

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



**EVALUACIÓN TÉRMICA E HIDRÁULICA DE LAS FACILIDADES
EXISTENTES PARA LA REALIZACIÓN DE LIMPIEZA EN LÍNEA DE LOS
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B DE LA UNIDAD DE
REGENERACIÓN DE AMINAS**

PRESENTADO POR:

YSGLORIS DEL VALLE GUZMÁN SALAZAR

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como
requisito parcial para optar al título de
INGENIERO QUÍMICO**

Barcelona, Mayo de 2011

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



**EVALUACIÓN TÉRMICA E HIDRÁULICA DE LAS FACILIDADES
EXISTENTES PARA LA REALIZACIÓN DE LIMPIEZA EN LÍNEA DE LOS
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B DE LA UNIDAD DE
REGENERACIÓN DE AMINAS**

ASESORES

Ing. Jesús González
Asesor Industrial

Ing. Yraima Salas
Tutora

Barcelona, Mayo de 2011

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



**EVALUACIÓN TÉRMICA E HIDRÁULICA DE LAS FACILIDADES
EXISTENTES PARA LA REALIZACIÓN DE LIMPIEZA EN LÍNEA DE LOS
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B DE LA UNIDAD DE
REGENERACIÓN DE AMINAS**

JURADO

Ing. Yraima Salas
Tutora

Ing. Hernán Raven
Jurado Principal

Ing. Freddy Santamaría
Jurado principal

Barcelona, Mayo de 2011

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajo de grado:

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la universidad y solo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual lo participara al Consejo Universitario.”

DEDICATORIA

A Dios, por estar siempre a mi lado, ser mi guía y abogado de mis proyectos, te adoro eres maravilloso.

A mis abuelitos queridos chente Salazar y Gloria de Salazar, quienes fueron, son y seguirán siendo mis maestros de la vida enseñándome con una sonrisa un mar de sabidurías, los amo.

A mi madre, por ser mi mejor amiga y de quien aprendí a no desistir, eres la fuerza que me impulsa a ser mejor cada día.

A mi hermano, quien siempre estuvo a mi lado, tanto en los momentos más difíciles, dándome ánimos, como en los de mayor alegría.

A mi novio bello, por apoyarme en todo momento con todo el amor del mundo, por su paciencia y constancia, te amo

A mi padre y toda la familia, quienes de alguna u otra manera aportaron un granito de arena para lograr esta meta tan importante en mi vida.

AGRADECIMIENTOS

A mi abuelita, **Gloria de Salazar**, por darme sus buenos consejos y apoyo incondicional.

A mi madre **Yngrid Salazar**, por ayudarme en los momentos más difíciles, encontrando siempre la mejor solución, enseñándome el valor de la constancia y perseverancia, gracias amiga. Te amo

A mi hermano **Pedro Guzmán**, por estar siempre a mi lado brindando su mejor colaboración en todo momento. Te quiero mucho hermanito bello.

A mi novio **Fabio Isava**, por tu paciencia, por querer siempre lo mejor de lo mejor para mí, este logro es tuyo también amor. Te amo.

A mi padrino **Ing. Pedro León**, por haberme abierto las puertas a esta nueva experiencia y darme la oportunidad de realizar este trabajo.

A mis asesores **Ing. Jesús González** e **Ing. Yraima salas**, por toda la colaboración prestada durante el desarrollo de este proyecto.

A mis **amigos y compañeros de estudio**, por extenderme sus manos cuando más lo necesite

A todos los **ingenieros del departamento de procesos** de PDVSA PETROMONAGAS, por brindarme su confianza y colaboración, haciéndome sentir parte de su equipo de trabajo.

A la familia **Isava Villanueva**, por estar siempre atentos a mi bienestar y aportando su granito de arena cuando más los necesite

En general a aquellas personas que de una u otra forma hicieron posible la elaboración de este proyecto.

RESUMEN

Este proyecto tuvo como principal finalidad, evaluar diferentes propuestas para la implementación de un sistema de mantenimiento de los enfriadores por aire AF-3101 AB mediante modelos simulados, los cuales permiten la colocación fuera de servicio de un enfriador manteniendo la unidad de proceso en funcionamiento, obteniendo que se puede enfriar un flujo de 16 MBPD por un solo equipo, adicionalmente se realizó un estudio térmico en los diferentes escenarios (limpio-sucio) que se presentaron en la operación del sistema durante un año, por último se determinó el tiempo de drenado con las facilidades existentes teniendo que este se realiza en 4 min.

ÍNDICE GENERAL

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
RESUMEN	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
CAPÍTULO I	18
INTRODUCCIÓN	18
1.1 Presentación de la empresa	18
1.2 Proceso de mejoramiento del crudo extrapesado	19
1.3 Planteamiento del problema	21
1.4 Objetivos	23
1.4.1 Objetivo general	23
1.4.2 Objetivos específicos	23
CAPITULO II	24
MARCO TEORICO	24
2.1 Antecedentes.....	24
2.2 Aspectos básicos del tratamiento de gases con aminas	26
2.2.1 Aminas	26
2.2.2 Absorción de gases.....	27
2.2.3 Las aminas en el proceso de absorción.....	27
2.2.4 Aminas utilizadas en el proceso de absorción	28
2.2.5 Características de las aminas en el proceso de absorción de gases	29
2.2.6 Tratamiento con monoetanolamina (MEA).....	30
2.3 Descripción del proceso de la unidad regeneradora de amina (ARU) .	30

2.4 Descripción del funcionamiento de los intercambiadores de calor refrigerados por aire	33
2.5 Componentes de los enfriadores por aire.....	34
2.6 Tipos de enfriadores por aire.....	36
2.6.1 Tiro inducido.....	36
2.6.2 Tiro forzado.....	37
2.7 Fundamentos en la transferencia de calor de intercambiadores térmicos.....	38
2.7.1 Cantidad de transferencia de calor	38
2.7.2 Eficiencia del intercambiador de calor.....	39
2.7.3 Coeficiente global para la transferencia de calor	40
2.7.4 Diferencia media logarítmica de temperatura.....	41
2.7.5 Factor de ensuciamiento	42
2.8 Análisis de los intercambiadores de calor	43
2.9 Diferencial de presión.....	44
2.10 Flujo de fluidos en tuberías.....	44
2.10.1 Volumen de una tubería cilíndrica.....	44
2.10.2 Velocidad del fluido	45
CAPÍTULO III.....	47
DESARROLLO DEL PROYECTO	47
3.1 Evaluación térmica a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B.....	47
3.1.1 Evaluación térmica.....	47
3.1.1.1 Obtención de los datos de diseño del equipo	47
3.1.1.2 Definición de constantes.....	49
3.1.1.3 Recolección de los datos operacionales.....	49
3.1.1.4 Muestra de cálculos.....	57
3.1.1.4.1 Cálculo de la cantidad de calor transferido	59
3.1.1.4.2 Eficiencia del intercambiador de calor.....	59

3.1.1.4.3 Cálculo de la media logarítmica de temperatura	60
3.1.1.4.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor	60
3.1.1.4.5 Cálculo del factor de ensuciamiento.....	61
3.1.2 Evaluación del diferencial de presión en el proceso	61
3.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B a las condiciones de operación y de diseño	62
3.2.1 Descripción del sistema de enfriamiento actual	62
3.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B.....	64
3.2.2.1. Simulación del proceso a las condiciones de diseño	64
3.2.2.2 Simulación a las condiciones de operación	71
3.3 Presentación de una propuesta que permita la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire de amina pobre (AF-3101 A/B), manteniendo la unidad regeneradora de aminas en servicio; a través de un modelo simulado	72
3.3.1 Sistema propuesto 1.	72
3.3.1.1 Descripción	72
3.3.1.2 Simulación del proceso propuesto 1	73
3.3.2 Sistema propuesto 2	74
3.3.2.1 Descripción	74
3.3.2.2 Simulación del sistema propuesto 2	75
3.4 Determinación mediante cálculos hidráulicos el tiempo de drenado de los enfriadores (AF-3101 A/B), con las facilidades existentes.....	76
CAPÍTULO IV.....	79
RESULTADOS Y ANÁLISIS	79
4.1 Evaluación térmica a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B.....	79
4.1.1 Estudio del comportamiento de las variables que tienen lugar en el proceso de enfriamiento de amina pobre	79
4.1.1.1 Temperatura del fluido (entrada – salida)	79

4.1.1.2 Flujo	84
4.1.1.3 Velocidad de los ventiladores	87
4.1.1.4 Diferencial de presión	90
4.1.2 Análisis térmico a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B	93
4.1.2.1 Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos	93
4.1.2.2 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación térmica	103
4.1.2.2.1 Cantidad de transferencia de calor.....	103
4.1.2.2.2 Eficiencia de los enfriadores por aire AF-3101 A/B	106
4.1.2.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor	109
4.1.2.4 Factor de ensuciamiento “f”	113
4.2 Realizar un modelo de simulación con PRO/II de los enfriadores por aire AF-3101A/B a condiciones de operación y de diseño.	116
4.2.1 Simulación de los enfriadores por aire con los datos de diseño..	116
4.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 AB a las condiciones de operación	117
4.2.2.1 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones limpias.....	117
4.2.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias.....	119
4.3 Presentación de una propuesta que permita la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire de amina pobre (AF-3101 A/B), manteniendo la unidad regeneradora de aminas en servicio; a través de un modelo simulado	120
4.3.1 Análisis del sistema de enfriamiento propuesto 1	120
4.3.2 Evaluación del sistema propuesto 2.....	124
4.3.2 Análisis del sistema de enfriamiento propuesto 2	125

