unidad de regeneración de aminas.
- Unidad de recuperación de azufre.
- Unidad de tratamiento de gas de cola.
- Unidad de manejo de azufre.

1.1.2.2 Unidad de hidrotratamiento de diesel (HDT, Unidad 45)

El objetivo fundamental de la unidad de hidrotratamiento de diesel es remover azufre y nitrógeno, así como también saturar los compuestos aromáticos y olefínicos presentes en las cargas del proceso; para así obtener productos que cumplan con las especificaciones del mercado interno y de exportación. La unidad procesará 38 MBD, de una mezcla de diesel proveniente de las unidades de destilación atmosférica y al vacío. El diesel producido tiene un contenido máximo de azufre de 30ppm y de 20% vol. máximo de aromáticos.

1.2 Planteamiento del problema

Dentro de los procesos de la Refinería Puerto La Cruz y las unidades de la misma, se requiere la aplicación de energía mediante la transferencia de calor; fenómeno que se lleva a cabo a través de los distintos tipos de intercambiadores de calor. En la unidad de hidrotratamiento de diesel los intercambiadores comúnmente utilizados son del tipo coraza y tubo; destacando los siguientes:

- Calentador de carga de diesel: E-4501.
- Intercambiadores de carga de diesel/efluente: E-4502 A/B/C.
- Precalentador de Hidrógeno del Diesel: E-4505 A/B.
- Precalentador de Nafta y Diesel Pesado: 4509.
- Enfriador de Gas Combustible Ácido: E-4511.
- Enfriador de Diesel Liviano: E-4517.
- Generador de Vapor de Mediana Presión: E-4518.
- Enfriador: E-4506.

El uso de estos intercambiadores en perfectas condiciones es muy importante en el proceso que se lleva a cabo en la Unidad 45, llevando los fluidos a las temperaturas requeridas por el proceso y por ciertos equipos en particular, tales como: el tambor de compensación de diesel, el calentador de diesel, los reactores, los separadores de diesel caliente, el absorbedor de amina y la fraccionadora, y de esa forma asegurarse que los productos finales cumplan con los requerimientos de la empresa y del mercado. Adicionalmente, estos intercambiadores recuperan la energía térmica excedente, que de una u otra manera se perdería, reduciendo así los costos totales en combustibles o servicios de una planta de procesos.

Desde el arranque de la planta de Hidrotratamiento de Diesel el 6 de septiembre del 2004, los intercambiadores de calor E-4501, E-4509 y E-4518 presentaron fugas, las cuales fueron mitigadas colocando trampas de vapor y/o torqueados (Figura 1). Esto permitió que la unidad operara normalmente sin problemas mayores y con un producto dentro de sus especificaciones de calidad. Sin embargo, según reportes de control de revisiones suministrados por ingeniería de instalaciones, desde el 15/08/2006 los intercambiadores de calor E-4501 y E-4509 no han sido evaluados, a pesar de que se han presentado pequeñas fugas de diesel; de forma similar ocurre con el E-4502, el cual tuvo su última reparación el 24/10/2007. Desde entonces a ninguno de estos intercambiadores se les han efectuado mantenimiento ni evaluaciones que permitan detectar la magnitud de los daños causados por las fallas recientes, las cuales no han sido corregidas, así como también la perfecta operación de dichos equipos.

Es por ello que la Superintendencia de Ingeniería de Procesos de la Gerencia Técnica de la Refinería Puerto La Cruz (RPLC), en busca del mejoramiento continuo de sus operaciones, propuso la evaluación de la condición operacional actual de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C, E-4509, para compararla con las condiciones de diseño y verificar el buen funcionamiento de los intercambiadores que ya han presentado fallas. E igualmente tomar medidas preventivas en aquellos intercambiadores que no han sido modificados para evitar daños futuros.



**Figura 1. Torqueado en caliente del intercambiador de calor E-4502
A/B/C**

Por lo antes mencionado, se plantea la necesidad de realizar el trabajo aquí propuesto con el objetivo de evitar prematuras paradas de plantas y por consiguiente, las pérdidas económicas que aquellas acarrearán.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Evaluar los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509, utilizados en la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel (HDT) de la Refinería de Puerto La Cruz.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Recolectar los datos de diseño y operacionales asociados a los intercambiadores de calor de la Unidad HDT.

2. Simular los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 empleados en la Unidad HDT, con los datos de diseño y operacionales, utilizando el simulador de procesos Pro-II.
3. Determinar los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados.
4. Calcular los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor en los intercambiadores, respecto a los valores de diseño.
5. Identificar mediante el análisis de las desviaciones encontradas, los intercambiadores de calor que requieran mantenimiento durante la parada general de planta.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

- En el año 2003, Bejarano, G. elaboró un manual de procedimientos para la planificación de mantenimiento mayor a intercambiadores de calor tipo casco y tubos; para ello describió el funcionamiento operacional de los intercambiadores de calor, detallando cómo fluye el fluido a través de éstos y cómo varía la temperatura a lo largo de los mismos. A su vez especificó las principales causas y efectos de las fallas de los intercambiadores de calor, las cuales fueron el resultado de una investigación realizada con los supervisores de cada planta, y de las inspecciones hechas a cada uno de los intercambiadores durante la preparación de la Parada de Conversión 2003. Creó además formatos de actividades de mantenimiento mayor para intercambiadores. (Bejarano G., 2003)
- En el año 2004, González, R. realizó el levantamiento de los intercambiadores de calor operativos de la Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (FCC); revisó los planos de dicha unidad y las normas relacionadas con el diseño de los intercambiadores de calor; así como también elaboró planos y metodologías de construcción de estos equipos. Todo ello con el objetivo de diseñar anillos de prueba para los intercambiadores de calor, junto con las especificaciones de fabricación de los mismos. (González R., 2004)
- En el 2007, Torres F. evaluó los intercambiadores de calor carga/efluente E-1906 A-E de la Unidad de Hidrotratamiento de

Naftas, con el simulador comercial de procesos Hextran, con los datos de diseño y de operación para evaluar el rendimiento térmico. (Torres F., 2007)

- En el 2009, Gutiérrez A. evaluó los hornos B-4501 y B-4503 de la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel; comparó los factores de combustión, térmicos e hidráulicos actuales con los de diseño; y estableció la máxima capacidad de los hornos a las condiciones de la actualidad. (Gutiérrez A., 2009)
- En la industria petrolera se habla de hidrotratamiento cuando se pone en contacto una alimentación de hidrocarburos con hidrógeno, en presencia de un catalizador y bajo condiciones de operación apropiadas; bien para preparar cargas a otros procesos, para convertir fracciones a otras de menores puntos de ebullición, o para mejorar la calidad de los productos terminados.(Refinería Puerto La Cruz-PDVSA, 2004)

2.2 Hidrotratamiento de diesel

Entre los diferentes tipos de procesos de hidrotratamiento se encuentra el hidrotratamiento de diesel, el cual tiene como objetivo principal la reducción de azufre, nitrógeno y saturación de aromáticos, con el fin de obtener las especificaciones requeridas en el producto diesel. La unidad original fue diseñada por el Instituto Francés de Petróleo (IFP), para tratar cinco tipos de cargas provenientes de las Unidades de Destilación Atmosférica y al Vacío, en dos secciones de reacción combinadas. La capacidad de diseño es de 38.000 barriles de petróleo estándar por día (BPSD) de diesel, y es capaz de operar satisfactoriamente a 50% de su capacidad de diseño sin afectar la calidad del producto. (PDVSA, 2004)

2.2.1 Secciones de la unidad de HDT

El proceso de hidrotratamiento de diesel consta de las siguientes secciones:

- Sección de alimentación

La carga es una mezcla de corrientes de diesel provenientes de las Unidades DA-1/DA-2/DA-3 y de tanques de almacenaje (diesel externa). La carga combinada es calentada en el intercambiador E-4501 por el producto del fondo de la fraccionadora hasta 302°F; para luego ser enviada al tambor de alimentación D-4501, donde es bombeada hacia el intercambiador carga-efluente E-4502 A/B/C a través de las bombas G-4501 A/B, bajo control de flujo por el FIC-45107. El hidrógeno fresco es enviado al tambor D-4507, para después ser comprimido por el G-4503 A/B y mezclado con parte del hidrógeno proveniente del gas de recicló. Antes de mezclar el gas con la carga de diesel, se precalienta en el precalentador de hidrógeno del diesel E-4505A/B. La mezcla líquido-gas es calentada nuevamente en el intercambiador carga-efluente, y aún más en el horno B-4501, a la temperatura de reacción antes de ser alimentada a los reactores D-4502 y D-4503, los cuales se encuentran en serie y operan en modo descendente. (PDVSA, 2004)

- Sección de reacción de diesel

La temperatura de reacción es establecida de acuerdo a la velocidad espacial. De acuerdo a esto el efluente del calentador se envía a los

reactores de diesel D-4502 y D-4503. A fin de limitar el aumento de temperatura dentro de los reactores, el catalizador se instala en dos de ellos, con dos lechos y un lecho, respectivamente. El gas de enfriamiento se inyecta en la sección entre los lechos y entre los reactores bajo control de flujo ajustado con la temperatura de entrada del lecho del catalizador. Los efluentes del reactor ceden calor a través de los intercambiadores carga-efluentes, E-4502 A/B/C, por el lado del tubo, y luego los productos son llevados al separador caliente D-4504. (PDVSA, 2006)

- Sección de separación

El gas del separador caliente es enfriado y parcialmente condensado a través del intercambiador E-4505 A/B con la mezcla de hidrógeno, y luego es enfriado en el E-4507 de aire para ser enviado al separador frío de alta presión D-4510. Este circuito de condensación cuenta con un sistema de inyección de agua de lavado, el cual es utilizado a la entrada de los condensadores E-4507 con el objeto de lavar las sales de amonio que se condensan y cristalizan en el circuito. El sistema consta de un tanque D-4512, de un enfriador de agua y de una bomba de inyección G-4507 A/B. El agua agria que contiene sales es removida, separada en el separador D-4524 y enviada a la unidad de aguas agrias. El líquido de este separador caliente es dirigido al separador caliente de baja presión D-4513 para completar su separación. Los vapores parcialmente condensados, obtenidos del enfriamiento con aire en el E-4508 y provenientes del D-4513, son luego mezclados con el líquido de hidrocarburos del separador D-4510 de alta presión y baja temperatura. La mezcla es finalmente enviada al separador de baja presión y baja temperatura D-4511.

Los hidrocarburos líquidos recuperados del separador D-4511 son enviados a través de la bomba G-4505A a la entrada del enfriador de aire E-4507, con el fin de incrementar la concentración de hidrógeno en la fase gaseosa. Una porción de la fase gaseosa del D-4510 es enviada al tratador de aminas o absorbedor D-4509 de alta presión, para remover el H₂S. En el D-4509 la amina gastada es lavada con agua de circulación a través de la bomba G-4506. El resto del gas del separador D-4510 es destinado directamente hacia el compresor de reciclo G-4504. Este flujo de gas no tratado en el absorbedor permite el control de la concentración de H₂S en el gas de reciclo. (PDVSA, 2006)

- Sección de compresión del gas de reciclo

La presión dentro del sistema del reactor es controlada por el separador de alta presión y baja temperatura, y el compresor de reciclo que suministra el hidrógeno al sistema. El sulfuro de hidrógeno producido durante la conversión de los compuestos de azufre tiende a acumularse en el gas de reciclo, disminuyendo el contenido de hidrógeno, por lo tanto, se requiere purificar este gas de reciclo. El gas incondensable restante en el separador D-4510 es purificado en el absorbedor de amina de alta presión D-4509, y luego succionado a través del compresor de reciclo para mezclarse con el hidrógeno fresco de reposición. (PDVSA, 2004).

- Sección de despojamiento

El diesel hidrotratado fluye desde el separador de baja presión y alta temperatura D-4513, bajo control de nivel, mezclado con el líquido proveniente del precalentador de nafta E-4509 antes de ir hacia la torre de

despojamiento, donde se busca remover el H_2S del producto Diesel por despojamiento con vapor de mediana presión sobrecalentado. En la torre son removidos los hidrocarburos livianos, sulfuro de hidrógeno, vapor e hidrógeno de la alimentación, a través de la corriente del tope que condensa parcialmente el E-4510. Este condensado se recolecta en el tambor D-4515. Los gases incondensables son trasladados a la unidad tratadora de aminas. El tambor D-4515 envía la nafta liviana como reflujo a la torre despojadora D-4514 y en caso de un excedente se puede exportar a las unidades de crudo DA-1 a través de la bomba G-4508 A/B. La fase vapor es mezclada con la purga del D-4511 y enfriada en el intercambiador E-4511 a $100^{\circ}F$, para optimizar la operación del sistema de absorción con aminas D-4527.

La fase acuosa del D-4515 es despachada al separador D-4603. La presencia de detectores de H_2S permite monitorear constantemente los niveles de este componente gaseoso en las áreas donde puedan ocurrir fugas; es decir, cerca de los equipos E-4511 y D-4515. (PDVSA, 2006)

- Sección de fraccionamiento

La carga de la sección de fraccionamiento se bombea desde el fondo del despojador de H_2S D-4514. Los productos de la sección de fraccionamiento son combustibles de turbina y diesel pesado. Estos productos pueden mezclarse para producir un diesel comercial de amplio rango.

El fondo del despojador se carga en el calentador B-4503, bajo control de flujo/control de temperatura en cada paso, ajustado con el controlador de nivel del fondo del despojador. La carga líquida entra al calentador, es

evaporada parcialmente y pasa a la zona de vaporización del fraccionador D-4517. La temperatura de salida del calentador se controla ajustando el gas combustible que va a los quemadores.

El material de diesel pesado es despojado con vapor de mediana presión sobrecalentado en la sección de fondo de la columna. El producto de fondo de la columna es bombeado con G-4511A/B bajo control de flujo ajustado con el control de nivel del fondo, y luego enfriado por intercambio con la nafta proveniente del D-4511 en el E-4509, con diesel en el E-4501, y con aire en el enfriador con aire E-4521, antes de ser almacenados.

El reflujo interno en la torre es proporcionado a través de una corriente de recirculación de tope (*pumparound*) que se retira de la torre D-4517, por acción de las bombas G-4510A/B bajo control de flujo ajustado con el controlador de temperatura en la línea de tope. La corriente de bombeo de recirculación se enfría en el E-4518 y luego regresa a la columna.

El vapor de tope proveniente de la torre D-4517 es condensado totalmente y subenfriado en el condensador del enfriador con aire E-4516. A continuación, las fases de hidrocarburos líquidos y de agua son separadas en el acumulador de diesel liviano D-4518. La fase de agua es bombeada con G-4513A/B, bajo control de nivel de interfase, al tanque de separación del agua de lavado D-4512 que se encuentra en la sección de reacción. La fase líquida de hidrocarburos (combustible de turbina) es bombeada desde el tambor con G-4509A/B, bajo control de flujo ajustado con el control de nivel del tambor. El diesel liviano/combustible de turbina es finalmente enfriado en el enfriador con agua E-4517. Luego puede enviarse directamente a almacenaje, o puede mezclarse parcial o totalmente con diesel pesado para producir un diesel de amplio rango.

El diesel liviano proveniente del E-4517 también puede enviarse parcial o totalmente al coalescedor de diesel M-4505 o al secador de sal para diesel liviano D-4531, a fin de reducir el contenido de agua hasta que se encuentre visualmente libre de agua no disuelta a temperatura ambiente. El diesel liviano que viene del D-4531 se transfiere a almacenaje como combustible de turbina bajo control de nivel (LIC/LV-45176). La fase de agua que se separó en M-4505 se transfiere al tambor de compensación de agua de lavado D-4512 bajo control de nivel (LIC/LV-45640). (PDVSA, 2004).

- Sección de tratamiento con amina

El proceso de hidrotratamiento a las corrientes de nafta y diesel genera dos corrientes de gases ácidos, los cuales son tratados con amina en los absorbedores de alta presión D-4509, que reciben los gases del sistema de diesel y el de baja presión D-4527 proveniente del sistema de nafta. En el D-4509 se reciben los gases del separador D-4501; parte de este gas es desviado antes de entrar al D-4509 para ajustar el contenido de H₂S hasta 1% vol. (PDVSA, 2006)

A continuación en la Figura 2.1 se presenta un diagrama del proceso que lo explica de una forma gráfica y sencilla.