4.4 Determinar mediante cálculos hidráulicos el tiempo de drenado de los enfriadores (AF-3101 A/B), con las facilidades existentes	126
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	129
BIBLIOGRAFÍA.....	130
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:.....	185

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Datos de diseño de los enfriadores por aire AF-3101 A/B	48
Tabla 3.2. Constantes.....	49
Tabla 3.3 Valores de las variables operacionales.....	50
Tabla 3.4 Datos de presión.....	62
Tabla 3.5 Promedio de los valores de las variables de operación en diferentes períodos.	71
Tabla 3.6 Datos utilizados para el cálculo del tiempo de drenado de los equipos	77
Tabla 4.1. Resultados de el diferencial de presión en operación.....	90
Tabla 4.2 Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos	93
Tabla 4.3 Comparación de los datos de diseño y los resultados arrojados por la simulación de los AF-3101 AB.	117
Tabla 4.4 Resultados obtenidos en la simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones limpias	118
Tabla 4.5 Resultados obtenidos en la simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias.	119
Tabla.4.6 Resultados obtenidos de la evaluación del sistema propuesto 1.	121
Tabla 4.7 Resultados de la velocidad de la propuesta 1.....	123
Tabla 4.8 Resultados obtenidos de la evaluación del sistema propuesto 2.	125

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ubicación de la empresa mejoradora de crudo extrapesado.....	19
Figura1.2. Proceso general del mejoramiento del crudo extrapesado en ETROMONAGAS.....	20
Figura 2.1 Diagrama simplificado del proceso de la unidad regeneradora de amina	32
Figura 2.2 Funcionamiento de intercambio de calor refrigerado por aire.....	33
Figura 2.3 Componentes de los enfriadores por aire.....	36
Figura 3.1 Esquema del procedimiento de cálculo para efectuar la evaluación térmica.....	58
Figura 3.2 Esquema del sistema de funcionamiento actual de los enfriadores por aire AF- 3101 A/B.....	63
Figura 3.3 Diagrama de flujo del proceso de simulación.....	1
Figura 3.4 Esquema para el sistema de mantenimiento en operación propuesto 1.....	73
Figura 3.5 Esquema del sistema de mantenimiento propuesto 2 de los enfriadores de Amina Pobre.....	75
Figura 4.1 Temperaturas del proceso de enfriamiento de MEA pobre.....	80
Figura.4.2 Temperaturas del proceso cuando los enfriadores AF-3101 A/B se encuentran en condiciones sucias.....	81
Figura.4.3 Temperaturas del proceso cuando los enfriadores AF-3101 A/B se encuentran en condiciones limpias.....	83
Figura 4.4 Flujo másico en el proceso de enfriamiento de amina pobre.....	85
Figura 4.5 Flujo másico del proceso de enfriamiento de amina pobre cuando los enfriadores se encuentran a condiciones sucias.....	86

Figura 4.6 Flujo másico del proceso de enfriamiento de amina pobre cuando los enfriadores se encuentran a condiciones limpias.	86
Figura 4.7 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB	88
Figura 4.8 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB operando a condiciones sucias.	89
Figura 4.9 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB operando a condiciones limpias.	89
Figura 4.10 Diferencial de presión de los AF-3101 AB en condiciones limpias.	91
Figura 4.11 Diferencial de presión de los AF-3101 AB en condiciones sucias.	92
Figura 4.12 Cantidad de transferencia de calor.	104
Figura 4.13 Cantidad de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran limpios.....	105
Figura 4.14 Cantidad de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran sucios.	106
Figura 4.15 Efectividad térmica de los enfriadores por aire AF-3101/AB en operación.	107
Figura 4.16 Eficiencia térmica de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias.....	108
Figura 4.17 Eficiencia térmica de los enfriadores AF-3101 AB en condiciones limpias de operación.	109
Figura 4.18 Coeficiente de transferencia de calor en operación.....	110
Figura 4.19 Coeficiente de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran sucios.....	111
Figura 4.20 Coeficiente de transferencia de calor de los enfriadores por aire en condiciones limpias.....	112

Figura 4.21 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101 A/B (Operación).....	114
Figura 4.22 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101 A/B (Período sucio).....	115
Figura 4.23 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101 A/B (período limpio).....	116

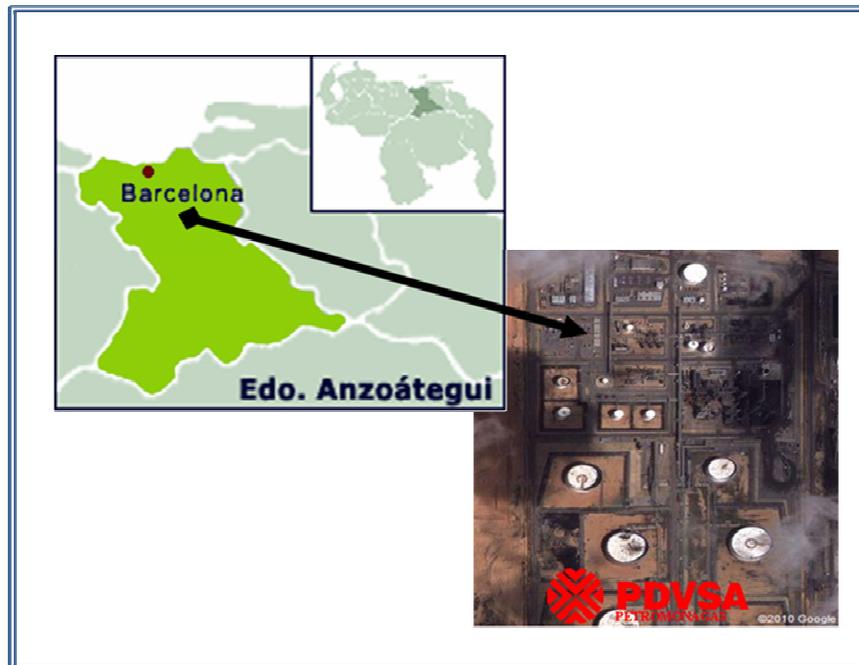
CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Presentación de la empresa

El mejorador PETROMONAGAS, ubicado en el “Complejo Industrial, Petroquímico y Petrolero, General José Antonio Anzoátegui”, en la costa norte del estado Anzoátegui (Figura 1.1), es una planta que se encarga de mejorar el crudo extrapesado (8° API) extraído de las macollas del bloque Carabobo pertenecientes al Centro de Operaciones de PETROMONAGAS (COPEM), estado Monagas, convirtiéndolo en un crudo comercializable de aproximadamente 16° API. Su misión es producir y mejorar hidrocarburos de manera eficiente, cumpliendo con los compromisos adquiridos, en armonía con el ambiente.

La empresa se constituyó como Asociación Estratégica el 28 de octubre de 1997 bajo el nombre de Operadora Cerro Negro (OCN), momento en el cual se contaba con la participación adicional de la Corporación Estadounidense Exxon Mobil, cuya representación accionaria era del 41% hasta el 1° de mayo de 2007 cuando el Estado Venezolano, por intermedio de PDVSA, asumió el control operativo de todas las instalaciones que son afectadas por la ley de Nacionalización, estableciéndose la empresa PETROMONAGAS con un capital mixto cuyos accionistas son: PDVSA, con 84% y VEBA OIL, con 16%.



**Figura 1.1. Ubicación de la empresa mejoradora de crudo extrapesado
PETROMONAGAS (Digital Globe, 2010)**

1.2 Proceso de mejoramiento del crudo extrapesado

El proceso de mejoramiento del crudo extrapesado de Petromonagas, representado en la figura 1.2, se inicia en la etapa de extracción realizando la inyección de nafta diluyente de 50° API a la corriente del crudo proveniente de los pozos, con el fin de facilitar su transporte por el oleoducto hasta COPEM donde se somete a un proceso de desalación y deshidratación, extrayendo parte de las sales, agua, sedimentos y gas asociado. Seguidamente, el crudo diluido es trasladado a la planta de mejoramiento PETROMONAGAS en José, donde se lleva a cabo un proceso de desalación con la finalidad de conseguir 2 PTB (libras por miles de barriles), minimizando de esta manera la velocidad de corrosión en la unidad de destilación atmosférica, donde se

recupera el diluyente, así como los cortes de nafta (kerosén, AGO (Gasóleo atmosférico) y residuo atmosférico), los cuales son enviados nuevamente a COPEM, donde se obtienen los siguientes productos : LCGO (Gasóleo liviano de coque), HCGO (Gasóleo pesado de coque). 50% del residuo atmosférico es procesada por la Unidad de Coquificación Retardada (DCU), mientras que la otra parte es mezclada con los líquidos que resultan del DCU. De esta manera se obtiene el crudo mejorado morichal 16 (16° API), dando cumplimiento a los compromisos comerciales e internacionales. Del proceso de mejoramiento se obtienen, además, subproductos como coque y azufre, también comercializables.