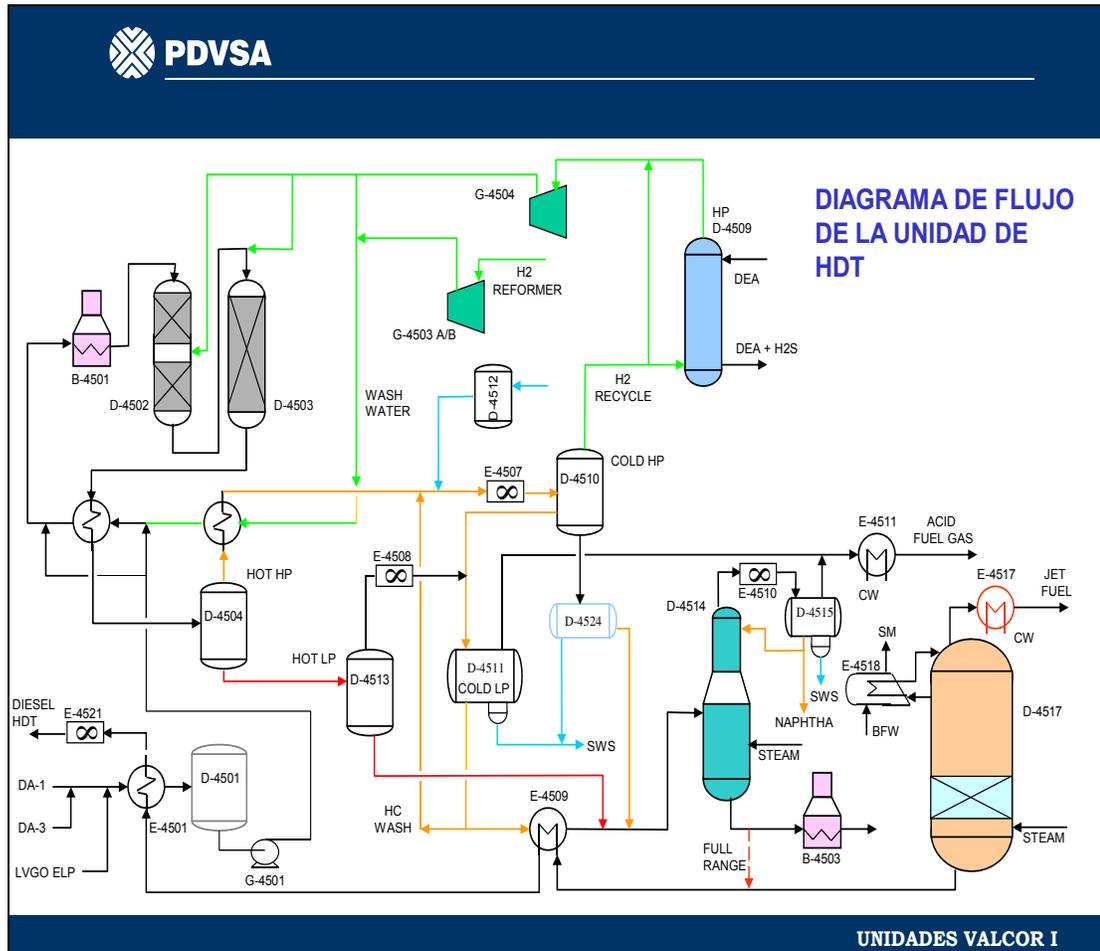


Figura 2.1 Diagrama de Flujo de la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel (HDT). (PDVSA, 2004)

2.3 Transferencia de calor en intercambiadores de calor

El proceso en el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distintas temperaturas, se denomina transferencia de calor. Generalmente, en la industria de procesos esta transferencia se realiza en equipos llamados intercambiadores de calor. Cuando se manejan flujos grandes se usa un intercambiador de coraza y tubos, que es el tipo más importante en las

industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos distribuidos en forma de manojo están encerrados en una sola coraza, y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos dentro de la coraza. En estos equipos donde los fluidos no están en contacto directo (no hay intercambio de materia, sólo de energía) la transferencia de calor es llevada a cabo por convección y conducción. La cantidad de calor transmitido por unidad de masa de un fluido a otro depende de la fuerza impulsora y de las resistencias que se encuentran en el sistema. (PDVSA, 1990)

2.3.1 Tipos de transferencia de calor

En general, hay tres formas en las que el calor pueden pasar a través de dos cuerpos materiales, caliente y frío; siendo un cuerpo la fuente y el otro el receptor respectivamente. Estas formas de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación.

2.3.1.1 Conducción

Cuando se habla de conducción se refiere a la transmisión de calor desde la región más caliente hasta la más fría de un cuerpo por contacto molecular directo, en el cual no tenga un movimiento observable de materia. En sólidos metálicos la conducción del calor resulta del movimiento de los electrones no ligados y existe una estrecha relación entre la conductividad térmica y la conductividad eléctrica. En los sólidos que son malos conductores de la electricidad, y en la mayor parte de los líquidos, la conducción del calor se debe al transporte de la cantidad de movimiento de las moléculas individuales a lo largo del gradiente de temperatura. (Holman, 1999)

En gases la conducción se produce por el movimiento al azar de las moléculas, de forma que el calor difunde desde regiones más calientes hasta otras más frías.

Los fundamentos de la conducción de calor se atribuyen generalmente a Fourier. A través del tiempo se ha observado que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial o fuerza impulsora, e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema:

$$\text{flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{resistencia}} \quad (\text{Ec.2.1})$$

Entre las aplicaciones derivadas de la ley de Fourier se encuentran:

- La pared plana

La ecuación de transferencia de calor en estado estable a través de una pared de conductividad k (Btu/h.pie.°F), área A (pie²) y de grosor X (pie) con una diferencia de temperatura entre sus caras es:

$$Q = \frac{k \cdot A}{X} \cdot (T_{si} - T_{se}) \quad (\text{Ec.2.2})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor por conductividad (Btu/h)

K: Conductividad térmica (Btu/h.pie.°F)

A: Área (pie²)

X: Grosor de la pared (pie)

Tsi: Temperatura de salida interna (°F)

Tse: Temperatura de salida externa (°F)

- Si la pared es cilíndrica

En el caso que tenga radios externo e interno r_o y r_i (pulg), respectivamente, con longitud L (pie), la ecuación de transferencia de calor es: (Kern, 1999)

$$Q = \frac{2\pi \times k \times L \cdot (T_{si} - T_{se})}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (\text{Ec.2.3})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor por conductividad (Btu/h)

K: Conductividad térmica (Btu/h.pie.°F)

L: Longitud (pie)

Tsi: Temperatura de salida interna (°F)

Tse: Temperatura de salida externa (°F)

r_o : Radio externo (pulg)

r_i : Radio interno (pulg)

- Si la pared es esférica

Siendo igualmente r_o y r_i (pulg) sus radios externo e interno, respectivamente, el calor transferido a través de ella se representa como:

$$Q = \frac{4\pi \times r_o \times r_i \times k \times (T_{si} - T_{se})}{r_o - r_i} \quad (\text{Ec.2.4})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor por conductividad (Btu/h)

K: Conductividad térmica (Btu/h.pie.°F)

Tsi: Temperatura de salida interna (°F)

Tse: Temperatura de salida externa (°F)

ro: Radio externo (pulg)

ri: Radio interno (pulg)

2.3.1.2 Convección

Es uno de los mecanismos de transferencia de energía en el cual se mezclan íntimamente grupos de material debido a las diferencias de densidades del fluido frío y caliente. Dentro de la convección se puede encontrar otro mecanismo llamado convección forzada; en éste un agitador mecánico o una diferencia de presión externamente impuesta (por un ventilador o un compresor) es lo que produce el mezclado. La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido.

El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de esta convección se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos. Las convecciones libre y, forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto, la más común. (Levenspiel, 1993)

Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre. La transferencia de calor por convección sobre un área A, cuando el fluido desarrolla un coeficiente h con una diferencia de temperatura entre sí y la superficie del recipiente que lo contiene, es:

$$Q = h_i \times A_i \times (T_p - T_{si}) \quad (\text{Ec.2.5})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor por convección (Btu/h)

h: Coeficiente convectivo (Btu/h.pie.°F)

T_{si}: Temperatura de salida interna (°F)

T_p: Temperatura recipiente (°F)

2.3.1.3 Radiación

Es uno de los métodos de transferencia de energía, el cual se realiza por medio de ondas magnéticas a través del espacio tal como las ondas de la luz, infrarrojas, ultravioleta y radio, que emanan desde un cuerpo caliente y se absorben por uno frío. Para que la radiación se transforme en calor o en algún tipo de energía debe pasar por un espacio no vacío, es decir por un material y a partir de éste, la radiación se transmitirá, reflejará o absorberá. (Levenspiel, 1993)

Sólo la energía absorbida se transformará de forma cuantitativa en calor de la siguiente manera:

$$Q = F_A \times F_E \times A_1 \times \sigma \times (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{Ec.2.6})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor por radiación (BTU/h)

F_A : Factor geométrico, adimensional

F_E : Factor de emisividad, adimensional

A: Área (pie^2)

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, adimensional

T_1 : Temperatura del cuerpo emisor ($^{\circ}\text{F}$)

T_2 : Temperatura del cuerpo receptor ($^{\circ}\text{F}$)

2.4 Ensuciamiento en superficies de transferencia de calor

El ensuciamiento está referido a cualquier capa o depósito de materias extrañas en una superficie de transferencia de calor. Generalmente estos depósitos poseen baja conductividad térmica, lo que origina una resistencia a la transferencia de calor, reduciendo el coeficiente global (U) de transferencia de calor.

Existen diferentes tipos de ensuciamiento que se producen en los equipos de proceso. La sedimentación es la deposición de materiales finamente divididos, a partir del fluido del proceso. Una de las resistencias más comunes e importantes a la transferencia está constituida por los productos de corrosión. En los procesos asociados al petróleo, pueden ocurrir acumulaciones de coque y otras sustancias, así como incrustaciones de cieno y lodos, que recubren las superficies y constituyen una resistencia considerable a la transferencia de calor. (PDVSA, 1990)

2.4.1 Factores de ensuciamiento

En las paredes internas y externas de los tubos de intercambiadores, generalmente se forma ensuciamiento causado por sedimentos, polímeros y otros depósitos, cuando aquellos se encuentran en servicio. Los valores que

se utilizan en el diseño toman en cuenta las resistencias que se van generando durante la operación normal del equipo y un tiempo de servicio razonable entre los períodos de limpieza. Existen valores de factores de ensuciamiento que están basados en recomendaciones de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA), y en las experiencias pasadas. Estos factores se aplican en la superficie sobre la cual ocurre ensuciamiento. (PDVSA, 2004)

Estos factores de ensuciamiento también son llamados factores de incrustación, identificados con las letras R_f , que representan una resistencia adicional al flujo de calor y, como consecuencia, reducen el rendimiento; deben incluirse junto a las demás resistencias térmicas que forman el coeficiente de transferencia de calor total.

Los factores de ensuciamiento deben obtenerse experimentalmente, determinando los valores de U tanto para condiciones limpias como de incrustación en el intercambiador de calor. Es definido por la siguiente ecuación:

$$R_f = U_{\text{sucio}}^{-1} - U_{\text{limpio}}^{-1} \quad (\text{Ec.2.7})$$

Donde:

R_f : Factor de ensuciamiento, $(\text{BTU}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F})^{-1}$

U_{sucio} : Coeficiente global de transferencia de calor sucio $(\text{BTU}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F})$

U_{limpio} : Coeficiente global de transferencia de calor limpio $(\text{BTU}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F})$

2.5 Coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de carcasa y tubo

El coeficiente de transferencia de calor total U se define por medio de la relación:

$$Q = UA\Delta T_{total} \quad (\text{Ec.2.8})$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor (BTU/h)

U: Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h.pie².°F)

A: Área (pie²)

ΔT_{total} : Diferencia de temperatura (°F)

Para los intercambiadores de carcasa y tubo, el coeficiente de transmisión de calor h_i para el fluido del lado de los tubos se puede calcular a partir de la ecuación de Colburn:

$$\frac{h_i}{C_p \times G} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k}\right)^{2/3} \times \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14} = \frac{0,023}{\left(\frac{D \times G}{\mu}\right)^{0.25}} \quad (\text{Ec.2.9})$$

Donde:

h_i : Coeficiente local de transferencia de calor interno (BTU/h.pie.°F)

C_p : Capacidad calorífica (BTU/Lb.°F)

G: Velocidad másica (Lb/h.pie²)

μ : Viscosidad del fluido (Lb/pie.h)

μ_w : Viscosidad del fluido en la pared (Lb/pie.h)

D: Diámetro (pie)

En esta ecuación todas las propiedades físicas del fluido, excepto μ_w , se evalúan a la temperatura global T y no deberá utilizarse para números de Reynolds inferiores a 6000 o para metales fundidos, que tienen números de Prandtl muy bajos.

De forma más compacta, la ecuación anterior se puede escribir de la siguiente manera:

$$N_{Nu} = 0,023 \times (N_{Re})^{0,8} \times (N_{Pr})^{1/3} \times \phi_v \quad (\text{Ec.2.10})$$

Donde:

N_{Nu} : Número de Nuselt, adimensional

N_{Re} : Número de Reynolds, adimensional

N_{Pr} : Número de Prandtl, adimensional

Normalmente el coeficiente para el lado carcasa ho no se puede calcular, debido a que el sentido del flujo es parcialmente paralelo a los tubos y parcialmente perpendicular a los mismos, y además que el área de la sección transversal de la corriente y la velocidad de flujo de masa de la corriente varían a medida que el flujo cruza el banco de tubos, provocando una especie de cortocircuito del líquido del lado de la carcasa, reduciendo así la eficacia del intercambiador. Sin embargo, se puede predecir los coeficientes del lado de carcasa mediante la ecuación de Donohue, la cual se basa en una velocidad media ponderada G_e del fluido que circula paralelamente a los tubos y la que fluye a través de los mismos. (Kern, 1999)

$$\frac{h_c \times D_o}{k} = 0,2 \times \left(\frac{D_o \times G_e}{\mu} \right)^{0,6} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{0,3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{Ec.2.11})$$

Donde:

h_o : Coeficiente local de transferencia de calor externo (BTU/h.pie.°F)

C_p : Capacidad calorífica (BTU/Lb.°F)

G_e : Velocidad másica (Lb/h x pie²)

μ : Viscosidad del fluido (Lb/pie x h)

μ_w : Viscosidad del fluido en la pared (Lb/pie.h)

D_o : Diámetro (pie)

2.6 PRO-II CON PROVISIÓN 8.0

PRO/II es un programa de simulación desarrollado por la (Invensys Simsci-Esscor, 2006) SIMSCI, que modela procesos en estado estacionario presentes en industrias químicas, de petróleo y gas natural. Este programa permite modelar el comportamiento operacional de plantas químicas y cuantificar el efecto que tienen ciertas variables sobre el proceso.

Combina los recursos presentes en la base de datos de la biblioteca del simulador (como los componentes químicos), con los métodos de predicción de propiedades termodinámicas.

Este simulador cuenta con avanzadas técnicas de operación que permiten realizar todos los cálculos de balances de materia y energía necesarios, según el caso de estudio. A través de este programa se pueden modelar y optimizar procesos de transferencia de masa y calor, realizar cálculos hidráulicos en unidades de operación y tuberías, y evaluar las condiciones y restricciones operacionales de equipos que incluyen intercambiadores de calor, mezcladores, columnas, reactores, compresores, bombas, tambores *flash*, entre otros, de cualquier planta química, refinadora y petroquímica, diseñar nuevos procesos, monitorear, optimizar, y mejorar los rendimientos y la rentabilidad de las plantas.

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Recolección de los datos de diseño y operacionales asociados a los intercambiadores de calor de la Unidad HDT

Mediante la revisión de los Diagramas de Procesos (PFD) de la planta de hidrotratamiento de diesel, Diagramas de Instrumentación y Tuberías (P&ID), catálogos mecánicos, hojas de datos de diseños de los intercambiadores de calor a evaluar (*data sheets*), manuales de operación de la planta, manual técnico del simulador de procesos PRO-II, trabajos de grados e informes técnicos previos, se obtuvo la información necesaria que permite definir los aspectos teóricos que tienen lugar en el proceso, así como las especificaciones de los intercambiadores de calor, fluidos y sus correspondientes propiedades físicas y químicas; las cuales proveen una gran ayuda para el desarrollo de este proyecto.

Mediante entrevistas informales al personal técnico, operadores e ingenieros de la planta se obtuvieron datos del funcionamiento de los equipos, alimentaciones de carga, entre otros y mediante los catálogos mecánicos se recopilaron los datos necesarios de diseño.

La Refinería Puerto La Cruz (RPLC) cuenta con un laboratorio en el que realizan análisis a las corrientes de diesel de la unidad 45. Para dichas corrientes la información requerida es la curva de destilación según el método ASTM D-86 y su gravedad API.

La mayoría de los parámetros operacionales fueron tomados del sistema Aspen Process Explorer, el cual permite visualizar y almacenar las medidas de aquellos elementos que tengan señal a la sala de control de procesos. Entre estos parámetros se encuentran las temperaturas, flujos volumétricos y presiones de entrada y salida tanto para el fluido de proceso como para el fluido que sirve como medio de calentamiento.

Algunos de estos parámetros tales como las presiones de entrada y salida del fluido de proceso en los intercambiadores de calor, fueron tomados en las visitas a planta. En algunos casos con la ayuda del personal técnico y operadores, los valores de temperaturas de entrada de los intercambiadores fueron medidos con un pirómetro, dado que no hay ningún elemento de temperatura acoplado a la línea de alimentación en los equipos.

Se debe mencionar que tanto el sistema Aspen Process Explorer como el de Laboratorio tienen conexión con Microsoft Excel, que hacen posible el manejo y utilización de los datos mencionados en los equipos a evaluar.

3.2 Simulación DE los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E4509 empleados en la Unidad HDT, con los datos de diseño y operacionales, utilizando el simulador de procesos Pro-II

La simulación de cada uno de los intercambiadores de calor de coraza y tubos a evaluar se llevó a cabo mediante el uso del programa de simulación de procesos PRO-II con Provision, versión 8.0.

3.2.1 Simulaciones con datos de diseño

El primer paso para esta etapa del proyecto se realizó mediante la construcción del diagrama de flujo del proceso donde se observa el intercambiador de calor tipo coraza y tubos con sus respectivas corrientes, como se muestra en las figuras B.1 a B.3 (anexo B).

Seguidamente se especificaron los componentes químicos presentes en el sistema; para los componentes puros se utilizó la biblioteca de componentes contenida en el programa de simulación.

Y para los componentes del petróleo fueron definidos posteriormente; para ello fue preciso suministrar los puntos de ebullición normal, la densidad estándar del líquido y los pesos moleculares de cada uno de los pseudocomponentes, como se muestra en la figura B.1.1 (anexo B).

Como se observa en la figura B.1.2, los componentes se ordenaron de acuerdo a sus volatilidades, comenzando con el más liviano. Los pseudocomponentes generados por el PRO/II con Provision a partir de los datos ingresados en una corriente con ensayo de petróleo (Petroleum Stream Assay), se añaden posteriormente de forma automática al final de la lista de componentes.

La selección del modelo termodinámico apropiado es un paso importante en la solución de una simulación, ya que este comprende una gran variedad de modelos matemáticos, los cuales son necesarios para la realización de los cálculos y la obtención de resultados adecuados. Para el presente trabajo se emplearon las ecuaciones de estado Soave-Redlich-Kwong (SRK), las cuales son una modificación de la ecuación de estado

Redlich-Kwong (basada en la ecuación de van der Waals), como se muestra en la figura B.1.3 del anexo B. Esta ecuación brinda predicciones exactas para mezclas de hidrocarburos no polares y agua. Se aplica para los procesos que involucran los hidrocarburos livianos como en el procesamiento de gas natural y el procesamiento de productos livianos en plantas refinadoras de gas.

Posteriormente se suministró información para las corrientes de alimentación: condiciones de las corrientes, flujos, temperaturas y presión (figuras B.1.4 y B.1.5) las cuales se obtuvieron del despliegue de consola de la unidad 45 mediante el programa Aspen Process Explorer. Las principales corrientes de alimentación fueron las cargas de diesel.

Este simulador tiene la particularidad de requerir los datos necesarios para el funcionamiento del mismo, los cuales son resaltados en color rojo para indicar que ese dato es necesario; al introducir este dato el color cambia y no se resalta, lo que indica que ya fueron especificados los datos mínimos para su convergencia.