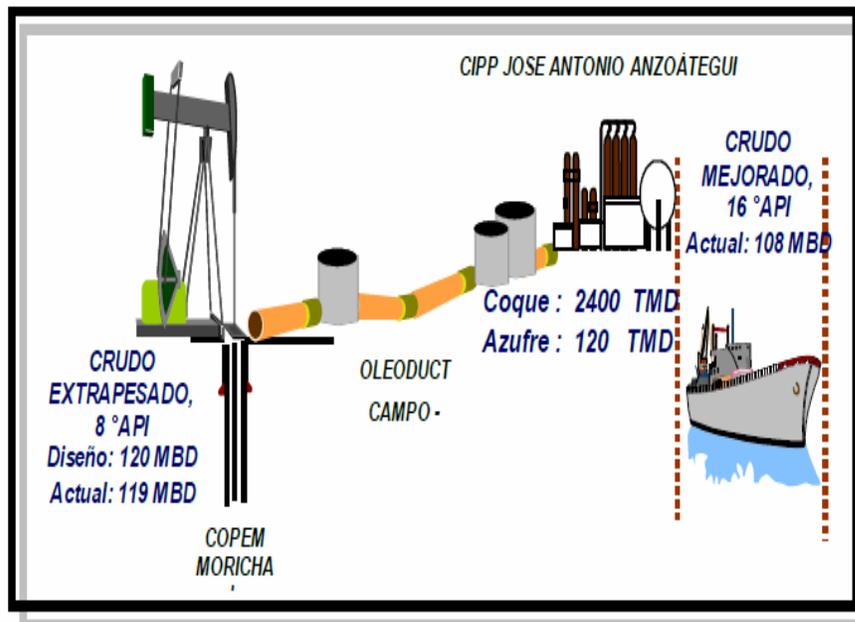


Figura 1.2. Proceso general del mejoramiento del crudo extrapesado en PETROMONAGAS (Manual De Entrenamiento PETROMONGAS, 2007)

1.3 Planteamiento del problema

La asociación estratégica conocida como operadora Cerro Negro, ubicada en el complejo industrial y petroquímico general "José Antonio Anzoátegui", constituida en 1997 por la participación accionaria de PDVSA, Exxon Móvil y VEBA OIL; fue transformada en Empresas Mixtas en el 2007, y no es hasta Mayo de ese mismo año cuando se nacionaliza. Luego de un proceso de transición, nace PDVSA PETROMONAGAS, S.A, constituida y domiciliada en Caracas el 21 de Febrero de 2008 cuyos accionistas son: PDVSA y VEBA OIL, cuya misión es la de producir y mejorar hidrocarburos de manera eficiente, mejorando el crudo extrapesado (8° API) extraído de las macollas del bloque Carabobo pertenecientes al Centro de Operaciones COPEM, convirtiéndolo en un crudo comercializable de aproximadamente 16° API.

El mejorador PETROMONAGAS está compuesto por diferentes unidades de procesos, entre las cuales se encuentra la regeneradora de amina (ARU), la cual, tiene como función principal remover el H₂S que se obtiene de un proceso de adulsamiento de las corrientes de hidrógeno de reciclo de NHT (Unidad de Hidrotratamiento de Nafta) y de gas combustible ácido (Planta de Gas de Coque). En este proceso se obtiene una corriente de amina pobre (10% H₂S), que se retorna a las unidades de NHT/CGP y una corriente de gas ácido (90% H₂S) que es la alimentación principal de la unidad de Recuperación de Azufre (SRU).

La unidad de regeneración de aminas cuenta con una sección de enfriamiento, conformada por dos enfriadores de aire forzado, diseñados de tal forma que cada uno procesa el 50 % de la carga a la unidad, controlando una temperatura en la amina pobre de 120 °F, con lo que se disminuyen las

pérdidas por evaporación y se mantiene la capacidad óptima de absorción de la amina. Esta sección se considera como crítica en la unidad ARU por presentar un historial elevado de intervenciones no programadas para limpieza mecánica interna.

La principal falla de estos equipos es el incremento en el diferencial de presión, causados por el taponamiento de los tubos de los mismos, generando paradas no programadas de las unidades ARU y NHT, debido a que no se dispone de facilidades para realizar la limpieza mecánica interna manteniendo esta unidad en servicio, por ello se ha de reducir la alimentación de DRU (Unidad Recuperadora de Diluyente) Y DCU (Unidad de Coquización) con el propósito de aminorar el impacto ambiental al no endulzar el gas de refinería producido. Esta reducción en el procesamiento de las unidades de DRU y DCU, genera una disminución de producción de crudo mejorado, lo que a su vez representa una pérdida de oportunidades para la empresa.

Por lo antes expuesto, es necesario plantear estrategias de funcionamiento durante el mantenimiento de los equipos mediante un modelo simulado, las cuales permitan la colocación fuera de servicio de un enfriador manteniendo la unidad de proceso en funcionamiento, para ello es indispensable realizar un estudio del comportamiento de las variables que influyen en el proceso, así como también evaluar térmicamente los escenarios (limpio-sucio) que se presentan en la operación del sistema. y por último determinar el tiempo de drenado con las facilidades existentes.

La búsqueda de una estrategia operacional para la problemática presentada es de vital importancia debido a la necesidad de disminuir las pérdidas de oportunidades causadas por las paradas no programadas para

mantenimiento de la unidad regeneradora de amina y de igual manera cumplir con los límites de emisiones atmosféricas del decreto 638 (Normas sobre la calidad del aire y control de la contaminación atmosférica).

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Evaluar térmica e hidráulicamente las facilidades existentes para la realización de limpieza en línea de los enfriadores de amina pobre AF-3101 A/B de la unidad de regeneración de aminas.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Efectuar evaluaciones térmicas a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B comparándolas con las de diseño.
2. Realizar un modelo de simulación con PRO/II de los enfriadores por aire AF-3101A/B a condiciones de operación y de diseño.
3. Presentar una propuesta que permita la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire de amina pobre (AF-3101 A/B), manteniendo la unidad regeneradora de aminas en servicio; a través de un modelo simulado.
4. Determinar mediante cálculos hidráulicos el tiempo de drenado de los enfriadores (AF-3101 A/B), con las facilidades existentes.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes

Guacarán (2010), realizó una evaluación de los AF-3101 A/B de la unidad de regeneración de amina (ARU), del mejorador de crudo extrapesado PETROMONAGAS tomando diferentes variables de operación como lo son las presiones, temperaturas, flujos y cantidad de calor, tanto como para fechas posteriores a la última limpieza, así como también para el momento del estudio, También predijo la próxima limpieza según la tendencia de los porcentajes de velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores y la comparó con la temperatura de la MEA pobre a la salida de los mismos; todo ello se efectuó en el trabajo a realizado con la diferencia de que en éste se simuló el proceso en varios escenarios para hallar la mejor propuesta que permita una efectiva limpieza de los equipos sin que este intervenga negativamente en el proceso de la unidad y adicionalmente se determino el tiempo de drenado de los mismos.

González y González (2009) evaluaron el desempeño operacional de la torre regeneradora de amina T-3101 y la eficiencia de los intercambiadores de calor E-3101, AF-3101 A/B, E-3104 y E-3102 A/B de la Unidad de Regeneración de Amina (ARU) con la finalidad de predecir el momento para la próxima limpieza de dichos equipos realizando básicamente un estudio de los cambios de temperatura en el proceso, lo cual se asemeja un poco al trabajo efectuado debido a que se estudió térmicamente los enfriadores AF-

3101, ahondando un poco más en el tema mediante la simulación del proceso, así como también validando mediante parámetros hidráulicos la factibilidad del mismo.

Paredes (2009), rediseñó el sistema de enfriamiento de los gases del domo de una torre, para recuperar las características físicas de la nafta, con una eliminación del consumo de agua cruda y una disminución de la presión de sistema de interconexión. El sistema de enfriamiento fue evaluado en base a un estudio térmico y mecánico, lo cual es semejante al trabajo realizado ya que se valoran los aspectos mencionados anteriormente con la diferencia de que el flujo a enfriar es líquido.

Hernández (2008), evaluó la eficiencia del intercambiador de calor E-6025 en el enfriamiento del agua proveniente del proceso de desalación de crudo de la refinería El Palito llegando a la conclusión de que el intercambiador de calor E-6025 no está operando acorde a las especificaciones de diseño, debido a las incrustaciones que conllevan a diferentes problemas. Este trabajo se asemeja al mencionado debido a que los enfriadores por aire presentan una problemática semejante a los del intercambiador de calor E-6025 y se evalúan los mismos aspectos.

Martínez, Torres y Soto (2004) presentaron el análisis térmico teórico de un intercambiador de calor compacto, con y sin condensación de agua en el lado del aire considerando varias configuraciones geométricas con respecto a la superficie de las aletas y a la forma de los tubos obteniendo resultados que reflejan la eficiencia de la aleta en ambos casos, lo cual se diferencia a esta investigación debido a que el estudio térmico que se realiza está centrado en intercambiadores de calor sin condensación tomando los criterios anteriormente mencionados.

Paz (2001) elaboró un procedimiento de cálculo para el diseño de intercambiadores de calor enfriados por aire, con la finalidad de determinar los parámetros requeridos para el diseño preliminar de estos equipos y a su vez una evaluación de los mismos, lo cual difiere del trabajo desarrollado, ya que el equipo estudiado se encuentra diseñado y en actual funcionamiento.

2.2 Aspectos básicos del tratamiento de gases con aminas

2.2.1 Aminas

Las aminas son compuestos derivados del amoníaco con uno o más grupos alquilo o arilo enlazados al átomo de nitrógeno.

Se pueden considerar a las aminas como compuestos nitrogenados derivados del amoníaco (NH_3) en el que uno o más grupos alquilo o arilo están unidos al nitrógeno.

El átomo de nitrógeno de la molécula de amoníaco contiene un par electrónico libre, de manera que la forma de esta molécula de amoníaco contiene un par electrónico libre, de manera que la forma de esta molécula, considerando en ella el par de electrones no enlazantes, es tetraédrica ligeramente distorsionada. El par aislado de electrones enlazantes ocupa una de las posiciones tetraédricas. El ángulo de enlace H-N-H del amoníaco es de 107° , y tanto la forma de la molécula como el vapor anterior se pueden explicar admitiendo una hibridación sp^3 en el átomo de nitrógeno (**Weininger y Stermitz, 1988**).

2.2.2 Absorción de gases

Es una operación en la cual una mezcla gaseosa se pone en contacto con un líquido, a fin de retirar de manera selectiva uno o más componentes del gas. A este líquido se le denomina solvente.

En el proceso de absorción se obtiene una solución de los componentes en el líquido y una mezcla gaseosa libre de los compuestos no deseados.

La absorción es el proceso más común e importante en la purificación o depuración de gases **(Orozco, 2002)**.

2.2.3 Las aminas en el proceso de absorción

Las aminas son consideradas los solventes más comunes utilizados en el proceso de depuración de gases de procesos (absorción).

Las aminas son compuestos nitrogenados asociados a una, dos o tres cadenas de hidrocarburos alcoholados (grupos -OH). Estos grupos -OH le proporcionan naturaleza básica y solubilidad en agua.

Dependiendo de la cantidad de grupos alcoholados a los cuales se encuentre asociada, las aminas se clasifican en primarias, secundarias y terciarias **(Orozco, 2002)**.

2.2.4 Aminas utilizadas en el proceso de absorción

❖ Monoetanolamina (MEA)

Es el grupo de aminas compuesto por un sólo grupo etanol ($\text{CH}_2\text{CH}_2\text{HO}$) asociado a un grupo nitrogenado. Se conocen como aminas primarias.

La MEA es sumamente básica y por lo tanto más reactiva. Tiene mayor presión de vapor (más pérdidas por vaporización o arrastre) y remueve tanto H_2S como CO_2 .

❖ Dietanolamina (DEA)

Es el grupo de aminas compuesto por dos grupos etanol asociado a un grupo nitrogenado, son conocidas como aminas secundarias. Éstas remueven tanto H_2S como CO_2 . y son menos reactivas con COS (sulfuro de carbonilo) y CS_2 (sulfuro de carbono) que la MEA.

❖ Diglicolamina (DGA)

Estas entran dentro del grupo de las aminas primarias, son más selectivas a H_2S / CO_2 , menos corrosivas y de menor presión parcial que la MEA. Estas aminas forman sales estables de urea de difícil eliminación (requiere diseños especiales).

❖ **Diisopropanolamina (DIPA)**

Estas entran dentro del grupo de las aminas secundarias, son más selectivas a H₂S que a CO₂, son usadas en procesos donde la selectividad es muy importante. Es altamente resistente a la degradación.

❖ **Trietanolamina (TEA)**

Esta amina entra dentro del grupo de amina terciarias, son menos reactiva a H₂S / CO₂ que las aminas primarias y secundarias (**Allinger, 1979**).

2.2.5 Características de las aminas en el proceso de absorción de gases

Las principales características de las aminas como solventes en el proceso de depuración de gases son las siguientes:

- ❖ **Solubilidad del gas:** debe ser elevada, a fin de aumentar la rapidez de la absorción y disminuir la cantidad requerida de disolvente.
- ❖ **Volatilidad:** dado que el gas saliente en una operación de absorción generalmente está saturado con el disolvente, entonces éste debe tener una baja presión de vapor con la finalidad de evitar pérdidas.
- ❖ **Corrosividad:** debido a su naturaleza química, las aminas son corrosivas por lo que debe controlarse su concentración a fin de evitar mayores deterioros a las instalaciones.
- ❖ **Viscosidad:** se desea bajar viscosidad debido a la rapidez en la absorción, mejores características en la inundación de las torres de absorción, bajas caídas de presión en el bombeo y buenas características de transferencia de calor.

- ❖ **Costo:** el disolvente debe ser económico y de fácil obtención.
- ❖ **Toxicidad y estabilidad:** no debe ser tóxico, ni inflamable, debe ser químicamente estable y tener un punto bajo de congelamiento (climas fríos) **(Orozco, 2002)**.

2.2.6 Tratamiento con monoetanolamina (MEA)

El tratamiento de gas con aminas se refiere a un grupo de procesos que utilizan soluciones acuosas de varias aminas para eliminar el sulfuro de hidrógeno (H_2S) y dióxido de carbono (CO_2) de gases. Es un proceso usado en refinerías de petróleo, plantas petroquímicas, plantas de procesamiento de gas natural y otras industrias. El proceso también se conoce como eliminación del gas ácido y endulzamiento. Los procesos dentro de las refinerías de petróleo o de las plantas de gas natural que eliminan el sulfuro del hidrógeno y/o los mercaptanos se refieren comúnmente como procesos de endulzamiento porque los productos que se obtienen no tienen dióxido de carbono y sulfuro de hidrógeno. Los procesos consisten en la absorción del gas por soluciones químicas acuosas de amina a presión y a temperatura ambiente **(Waiker, J. 2004)**.

2.3 Descripción del proceso de la unidad regeneradora de amina (ARU)

El objetivo principal de la Unidad de Regeneración de Amina, es remover el H_2S presente en la corriente de Amina Rica procedente de las unidades de NHT (Unidad de Hidrotratamiento de Nafta) y CGP (Planta de Gas Coque), específicamente de las torres T-2103 y T-1403 respectivamente.

La corriente de amina rica se encuentra saturada de H_2S , como producto de la absorción de las corrientes de Hidrógeno de reciclaje de NHT y de Gas agrio del compresor de CGP. El proceso de regeneración de amina se refiere a la desorción de la corriente de amina rica o al despojamiento del H_2S de esta corriente, por medio de inyección de calor, a fin de recuperar la propiedad absorbente de la amina y mantener el ciclo de operación entre las unidades de NHT/CGP y ARU.

Como producto obtenido en el proceso de regeneración de amina se tiene una corriente de amina pobre (10% H_2S), que se retorna a las unidades de NHT/CGP y una corriente de gas ácido (90% H_2S) que es la alimentación principal de la unidad de Recuperación de Azufre (SRU) (**Manual De Entrenamiento PETROMONAGAS, CONSOLA 2,2007**).

A continuación se muestra en la figura 2.1 un diagrama simplificado del proceso.

2.4 Descripción del funcionamiento de los intercambiadores de calor refrigerados por aire

Un enfriador por aire es un intercambiador de calor que enfría y/o condensa fluidos mediante el aire atmosférico. El aire pasa a lo largo de los tubos con aletas y el fluido que se enfría fluye por los tubos que se unen, en ambos extremos, a colectores o cabezales.

El aire circula impulsado, en corriente forzada o inducida, por ventiladores de hélice de varias aspas. Estos ventiladores pueden ser de velocidad ajustable para modificar el caudal de aire a fin de compensar las variaciones de la temperatura del aire. Así mismo se muestra en la figura 2.2 el funcionamiento de intercambiador de calor refrigerados por aire.

([www.mavainsa.com / documentos / 2 _ transferencia _ calor.pdf](http://www.mavainsa.com/documentos/2_transferencia_calor.pdf), 2010)

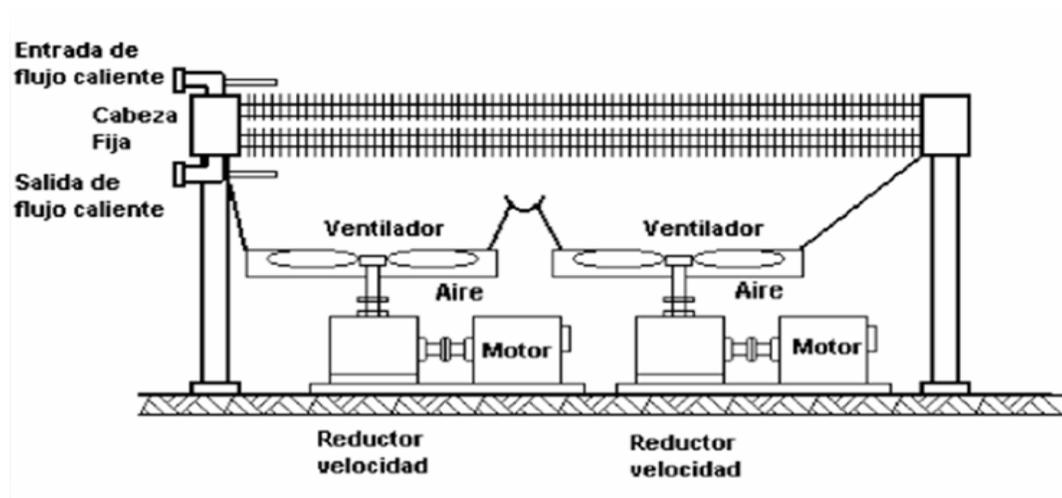


Figura 2.2 Funcionamiento de intercambio de calor refrigerado por aire (http://www.mavainsa.com/documentos/2_transferencia_calor.pdf (2003)).

2.5 Componentes de los enfriadores por aire

A continuación se presentan los principales componentes de los intercambiadores de calor enfriadores por aire:

Haz tubular: es una estructura ensamblada de tubos, cabezales, estructuras laterales y soporte de tubos. Los enfriadores por aire, cuyos haces de tubo son de sección horizontal con el aire entrando por descarga vertical, son los mayormente utilizados ya que suelen ser más económicos. Ocasionalmente los haces tienen un arreglo vertical con el aire pasando horizontalmente a través de ellos, como en el caso de torres de tiro natural donde los haces están colocados en una configuración en forma de “A” o “V”, cuya principal ventaja es el ahorro de terreno y desventaja el elevado requerimiento de potencia del motor en comparación con los horizontales, además su eficiencia decrece cuando los vientos inciden sobre el equipo. **(Murherjee, 1997).**

Tubos aleteados: los tubos de los enfriadores por aire generalmente son aleteados; la superficie del tubo expuesta al paso del aire tiene su superficie extendida mediante aletas para compensar el bajo coeficiente convectivo del aire a presión atmosférica. **(Murherjee, 1997).**

Cabezales: la mayoría de todas las unidades de servicio usan el cabezal tipo tapón, un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso al interior del tubo para limpiarlo y laminarlo. Un segundo tipo, el cabezal con la placa de cubierta, sustituye los tapones de tubos y la lamina de tapones por una placa de cubierta con bridas. Los cabezales con placa cubierta son usados con presiones moderadas (hasta 2.100 Kpa (300 psi)) y servicios de alto ensuciamiento.