Una vez introducida toda la información anterior y la mostrada en los campos de la figura B.1.6, se realizó la simulación. Para validar el modelo desarrollado bajo parámetros de diseño se compararon los resultados obtenidos de la simulación (flujos de alimentación y productos, factor de corrección (FT), temperaturas de entradas y salidas de las corrientes de ambos lados (coraza y tubos), áreas de transferencia de calor, y tasas de transferencia de calor), con los establecidos en las hojas de datos de diseño (*data sheets*) de cada uno de los equipos.

Los datos de cada una de las corrientes de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C Y E-4509 en los casos diseños y operación, fueron introducidos al simulador y se presentan en la tabla C.1 (Anexo C).

3.2.2 Simulación con las condiciones de operación

Posteriormente tomando como base la simulación de los casos de diseño se llevó a cabo la simulación a condiciones de operación; introduciendo los datos de las variables de proceso (temperatura y flujo) actuales o reales, que fueron obtenidos a partir del Programa Aspen Process Explorer y de mediciones realizadas en campo, para las temperaturas no reportadas por el programa.

Los principales parámetros evaluados de los intercambiadores fueron la transferencia de calor y el factor de ensuciamiento. Se compararon los flujos de las corrientes de salida arrojados por las simulaciones con los valores de diseño y las condiciones operacionales actuales de cada uno de los equipos a estudiar, siendo el factor de ensuciamiento el parámetro relevante para decidir si un intercambiador presentaba alguna limitación.

Seguidamente, estos parámetros fueron relacionados con los valores máximos permitidos de acuerdo a las normas de PDVSA para intercambiadores de calor adaptadas a las normas TEMA.

3.3 Determinación de los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados

3.3.1 Cálculo del flujo de calor transferido (*duty*)

Para determinar el flujo de calor transferido en los intercambiadores, se utilizó la ecuación 3.1. Este es igual a la tasa de calor desprendido por la corriente de fluido caliente en su paso por el intercambiador; en este proyecto tanto en los casos diseños como en los de operación el fluido caliente circula por los tubos. Este cálculo se realizó para cada uno de los intercambiadores.

$$Duty = Q_{total} = \dot{m} \times Cp \times (T_1 - T_2), \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

Q_{total} : Flujo de calor transferido (Btu/h)

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido caliente (Lb/h)

Cp : Capacidad Calorífica (BTU/Lb.°F)

T_1 : Temperatura de entrada del lado tubos (°F)

T_2 : Temperatura de salida del lado tubos (°F)

3.3.2 Cálculo del flujo de calor ganado

El flujo de calor ganado por el agua fría a su paso por los intercambiadores se calculó por:

$$Q_{ganado} = \dot{m} \times Cp \times (t_1 - t_2) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

Q_{ganado} : Flujo de calor ganado (Btu/h)

\dot{m} : Flujo másico del fluido frío (Lb/h)

Cp : Capacidad Calorífica (BTU/Lb.°F)

t_1 : Temperatura de entrada del lado coraza (°F)

t_2 : Temperatura de salida del lado coraza (°F)

3.3.3 Cálculo del flujo de calor disipado al ambiente

Para el cálculo del flujo de calor disipado al ambiente se realizó un balance de calor obteniéndose lo siguiente:

$$Q_{fluido\ caliente} = Q_{fluido\ frío} + Q_{disipado} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$$Q_{disipado} = Q_{fluido\ caliente} - Q_{fluido\ frío} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

De esta forma:

$$Q_{disipado} = Q_{total} - Q_{ganado} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

3.3.4 Factor de corrección FT

Para la corrección de las temperatura de acuerdo a la orientación del flujo, se utilizó el factor de corrección F_T el cual se obtuvo gráficamente de la figura C.1 del anexo C (Kern, 1990), interceptando los parámetros adimensionales R y S, los cuales se obtienen por las ecuaciones 3.6 y 3.7, respectivamente.

$$R = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$S = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_1} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

T_1 : Temperatura de entrada del lado tubo (°F)

T_2 : Temperatura de salida del lado tubo (°F)

t_1 : Temperatura de entrada del lado coraza (°F)

t_2 : Temperatura de salida del lado coraza (°F)

3.3.5 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura

Para el calcular el coeficiente global de transferencia de calor con ensuciamiento sucio, se utilizó la media logarítmica de la diferencia de temperatura, ya que a medida que los fluidos se desplazan a través de un

intercambiador, se enfrían o se calientan y presentan variaciones de temperaturas. Esta media viene dada por la ecuación 3.8.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right]} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

T_1 : Temperatura de entrada del lado tubo (°F)

T_2 : Temperatura de salida del lado tubo (°F)

t_1 : Temperatura de entrada del lado coraza (°F)

t_2 : Temperatura de salida del lado coraza (°F)

3.3.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con ensuciamiento

El coeficiente global de transferencia de calor suele expresarse como la transferencia total de calor por combinación de conducción y convección, basado en un área A del intercambiador de calor y se determina mediante la ecuación 3.9

$$U_{o(t)} = \frac{Q_{total}}{A \times F_T \times \Delta T_{Lm}} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

$U_{o(t)}$ = Coeficiente global de transferencia de calor sucio (BTU/°F.pie².h)

Q = Calor transferido (BTU/h)

F_T = Factor de corrección, adimensional

A = Área del intercambiador (pie²)

ΔT_{Lm} = Diferencia de temperatura media logarítmica (°F)

3.3.7 Cálculo de las Temperaturas Calóricas

Para la determinación de este valor, primero hubo que hallar gráficamente el valor del factor Kc, el cual se obtuvo al interceptar los valores de diferencia de temperatura (t_2-t_1) y (T_1-T_2), de la coraza y del lado de los tubos, respectivamente, con los grados API de los hidrocarburos, disponibles en la tabla C.2. (Kern, 1990).

El valor mayor de Kc encontrado, se tomó como valor de referencia y se interceptó con el valor del cociente de las temperaturas frías y calientes, según la ecuación 3.10 en la Figura C.2 del anexo C (Kern, 1990). Y así se encontró el valor de la fracción calorífica Fc, muy útil cuando la película controlante es la de un corte de petróleo; este valor fue sustituido en las ecuaciones 3.11 y 3.12, para el cálculo de las temperaturas calóricas.

$$\frac{\Delta t_{frío}}{\Delta T_{caliente}} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Lado coraza: $T_{c_s} = t_1 + Fc \times (t_2 - t_1)$ (Ec. 3.11)

Lado tubos: $T_{c_t} = T_2 + Fc \times (T_1 - T_2)$ (Ec. 3.12)

Donde:

T_{cs} : Temperatura calórica del lado coraza (°F)

T_{ct} : Temperatura calórica del lado tubos (°F)

T_1 : Temperatura de entrada del lado tubo (°F)

T_2 : Temperatura de salida del lado tubo (°F)

t_1 : Temperatura de entrada del lado coraza (°F)

t_2 : Temperatura de salida del lado coraza (°F)

Fc: Fracción calorífica, adimensional

3.3.8 Determinación del diámetro equivalente de la coraza

Una vez que se conoció el diámetro externo de los tubos, el *pitch* y el arreglo de los tubos se puede conocer el diámetro equivalente de la coraza, utilizando la figura C.3, (Kern, 1990).

3.3.9 Cálculo del área de flujo en la coraza

La velocidad lineal y velocidad másica del fluido cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo, a un máximo en el centro de la coraza. El cálculo del área de flujo por la coraza se realizó mediante la ecuación 3.13, una vez conocidos los aspectos físicos del intercambiador.

$$A_s = \frac{DI_e \times C' \times B}{144 \times Pt}$$

(Ec. 3.13)

Donde:

- As: Área de flujo lado coraza (pie^2)
 DI_s: Diámetro interno de la coraza (plg)
 C': Espaciado entre tubos (plg)
 B: Espaciado de deflectores (plg)
 Pt (*pitch*): espaciado de los tubos (plg).

3.3.10 Espaciado entre tubos

Este valor está definido como la diferencia entre el espaciado de los tubos y el diámetro externo de los mismos; Se ve expresado en la ecuación 3.14.

$$C' = Pt - do \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde:

- Pt (*pitch*): espaciado de los tubos (plg)
 do: diámetro externo de los tubos en (plg).

3.3.11 Espaciado de deflectores

El espaciado de deflectores se ubicó según el siguiente rango:

- Espaciado mínimo= 20% DI_s
 Espaciado máximo= DI_s.

3.3.12 Cálculo de la velocidad másica en la coraza

Uno de los factores que influyen en la determinación del número de Reynolds es la velocidad másica, la cual se halla al dividir el flujo másico entre el área de flujo, como se muestra a continuación:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_f}, \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde:

G_s : Velocidad másica del fluido en la coraza (Lb/h.pie²)

\dot{m}_s : Flujo másico del fluido frío (Lb/h)

A_s : Área de flujo lado coraza (pie²).

3.3.13 Cálculo del valor del número adimensional de Reynolds

El factor de transferencia de calor J_H dependió del cálculo del Número de Reynolds, a través de las ecuaciones 3.16 y 3.17; las cuales corresponden a la transferencia por la coraza y los tubos, respectivamente, estos obedecen a las propiedades físicas del fluido y se establece a las temperaturas calóricas.

$$\text{Lado coraza:} \quad Re_s = \frac{D_{eq} \times G_s}{\mu_{cs}} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$\text{Lado tubos:} \quad Re_t = \frac{DI_t \times G_t}{\mu_{ct}} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde:

Re_s : Número de Reynolds en la coraza, adimensional

Deq : Diámetro equivalente de la coraza (pie)

G_s : Velocidad másica del fluido en la coraza (Lb/h.pie²)

μ_s : Viscosidad del fluido en la coraza a la temperatura calórica (Lb/pie.h)

Re_t : Número de Reynolds en los tubos, adimensional

DI: Diámetro interno de los tubos (pie)

G_t : Velocidad másica del fluido en los tubos (Lb/h.pie²)

μ_t : Viscosidad del fluido en los tubos a la temperatura calórica (Lb/pie.h).

3.3.14 Factor de transferencia de calor (J_H)_s

Este valor es adimensional y se obtuvo al interceptar el número de Reynolds, con la diagonal de la figura C.3 (Kern, 1990); sus valores se muestran en la tabla C.6 del anexo C.

3.3.15 Número de Prandtl

Este número representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular térmica o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica, y se obtuvo utilizando la ecuación 3.18. Al igual que el número de Reynolds este término depende de las propiedades físicas de los fluidos, las cuales fueron calculadas a las temperaturas calóricas tanto en la coraza como en los tubos.

$$Pr = \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (\text{Ec.3.18})$$

Donde:

Pr: Número de Prandtl

C_p : Capacidad calorífica del fluido a la temperatura calórica (BTU/Lb.°F)

μ : Viscosidad del fluido a la temperatura calórica (Lb/pie.h)

k : Conductividad térmica del fluido a la temperatura calórica (BTU/h.pie.°F)

3.3.16 Cálculo del coeficiente local promedio de calor por convección externo e interno

Una vez que se determinó el factor (J_H), y conociendo las propiedades físicas del fluido en la coraza se procedió a calcular el coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección externo (ho'), usando la ecuación 3.19.

Se supuso que las viscosidades no variaban mucho, así que el tercer término después de la igualdad se hizo 1, por lo que la ecuación se redujo a la ecuación 3.20.

De igual forma ocurrió con el cálculo del coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno, el cual se obtuvo mediante la ecuación 3.21.

$$ho' = \frac{(J_H)_{S \times K_s}}{Deq} \times Pr \times \left(\frac{\mu_s}{(\mu_w)_s} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec.3.19})$$

$$ho' = \frac{(J_H)_{S \times K_s}}{Deq} \times Pr \quad (\text{Ec.3.20})$$

Donde:

ho' : coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección externo (BTU/h.pie.°F)

$(J_H)_S$: Factor de transferencia de calor por la coraza, adimensional

K_s : Conductividad térmica del fluido a la temperatura calórica por el lado coraza (BTU/h.pie.°F)

Deq: Diámetro equivalente de la coraza (pie)

Pr: Número de Prandtl, adimensional

μ_s : Viscosidad del fluido a la temperatura calórica (Lb/pie.h)

$(\mu_w)_s$: Viscosidad del fluido en el lado coraza a la temperatura de la pared (Lb/pie.h)

$$hi' = \frac{(J_H)_{t, K_t} \times Pr}{DI} \quad (\text{Ec.3.21})$$

Donde:

hi': Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno (BTU/h.pie.°F)

$(J_H)_t$: Factor de transferencia de calor por los tubos, adimensional

K_t : Conductividad térmica del fluido a la temperatura calórica por el lado tubos (BTU/h.pie.°F)

DI: Diámetro interno de los tubos (pie)

Pr: Número de Prandtl, adimensional

3.3.17 Diámetro Interno de los tubos y área de sección transversal por cada tubo A_t

Estos valores mecánicos se obtuvieron de la tabla C.5, (Kern 1990), al alinear el diámetro externo de los tubos y espesor de la pared, para un determinado valor del número BWG.

3.3.18 Número de tubos

Este es un valor que se reflejó tanto en la hoja de datos de diseño como en la simulación. Para reducir el porcentaje de desviación, al momento de realizar los cálculos manuales, se utilizó la ecuación 3.22, para así corroborar la información suministrada.

$$N_t = \frac{A}{\pi \times L \times D_o} \quad (\text{Ec.3.22})$$

Donde:

A : Área del intercambiador (pie²)

L: Longitud de los tubos (pie)

D_o : Diámetro externo de los tubos (pie)

3.3.19 Área de flujo lado tubos

Para obtener este valor se utilizó la ecuación 3.23, la cual expresa muy bien el paso del fluido por este lado del intercambiador; dicha ecuación toma en cuenta el número de tubos, el área de sección transversal de cada tubo y el número de pasos del fluido a través de los mismos.

$$A_f = \frac{N_t \times A_t}{N \text{ pasos}} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

Donde:

A_f : Área de flujo lado tubos (pie²)

A_t : Área de sección transversal por cada tubo (pie²)

N_{pasos} : Número de pasos por los tubos, adimensional

3.3.20 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

De forma similar al punto 3.3.12, para la obtención de este valor se divide el flujo másico que pasa por los tubos entre el área de flujo por el mismo lado, como se indica en la ecuación 3.24.

$$Gt = \frac{\dot{m}_c}{A_f} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Donde:

Gt: Velocidad másica del fluido en los tubos (Lb/h.pie²)

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido caliente (Lb/h)

Af: Área de flujo lado tubos (pie²)

3.3.21 Corrección del coeficiente hi'

Ya que durante el cálculo del coeficiente local promedio de calor por convección interno se supuso que las viscosidades a la temperatura calórica y a la temperatura de la pared eran similares, hubo que utilizar un factor de corrección y así disminuir los errores de los resultados, debido a que en la realidad este valor varía con las temperaturas, en muchos casos considerablemente; por lo que se hizo necesario el uso de este factor, calculado a través de la ecuación 3.25.

$$hi_o' = hi' \times \left(\frac{D_i}{d_o} \right) \quad (\text{Ec.3.25})$$

Donde:

h_{io}' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno corregido o también llamado coeficiente local promedio de calor por convección interno referido al área externa (BTU/h.pie.°F)

h_i' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno (BTU/h.pie.°F)

DI: Diámetro interno de los tubos (plg)

do: Diámetro externo de los tubos (plg)

3.3.22 Temperatura de la pared

De forma general se puede decir que el tubo está a la temperatura de la superficie externa de la pared t_w y puede ser calculada a partir de las temperaturas calóricas cuando h_{io}' y h_o' , son conocidas.

$$t_w = t_{cs} + \frac{h_{io}'}{h_{io}' + h_o'} \times (T_{cs} - T_{cs}) \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Donde:

t_w : Temperatura de la pared (°F)

t_{cs} : Temperatura calórica fría (°F)

h_{io}' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno corregido (BTU/h.pie.°F)

h_o' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección externo (BTU/h.pie.°F)

t_{ct} : Temperatura calórica caliente (°F)

3.3.23 Factor de corrección por viscosidad

Este cálculo se realizó para poder obtener el valor real del coeficiente de convección externo e interno. Se determinó dicho factor tanto para la coraza como para los tubos, utilizando las ecuaciones 3.27 y 3.28.

$$\text{Lado coraza: } Q_s = \left(\frac{\mu_s}{(\mu_w)_s} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec.3.27})$$

$$\text{Lado tubos: } Q_t = \left(\frac{\mu_t}{(\mu_w)_t} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec.3.28})$$

Donde:

Q_s : Factor de corrección por viscosidad en la coraza, adimensional

Q_t : Factor de corrección por viscosidad en los tubos, adimensional

μ_s : Viscosidad del fluido a la temperatura calórica (Lb/pie.h)

$(\mu_w)_s$: Viscosidad del fluido en el lado coraza a la temperatura de la pared (Lb/pie.h)

μ

μ_t : Viscosidad del fluido a la temperatura calórica (Lb/pie.h)

$(\mu_w)_t$: Viscosidad del fluido en el lado tubos a la temperatura de la pared (Lb/pie.h)

3.3.24 Coeficiente corregido h_o y h_i

Una vez que se corrigieron las viscosidades se procedió a calcular el verdadero coeficiente local de transferencia de calor mediante las ecuaciones 3.29 y 3.30.