Una modificación de diseño de placa de cubierta es el tipo de zombrete, usando la construcción de una mitad del extremo de un tubo en vez de una placa plana con las juntas de cierre en la última placa de tubo. Para un servicio con presiones altas (hasta 42.000 Kpa (6.000 PSI)) se utiliza un cabezal tipo colector de tubos. **(Exxon Research and Engineering Company, 1981).**

Ventiladores: los ventiladores son de flujo axial y tienen dos componentes básicos: el centro y las aspas. El centro puede estar fabricado de hierro fundido, aluminio fundido o acero. Puede ser de dos tipos: ajustado manualmente, en el cual el ángulo del ventilador se puede alterar sólo si el ventilador está estacionario, y autovariable en el que se incluye un dispositivo que puede alterar el ángulo de inclinación de las aspas mientras el ventilador está en movimiento. Las aspas pueden ser de metal o fibra de vidrio reforzado con plástico. El ángulo de inclinación de las aspas del ventilador no deberán exceder 45° de la línea del centro del haz de tubos.

El impulsor del ventilador provee la potencia requerida para mover el aire a través de los tubos. Este impulsor puede ser un motor eléctrico, turbina de vapor, máquina de gas, gasolina y un motor hidráulico.

En la figura 2.3 se pueden observar detalladamente algunos de los componentes de los enfriadores por aire **(API Standard 661, 1997).**



Figura 2.3 Componentes de los enfriadores por aire.

(<http://www.tubetech.com/case-studies/power-case-studies/external-and-internal-tube-clean-success>)

2.6 Tipos de enfriadores por aire

Existen dos tipos de enfriadores por aire: de tiro forzado, en los cuales el aire es empujado a través de los tubos, y de tiro inducido donde el aire es succionado a través del haz. Entre las ventajas y desventajas de cada tiro se tiene:

2.6.1 Tiro inducido

Ventajas:

- Mejor distribución del aire a través del haz
- Menor posibilidad de recirculación de aire caliente a la entrada. El aire caliente se descarga corriente arriba aproximadamente a 2,5 veces la velocidad de entrada.
- Mejor control del proceso y mejor estabilidad debido a que el túnel de viento cubre el 60% del área de cara del haz, reduciendo los efectos ambientales.

Desventajas:

- Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una mayor potencia.
- La temperatura del aire efluente debe limitarse a 121°C para prevenir daños a las paletas del ventilador.
- Cuando la temperatura de entrada al proceso excede a los 177 °C debe considerarse el diseño de tiro forzado porque se obtienen elevadas temperaturas de aire efluente durante la operación con ventilador apagado o bajo flujo de aire.
- Los ventiladores son menos accesibles para el mantenimiento.
- Los túneles de viento deben ser removidos para remplazar los haces.
- **(Manual de Diseño de Procesos, 1995).**

2.6.2 Tiro forzado

Ventajas:

- Si el aire es muy caliente hay posibilidades de requerir una menor potencia.
- Los equipos mecánicos están más accesibles para el mantenimiento.
- La temperatura de salida del aire no está limitada, va de acuerdo al tipo de aletas utilizadas.
- Ningún equipo mecánico está expuesto al aire caliente de escape.

Desventajas:

- Distribución del aire menos uniforme a través del haz.
- Mayor posibilidad de recirculación de aire caliente, debido a baja velocidad de descarga desde los haces, velocidad de entrada al aro del ventilador elevada y ausencia de columna.
- Exposición total de los tubos al sol, lluvia y granizo.

(Manual de Diseño de Procesos, 1995).

2.7 Fundamentos en la transferencia de calor de intercambiadores térmicos

2.7.1 Cantidad de transferencia de calor

La transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas.

Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor.

Cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario (que puede ser un sólido o un fluido), utilizamos el término conducción para referirnos a la transferencia de calor que se producirá a través del medio. En cambio, el término convección se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas, el tercer modo de transferencia de calor se denomina radiación térmica. Todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por tanto, en ausencia

de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas (**Incropera y Witt, 1999**).

La cantidad de calor requerido para aumentar o disminuir la temperatura de los fluidos incomprensibles relaciona a este con el calor específico obteniendo la siguiente ecuación (**Rolle, 2006**):

$$Q = m \times C_p \times (T_1 - T_2) \text{ (MMBTU/D)} \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde,

Q= cantidad de calor transferido (MMBTU/D)

m= flujo másico de MEA pobre alimentada al enfriador (lb/D)

C_p= calor específico (BTU/lb °F)

T₁= temperatura de entrada de la MEA pobre (°F)

T₂=temperatura de salida de la MEA pobre (°F)

2.7.2 Eficiencia del intercambiador de calor

El concepto de eficiencia se usa con frecuencia para describir sistemas y máquinas, u otros dispositivos. La eficiencia se describe como

$$r = \frac{Q_r}{Q_d} \times 100(\%) \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde,

Q_r= Cantidad de calor transferido real o en operación (MMBTU/D)

Q_d= Cantidad de calor transferido establecido por diseño (MMBTU/D)

Se acostumbra expresar la eficiencia en porcentaje, por lo que el valor calculado con la ecuación 2 se debería multiplicar por 100 para obtener

valores de porcentaje. Las eficiencias no pueden ser mayores que 1 (o 100%), y siempre son menores que 100% (**Rolle, 2006**).

2.7.3 Coeficiente global para la transferencia de calor

En todo proceso de transferencia de calor, existen resistencias que se oponen a dicho fenómeno, las cuales se estudian análogamente a las resistencias eléctricas. En el caso de los enfriadores por aire las resistencias presentes se indican a continuación:

R_f: es la resistencia de la película en el interior del tubo.

R_m: es la resistencia del metal del tubo.

R_d: es la resistencia por ensuciamiento en el interior del tubo.

R_a: es la resistencia de película del fluido en el exterior de los tubos.

La suma de todas las resistencias se definen como resistencia total, donde:

$$R_T = R_f + R_m + R_d + R_a \quad (\text{Ec. 3})$$

Por lo tanto el término coeficiente de transferencia de calor se define como:

$$U = \frac{1}{R_T}$$

El factor R_m se determina mediante el espesor y conductividad térmica del material. El factor de ensuciamiento R_d se estima en pruebas

experimentales. Los factores Ra y Rf son funciones del flujo másico y de las propiedades del fluido. Estos se calculan a partir de ciertas correlaciones dadas. En cuanto al ensuciamiento externo o ensuciamiento del lado del aire, éste se considera despreciable.

Cada resistencia está referida a una misma área en un lugar de su propia área. Esto racionaliza los términos y hace posible que se puedan sumar. Normalmente se usa el área externa de los tubos como base de los cálculos y especificación de los enfriadores. Sin embargo, para el presente trabajo, todas las resistencias se basarán en la superficie extendida, para ello es necesario multiplicar dichas resistencias por la relación entre la superficie externa y la interna. Esto resulta en una tasa de transferencia de calor total basada en la superficie extendida, designada como Ux.

La ecuación básica producirá un área de transferencia de calor de la superficie extendida Ax, y se convierte en (Perry, 1992):

:

$$U_d = \frac{Q}{A \times \Delta T_{MLDT}} \quad (\text{BTU}/\text{ft}^2 \cdot \text{°F} \cdot \text{D}) \quad ($$

Donde,

Q= cantidad de calor transferido (BTU/D)

A= área para la transferencia de calor (ft²)

ΔTMLDT= media logarítmica de temperatura (°F)

2.7.4 Diferencia media logarítmica de temperatura

La diferencia de temperaturas media, es decir la diferencia de temperaturas media entre fluidos caliente y frío para toda la superficie de intercambio de calor, depende de la dirección del movimiento entre ambos fluidos.

El esquema de conexión, en el cual ambos fluidos durante todo su recorrido se mueven paralelamente al encuentro uno del otro se le llama a contra flujo; si los fluidos que intercambian calor se mueven paralelamente en una misma dirección, a este esquema se le llama flujo directo. La diferencia de temperaturas para esos esquemas se determina a partir de la diferencia media de temperaturas media logarítmica usando la fórmula (Pyzmennyy, 2007):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \text{ (}^\circ\text{F)}$$

Donde,

LMTD= diferencia media logarítmica (°F)

T₁= temperatura de entrada de la amina pobre (°F)

T₂=temperatura de salida de la amina pobre (°F)

t₁= temperatura de entrada del aire (°F)

t₂= temperatura de salida del aire (°F)

2.7.5 Factor de ensuciamiento

Las superficies de transmisión de calor no permanecen indefinidamente limpias durante el funcionamiento de los equipos, sino que ambos lados de

los tubos se forman costras, lodos y otros depósitos, que proporcionan resistencias adicionales al flujo de calor, reduciendo el coeficiente global.

El factor de ensuciamiento es una medida de que tan sucios o incrustados estén los tubos y se calcula mediante la siguiente ecuación (**Pyzmenny, 2007**):

$$f = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \text{ (BTU/ft}^2 \text{ D } ^\circ\text{F)}$$

Donde,

f=factor de ensuciamiento (ft² D °F/BTU)

U_d= Coeficiente de transferencia de calor de operación (BTU/ ft² D °F)

U_c=Coeficiente de transferencia de calor (limpio) (BTU/ ft² D °F)

2.8 Análisis de los intercambiadores de calor

Al realizar un análisis de intercambiadores de calor se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
- Los calores específicos del fluido son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

El coeficiente global de transferencia de calor puede cambiar como resultado de variaciones de temperatura, y debido a variaciones en las propiedades del fluido y condiciones de flujo. Sin embargo, en muchas aplicaciones tales variaciones no son significativas, y es razonable trabajar con valores promedios para el intercambiador de calor (**Incropera, Witt, 1999**).

2.9 Diferencial de presión

La presión puede definirse como una fuerza por unidad de área o superficie, en donde para la mayoría de los casos se mide directamente por su equilibrio directamente con otra fuerza, conocidas que puede ser la de una columna líquida un resorte, un embolo cargado con un peso o un diafragma cargado con un resorte o cualquier otro elemento que puede sufrir una deformación cualitativa cuando se le aplica la presión.

El diferencial de presión, es un aspecto fundamental para el estudio de los equipos industriales, ya que ella indica el límite máximo para que este funcione adecuadamente. La ecuación que determina esta definición se expresa a continuación (**Creus sole, 1990**):

$$\Delta P = P_1 - P_2 \text{ (psi)} \quad \text{(Ec.)}$$

Donde,

ΔP= diferencial de presión. (psi)

P1= Presión en el punto 1 (entrada)

P2= presión en el punto 2 (salida)

2.10 Flujo de fluidos en tuberías

2.10.1 Volumen de una tubería cilíndrica

El volumen de un prisma es igual al producto del área de la base por la altura del prisma. El volumen de un cilindro también viene dado por el

producto del área de la base por la altura del cilindro. Si la base tiene radio r y la altura es h , entonces el volumen V del cilindro viene dado por **(Díaz, 2006)**:

$$V = \pi r^2 h \text{ (ft}^3\text{)} \quad ($$

Donde,

V= volumen ft^3

h= altura (ft)

r= radio (ft)

2.10.2 Velocidad del fluido

La velocidad del fluido expresa el desplazamiento que ocurre en un banco de tubos por unidad de tiempo y está relacionada directamente con el área transversal del tubo, viene dada por la siguiente expresión **(Manual de Ingeniería de Diseños, 1994)**:

$$v_e = \frac{Q}{A} = \frac{\frac{V}{t}}{A} \text{ (ft / s)} \quad ($$

Donde,

V_e=velocidad (ft/s)

Q= caudal (ft^3/s)

A= área transversal (ft^2)

V= volumen

El área transversal se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$A = \pi \times r^2 (\text{ft}^2) \quad ($$

2.10.3 Velocidad de erosión

Los sistemas de flujo están casi siempre acompañados por erosión, especialmente en el caso de líneas de procesos diseñadas para transportar flujos a alta velocidad.

La ecuación que se presenta a continuación se utiliza para determinar la velocidad de erosión en el tubo (**Manual de Ingeniería de Diseños, 1994**)

$$v_e = \frac{100}{\sqrt{\rho}} \quad ($$

Donde,

ρ = densidad del fluido

v_e = velocidad de erosión

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Evaluación térmica a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B.

Para la determinación del desempeño térmico de los enfriadores por aire a las condiciones de operación (limpio-sucio), fue necesario realizar una serie de cálculos con el objetivo de conocer la cantidad de transferencia de calor (Q), eficiencia (n), coeficiente global de transferencia de calor (U_d), factor de ensuciamiento (f) y adicionalmente el diferencial de presión (Δp).

Se siguió la siguiente metodología para efectuar la respectiva evaluación:

3.1.1 Evaluación térmica

3.1.1.1 Obtención de los datos de diseño del equipo

Para determinar los parámetros ya mencionados se realizó la revisión de la hoja técnica de diseño (Data Sheet) de los enfriadores por aire, la cual se encuentra en la tabla A1 de donde se tomaron algunos valores, para efectuar la evaluación, dentro de estos se tienen (Tabla 3.1):

Tabla 3.1 Datos de diseño de los enfriadores por aire AF-3101 A/B

 PDVSA		
MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS		
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B		
DATOS DE DISEÑO		
Nombre del fluido: Amina pobre		
Tipo de servicio: Enfriamiento de liquido		
Condiciones de Operación (Lado Amina Pobre)		
Flujo volumétrico	23,358	KBPD
Flujo másico	8.187.312,0	lb/D
Temperatura de entrada	201,3	°F
Temperatura de salida	120,0	°F
Diferencial de presión permisible	10,0	psia

Tabla 3.1 Cont. Datos de diseño de los enfriadores por aire AF-3101 A/B.

 PDVSA		
MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS		
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B		
DATOS DE DISEÑO		
Generalidades		
Área para la transferencia de calor	141.948,0	ft ²
Resistencia total al ensuciamiento	1,66E-04	f ² D°/BTU
Calor	612,378	MMBTU/D
Coefficiente global para la transferencia de calor	106,447	BTU/ft ² D °F
coeficiente global de transferencia de calor (limpio)	148,771	BTU/ft ² D °F
Propiedades del fluido		
Calor específico	0,92	BTU/lb °F
Densidad	62,430	lb/ft ³
Condiciones de operación (Lado Aire)		
Temperatura de entrada	89,0	°F
Temperatura de salida	140,3	°F
Información de los tubos		
N° de tubos	384,0	
Longitud	31,1	ft

3.1.1.2 Definición de constantes

A la hora de efectuar los cálculos de los parámetros mencionados anteriormente se tomaron algunos valores de la hoja técnica de diseño (Tabla 3.1), los cuales fueron definidos como constante para evaluar las condiciones operacionales del equipo.

Las constantes establecidas fueron las siguientes (Tabla 3.2):

Tabla 3.2. Constantes.

		
MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS		
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B		
CONSTANTES		
Cp=	0,92	BTU/lb °F
Densidad=	62,43	lb/ft ³
Area para la transferencia de calor=	141.948,0	ft ²
coeficiente global para la transferencia de calor (limpio)=	148,771	BTU/ft ² D °F
Temperatura de entrada del aire=	140,3	°F
Temperatura de salida del aire=	89,0	°F

3.1.1.3 Recolección de los datos operacionales

Se recolectaron los datos de las variables operacionales involucradas en el proceso de enfriamiento de amina pobre mediante la utilización del libro de proceso (PI-Process book) obteniendo las temperaturas (entrada - salida), flujos y velocidades de los ventiladores, por el período de un año con la finalidad de analizar el comportamiento de los equipos cuando se encuentran en condiciones limpias y sucias.

Los valores recolectados se encuentran en la tabla 3.3 que se presenta a continuación:

Tabla 3.3 Valores de las variables operacionales.

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F)	TEMPERATURA DE SALIDA (°F)	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD)	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES
	TI_31015.PV	TIC_31006.PV	FI_31017.PV		HIC_31029.OUT
01-ene-10 00:00:00	208,0	140,9	15,8	5.523.580,7	99,8
02-ene-10 00:00:00	208,6	141,9	15,7	5.521.817,3	99,8
03-ene-10 00:00:00	210,3	143,9	15,7	5.517.738,4	99,8
04-ene-10 00:00:00	210,6	145,3	15,7	5.512.797,8	99,8
05-ene-10 00:00:00	210,9	146,4	15,7	5.517.904,9	99,8
06-ene-10 00:00:00	211,0	147,4	15,7	5.506.795,3	99,8
07-ene-10 00:00:00	211,5	148,7	15,7	5.513.189,7	99,8
08-ene-10 00:00:00	211,1	148,5	15,7	5.490.576,2	99,8
12-ene-10 00:00:00	203,0	120,0	14,0	4.897.529,5	40,6
13-ene-10 00:00:00	204,1	120,0	14,5	5.090.532,9	44,5

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F) TI_31015.PV	TEMPERATURA DE SALIDA (°F) TIC_31006.PV	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD) FI_31017.PV	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES HIC_31029.OUT
14-ene-10 00:00:00	204,6	120,0	15,9	5.570.174,1	50,1
15-ene-10 00:00:00	207,4	120,0	15,1	5.306.831,8	51,8
20-ene-10 00:00:00	207,7	120,0	16,5	5.781.297,4	75,1
21-ene-10 00:00:00	206,8	120,0	16,6	5.835.771,4	73,9
22-ene-10 00:00:00	205,7	120,0	16,6	5.804.803,2	71,8
23-ene-10 00:00:00	205,8	120,0	16,5	5.770.754,2	70,1
24-ene-10 00:00:00	206,4	120,0	16,5	5.773.013,2	70,3
25-ene-10 00:00:00	205,2	120,0	16,6	5.803.506,6	68,8
26-ene-10 00:00:00	206,5	120,0	16,6	5.815.002,7	69,7
27-ene-10 00:00:00	204,8	119,9	16,5	5.777.045,6	64,6
28-ene-10 00:00:00	203,9	120,2	16,5	5.777.898,2	60,3
29-ene-10 00:00:00	204,8	120,0	16,5	5.772.464,8	63,2
30-ene-10 00:00:00	207,8	120,0	16,6	5.821.120,2	71,7
31-ene-10 00:00:00	207,0	120,0	16,6	5.813.857,2	70,1
01-feb-10 00:00:00	205,9	120,1	16,5	5.776.205,7	70,1
02-feb-10 00:00:00	205,8	120,0	16,5	5.777.293,7	70,7
03-feb-10 00:00:00	209,1	120,0	16,4	5.764.194,6	76,8
04-feb-10 00:00:00	210,0	120,0	16,4	5.765.604,3	81,4
05-feb-10 00:00:00	208,6	119,9	16,6	5.824.088,1	84,3
06-feb-10 00:00:00	206,5	120,0	16,6	5.803.959,3	79,7
07-feb-10 00:00:00	206,1	120,0	16,5	5.769.892,9	77,7
08-feb-10 00:00:00	207,3	120,1	16,5	5.771.033,1	81,5
09-feb-10 00:00:00	208,4	120,1	16,5	5.771.400,9	85,9
10-feb-10 00:00:00	207,7	120,3	16,5	5.771.798,8	84,0
11-feb-10 00:00:00	207,8	120,5	16,5	5.772.666,8	86,4
12-feb-10 00:00:00	208,1	120,0	16,4	5.756.278,2	86,7