Lado coraza: $h_o = h_o' \times \Phi_s$ (Ec.3.29)

Lado tubos: $h_{io} = h_{io}' \times \Phi_t$ (Ec.3.30)

Donde:

h_o : Coeficiente local de transferencia de calor externo (BTU/h.pie².°F)

h_o' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección externo (BTU/h.pie.°F)

Φ_s : Factor de corrección por viscosidad en la coraza, adimensional

h_{io} : Coeficiente local de transferencia de calor interno, referido al diámetro externo del tubo (BTU/h.pie².°F)

h_{io}' : Coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno corregido (BTU/h.pie.°F)

Φ_t : Factor de corrección por viscosidad en los tubos, adimensional

3.3.25 Resistencia de la pared del tubo

Para este valor general se toma un aproximado de 0,0003, pero se calculo mediante la ecuación 3.31 (PDVSA, 2004).

$$r_w = \frac{d_o \times \ln \frac{r_o}{r_i}}{24 \times k_{tubo}} \quad (\text{Ec.3.31})$$

Donde:

r_w : resistencia de la pared del tubo (BTU/h.pie².°F)

d_o : Diámetro externo de los tubos (plg)

r_o : radio externo del tubo (plg)

r_i : radio interno del tubo (plg)

k_{tubo} : conductividad térmica del material de construcción del tubo (BTU/h.pie.°F)

3.3.26 Coeficiente global de transferencia de calor

Cuando el calor fluye desde un fluido que circula de un lado de un tubo a otro fluido que circula por el otro lado del tubo, dicho calor debe vencer ciertas resistencias como la resistencia de película en el interior y en el exterior del tubo, la resistencia de la pared y los factores de ensuciamiento, como se muestra en la siguiente expresión:

$$U_o = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + r_w + R_D \right]^{-1} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde:

U_o : Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h.pie².°F)

h_{io} : Coeficiente local de transferencia de calor interno, referido al diámetro externo del tubo (BTU/h.pie².°F)

h_o : Coeficiente local de transferencia de calor externo (BTU/h.pie².°F)

r_w : Resistencia de la pared del tubo (BTU/h.pie².°F)

R_D : Factor de suciedad (BTU/h.pie².°F)

3.3.27 Coeficiente global de transferencia de calor interno limpio

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor interno limpio se empleo la ecuación 3.33.

$$U_{iL} = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} - h_o} \quad (\text{Ec.3.33})$$

Donde:

U_{iL} : Coeficiente global de transferencia de calor interno limpio (BTU/h.pie².°F)

h_{io} : Coeficiente local de transferencia de calor interno referido al diámetro externo del tubo (BTU/h.pie².°F)

h_o : Coeficiente local de transferencia de calor externo (BTU/h.pie².°F)

3.3.28 Cálculo del Factor de Suciedad

El factor de ensuciamiento se evaluó a partir de los coeficientes locales de transferencia de calor, llamados también coeficientes de película, h_{io} y h_o , mediante el uso del término U_{iL} , el cual se considera constante por todo el intercambiador, como también el coeficiente global de transferencia de calor sucio ($U_{o(t)}$).

Este factor que expresa a su vez la resistencia por unidad de área, se obtiene por la ecuación 3.34:

$$R_D = \frac{U_{iL} - U_{o(t)}}{U_{iL} \times U_{o(t)}} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

Donde:

$R_D =$ Factor de suciedad (BTU/h.pie².°F)

$U_{iL} =$ Coeficiente global de transferencia de calor interno limpio (BTU/h.pie².°F)

$U_{o(t)} =$ Coeficiente global de transferencia de calor en un instante de tiempo (BTU/°F.pie².h)

3.3.29 Caída de presión

El cálculo de caída de presión se realizó tanto para el lado de la coraza como para el lado de los tubos, utilizando la ecuación 3.35 para la coraza, y de las ecuaciones 3.36 a 3.39 para los tubos.

En el lado coraza se agrega un factor nuevo, número de cruces por el haz, (N+1), el cual se obtiene al dividir la longitud del tubo en pies entre el espaciamiento de los deflectores, en pulgadas. (Kern, 1.999).

Del lado de los tubos se debe introducir varias caídas de presiones adicionales, una es causada por el cambio de dirección del fluido, en la cual hay un factor de pérdida de retorno que considera cuatro cabezas de velocidad por paso y que se obtiene de la figura C.7 (Anexo C); y la otra se origina por la fricción que ocurre en la entrada y salida de los tubos además de la pérdida en los extremos y casquetes del lado de los tubos (ecuaciones 3,38 y 3,39).

$$\Delta P_s = \frac{f_s \times G_s^2 \times DIC \times (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_{eq} \times S \times \phi_s}$$

Lado de la coraza (Ec.3.35)

Donde:

ΔP_s : Caída de presión en la coraza (Lb/plg²)

f: Factor de fricción en la coraza (pie²/plg²)

G_s: Velocidad másica en la coraza (Lb/h.pie²)

DIC: Diámetro interno de la coraza (pie)

N+1: N+1= (12 X L)/B

Deq: Diámetro equivalente (pie)

S: Gravedad específica, adimensional

ϕ_s : Factor de corrección por viscosidad en la coraza, adimensional

L= longitud de los tubos, (plg)

B= espaciamiento de los deflectores, (pulg).

$$\Delta P_t = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

Lado de los tubos (Ec.3.36)

$$\Delta P_1 = \frac{f \times G_t^2 \times L \times N_{pasos}}{5.22 \times 10^{10} \times DI_t \times S \times \phi_t}$$

(Ec.3.37)

$$\Delta P_2 = \frac{4 \times N_{pasos}}{\delta t} \times \frac{V_t^2}{2 \times g'}$$

(Ec.3.38)

$$\Delta P_3 = \left(2.5 \times \frac{V_t^2}{2 \times g'} \times N_{pasos} \right) + \frac{\left(\frac{\dot{m}}{N_t} \right)^{1.8} \times \mu^{0.2}}{20.000 \times di_t^{4.8} \times \sigma_t \times \frac{L}{100}}$$

(Ec.3.39)

Donde:

f: factor de fricción, (pie²/plg²)

G_t: Velocidad másica en los tubos (Lb/h.pie²)

DIC: Diámetro interno de la coraza (pie)

L= Longitud de los tubos, (pie)

N_{pasos} : Número de pasos

D_{i_t} : Diámetro interno de los tubos (pie)

S: Gravedad específica, adimensional

ϕ_t : Factor de corrección por viscosidad en los tubos, adimensional

δ_t : Densidad del fluido en los tubos (Lb/pie³)

$V_t^2/2g'$: Factor de retorno (Lb/plg²)

V_t^2 : Velocidad del fluido en los tubos (pie/seg)

g' : Aceleración de la gravedad (pie/plg²)

D_{i_t} : Diámetro interno de los tubos (plg)

$\mu^{0,2}$: Viscosidad del fluido en los tubos (Cp)



: Flujo másico (Lb/h)

3.4 Cálculo de los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor en los intercambiadores, respecto a los valores de diseño

Para comparar la condición operacional actual con respecto al diseño de los intercambiadores de calor de coraza y tubos E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 de la unidad de hidrotreatmento de diesel, se evalúan principalmente los siguientes parámetros: transferencia de calor total (*duty*), coeficiente global de transferencia de calor, factor de ensuciamiento, temperaturas de salida del fluido de proceso y del fluido que actúa como medio de calentamiento, y caída de presión.

Con la finalidad de hacer una comparación un poco más detallada de los parámetros mencionados anteriormente, se procedió a calcular los

porcentajes de desviación de cada una de estas variables mediante la ecuación 3.39 donde se observan las desviaciones de las variables anteriores tanto en el diseño como en los casos operacionales.

$$\%Desviación = \left(\frac{Real-Diseño}{Real} \times 100 \right) \quad (Ec.3.39)$$

Cada uno de los valores de las variables estudiadas fueron tomados de las tablas D.9 y D.10.

3.5 Identificación mediante el análisis de las desviaciones encontradas, los intercambiadores de calor que requieran mantenimiento durante la parada general de planta

Después de estudiados los parámetros más importantes de transferencia de calor, tanto de diseños como de operación con sus respectivas desviaciones, dichos parámetros fueron relacionados con los valores máximos permitidos de acuerdo a las normas de PDVSA adoptadas a las normas TEMA, las cuales se detallan en la tablas E.1, E.2 y E.3 del anexo E.

En base a estos lineamientos, el intercambiador que exceda en un 30% en el factor de ensuciamiento, deberá ser reportado ante la gerencia general de procesos o cualquier departamento de mantenimiento asignado, para el estudio más detallado del mismo y deberá ser intervenido para un mantenimiento preventivo y/o correctivo en caso de que tenga alguna pieza defectuosa en la próxima parada general de la planta.

3.6 Equipos, Materiales y Herramientas

3.6.1 Equipos

- CPU
Marca, Dell. Modelo, Pentium(R) 1,70 GHz.
- Fotocopiadora- Impresora
Marca, HP. Modelo, PSC *all in one* 1510.
- Cámara Fotográfica:
Marca, Panasonic. Modelo, Leica Lc Plus.

3.6.2 Materiales

- *Pen drive* 16 GB, marca Kingston.
- Planos.
- Manuales de procedimientos (Unidad HDT, Pro-II)

3.6.3 Herramientas

- Microsoft Office XP (Word, Excel, PowerPoint).
- Microsoft Internet Explorer 8.0.
- Aplicaciones Adobe: Acrobat Reader 9.0.
- Simulador PRO/II[®] versión 6.0.
- Aspen Process Explorer.
- Sistema de Laboratorio de la Refinería Puerto La Cruz.

Los equipos, materiales y herramientas a emplear son facilitados por la Gerencia Técnica del Edificio Estrella de la Refinería de Puerto La Cruz.

3.7 Muestra de cálculos

Estos cálculos se realizaron para cada uno de los intercambiadores, la muestra que se presenta a continuación corresponde al intercambiador E-4501.

3.7.1 Determinar los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados

- **Cálculo del calor transferido o *duty***

Para calcular el calor transferido total se utilizo la ecuación 3.1.

Sustituyendo los valores de la tabla C.2, se obtiene lo siguiente:

$$Q_{total} = 326185,000 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,600 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb.}^\circ F} \times (473,000 - 350,281)^\circ F$$

Obteniendo un calor transferido igual a $24017458,209 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$, para este intercambiador, el cual es reportado en la tabla de resultados D.9.

- **Cálculo del calor ganado**

El calor ganado por el agua fría a su paso por los intercambiadores se calculo con el uso de la ecuación 3.2.

Sustituyendo los valores de la tabla C.2, se obtiene lo siguiente:

$$Q_{ganado} = 480666,969 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,522 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb.}^\circ F} \times (202,000 - 297,671)^\circ F$$

Para este intercambiador el valor obtenido fue de $-24004634,367 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$ y será reportado en la tabla D.9.

- **Cálculo del calor disipado al ambiente:**

Para el cálculo del calor disipado al ambiente se realizó un balance de calor, expresado en las ecuaciones 3.3, 3.4 y 3.5. Obteniéndose lo siguiente:

$$Q_{\text{disipado}} = [24017458,209 - (-24004634,367)] \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = 48022092,576 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Este valor se encuentra reflejado en la tabla D.9.

- **Factor de corrección FT**

Para el cálculo de este factor de corrección se necesita obtener los valores de los parámetros adimensionales R y S , los cuales se obtienen a través de la ecuación 3.6 y 3.7, sustituyendo los valores de la tabla C.2.

$$R = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1} = \frac{(202,000 - 297,671)^\circ\text{F}}{(350,281 - 473,000)^\circ\text{F}} = 0,780$$

$$S = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_1} = \frac{(350,281 - 473,000)^\circ\text{F}}{(202,000 - 473,000)^\circ\text{F}} = 0,453$$

Para el parámetro R el valor obtenido fue de 0,780 y para S fue de 0,453; interceptando ambos valores se obtuvo un factor de corrección de 0,925. Esto se encuentra reportado en la tabla C.6.

- **Cálculo de la media logarítmica de temperatura**

La media logarítmica de temperatura viene dada por la ecuación 3.8; y sustituyendo los valores correspondientes de la tabla C.2, se obtuvo:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(473,000 - 297,671) - (350,281 - 202,000)}{\ln\left[\frac{(473,000 - 297,671)}{(350,281 - 202,000)}\right]} = 161,428^{\circ}\text{F}$$

Este valor se encuentra reportado en la tabla D.9.

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sucio**

Se calcula a través de la ecuación 3.9 y sustituyendo los valores de la tabla se tiene que:

$$U_{o(o)} = \frac{24017458,209 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}}{6075,00 \text{ pie}^2 \times 0,925 \times 161,428^{\circ}\text{F}} = 26,477 \text{ (BTU/}^{\circ}\text{F}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{h)}$$

El valor del coeficiente global es de 26,477 BTU/°F.pie².h. Este valor se ve reflejado en la tabla D.10.

- **Cálculo de las Temperaturas Calóricas**

Para este cálculo se hace uso de la figura C.2 del anexo C y así encontrar el valor de F_c , el cual es introducido como se muestra en las ecuaciones 3.11 y 3.12, para el cálculo de las temperaturas calóricas.

$$T_{c_s} = 202,000 \text{ } ^\circ F + 0,461 \times (297,671 - 202) \text{ } ^\circ F = 246,104 \text{ } ^\circ F$$

$$T_{c_e} = 350,281 + 0,461 \times (473 - 350,281) = 406,854 \text{ } ^\circ F$$

Este cálculo se realizó tanto para el lado de la coraza como para el lado de los tubos y su valor se muestra en la tabla C.3.

- **Cálculo del área de flujo en la coraza**

Para este cálculo se utilizó la ecuación 3.13. A pesar de que muchos de estos valores se consiguen en el catálogo mecánico del equipo o en la hoja de datos de diseño del mismo.

$$A_s = \frac{DIC \times C' \times B}{P_t} = \frac{4,583 \times 0,021 \times 1,300}{0,083} = 1,507 \text{ } pie^2$$

Este valor se muestra en la tabla C.6.

- **Espaciado entre tubos**

Este valor se obtuvo a través de la ecuación 3.14, y sustituyendo el valor obtenido del diámetro externo de los tubos (do).

$$C' = Pt - do = (0,083 - 0,062)pie = 0,021 pie$$

El espacio que se obtiene entre tubos para este intercambiador es de 0,021 pie y es igual para todos los intercambiadores.

- **Cálculo de la velocidad másica en la coraza**

Para este cálculo se utilizó la ecuación 3.15 y los datos correspondientes que se encuentran en las tablas de datos C.2 y C.6.

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} = \frac{480666,969 \left(\frac{Lb}{h}\right)}{1,507 (pie)} = 318956,184 \frac{Lb}{h \cdot pie^2}$$

Este valor se ve reflejado en la tabla C.6 del anexo C.

- **Cálculo del número adimensional Reynolds**

Este cálculo se realizó para poder obtener el factor J_H de transferencia de calor tanto para la coraza como para los tubos, a través de la ecuación 3.16 y 3.17.

Sustituyendo los valores de la tabla C.3, se obtiene lo siguiente:

$$\text{Lado coraza: } Re_s = \frac{D_{eq} \times G_s}{\mu_{cs}} = \frac{0,079 pie \times 318956,184 (Lb/h \cdot pie^2)}{302,594 (Lb/pie \cdot h)} = 83,272$$

$$\text{Lado tubos: } Re_t = \frac{D_t \times G_t}{\mu_{ct}} = \frac{0,049 pie \times 543809,167 (Lb/h \cdot pie^2)}{1,101 (Lb/pie \cdot h)} = 24202,225$$

Estos valores se muestran en la tabla C.6.

- **Número de Prandtl**

El cálculo de este número se realizó para saber la relación entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica, está representada mediante la ecuación 3.18.

$$Pr'_s = \left(\frac{Cp_s \times \mu_s}{k_s} \right)^{1/3} = \left(\frac{0.5920 \left(\frac{Btu}{lb \cdot F} \right) \times 307.574 \left(\frac{lb}{pie \cdot h} \right)}{0.049 \left(\frac{Btu}{h \cdot pie \cdot F} \right)} \right)^{1/3} = 14,753$$

$$Pr'_t = \left(\frac{Cp_t \times \mu_t}{k_t} \right)^{1/3} = \left(\frac{0.5928 \left(\frac{Btu}{lb \cdot F} \right) \times 1.101 \left(\frac{lb}{pie \cdot h} \right)}{0.043 \left(\frac{Btu}{h \cdot pie \cdot F} \right)} \right)^{1/3} = 2,483$$

Se realizó el cálculo por duplicado; sólo se varió la viscosidad del fluido y la conductividad térmica, dependiendo si se trataba del espesor de la capa límite de velocidad o la capa límite térmica. Estos valores se ven reflejados en la tabla C.6.

- **Cálculo del coeficiente local promedio de calor por convección externo e interno**

Una vez conocido el factor (J_H), conociendo las propiedades físicas del fluido en la coraza y suponiendo que las viscosidades no varían; se calculó el coeficiente local externo promedio de transferencia de calor por convección (ho') a través de la ecuación 3.20.

$$h_o' = \frac{4,900 \times 0,049 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}}{0,079pie} \times 14,753 = 44,839 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}$$

De igual forma ocurre con el cálculo del coeficiente local promedio de calor por convección interno, el cual se obtiene utilizando la ecuación 3.21.

Sustituyendo los valores de las tablas C.3 y C.6, se obtiene lo siguiente:

$$h_i = \frac{82 \times 0,043 \frac{Btu}{h.pie.^{\circ}F}}{0,049pie} \times 2,483 = 178,675 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}$$

Todos estos valores se muestran en la tabla D.10, tanto los del coeficiente externo como los del coeficiente interno.

- **Número de tubos**

Este cálculo se hizo para corroborar la información suministrada y reducir el porcentaje de desviación; para ello se utilizó la ecuación 3.22.

Sustituyendo los valores de la tabla C.4, se obtiene lo siguiente:

$$N_t = \frac{A}{\pi \times L \times D_o} = \frac{6075 pie^2}{\pi \times 16 pie \times 0,0625 pie} = 1934$$

Este valor representa una desviación poco significativa respecto a la información que se manejaba en las hojas de datos de este intercambiador.

- **Área de flujo lado tubos**

El área de flujo se determinó a través de la ecuación 3.23 a fin de calcular la velocidad másica en el mismo lado.

Sustituyendo los valores de la tabla C.4, se obtuvo lo siguiente:

$$A_f = \frac{N_t \times A_t}{N \text{ pasos}} = \frac{1934 \times 0,268 \text{ pulg}^2}{6 \times 144 \frac{\text{pie}^2}{\text{pulg}^2}} = 0,600 \text{ pie}^2$$

- **Cálculo de la velocidad másica en los tubos**

Para este cálculo se utilizó la ecuación 3.24, sustituyendo los valores de las tablas C.2 y C.6, se obtuvo lo siguiente:

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_f} = \frac{326185 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}}{0,600 \text{ pie}^2} = 543641,667 \frac{\text{Lb}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2}$$

Este valor se muestra en la tabla C.6.

- **Corrección del coeficiente h_i'**

Esta corrección se hizo ya que en cálculos anteriores se supuso que las viscosidades eran similares, por facilidad de cálculo, obviando la influencia de la temperatura de la pared. Pero en realidad esto no era así, por lo que para disminuir este error en los resultados, se determinó su valor corregido; a través de la ecuación 3.25.

Sustituyendo los valores de la tabla C.6, se obtiene lo siguiente:

$$hio' = 178,675 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F} \times \left(\frac{0,584 pulg}{0,75 pulg} \right) = 139,128 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}$$

Estos valores se ven reflejados en la tabla D.9.

- **Temperatura de la pared**

Para calcular el valor de esta temperatura se utilizó la ecuación 3.26.

Sustituyendo los valores de la tabla D.9, se obtiene lo siguiente:

$$t_w = 246,104^{\circ}F + \frac{139,128 \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}}{(139,128 + 44,839) \frac{BTU}{h.pie.^{\circ}F}} \times (406,854 - 246,104)^{\circ}F = 367,674^{\circ}F$$

- **Factor de corrección por viscosidad**

Para este factor de corrección se utilizó las ecuaciones 3.27 y 3.28, para el lado de la coraza y los tubos, respectivamente.

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{(\mu_s)_s} \right)^{0,14} = \left(\frac{302,594 \frac{lb}{pie.h}}{1,573 \frac{lb}{pie.h}} \right)^{0,14} = 2,088$$

Lado coraza:

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{(\mu_t)_t} \right)^{0,14} = \left(\frac{1,101 \frac{lb}{pie.h}}{1,283 \frac{lb}{pie.h}} \right)^{0,14} =$$

Lado tubos: 0,979

Estos valores se reflejan en la tabla C.6.

- **Coeficiente corregido ho y hi**

Con las viscosidades corregidas, se procedió a calcular el verdadero coeficiente local de transferencia de calor mediante las ecuaciones 3.29 y 3.30.

$$ho = ho' \times O_s = 44,839 \frac{BTU}{h.pie^2.F} \times 2,088 = 93,624 \frac{BTU}{h.pie^2.F}$$

Lado coraza:

$$hio = hio' \times O_t = 139,128 \frac{BTU}{h.pie^2.F} \times 0,979 = 136,206 \frac{BTU}{h.pie^2.F}$$

Lado tubos:

Los valores se muestran en las tablas D.10.

- **Resistencia de la pared del tubo**

Se calcula mediante la ecuación 3.31, pero por lo general se toma el valor aproximado de 0,0003.

$$r_w = \frac{do \times \ln \frac{ro}{ri}}{24 \times k_{tubo}} = \frac{0,75 \text{ pulg} \times \ln \frac{0,375}{0,292}}{24 \times 26 \frac{BTU}{h.pie.F}} = 0,0003 \frac{BTU}{h.pie^2.F}$$

Los radios externo e interno de los tubos se obtienen al dividir entre 2 el diámetro externo e interno del tubo, respectivamente.

- **Coeficiente global de transferencia de calor**

Al momento de calcular el coeficiente global de transferencia de calor se utilizó la ecuación 3.32 y sustituyendo los valores de la tabla D.10.

$$\begin{aligned}
 U_o &= \left[\frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_o} + r_w + R_D \right]^{-1} \\
 &= \left[\frac{1}{136,206} + \frac{1}{93,624} + 0,0003 + 0,034 \right]^{-1} \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \\
 &= 19,112 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}
 \end{aligned}$$

Estos valores se reflejan en las tablas D.10.

- **Coeficiente global de transferencia de calor interno limpio**

Para calcular este coeficiente se empleó la ecuación 3.33.

Sustituyendo los valores de la tabla D.10, se obtuvo:

$$U_{iL} = \frac{h_{i0} \times h_o}{h_{i0} - h_o} = \frac{136,206 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \times 93,624 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}}{136,206 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} - 93,624 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} = 296,962 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

Estos valores se reflejan en la tabla indicada anteriormente.

- **Cálculo del Factor de Suciedad:**

Este factor que expresa el exceso de superficie se obtiene por la ecuación 3.34

Sustituyendo los valores de la tabla D.10, se obtiene:

$$R_D = \frac{U_{iL} - U_{o(z)}}{U_{iL} \times U_{o(z)}} = \frac{(296,962 - 26,477) \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}}{(296,962 \times 26,477) \left(\frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \right)^2} = 0,034$$

Estos valores se reflejan en la tabla D.10.

- **Caída de presión**

Para la caída de presión se utilizó la ecuación 3.35 para el lado de la coraza y desde la ecuación 3.36 a la 3.38 para el lado de los tubos. Sustituyendo los valores de las tablas C.4 y C.6 respectivamente para cada ecuación.

Lado de la coraza

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f X G_s^2 X DIC X (N + 1)}{5,22 X 10^{10} X Deq X S X \phi_s} \\ &= \frac{0,007 \frac{pie^2}{plg^2} \times (318867,214)^2 \left(\frac{Lb}{h \cdot pie^2} \right)^2 \times 4,583 pie \times \frac{192 plg}{15,6 plg}}{5,22 \times 10^{10} \frac{Lb}{h^2 \cdot pie^2} \times 0,079 pie \times 0,869 \times 2,088} \\ &= 64,377 \frac{Lb}{plg^2} \end{aligned}$$

Lado de los tubos

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= \frac{f X G_t^2 X L X N_{pasos}}{5,22 X 10^{10} X Dit X S X \phi_t} = \frac{0,00022 \times (543809,167)^2 \left(\frac{Lb}{h \cdot pie^2} \right)^2 \times 16 pie \times 6}{5,22 \times 10^{10} \frac{Lb}{h^2 \cdot pie^2} \times 0,049 pie \times 0,874 \times 0,979} \\ &= 2,856 \frac{Lb}{pie^2} \end{aligned}$$

$$\frac{V_t^2}{2 \times g^2} = 0,04$$

(Figura. C.7)

$$\Delta P_2 = \frac{4 X N_{pasos} X V_t^2}{5t X (2) X g^2} = \frac{4 \times 6}{0,874} \times 0,04 \frac{Lb}{plg^2} = 1,099 \frac{Lb}{plg^2}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_3 &= \left(2,5 \times \frac{V_z^2}{2 \times g'} \times N_{pasos} \right) + \frac{\left(\frac{\dot{m}}{N_z} \right)^{1,8} \times \mu^{0,2}}{20.000 \times di_z^{4,8} \times \sigma_z \times \frac{L}{100}} \\
 &= \left(2,5 \times \frac{3,226^2 \frac{pie}{seg^2}}{2 \times 32,174 \frac{pie}{seg^2}} \times 6 \right) \\
 &\quad + \frac{\left(\frac{32.6185 \frac{Lb}{h}}{1934} \right)^{1,8} \times 0,455^{0,2} cp}{20.000 \times 0,584^{4,8} plg \times 46,819 \frac{Lb}{pie^3} \times \frac{16}{100}} = 0,809 \frac{Lb}{plg^2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_t &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \\
 &= 2,855 + 1,099 + 0,020 = 4,763 \text{ Lb/plg}^2
 \end{aligned}$$

Estos valores se muestran en la tabla D.10.

CAPÍTULO IV

DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Discusión de resultados

4.1.1 Recolección de los datos de diseño y operacionales asociados a los intercambiadores de calor de la Unidad HDT.

Una vez recolectados todos los datos de diseño y operación de los intercambiadores, de acuerdo a lo mencionado en el capítulo 3, se plasmaron en las tablas correspondientes (anexo C) y se ordenaron según su funcionamiento y uso en el proyecto.

Es preciso resaltar que en las hojas de datos (*data sheets*) de los equipos de intercambio de calor estudiados, y presentadas en el Anexo A, aparecen impresos algunos datos de diseño no correspondientes a fluidos utilizados realmente en el proceso. En efecto, la empresa Tecnofluor, diseñadora de dichos equipos, modificó ciertos fluidos de circulación en los intercambiadores como también materiales de construcción, debido a cambios aparentemente no previstos inicialmente; como por ejemplo, sustitución de un tipo de fluido por otro (Gasóleo de vacío o VGO por Diesel pesado). Por lo tanto, en las hojas de datos mencionadas se observan diversas anotaciones manuscritas como temperaturas, caídas de presión, áreas y coeficientes globales de transferencia de calor, etc., específicos para los nuevos fluidos y materiales que sustituyeron a los inicialmente estipulados.

En primer orden se utilizaron los datos de diseño de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 para realizar las simulaciones de diseño, entre los que resaltan: las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de proceso y de los fluidos de calentamiento, presiones y flujos másicos, datos mecánicos que caracterizan a cada uno de estos intercambiadores (diámetros de las corazas y de los tubos, números de tubos y tipos de arreglos, espaciados de deflectores y espesores de pared), y datos generales para la identificación de los fluidos en cada lado de los intercambiadores. Estos datos fueron extraídos de las figuras A.1 a A.3 y colocados en las tablas C.1 y C.4 (anexo C). De estas últimas se utilizaron los datos de operación recopilados para las simulaciones en los casos de operación, con la información actual de proceso. Resumen de dichos datos se muestran en la tabla 4.1.1.

Para el cálculo de los factores que determinan la transferencia de calor en ambos casos, además de las temperaturas y características físicas de los intercambiadores, se utilizaron las propiedades físicas de las corrientes en la coraza y en los tubos de cada intercambiador, descritas en las tablas C.2 y C.3. Entre ellas destacan las capacidades caloríficas, viscosidades y conductividades térmicas.

Tabla 4.1.1 Datos de diseños y operación recolectados

| INTERCAMBIADOR | LADO | CASO | VARIABLE | Temperatura (°F) | | Presión (Psia) | | Flujo (Lb/h) | | μ (Lb/pie.h) | | °API | | Cp (BTU/Lb.°F) | | K (BTU/h.pie.°F) | | | |
|----------------|--------|-----------|-----------|------------------|---------|----------------|------------|--------------|------------|------------------|------------|------------|---------|----------------|--------|------------------|--------|---------|--------|
| | | | | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida | Entrada | Salida |
| | | | | E-4501 | Coraza | DISEÑO | 202,000 | 297,664 | 43,696 | 42,296 | 480666,969 | 480666,969 | 465,814 | 111,758 | 31,287 | 31,287 | 0,498 | 0,546 | 0,05 |
| | | OPERACIÓN | 190,000 | 247,028 | 100,000 | 95,729 | 418511,813 | 418511,813 | 576,847 | 225,278 | 31,287 | 31,287 | 0,492 | 0,521 | 0,051 | 0,049 | | | |
| | Tubo | DISEÑO | 473,000 | 350,290 | 154,696 | 149,896 | 326185,000 | 326185,000 | 0,791 | 1,368 | 30,45 | 30,45 | 0,629 | 0,571 | 0,04 | 0,045 | | | |
| | | OPERACIÓN | 386,800 | 288,605 | 12,000 | 10,437 | 217833,063 | 217833,063 | 1,129 | 1,906 | 30,45 | 30,45 | 0,539 | 0,541 | 0,043 | 0,047 | | | |
| E-4502 | A | Coraza | DISEÑO | 330,000 | 526,000 | 1860,700 | 1986,160 | 540000,000 | 540000,000 | 0,038 | 0,064 | 31,287 | 31,287 | 1,59 | 1,107 | 0,11 | 0,123 | | |
| | | | OPERACIÓN | 369,300 | 540,866 | 1792,351 | 1766,797 | 540000,000 | 540000,000 | 0,038 | 0,064 | 31,287 | 31,287 | 1,528 | 1,126 | 0,113 | 0,123 | | |
| | | Tubo | DISEÑO | 725,000 | 623,000 | 1636,700 | 1468,193 | 662759,313 | 662759,313 | 0,09 | 0,067 | 30,45 | 30,45 | 0,865 | 1,018 | 0,116 | 0,119 | | |
| | | | OPERACIÓN | 681,600 | 487,232 | 935,806 | 906,526 | 357621,938 | 357621,938 | 0,084 | 0,053 | 30,45 | 30,45 | 0,843 | 1,114 | 0,112 | 0,113 | | |
| | B | Coraza | DISEÑO | 526,000 | 725,000 | 480666,969 | 1735,275 | 540000,000 | 540000,000 | 0,064 | 0,059 | 31,287 | 31,287 | 1,107 | 1,043 | 0,123 | 0,123 | | |
| | | | OPERACIÓN | 540,866 | 514,084 | 1766,797 | 1743,797 | 540000,000 | 540000,000 | 0,064 | 0,059 | 31,287 | 31,287 | 1,126 | 1,189 | 0,123 | 0,122 | | |
| | | Tubo | DISEÑO | 623,000 | 482,000 | 1468,194 | 1451,194 | 66279,313 | 66279,313 | 0,067 | 0,063 | 30,45 | 30,45 | 1,018 | 1,049 | 0,119 | 0,119 | | |
| | | | OPERACIÓN | 487,232 | 523,569 | 906,526 | 889,526 | 357621,938 | 357621,938 | 0,053 | 0,059 | 30,45 | 30,45 | 1,114 | 1,045 | 0,114 | 0,114 | | |
| | C | Coraza | DISEÑO | 725,000 | 675,000 | 1735,275 | 1712,275 | 540000,000 | 540000,000 | 0,059 | 0,071 | 31,287 | 31,287 | 1,043 | 1,051 | 0,122 | 0,118 | | |
| | | | OPERACIÓN | 514,084 | 519,209 | 1743,797 | 1720,797 | 540000,000 | 540000,000 | 0,059 | 0,06 | 31,287 | 31,287 | 1,189 | 1,173 | 0,122 | 0,122 | | |
| | | Tubo | DISEÑO | 482,000 | 464,000 | 1451,194 | 1434,194 | 662759,313 | 662759,313 | 0,063 | 0,064 | 30,45 | 30,45 | 1,049 | 1,042 | 0,115 | 0,113 | | |
| | | | OPERACIÓN | 523,569 | 516,655 | 889,526 | 872,526 | 357621,938 | 357621,938 | 0,059 | 0,058 | 30,45 | 30,45 | 1,045 | 1,054 | 0,114 | 0,114 | | |
| E-4509 | Coraza | DISEÑO | 140,000 | 488,284 | 198,600 | 197,096 | 81587,945 | 81587,945 | 2,371 | 0,421 | 39,188 | 39,188 | 0,474 | 0,657 | 0,053 | 0,038 | | | |
| | | OPERACIÓN | 120,000 | 374,291 | 220,000 | 218,400 | 108855,859 | 108855,859 | 2,781 | 0,643 | 39,188 | 39,188 | 0,463 | 0,597 | 0,054 | 0,043 | | | |
| | Tubo | DISEÑO | 551,000 | 474,696 | 159,696 | 158,296 | 326185,125 | 326185,125 | 0,588 | 0,786 | 30,45 | 30,45 | 0,686 | 0,63 | 0,036 | 0,04 | | | |
| | | OPERACIÓN | 476,100 | 365,699 | 120,000 | 118,600 | 220066,547 | 220066,547 | 0,779 | 1,263 | 30,45 | 30,45 | 0,631 | 0,578 | 0,04 | 0,044 | | | |

μ : Viscosidad del fluido (Lb/pie.h)

C_p : Capacidad calorífica del fluido (BTU/Lb.°F)

K: Conductividad térmica del fluido (BTU/h.pie.°F)

4.1.2 Simulación de los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 empleados en la Unidad HDT, con los datos de diseño y operacionales, utilizando el simulador de procesos Pro-II.

Una vez introducidos todos los valores requeridos para ejecutar cada simulación, se puso en marcha el programa. La hoja de proceso del simulador se tornaba a color azul cuando los datos alimentados al sistema arrojaban resultados aceptables por el mismo.

Las simulaciones fueron validadas con los datos de diseño y los datos de operación se utilizaron para reproducir los procesos actuales. Los datos mecánicos se obtuvieron de las figuras A.4 hasta la A.10. Los parámetros de

transferencia de calor evaluados por los simuladores fueron: velocidad y área de transferencia de calor, coeficientes globales limpio y sucio de transferencia de calor, diferencia de temperatura media logarítmica y factor de corrección de dicha diferencia de temperaturas; adicionalmente, las temperaturas de salida de las corrientes de ambos lados en cada uno de los intercambiadores, como se observa en la tablas de resultados D.1 y D.5 (anexo D).

De dichas tablas se puede notar que entre los intercambiadores E-4501 y E-4509 simulados en el caso diseño, el primero es el que presenta mayor velocidad de transferencia de calor; lo cual puede atribuirse a la elevada diferencia de temperatura de la corriente caliente (mayor fuerza impulsora del flujo energético). De forma similar se esperaría que esto también hubiese ocurrido en el caso operación; no obstante sucedió lo contrario, ya que en este caso el intercambiador E-4509 es el que más favoreció la transferencia de calor (Tabla 4.1.2.a). Este resultado pudo deberse a los problemas mostrados por el intercambiador E-4501, ya que al presentar fugas y fallas mecánicas, dicho equipo pudo haber ido perdiendo la capacidad de calentar al fluido de proceso a su máxima intensidad, con la consiguiente disminución de su velocidad de transferencia de calor.

Tabla 4.1.2.a Resultados de las variables evaluadas por el simulador

| CASO \ VARIABLE | Q _{total} (MMBTU/h) | ΔT _{tubos} (°F) | U _o (t) (BTU/h.pie ² .°F) | A (pie ²) | LMTD (°F) | F _t | U _o (BTU/h.pie ² .°F) |
|-----------------|---------------------------------|--------------------------|--|--------------------------|--------------|----------------|--|
| DISEÑO | 24,023 | 122,719 | 26,639 | 6.074,148 | 161,436 | 0,920 | 36,494 |
| OPERACIÓN | 12,085 | 98,195 | 18,944 | 6.074,592 | 117,994 | 0,928 | 22,257 |
| DISEÑO | 16,133 | 76,304 | 45,186 | 3.065,085 | 154,677 | 0,925 | 66,695 |
| OPERACIÓN | 14,693 | 110,401 | 37,126 | 3.065,584 | 158,708 | 0,777 | 53,795 |

Q_{total}: Velocidad de transferencia de calor (BTU/h)

ΔT_{tubos}: Diferencia de temperatura del fluido que circula por los tubos (°F)

A: Área del intercambiador (pie^2)

LMTD: Diferencia media logarítmica de temperatura ($^{\circ}\text{F}$)

Ft: Factor de corrección de la diferencia de media logarítmica de temperatura ($^{\circ}\text{F}$)

Uo: Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{BTU/h.pie}^2.^{\circ}\text{F}$)

En cuanto a los otros parámetros evaluados por el simulador (área del intercambiador, diferencia media logarítmica de temperatura y el factor de corrección de dicha diferencia térmica) están íntimamente vinculados con el coeficiente global de transferencia de calor sucio, y de hecho son inversamente proporcionales; es decir, mientras menor sea su interacción en la transferencia de calor, mayor su coeficiente global sucio. Así, entre los intercambiadores E-4501 y E-4509, éste es el que posee un más alto coeficiente global sucio de transferencia de calor en ambos casos (diseño y operación).