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F) TI_31015.PV	TEMPERATURA DE SALIDA (°F) TIC_31006.PV	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD) FI_31017.PV	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES HIC_31029.OUT
13-feb-10 00:00:00	211,8	120,3	15,3	5.367.754,4	86,5
14-feb-10 00:00:00	211,5	120,1	15,5	5.422.993,4	91,2
15-feb-10 00:00:00	210,8	120,0	15,3	5.354.829,2	82,7
16-feb-10 00:00:00	210,8	120,0	15,3	5.359.674,8	83,1
17-feb-10 00:00:00	212,0	120,3	15,3	5.364.326,1	91,1
18-feb-10 00:00:00	209,7	121,6	16,4	5.749.932,0	97,1
19-feb-10 00:00:00	208,2	121,2	16,5	5.771.263,8	99,0
20-feb-10 00:00:00	208,5	121,6	16,5	5.768.110,0	98,3
21-feb-10 00:00:00	209,2	121,9	16,4	5.766.816,7	98,2
22-feb-10 00:00:00	210,5	122,8	16,4	5.766.626,8	99,2
23-feb-10 00:00:00	212,0	125,0	16,4	5.758.739,8	99,7
24-feb-10 00:00:00	214,8	128,4	16,4	5.765.857,1	99,7
25-feb-10 00:00:00	213,4	126,0	16,4	5.766.300,5	99,7
26-feb-10 00:00:00	212,8	125,4	16,5	5.783.601,2	99,7
27-feb-10 00:00:00	214,2	126,8	16,5	5.788.209,4	99,7
28-feb-10 00:00:00	213,3	126,8	16,4	5.760.655,7	99,7
01-mar-10 00:00:00	214,3	127,4	16,4	5.756.315,7	99,7
02-mar-10 00:00:00	214,3	127,9	16,5	5.791.126,4	99,8
03-mar-10 00:00:00	208,7	127,8	16,3	5.698.314,7	97,3
04-mar-10 00:00:00	209,9	123,8	16,4	5.762.237,3	100,0
05-mar-10 00:00:00	211,1	124,4	16,4	5.767.017,3	99,7
06-mar-10 00:00:00	209,4	122,7	16,4	5.761.545,8	99,8
07-mar-10 00:00:00	209,8	122,3	16,5	5.769.659,5	100,0
08-mar-10 00:00:00	207,9	121,5	16,3	5.707.759,2	99,6
09-mar-10 00:00:00	210,3	122,0	15,6	5.468.226,6	99,1
13-mar-10 00:00:00	211,5	120,1	16,5	5.793.160,7	60,3

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F) TI_31015.PV	TEMPERATURA DE SALIDA (°F) TIC_31006.PV	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD) FI_31017.PV	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES HIC_31029.OUT
14-mar-10 00:00:00	210,7	120,0	16,5	5.799.111,0	60,7
15-mar-10 00:00:00	208,1	120,0	16,7	5.846.419,6	59,8
16-mar-10 00:00:00	206,4	120,3	16,7	5.849.458,3	62,1
17-mar-10 00:00:00	206,9	120,8	16,6	5.820.358,6	57,7
18-mar-10 00:00:00	206,6	120,0	16,6	5.817.697,0	58,3
19-mar-10 00:00:00	207,0	120,0	16,6	5.817.514,4	60,7
20-mar-10 00:00:00	206,9	120,0	16,6	5.810.349,0	59,6
21-mar-10 00:00:00	206,9	120,0	16,7	5.869.183,8	59,0
22-mar-10 00:00:00	207,5	120,0	16,6	5.811.848,3	57,9
23-mar-10 00:00:00	207,7	120,0	16,5	5.801.338,5	57,5
24-mar-10 00:00:00	207,4	120,0	16,5	5.799.058,2	57,7
25-mar-10 00:00:00	206,1	119,9	16,5	5.797.009,9	57,3
26-mar-10 00:00:00	206,0	120,0	16,1	5.645.693,7	55,7
27-mar-10 00:00:00	212,1	120,0	15,0	5.255.758,9	56,3
28-mar-10 00:00:00	213,2	120,0	15,5	5.440.736,5	60,6
29-mar-10 00:00:00	210,0	120,0	16,4	5.743.653,3	62,0
30-mar-10 00:00:00	208,8	120,5	16,4	5.749.248,5	74,9
31-mar-10 00:00:00	208,0	120,1	16,4	5.761.198,1	60,7
01-abr-10 00:00:00	209,3	120,0	16,6	5.820.923,6	63,1
02-abr-10 00:00:00	208,7	120,0	15,7	5.518.292,7	58,3
03-abr-10 00:00:00	211,1	120,1	15,4	5.393.591,7	58,4
04-abr-10 00:00:00	211,4	120,0	15,7	5.506.695,6	62,3
05-abr-10 00:00:00	210,1	120,1	16,2	5.693.678,4	65,0
06-abr-10 00:00:00	210,3	120,1	16,3	5.697.795,1	64,8
07-abr-10 00:00:00	210,0	120,0	16,4	5.757.499,3	64,2
08-abr-10 00:00:00	204,3	120,1	16,4	5.755.502,5	62,2

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F)	TEMPERATURA DE SALIDA (°F)	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD)	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES
	TI_31015.PV	TIC_31006.PV	FI_31017.PV		HIC_31029.OUT
09-abr-10 00:00:00	206,7	120,1	16,4	5.764.403,3	66,4
10-abr-10 00:00:00	207,9	122,4	16,4	5.766.341,3	62,3
11-abr-10 00:00:00	207,8	122,2	16,5	5.770.175,1	62,5
12-abr-10 00:00:00	207,3	120,1	16,4	5.759.736,9	67,5
13-abr-10 00:00:00	209,4	120,0	16,2	5.663.928,0	70,8
14-abr-10 00:00:00	211,2	120,1	15,5	5.427.060,3	65,9
15-abr-10 00:00:00	210,7	120,0	15,4	5.414.323,7	66,0
16-abr-10 00:00:00	209,9	120,4	15,4	5.402.770,0	65,4
17-abr-10 00:00:00	210,6	119,7	15,4	5.403.423,1	67,4
18-abr-10 00:00:00	210,7	119,9	15,4	5.405.066,1	69,3
19-abr-10 00:00:00	210,6	120,0	15,5	5.419.680,9	73,6
20-abr-10 00:00:00	210,4	120,6	15,4	5.409.123,6	75,2
21-abr-10 00:00:00	211,8	120,0	15,5	5.423.164,3	75,5
22-abr-10 00:00:00	213,2	120,1	15,5	5.435.267,3	80,7
23-abr-10 00:00:00	212,6	120,0	15,7	5.502.107,1	82,7
07-may-10 00:00:00	208,5	120,3	16,4	5.748.062,9	96,6
08-may-10 00:00:00	208,7	120,9	16,4	5.761.053,6	97,0
09-may-10 00:00:00	209,0	120,9	16,4	5.765.063,3	98,4
10-may-10 00:00:00	210,1	121,3	16,5	5.770.280,1	97,5
11-may-10 00:00:00	208,4	120,8	16,5	5.790.954,5	98,4
12-may-10 00:00:00	207,8	120,6	16,3	5.708.102,3	97,9
13-may-10 00:00:00	211,0	121,0	15,4	5.408.150,6	94,8
14-may-10 00:00:00	211,3	120,4	15,7	5.506.951,8	93,9
15-may-10 00:00:00	209,9	121,1	16,3	5.724.074,9	95,8
16-may-10 00:00:00	209,5	122,2	16,6	5.819.818,9	98,9
17-may-10 00:00:00	209,5	122,7	16,5	5.798.293,2	99,8

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F) TI_31015.PV	TEMPERATURA DE SALIDA (°F) TIC_31006.PV	FLUJO VOLUMETRICO(KBPD) FI_31017.PV	FLUJO MÁSICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES HIC_31029.OUT
18-may-10 00:00:00	210,1	123,2	16,4	5.750.899,6	99,9
19-may-10 00:00:00	209,5	123,3	16,6	5.805.672,6	99,9
20-may-10 00:00:00	209,7	124,7	17,0	5.946.293,0	99,9
21-may-10 00:00:00	210,4	124,5	16,7	5.847.175,3	99,9
22-may-10 00:00:00	209,5	123,1	16,4	5.758.199,5	99,9
23-may-10 00:00:00	209,5	123,9	16,5	5.767.491,5	99,9
24-may-10 00:00:00	208,2	123,6	16,5	5.770.366,3	99,9
25-may-10 00:00:00	207,4	123,2	16,5	5.782.850,2	99,8
26-may-10 00:00:00	205,7	120,8	16,4	5.763.263,1	97,1
27-may-10 00:00:00	209,3	122,2	15,8	5.544.764,7	96,8
28-may-10 00:00:00	208,4	121,5	16,0	5.600.779,2	94,2
29-may-10 00:00:00	209,3	121,9	15,9	5.565.869,2	97,8
30-may-10 00:00:00	209,1	121,8	15,9	5.581.643,5	99,4
31-may-10 00:00:00	212,4	124,1	15,9	5.578.559,0	99,7
01-jun-10 00:00:00	211,3	123,7	16,1	5.636.949,4	98,3
02-jun-10 00:00:00	206,8	121,7	15,9	5.573.049,3	99,2
03-jun-10 00:00:00	213,3	124,6	15,6	5.478.514,0	99,7
04-jun-10 00:00:00	216,6	125,0	15,4	5.395.928,3	99,7
05-jun-10 00:00:00	212,8	122,2	15,1	5.299.343,3	99,6
06-jun-10 00:00:00	213,5	123,3	15,2	5.338.920,4	99,6
07-jun-10 00:00:00	213,2	122,5	15,2	5.338.920,4	98,7
11-jun-10 00:00:00	208,2	120,0	15,4	5.399.004,8	51,7
12-jun-10 00:00:00	208,7	120,0	16,1	5.628.500,7	56,4
13-jun-10 00:00:00	210,6	120,0	15,9	5.579.574,8	57,3
14-jun-10 00:00:00	211,5	120,0	15,8	5.554.310,2	58,9
15-jun-10 00:00:00	208,9	120,0	16,1	5.657.906,1	57,9