Por otra parte, las simulaciones del intercambiador de calor E-4502 A/B/C fueron realizadas como tres intercambiadores individuales, interconectados entre sí por las corrientes de flujo (Figura B.2).

Se observó el comportamiento de la temperatura del fluido de proceso en su paso por la coraza, durante el proceso de transferencia de calor que ocurrió en este equipo. En el caso diseño, se apreció un aumento de temperatura de dicho fluido desde 330°F hasta $580,94^{\circ}\text{F}$; luego un descenso de $5,1^{\circ}\text{F}$ (intercambiador C), alcanzando un valor final de $575,93^{\circ}\text{F}$. De manera general se puede decir que la temperatura del fluido de proceso se incrementó desde la entrada al intercambiador "A" hasta la entrada por la coraza en el intercambiador "C", y luego sufrió un descenso hasta la temperatura final en la salida del mismo equipo. Esto confirma el

comportamiento mostrado por el fluido calefactor en el lado tubos, al presentar variaciones opuestas en su temperatura respecto a las del otro fluido, aunque acordes con lo esperado (tabla 4.1.2).

Por otra parte en el caso operación, la temperatura del fluido de proceso no siguió la misma trayectoria que la del diseño, pues ésta aumentó desde un valor de 369,30 °F hasta 540,75 °F en el intercambiador “A”; después descendió a 514,11 °F en la salida del intercambiador “B” y se incrementó un poco más de 5 °F hasta la salida del “C”. La evolución en el comportamiento de dicha temperatura fue también la exhibida por el fluido de calentamiento que circula por el lado tubos en el equipo E-4502. Estas variaciones en los comportamientos térmicos de ambos fluidos, en la realidad pueden representar el primer indicio de la existencia de algún problema en cualquiera de los intercambiadores que conforman este equipo.

Tabla 4.1.2.b Temperaturas de entradas y salidas del intercambiador E-4502 A/B/C

| INTERCAMBIADOR | CASO | VARIABLE | LADO | Temperatura (°F) | | ΔT tubos (°F) | Q _{total} (MM BTU/h) | ΔT coraza (°F) |
|----------------|--------|-----------|---------|------------------|---------|-----------------------|-------------------------------|------------------------|
| | | | | Entrada | Salida | | | |
| E-4502 A/B/C | A | DISEÑO | coraza | 330,000 | 552,840 | 131,270 | 92,119 | 222,840 |
| | | | tubos | 725,000 | 593,730 | | | |
| | B | | coraza | 552,840 | 580,940 | 20,620 | 13,207 | 28,100 |
| | | | tubos | 593,730 | 573,110 | | | |
| | C | | coraza | 580,940 | 575,930 | 3,650 | 2,365 | 5,010 |
| | | | tubos | 573,110 | 576,760 | | | |
| | A | OPERACIÓN | coraza | 369,230 | 540,866 | 194,368 | 71,797 | 171,636 |
| | | | tubos | 681,600 | 487,232 | | | |
| | B | | coraza | 540,866 | 514,084 | 36,337 | 12,081 | 26,782 |
| tubos | | | 487,232 | 523,569 | | | | |
| C | coraza | | 514,084 | 519,209 | 6,914 | 2,280 | 5,125 | |
| | tubos | | 523,569 | 516,655 | | | | |

ΔT_{tubos} : Diferencia de temperatura del fluido caliente (°F)

Q_{total}: Velocidad de transferencia de calor (BTU/h)

ΔT_{coraza} : Diferencia de temperatura del fluido frío (°F)

Haciendo referencia a las temperaturas del fluido de calentamiento (Tabla 4.1.2.b), se puede acotar que el intercambiador “A” fue el que presentó mayores gradientes de temperaturas, tanto en el caso diseño como en operación, y por consiguiente una velocidad de transferencia de calor más elevada, ya que estas diferencias de temperatura representan las fuerzas impulsoras del proceso de intercambio de calor entre las corrientes.

De forma opuesta sucedió en el intercambiador “C”, el cual presentó un gradiente de temperatura mucho menor (3,65 °F) en el fluido circulante por los tubos (fluido caliente), con respecto a los intercambiadores A y B; aunque aquel evidenció un ligero incremento (6,91 °F) en relación al caso diseño. Sin embargo, es de resaltar en estos resultados el descenso en los valores de las variables gradiente de temperatura del fluido caliente y velocidad de transferencia de calor, en los equipos del intercambiador E-4502 A/B/C.

En los tres equipos los gradientes de temperatura en los tubos fueron mayores para el caso operación; y del lado coraza, sólo para A y B dichos gradientes resultaron más altos en el caso diseño, pero arrojaron cambios casi idénticos para el intercambiador C. Por su parte, las variaciones en los flujos de calor tuvieron similares tendencias a los de los gradientes de temperatura en las corazas de los mismos.

Entre los resultados que más llaman la atención en el intercambiador E-4502 son los correspondientes al factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura (F_t), ya que para las unidades “A, B y C” arrojaron el mismo valor (1); lo cual sugiere que dicha diferencia de temperatura no requirió corrección alguna por múltiples pasos en este sistema de intercambiadores de coraza y tubos. Esto se debió a que los factores R y S necesarios para determinar los factores correctivos, resultaron estar un poco

alejados uno del otro, y los cruces de ambos se ubicaron precisamente en la unidad, como se muestra en la tabla 4.1.2.c.

Tabla 4.1.2.c Resultados de las variables evaluadas por el simulador del intercambiador E-4502 A/B/C

| INTERCAMBIADOR | CASO | VARIABLE | A | UL | Uo(t) | LMTD (°F) | Ft |
|----------------|------|-----------|---------------------|------------------------------|------------------------------|-----------|-------|
| | | | (pie ²) | (BTU/H.pie ² .°F) | (BTU/H.pie ² .°F) | | |
| E-4502 | A | DISEÑO | 12841,606 | 45,697 | 33,954 | 211,273 | 1,000 |
| | | OPERACIÓN | 12304,667 | 68,816 | 45,249 | 128,953 | 1,000 |
| | B | DISEÑO | 12292,030 | 132,984 | 66,277 | 16,211 | 1,000 |
| | | OPERACIÓN | 12296,106 | 69,386 | 45,495 | 21,596 | 1,000 |
| | C | DISEÑO | 12292,344 | 97,224 | 56,010 | 3,435 | 1,000 |
| | | OPERACIÓN | 12299,779 | 92,951 | 54,565 | 3,397 | 1,000 |

A: Área del intercambiador (pie²)

UL: Coeficiente global de transferencia de calor limpio (BTU/h.pie².°F)

LMTD: Diferencia media logarítmica de temperatura (°F)

Ft: Fator de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura

Por otra parte, el coeficiente global de transferencia de calor sucio del intercambiador “B” en el caso diseño, descendió casi a la mitad en relación con el coeficiente limpio; mientras que en el caso operación este descenso fue menor. Ésta misma disminución fue la exhibida por el intercambiador “A” en el caso operación. Sin embargo, al contrario de lo que se esperaba en la tendencia de variación de este coeficiente global con ensuciamiento en el caso operación, el intercambiador “C” mostró un aumento de 45 a 54 BTU/h.pie.°F con respecto a los intercambiadores “A” y “B” (Tabla 4.1.2.c). Ello revela que este equipo en realidad enfrenta una mayor resistencia térmica total que vencer, probablemente por afectación de las resistencias de película en el exterior e interior de los tubos, debido a ensuciamiento en las superficies de intercambio calórico; lo cual concuerda con lo observado previamente en cuanto a la velocidad de transferencia calor.

Los resultados de las variables anteriores y de las propiedades físicas y químicas de los fluidos que intervienen en estos equipos, y que fueron arrojados por el simulador, son mostrados en las tablas D.2 a D.4, y D.6 a D.8 sobre resumen de corrientes (anexo D).

4.1.3 Determinación de los factores de ensuciamiento y los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores evaluados

La importancia del factor de ensuciamiento reside en su influencia sobre el valor del coeficiente global de transferencia de calor limpio, afectándolo progresivamente en el tiempo y llegándolo a convertir en el coeficiente global de transferencia sucio, es decir, de valor inferior al limpio. La determinación de estos coeficientes depende del cálculo previo de los coeficientes convectivos o de película, los cuales a su vez se asocian a los valores obtenidos de las expresiones adimensionales como los números de Reynolds y de Prandtl, (tabla C.6), los cuales son deducidos en la muestra de cálculo presentada en el capítulo 3. Por otra parte, los factores de ensuciamiento para los casos diseño y operación se muestran en la Tabla 4.1.3.a.

De acuerdo a los resultados obtenidos de los cálculos de los factores que intervinieron en el proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de la unidad 45 (tablas 4.2.1 y D.10), se determinó que el intercambiador E-4501 presentó el mayor factor de ensuciamiento tanto en el caso diseño como en el de operación. Estas situaciones eran predecibles, ya que podrían estar relacionadas con el hecho de ser este equipo el primero con el que interactúa la mezcla de diesel alimentada a la unidad HDT. Sin embargo, el factor de ensuciamiento en operación superó ampliamente al de diseño (0,052). Antes de este equipo, ni el fluido de proceso como tampoco el de calentamiento pasan por ningún tratamiento previo de purificación,

simplemente el diesel proveniente de los tanques de almacenamiento es calentado en este equipo inmediatamente después de que es mezclado; por lo que se supone que dichas corrientes contengan sedimentos o cualquier tipo de suciedad, los cuales pudiesen provocar ensuciamiento por incrustaciones.

Tabla 4.1.3.a Factores de ensuciamiento de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509

| INTERCAMBIADOR | | VARIABLE | |
|----------------|---|-----------|------------------------------------|
| | | CASO | RD (h.pie ² .°F/BTU) |
| E-4501 | | DISEÑO | 0,034 |
| | | OPERACIÓN | 0,052 |
| E-4509 | | DISEÑO | 0,020 |
| | | OPERACIÓN | 0,018 |
| E-4502 | A | DISEÑO | 0,028 |
| | | OPERACIÓN | 0,022 |
| | B | DISEÑO | 0,012 |
| | | OPERACIÓN | 0,019 |
| | C | DISEÑO | 0,011 |
| | | OPERACIÓN | 0,015 |

R_D : Factor de ensuciamiento (h.pie².°F)

Por otra parte para el caso diseño, en el intercambiador E-4502 la unidad “A” es la que presentó un valor más alto del factor de ensuciamiento que las otras dos (“B” y “C”) de este mismo grupo. Tal resultado es explicable por la afectación provocada por este factor sobre el coeficiente global de transferencia de calor limpio, reduciendo el valor numérico de éste (coeficiente global sucio), debido a posibles deposiciones de polímeros (PDVSA 2004), como consecuencia del elevado incremento de temperatura (171° F) ocurrido en el fluido circulante (de mayor densidad y viscosidad) por la coraza de este intercambiador A; ya que tales polímeros podrían formarse

a altas temperaturas en la subcapa laminar viscosa adherida externamente a las paredes de los tubos. Sin embargo, en lo que respecta al caso operación, a pesar de que el intercambiador “A” fue el que resultó con valores más altos en el factor de ensuciamiento (para diseño y operación), el equipo “B” experimentó una elevación mucho mayor en este factor; en realidad tuvo un aumento de $0,007 \text{ h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$ comparado con su valor de diseño, el cual se reflejó de manera gráfica en la figura 4.1.3.a.

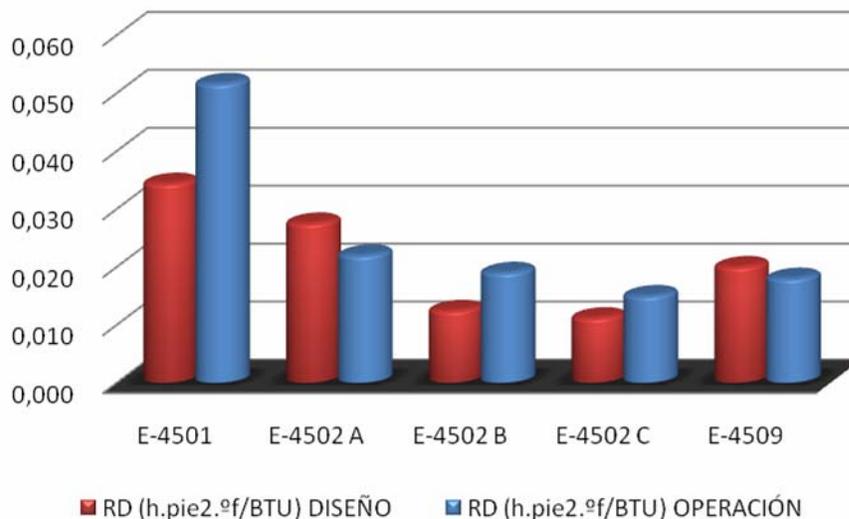


Figura 4.1.3.a Comparación gráfica de los valores de factores de ensuciamiento en los intercambiadores de calor E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509.

Esto pudo haberse debido al aumento repentino de temperatura en este equipo, por lo que las deposiciones que antes se desplazaban a través del fluido, ahora pudieron haberse quedado formando una película en el interior de los tubos, provocando una resistencia térmica adicional.

El coeficiente global de transferencia de calor más alto correspondió al intercambiador E-4509 (en ambos casos), y en la unidad “C” del E-4502

(diseño y operación), como se muestra en la tabla 4.1.3.b, a partir de la cual se obtuvo la figura 4.1.3.b.

Similarmente a lo ocurrido mediante las simulaciones, los resultados obtenidos demuestran la interacción de las resistencias externas e internas y de ensuciamiento en la variación del valor del coeficiente global.

Tabla 4.1.3.b Resistencias y coeficientes globales de transferencia de calor

| INTERCAMBIADOR | CASO | VARIABLE | r_{io} | r_o | r_w | R_D | Σr | U_o |
|----------------|------|-----------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------|------------------------------|
| | | | (h.pie ² .°F/BTU) | (h.pie ² .°F/BTU) | (h.pie ² .°F/BTU) | (h.pie ² .°F/BTU) | | (BTU/h.pie ² .°F) |
| E-4501 | | DISEÑO | 0,007 | 0,011 | 0,0003 | 0,034 | 0,053 | 18,990 |
| | | OPERACIÓN | 0,011 | 0,012 | 0,0003 | 0,052 | 0,075 | 13,285 |
| E-4509 | | DISEÑO | 0,007 | 0,015 | 0,0003 | 0,020 | 0,043 | 23,376 |
| | | OPERACIÓN | 0,004 | 0,013 | 0,0003 | 0,018 | 0,036 | 27,831 |
| E-4502 | A | DISEÑO | 0,002 | 0,002 | 0,0003 | 0,028 | 0,032 | 31,559 |
| | | OPERACIÓN | 0,003 | 0,002 | 0,0003 | 0,022 | 0,027 | 36,811 |
| | B | DISEÑO | 0,002 | 0,002 | 0,0003 | 0,012 | 0,017 | 59,999 |
| | | OPERACIÓN | 0,003 | 0,002 | 0,0003 | 0,019 | 0,024 | 41,868 |
| | C | DISEÑO | 0,002 | 0,002 | 0,0003 | 0,011 | 0,016 | 64,483 |
| | | OPERACIÓN | 0,003 | 0,002 | 0,0003 | 0,015 | 0,020 | 49,820 |

r_{io} : Resistencia de película interna referida al área externa (h.pie².°F/BTU)

r_o : Resistencia de película externa (h.pie².°F/BTU)

r_w : Resistencia de pared (h.pie².°F/BTU)

R_D : Factor de ensuciamiento (h.pie².°F/BTU)

U_o : Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h.pie².°F)

Por ejemplo en estos casos, con el aumento de la resistencia por ensuciamiento el coeficiente global descendió, pero en general cuando las sumatorias de resistencias totales se incrementaron los valores de los coeficientes disminuyeron; lo cual se atribuye a la probable obstrucción provocada por una película que se forma en la pared por la acumulación de sedimentos o sucios, o por polímeros generados por altas temperaturas.

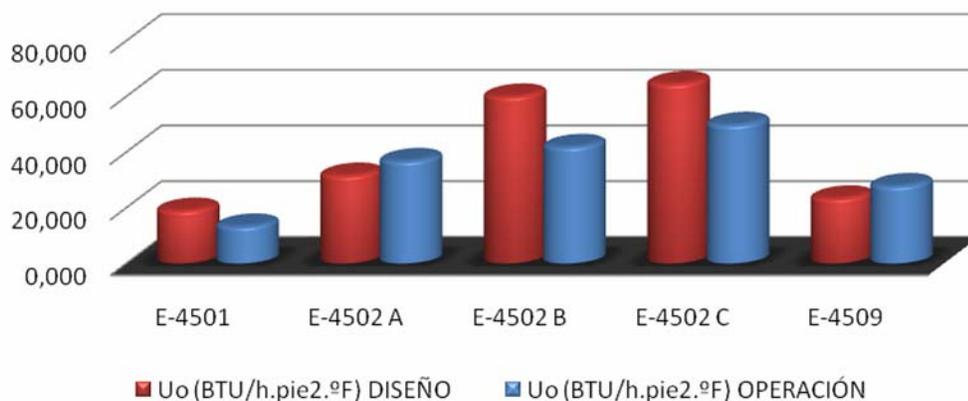


Figura 4.1.3.b Comparación gráfica de los coeficientes globales de transferencia de calor en los intercambiadores evaluados

No obstante, en el caso del precalentador de nafta y diesel (E-4509), como también del equipo “A”, en realidad los valores de las sumatorias de las resistencias térmicas no superaron a los de diseño, lo que significó que las corrientes que fluyen por estos intercambiadores no ensuciaron notoriamente a estos equipos de intercambio de calor.

Otro de los términos importantes estudiados fue la caída de presión. Esta variable es importante porque altas caídas de presión, contribuyen a la erosión, requiriendo el uso de elementos internos de espesor excesivo y de válvulas, accesorios o tuberías de una clasificación mayor en el circuito del intercambiador. Además, grandes caídas de presión implican mayores necesidades de energía mecánica para el bombeo de los fluidos que circulan por cada intercambiador de calor.

En este sentido el E-4501 mostró mayor caída de presión tanto en la coraza como en los tubos en ambos casos, como se pudo observar en la tabla 4.1.3.c; sin embargo se pudo notar entre estos resultados que del lado

de la coraza las caídas de presión superaban a los valores permitidos desde el inicio, y que éstos permanecieron muy similares tanto en el diseño como en la operación.

Tabla 4.1.3.c Caídas de presiones en las corazas y tubos de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509

| INTERCAMBIADOR | | CASO | VARIABLE | LADO | ΔP (Lb/plg ²) | ΔP PERMITIDO (Lb/plg ²) | |
|----------------|---|-----------|-----------|-----------|--------------------------------------|--|---|
| E-4501 | | CORAZA | | DISEÑO | 64,377 | 17 | |
| | | | | OPERACIÓN | 64,674 | | |
| E-4502 A/B/C | A | | DISEÑO | 36,160 | 45 | | |
| | | | OPERACIÓN | 34,914 | | | |
| | B | | DISEÑO | 37,498 | | | |
| | | | OPERACIÓN | 32,464 | | | |
| | C | | DISEÑO | 38,440 | | | |
| | | | OPERACIÓN | 31,738 | | | |
| E-4509 | | | DISEÑO | 2,794 | 5 | | |
| | | | OPERACIÓN | 4,651 | | | |
| E-4501 | | | TUBOS | | DISEÑO | 3,955 | 5 |
| | | | | | OPERACIÓN | 2,165 | |
| E-4502 A/B/C | A | | | DISEÑO | 0,363 | 29 | |
| | | | | OPERACIÓN | 0,188 | | |
| | B | DISEÑO | | 0,360 | | | |
| | | OPERACIÓN | | 0,115 | | | |
| | C | DISEÑO | | 0,374 | | | |
| | | OPERACIÓN | | 0,118 | | | |
| E-4509 | | DISEÑO | | 0,987 | 5 | | |
| | | OPERACIÓN | | 0,529 | | | |

ΔP : Caída de presión (Lb/plg²)

Tales resultados pudiesen haber sido causados por algún un desperfecto mecánico, ya que desde que se puso en funcionamiento la unidad, dicho equipo ha presentado fallas por problemas con una pieza del intercambiador, la cual han tratado de corregir; pero a pesar de los esfuerzos realizados para que desde su arranque este equipo responda a las especificaciones del producto, aún exhibe estas más altas caídas de presión. No obstante no se descarta la idea de que este intercambiador fuese diseñado con el propósito de una futura expansión, por lo que una elevada

caída de presión desde el diseño sería lógica para prevenir los efectos secundarios durante dicha transformación en la unidad 45.

Si en la realidad estos resultados se hubiesen incrementado en un caso más que en otro (diseño u operación) hubiese significado que este intercambiador tuviese problemas de erosión, quizás debido a un flujo de retorno o a un cambio de dieta en el proceso.

Otro punto interesante fue el caso en el que los intercambiadores E-4502 y E-4509 (lado tubos) presentaron valores de caídas de presión muy por debajo de lo permitido, una posible explicación es que el fluido calefactor que circula por el lado tubos en ambos equipos es un fluido poco viscoso. Particularmente en el intercambiador E-4509 el fluido de calentamiento es nafta, el cual se considera un fluido casi ideal por sus bajas viscosidades y densidades; y como se sabe a bajas viscosidades es menor la probabilidad de que haya formaciones de películas en el tubo, y por consiguiente se reduce la posibilidad de que se generen ensuciamientos significativos.

4.1.4 Cálculo de los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor en los intercambiadores, respecto a los valores de diseño

Tomándose como referencia los valores de las hojas de datos de los diferentes intercambiadores, se compararon los resultados de las simulaciones de diseño con los obtenidos mediante cálculos manuales. Los valores de operación fueron comparados con sus equivalentes de diseño, obteniéndose así los porcentajes de desviación de las variables de transferencia de calor respecto a los valores de diseño (tabla 4.1.4.a), tanto por el método de simulación como por el de cálculo matemático.

En relación a la velocidad de transferencia de calor en el intercambiador E-4501 (tabla 4.1.4.a) se observó un bajo porcentaje de desviación de los valores de diseño en menos de 10% (7,32 y 7,34 %) lo cual confirma la validación de los resultados obtenidos mediante las simulaciones y los cálculos realizados. En cuanto a la velocidad de transferencia de calor en el caso operación, este equipo exhibió un alto porcentaje de desviación (casi un 50 %), con respecto al valor de diseño, lo que sugiere que durante el período de recolección de datos operacionales y probablemente en la actualidad, este equipo no alcanza su mayor potencial. Esto puede deberse a que el flujo que sirve como medio de calentamiento, el cual es mucho menor que el de diseño, no logra un mayor diferencial o gradiente térmico como fuerza impulsora de la transferencia de calor.

Por su parte el intercambiador E-4509 presentó menor porcentaje de desviación en el caso operación, en comparación con el intercambiador de carga de diesel (E-4501), con 8,93 % de desviación del flujo de calor transferido con respecto a la de diseño; aunque varían los gradientes de temperatura, los valores reales u operacionales no se alejan tanto de los utilizados al momento de diseñar este equipo. Sin embargo, de forma general se puede decir que ambos equipos muestran en el diseño velocidades de transferencia de calor con desviaciones porcentuales bajas respecto a sus valores de fabricación.

Tabla 4.1.4.a Porcentajes de desviación de variables de transferencia de calor de los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509 con respecto a los valores de diseño.

| INTERCAMBIADOR | Caso de comparación | % Desviación (Q) | % Desviación (Uo) | % Desviación (RD) | |
|----------------|--|--|-------------------|-------------------|--------|
| E-4501 | diseño(simulación) vs hoja de datos | 7,32 | 16,75 | S/N | |
| | diseño(cálculos) vs hoja de datos | 7,34 | 17,26 | S/N | |
| | operación (simulación) vs diseño(simulación) | 49,69 | 31,83 | S/N | |
| | operación (cálculos) vs diseño(cálculos) | 49,68 | 28,45 | -52,94 | |
| E-4509 | diseño(simulación) vs hoja de datos | -9,23 | -18,91 | S/N | |
| | diseño(cálculos) vs hoja de datos | -9,20 | 4,77 | S/N | |
| | operación (simulación) vs diseño(simulación) | 8,93 | 13,98 | S/N | |
| | operación (cálculos) vs diseño(cálculos) | 8,94 | -2,59 | 10,00 | |
| E-4502 | A | diseño(simulación) vs hoja de datos | 44,84 | 38,27 | S/N |
| | | diseño(cálculos) vs hoja de datos | 50,97 | 34,51 | S/N |
| | | operación (simulación) vs diseño(simulación) | 22,06 | -33,27 | S/N |
| | | operación (cálculos) vs diseño(cálculos) | 17,01 | -22,80 | 21,43 |
| | B | diseño(simulación) vs hoja de datos | 92,09 | -20,50 | S/N |
| | | diseño(cálculos) vs hoja de datos | 91,20 | -38,18 | S/N |
| | | operación (simulación) vs diseño(simulación) | 8,53 | 31,36 | S/N |
| | | operación (cálculos) vs diseño(cálculos) | 5,02 | 28,59 | -58,33 |
| | C | diseño(simulación) vs hoja de datos | 98,58 | -1,84 | S/N |
| | | diseño(cálculos) vs hoja de datos | 98,50 | -51,35 | S/N |
| | | operación (simulación) vs diseño(simulación) | 3,59 | 2,58 | S/N |
| | | operación (cálculos) vs diseño(cálculos) | -3,34 | 92,29 | -36,36 |

En lo que respecta a las velocidades de intercambio de calor en los equipos E-4502 A/B/C, desde un principio (caso diseño) éstos mostraron diversas variaciones de las tasas de transferencia energética, con porcentajes de desviación que oscilan entre 45% y 90%; es decir que presentaron valores bastante alejados respecto a los exhibidos en las hojas de datos. No obstante, en el caso operación dichos valores no se alejan demasiado con respecto a los de diseño, por lo que se pudiese pensar que este equipo fue sobre diseñado para el calentamiento del fluido de proceso. Esto equivale a decir que este conjunto de tres intercambiadores fueron fabricados con el objetivo de llevar a especificaciones al fluido de proceso (diesel).

A pesar de que el equipo E-4502 A lograba una alta velocidad de transferencia de calor, ésta no era suficiente; inclusive aún con la

intervención del equipo "B" el diesel no se encontraba a los valores de temperatura requeridos para pasar al siguiente equipo; por lo que se necesitaba la influencia de un tercer equipo ("C").

En la realidad operacional estos valores (intercambiador "A": 71 MMBTU/h, intercambiador "B" 12 MMBTU/h e intercambiador "C" 2 MMBTU/h) se ubican más cercanamente a los valores de diseño alcanzados desde su arranque (Figura 4.1.4.a). Por ejemplo en el intercambiador "C" la velocidad de transferencia de calor durante la simulación en caso operacional resultó en 2,280 MM BTU/h y en la simulación con los valores de diseño 2,364 MM BTU/h; lo que predice una desviación de tan sólo 3,5%.

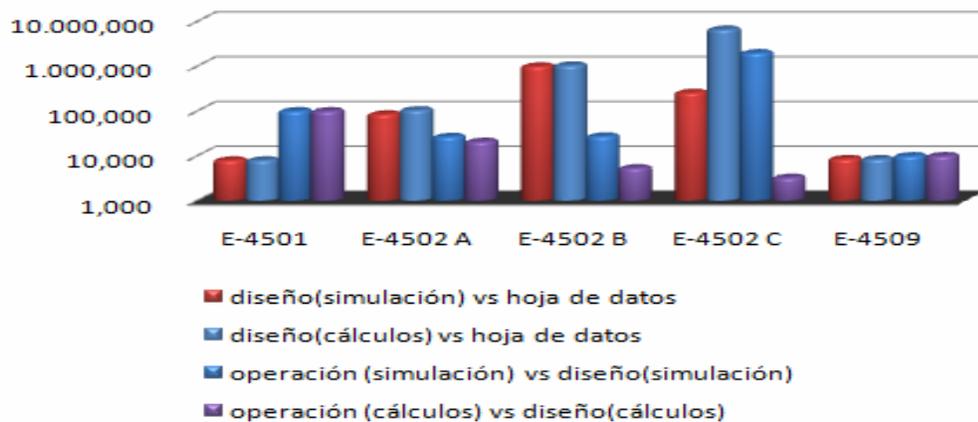


Figura 4.1.4.a Porcentaje de desviación de la velocidad de transferencia de calor con respecto al diseño

Por otra parte, al comparar los coeficientes globales de transferencia de calor entre los intercambiadores E-4501 y E-4509 (tabla 4.1.4.a), el primero es el que presentó mayor desviación operacional mediante las simulaciones y los cálculos realizados manualmente con respecto a sus valores de diseño

(31 % y 28 %, respectivamente), ya que el coeficiente global se ha reducido a medida que paso el tiempo, desde el arranque de la planta hasta la actualidad. Lo que significa que con la carga alimentada hasta el momento este intercambiador ha tenido mayores resistencias de películas y de ensuciamiento que vencer. A diferencia del E-4509 que pareció cumplir con las expectativas de su manufactura, como se pudo observar en la figura 4.1.4.b.

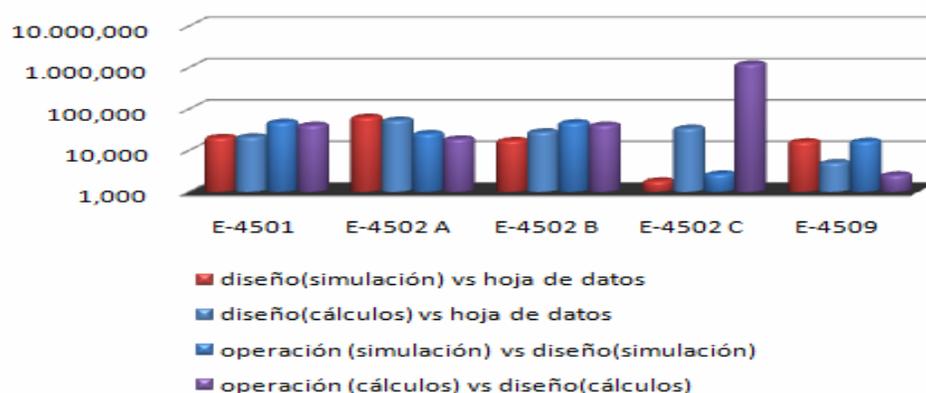


Figura 4.1.4.b Porcentaje de desviación de los coeficientes globales de transferencia de calor con respecto al diseño

Con relación a ensuciamiento y según lo reportado en la tabla D.10, el primer intercambiador de calor que entra en funcionamiento en la unidad 45 es el que tiene mayor factor de ensuciamiento. Esto es lógico ya que la carga de diesel entra directamente desde los tanques de almacenamiento al E-4501, es decir, el flujo de interés no pasa por ningún procesamiento previo. En la actualidad el factor de ensuciamiento es mucho mayor al de diseño, pues su desviación alcanza casi un 53% en comparación con su valor de diseño.

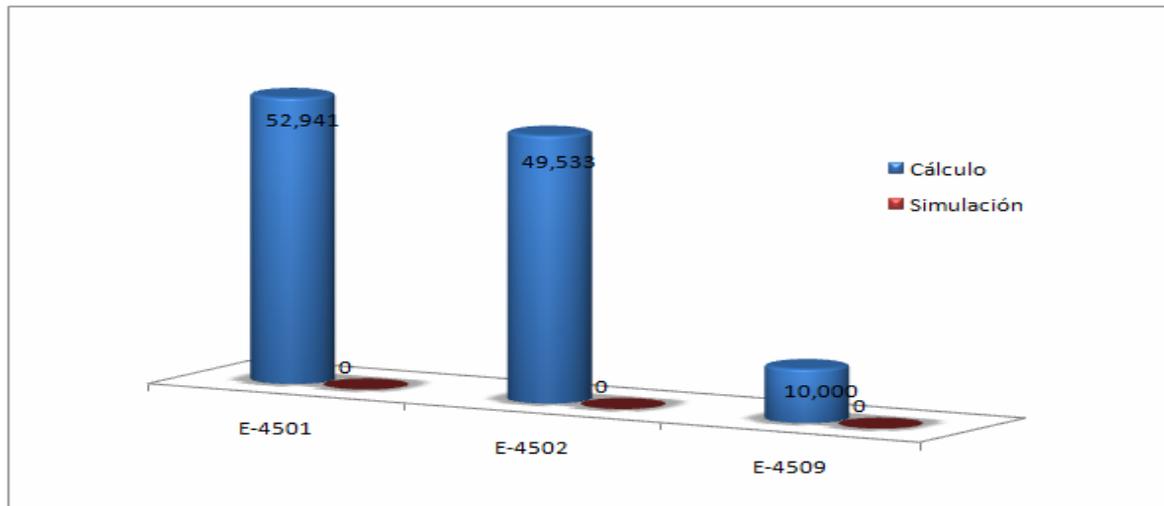


Figura 4.1.4.c Porcentaje de desviación del coeficiente de ensuciamiento con respecto a los valores de diseño

Como es de esperarse y como se muestra en la figura 4.1.4.c, el intercambiador de calor E-4509 es el que presenta menor factor de ensuciamiento ya que es un equipo donde la corriente de proceso ya ha pasado por anteriores procesos de purificación, por lo que presenta sólo un 10% de desviación respecto a su valor de diseño.

Como se mencionó en el capítulo 3, otro factor importante al momento de evaluar los intercambiadores de calor es la caída presión, ya que para evitar dificultades en estos equipos de transferencia termo energética la diferencia entre la caída de presión permitida y la calculada debe ser muy pequeña. Un rango permitido normal por PDVSA es de 5 a 25 psi, dependiendo de la disponibilidad de la presión y de las características del sistema; aunque un mínimo de 5 psi es permisible por cada intercambiador en cada lado.

De acuerdo a estos criterios, el intercambiador de carga de diesel (E-4501) presentó mayor variación en la caída de presión del lado coraza, llegando a superar en un 73% el valor permitido (Figura 4.1.4.d); lo que corrobora que este equipo sí está presentando fallas, probablemente de origen mecánico aunado a la posible existencia de incrustaciones por suciedades con sedimentos.

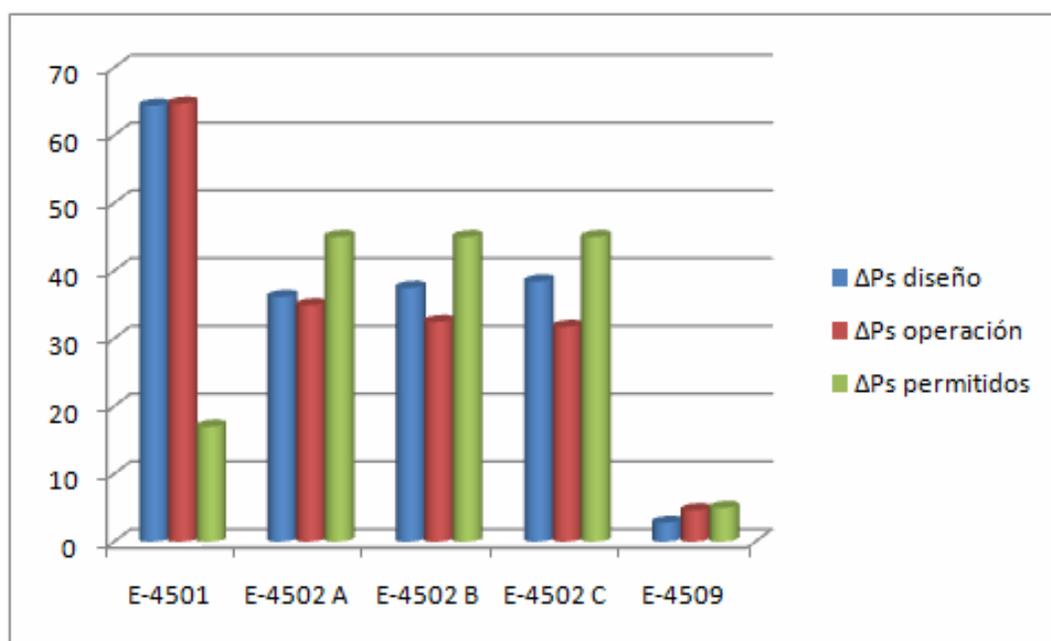


Figura 4.1.4.d Desviaciones de las caídas de presión en la coraza con respecto a los valores permitidos

En el caso del precalentador de nafta (intercambiador E-4509), las caídas de presión en la coraza difieren levemente según los valores permitidos; y aunque no los supera es válido observar el aumento en la operación de esta variable, ya que en un futuro estos resultados podrían servir de argumentación sobre problemas que surjan en este equipo; aún así con los valores obtenidos se podría afirmar que existe algún tipo de

ensuciamiento sobre las superficies de intercambio calórico, pero no alarmante.

Para el intercambiador E-4502 A/B/C el porcentaje de desviación de este grupo de tres difiere en un promedio de 30% para el lado coraza, resultados que se encuentran dentro del rango permitido (Figura 4.1.4.d); sin embargo, también hay que destacar que estos resultados no eran totalmente esperados, ya que según el diseño estas caídas de presión tendían a aumentar pero en la realidad están tendiendo a descender. Probablemente esto sea debido a la reducción en la alimentación de flujo y por la consiguiente baja velocidad de transferencia de calor.

En el intercambiador E-4501 (lado tubos) la caída de presión tanto en el diseño como en la operación se ubican en el rango permitido; pero en la operación el valor descendió a casi la mitad (Figura 4.1.4.e). Para el resto de los intercambiadores las caídas de presión en los tubos durante operación se ubican por debajo de los valores de diseño (los cuales a su vez son también menores) y en conjunto muy pequeños, aunque en el rango de los valores permitidos. En estos casos se nota el efecto de las bajas viscosidades de los fluidos que circulan por los tubos sobre la reducción de las caídas de presión. Adicionalmente, las notables desviaciones observadas respecto a los valores permitidos de las pérdidas de presión, pueden deberse a cambios de los fluidos de intercambio de calor, ya que en la oportunidad de la fabricación de estos equipos se había planificado utilizar otros fluidos hidrocarburos, como por ejemplo gasóleos de petróleo de vacío (VGO), provenientes de columnas de destilación al vacío.

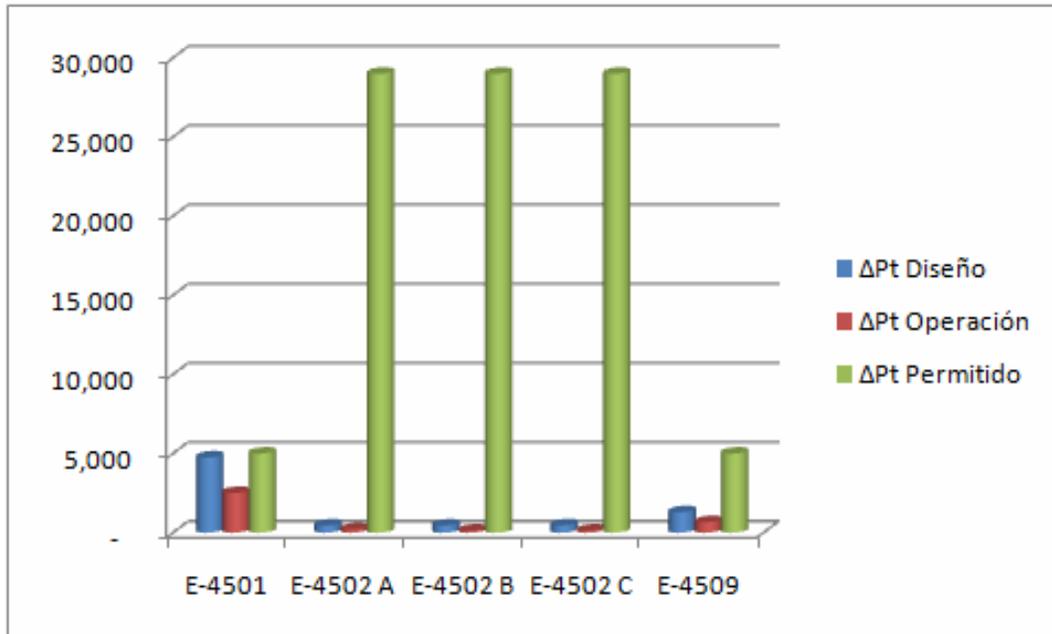


Figura 4.1.4.e Desviaciones de las caídas de presión en los tubos con respecto a los valores permitidos

4.1.5 Identificación mediante el análisis de las desviaciones encontradas, de los intercambiadores de calor que requieran mantenimiento durante la parada general de planta

En base a los resultados obtenidos en las fases anteriores en cuanto a las propiedades físicas, condiciones de proceso del producto final en cada una de las unidades, el modelo de simulación en PRO/II 8 y los cálculos realizados para cada intercambiador, el equipo E-4501 requiere un mantenimiento preventivo, ya que es el primer intercambiador que puso en funcionamiento la unidad de hidrot ratamiento de diesel, la que recibe carga directa de la unidad de almacenamiento y a su vez es el equipo que presenta mayores desviaciones en lo que se refiere a sus valores de diseño. Además, este intercambiador E-4501 tiene la capacidad de transferir 24 millones de BTU por hora y sólo transfiere la mitad; a pesar de ello posee el mayor grado

de ensuciamiento de los intercambiadores evaluados, lo cual puede definirse como una limitación en el proceso, ya que si este intercambiador no logra alcanzar las condiciones esperadas en el fluido de interés (diesel), no se alcanzarán las expectativas por PDVSA respecto al producto final.

El intercambiador E-4502 consta de tres intercambiadores conectados, dos en paralelo (A y B) y uno en serie ("C"). El fluido caliente va por los tubos y el frío por la coraza. De forma preliminar este equipo debería ir calentando el fluido de proceso a medida que el *diesel* circule por cada uno de los intercambiadores que conforman este grupo, como se observó por medio de los resultados de diseño. Pero en la operación este fluido presentó calentamientos y enfriamientos (oscilaciones de temperatura); sin embargo, las temperaturas en el lado de la coraza se mantuvieron por encima de los 500 °F, por lo que se infiere que a estas temperaturas pudieron haberse formado deposiciones poliméricas, las cuales se adhirieron a las paredes de los tubos de la coraza, causando una resistencia al paso del fluido. Esto pudo haber disminuido la capacidad de transferencia de calor del intercambiador E-4502 y, como consecuencia de esto, una reducción en la velocidad de transferencia calórica.

A pesar de como se dijo en la fase anterior, no se puede dar 100% de confiabilidad a los resultados obtenidos, ya que no hay punto de comparación aceptable para este intercambiador, se sugiere hacerle mantenimiento al intercambiador "C". Es éste el que conecta a los tres intercambiadores para que el *diesel* alcance las condiciones de temperatura esperadas, como si trabajara individualmente. Y como se observó en los resultados antes analizados, este equipo fue el que presentó menores valores de velocidad de transferencia de calor.

4.6 CONCLUSIONES

1. Los datos de diseño fueron obtenidos de las hojas de datos de los intercambiadores y los datos operacionales tomados esencialmente del sistema Aspen Process Explorer interconectado con la sala de control de procesos de la unidad HDT.
2. Según diseño, el equipo E-4501 tiene mayor capacidad de transferencia calórica que el E-4509. En el caso operación se reveló lo contrario pues éste superó a aquel en cuanto a rapidez para transferir calor.
3. Tanto en diseño como en operación el intercambiador “A” exhibió mayores gradientes térmicos y velocidades de transferencia calórica más elevadas; en contraste el intercambiador “C” presentó los menores gradientes de temperatura en el fluido caliente circulante por los tubos respecto a “A” y “B”.
4. El equipo E-4501 presentó los más altos factores de ensuciamiento, en diseño y operación; siendo este factor 53 % mayor en el caso operación que en el diseño.
5. En el intercambiador E-4502 (caso operación), aunque el intercambiador “A” arrojó los mayores factores de ensuciamiento en diseño y operación, en el equipo “B” este factor exhibió un incremento mucho mayor (58 % respecto al valor de diseño).
6. En los intercambiadores E-4509 y “A” del E-4502 los valores totales de las resistencias térmicas durante operación no excedieron a los de diseño.

7. En los casos diseño y operación el intercambiador E-4501 presentó mayor caída de presión, tanto en la coraza como en los tubos; aunque en el lado coraza las caídas de presión fueron superiores a los valores permitidos desde el inicio y aún persisten; lo cual pudiera estar relacionado con fallas mecánicas presentadas por problemas con una pieza del intercambiador.
8. Al comparar los resultados de simulación y cálculos manuales con los de las hojas de datos, las desviaciones porcentuales de la velocidad de transferencia de calor del intercambiador E-4501 en el caso diseño arrojaron 7,32 % y 7,34 %; con los cuales dichos resultados fueron validados. En cuanto al caso operación este equipo mostró una desviación de casi un 50 % con respecto al valor de diseño para la tasa de transferencia calórica.
9. El intercambiador E-4509 mostró menor porcentaje de desviación en el caso operación, en comparación con el intercambiador de carga de diesel (E-4501), con 8,9 % de desviación del flujo de calor transferido con respecto al de diseño.
10. En los intercambiadores E-4502 A/B/C, las velocidades de intercambio de calor (caso diseño) exhibieron desviaciones porcentuales entre 45 % y 90 %; por su parte en el caso operación dichos valores no se alejaron demasiado respecto a los de diseño.
11. El intercambiador de calor E-4501 presentó mayores desviaciones operacionales en los coeficientes globales de transferencia de calor (31 % y 28 %), mediante las simulaciones y los cálculos manuales, respectivamente, en relación con sus valores de diseño. A diferencia del

intercambiador E-4509 que pareció cumplir con las expectativas de su fabricación, con desviaciones respectivas de 8,93 % y 8,94 %.

12. El intercambiador de calor E-4509 mostró menor factor de ensuciamiento por ser un equipo en el cual la corriente de proceso ya ha sido procesada para purificación; y presenta un 10% de desviación respecto a su valor de diseño.
13. El intercambiador E-4501 exhibió mayor variación en la caída de presión (lado coraza), alcanzando a exceder 73 % del valor permitido; lo cual es indicio de la existencia de fallas mecánicas o por incrustaciones o ensuciamiento.
14. El intercambiador E-4501 necesita mantenimiento preventivo y a su vez presenta las mayores desviaciones en lo que se refiere a sus valores de diseño; además tiene su capacidad de transferencia de calor reducida a la mitad y posee el mayor grado de ensuciamiento entre los intercambiadores evaluados, lo cual es una limitante del proceso. Por su parte, el intercambiador "C" del equipo E-4502 presentó las más bajas velocidades de transferencia calórica, y dada su importancia para conectar a los tres intercambiadores (A/B/C), también requiere mantenimiento.

4.7 RECOMENDACIONES

1. Evaluar el funcionamiento del intercambiador E-4502 A/B/C mediante el programa de simulación HTRI.
2. Realizar mantenimiento preventivo a los intercambiadores E-4501 como también al intercambiador “C” del sistema E-4502.
3. Instalar un medidor de flujo, un termopar y un medidor de presión en las líneas de alimentación y/o de salida de cada intercambiador que constituye el sistema E-4502 para facilitación del seguimiento de las condiciones de las corrientes y desempeño de este equipo.
4. Automatizar las mediciones de presión y temperaturas de entrada y salida de los fluidos de procesos en los intercambiadores E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509, para el mejoramiento de la supervisión y vigilancia de la condición operacional de estos equipos.

BIBLIOGRAFÍA

1. Bejarano G., **“Manual de procedimientos para la planificación de mantenimiento mayor a intercambiadores de calor tipo casco-tubo de PDVSA Refinería de Puerto La Cruz”**, Trabajo de Grado, Departamento de Tecnología Mecánica, Instituto Universitario de Tecnología “Antonio José de Sucre”, Extensión Barcelona-Puerto La Cruz, Venezuela (2003).
2. Geankoplis, C., **“Procesos de transporte y operaciones unitarias”**, Tercera Edición. Editorial Continental, México (1998).
3. González R., **“Diseño de los anillos de prueba para los intercambiadores de calor de la Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado de la Refinería Puerto La Cruz”**, Trabajo de Grado, Coordinación de Ingeniería Mecánica, Universidad Simón Bolívar, Venezuela (2004).
4. Gutiérrez A., **“Evaluación de los hornos B-4501 y B-4503 de la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel de la Refinería Puerto La Cruz-PDVSA”**, Trabajo de Grado, Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui, Venezuela (2009).
5. Himmelblau D., **“Principios básicos y cálculos en ingeniería química”**, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A, México (1997).
6. Hougen O., Watson K. y Ragatz R., **“Principios de los procesos químicos”**, Editorial Reverte, S.A, Caracas (1972).

7. Kern D., **“Procesos de Transferencia de Calor”**, trigésima primera reimpresión, Compañía Editorial Continental, México (1999).

8. Manual Proyecto Valorización de Corrientes (Valcor), **“Memoria Descriptiva”**, Gerencia Proyecto Valcor, Refinería de Puerto La Cruz, Venezuela, Julio (2000).

9. PDVSA. **Libro de la Refinería**. Venezuela (2006).

10. PDVSA, Manual de diseño de procesos. **“Mecanismos de transferencia de calor”**. CIED (Amuay 1990).

11. Pro/II versión 8.1, SIMSCI **“User Guide”**, EUA, (2006).

12. Refinería Puerto La Cruz-PDVSA, **“Informe de Cierre, Gerencia de Arranque Valcor”**. Venezuela (2004).

13. Refinería Puerto La Cruz-PDVSA, **“Manual de operación de la Unidad Hidrotratamiento de Diesel”**, Manual Técnico, Venezuela (2004).

14. R. Perry. **“Manual del Ingeniero Químico”**, Sexta Edición. McGrawHill/Interamericana de México, S.A. México, (1992).

15. Torres F. **“Evaluación de los intercambiadores de calor carga/efluente E-1906 A-E de la Unidad de Hidrotratamiento de Naftas de la Refinería de Puerto La Cruz”**, Informe de Pasantías, Escuela de Ingeniería Química y de Producción, Universidad Metropolitana, Venezuela (2007).

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

| | |
|------------------|---|
| TÍTULO | EVALUACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR E-4501, E-4502 A/B/C y E-4509, UTILIZADOS EN LA UNIDAD DE HIDROTRATAMIENTO DE DIESEL DE LA REFINERÍA DE PUERTO LA CRUZ |
| SUBTÍTULO | |

AUTOR (ES):

| APELLIDOS Y NOMBRES | CÓDIGO CULAC / E MAIL |
|------------------------------|---|
| Cobos Araya, Grace Katherine | CVLAC: 16.054.328 E MAIL: gracecobos83@gmail.com |
| | CVLAC: E MAIL: |
| | CVLAC: E MAIL: |
| | CVLAC: E MAIL: |

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Intercambiadores

Hidrotratamiento

Diesel

Refinería

Evaluación

Calor

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

| ÀREA | SUBÀREA |
|---------------------------------|--------------------|
| Ingeniería y Ciencias Aplicadas | Ingeniería Química |

RESUMEN (ABSTRACT):

En la Unidad de Hidrotratamiento de Diesel se utilizan intercambiadores de calor tipo coraza y tubos, entre ellos destacan: intercambiador de carga diesel E-4501, intercambiador de carga de diesel y efluente E-4502 A/B/C, e intercambiador de nafta E-4509 cuya operación y control son claves para controlar las condiciones de proceso y su eficiencia en la Unidad 45. Desde septiembre de 2006 se han reportado fugas que han sido corregidas aplicando trampas de vapor y torquedados mecánicos; así mismo se han presentado desviaciones en algunas variables claves en la operación de estos equipos, que afectan y el comportamiento térmico esperado en los intercambiadores. Inicialmente se evaluó la condición de operación actual de estos equipos, mediante la herramienta de simulación de procesos PRO-II y aplicando cálculos de transferencia de calor necesarios para determinar valores de ensuciamiento que fueron comparados con las condiciones de diseño. Entre los parámetros operacionales se evaluaron: flujo de calor total transferido, coeficiente global de transferencia de calor, factor de ensuciamiento y caída de presión en ambos lados del equipo; así mismo las características de cada corriente y sus condiciones iniciales y finales. La simulación realizada demostró que el equipo E-4501 posee mayor capacidad de transferencia calórica que el E-4509, según diseño; en el caso operación se reveló lo contrario, lo cual se asocia a fugas y fallas mecánicas en el equipo E-4501 que afectaron su desempeño. En operación, el intercambiador “C” sufrió abrupto descenso en la tasa de enfriamiento del fluido caliente (lado tubos), de 95% respecto a lo esperado según diseño. Se evidenció el efecto de una mayor resistencia térmica total, con incremento de 36 % del factor de ensuciamiento de los tubos, referido al diseño. De los intercambiadores estudiados, el E-4501 mostró los mayores ensuciamientos en diseño y operación (53% mayor en operación que en diseño). En los intercambiadores E-4509 y “A” (E-4502) las resistencias térmicas totales durante operación no excedieron a los de diseño. El intercambiador E-4501 (casos diseño y operación) presentó mayores caídas de presión, en coraza y tubos; aunque en el lado coraza las caídas de presión fueron superiores a los valores permitidos desde el inicio y aún persisten quizás por efecto de fallas mecánicas. En los intercambiadores E-4502 A/B/C, las velocidades de intercambio calórico (caso diseño) presentaron desviaciones entre 45% y 90%; en caso operación estos valores no se alejaron respecto a diseño. El E-4501 necesita mantenimiento preventivo y muestra las mayores desviaciones respecto a diseño; su capacidad de transferencia energética ha disminuido a la mitad y es el más afectado por ensuciamiento. También el intercambiador “C” (E-4502) requiere mantenimiento tras exhibir las más bajas velocidades de transferencia calórica.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

| APELLIDOS Y NOMBRES | ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL | | | | |
|----------------------------|------------------------------------|----|-------|-------|-------|
| Lucas Álvarez | ROL | CA | AS(X) | TU | JU |
| | CVLAC: | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| David Lugo | ROL | CA | AS | TU(X) | JU |
| | CVLAC: | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| Yraima Salas | ROL | CA | AS | TU | JU(X) |
| | CVLAC: | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| Hernán Raven | ROL | CA | AS | TU | JU(X) |
| | CVLAC: | | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| | E_MAIL | | | | |

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

| | | |
|-------------|------------|------------|
| 2011 | 07 | 29 |
| AÑO | MES | DÍA |

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

| NOMBRE DE ARCHIVO | TIPO MIME |
|---|---------------------|
| Tesis.intercambiadores.hidrotratamiento.PLC.doc | Application/ msword |
| | |

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K
L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1
2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de ingeniería química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente. Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

Cobos Araya, Grace Katherine

AUTOR

Ing. Quím. Lucas Álvarez

TUTOR

Ing. Quím. Yraima Salas

JURADO

Ing. Quím. Hernán Raven

JURADO

Ing. Químico David Lugo

TUTOR

Ing. Yraima Salas

POR LA SUBCOMISION DE TESIS