Período

Período

Tabla 3.3 Cont. Valores de las variables operacionales

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B ENTRADA DE VARIABLES					
Fecha	TEMPERATURA DE ENTRADA (°F) TI_31015.PV	TEMPERATURA DE SALIDA (°F) TIC_31006.PV	FLUJO VOLUMETRIC(KBPD) FI_31017.PV	FLUJO MÁXICO (lb/D)	VELOCIDAD DE LOS VENTILADORES HIC_31029.OUT
16-jun-10 00:00:00	206,5	120,0	16,2	5.669.850,9	55,6
17-jun-10 00:00:00	207,4	120,0	16,1	5.635.293,7	56,8
18-jun-10 00:00:00	207,4	120,0	16,1	5.642.711,9	57,5
19-jun-10 00:00:00	207,1	120,3	16,1	5.654.665,4	57,5
20-jun-10 00:00:00	208,8	120,4	16,1	5.628.221,2	55,0
21-jun-10 00:00:00	212,2	119,9	16,1	5.632.901,6	57,8
22-jun-10 00:00:00	212,0	120,0	16,0	5.618.065,2	58,9
23-jun-10 00:00:00	210,4	120,0	15,9	5.584.732,0	58,5
29-jun-10 00:00:00	215,2	120,0	15,4	5.411.096,7	62,1
30-jun-10 00:00:00	214,0	120,0	15,7	5.488.280,8	61,3
01-jul-10 00:00:00	215,3	120,0	15,4	5.397.587,4	57,4
05-jul-10 00:00:00	214,5	120,0	15,9	5.562.096,5	64,5
06-jul-10 00:00:00	214,0	120,0	15,9	5.582.013,0	65,1
07-jul-10 00:00:00	212,5	119,9	15,9	5.574.159,4	62,9
08-jul-10 00:00:00	211,6	120,1	16,1	5.633.256,0	61,6
09-jul-10 00:00:00	209,1	120,0	16,8	5.906.324,4	67,4
10-jul-10 00:00:00	208,4	120,0	16,9	5.932.568,0	66,0
11-jul-10 00:00:00	209,0	119,9	16,6	5.806.369,4	66,1
12-jul-10 00:00:00	210,0	120,0	16,5	5.794.314,2	66,6
13-jul-10 00:00:00	212,0	120,1	16,4	5.760.996,1	72,1
14-jul-10 00:00:00	212,8	120,0	16,2	5.688.028,3	69,9
15-jul-10 00:00:00	213,0	120,0	16,1	5.628.478,6	67,2
16-jul-10 00:00:00	216,7	120,1	16,1	5.637.152,1	75,4
17-jul-10 00:00:00	209,4	120,0	16,4	5.760.348,8	74,8
18-jul-10 00:00:00	209,5	120,0	16,2	5.678.319,7	69,2
19-jul-10 00:00:00	214,8	120,2	16,2	5.692.655,3	78,9

Período

Período

3.1.1.4 Muestra de cálculos

La determinación de los valores correspondientes a los parámetros utilizados para realizar la evaluación térmica se llevó a cabo mediante la siguiente secuencia de cálculo (Figura 3.1)

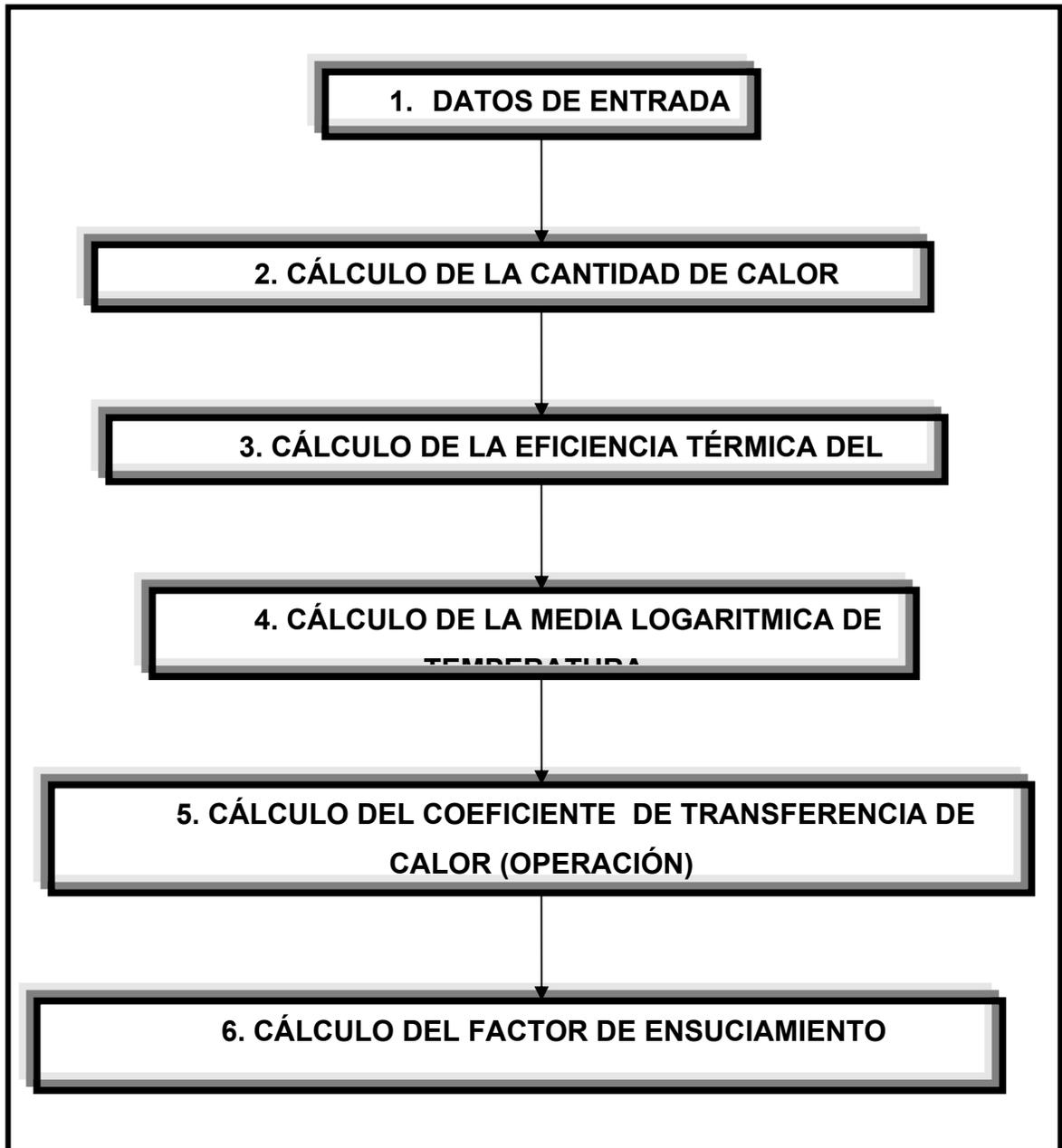


Figura 3.1 Esquema del procedimiento de cálculo para efectuar la evaluación térmica.

3.1.1.4.1 Cálculo de la cantidad de calor transferido

Mediante la ecuación 1 y utilizando los datos suministrados por las tablas 3.2 y 3.3 se tiene que:

$$Q = 5.523.580,7 \text{ lb/D} \times 0,92 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \times (208,0 - 140,9) ^\circ\text{F} \times 1000000 \\ = 341,19836 \text{ MMBTU/D}$$

Este procedimiento se repite para cada una de las temperaturas y cantidad de flujo presentados (tabla 3.3) durante el periodo establecido (1 año).

Los resultados obtenidos en la determinación de la cantidad de calor transferido en el proceso son reportados en la tabla 4.2

3.1.1.4.2 Eficiencia del intercambiador de calor

Con el calor calculado (Tabla 4.2) y el presentado por diseño en la tabla 3.1, se determinó la eficiencia del intercambio de calor en los enfriadores por aire mediante la ecuación 2 obteniendo:

$$\eta = \frac{341,19836}{663,282} \times 100 = 51,44\%$$

Para todos los valores obtenidos de cantidad de transferencia de calor (Q) (tabla 4.2) se efectuó este procedimiento y sus resultados se encuentran en la tabla 4.2.

3.1.1.4.3 Cálculo de la media logarítmica de temperatura

Utilizando la ecuación 6 y las temperaturas de ambos fluidos (Amina- aire) involucrados en el proceso, considerando que las temperaturas (entrada - salida) del aire permanecen constantes (tabla 3.2), se procedió al cálculo de $\Delta TMLDT$ como sigue:

$$\Delta TMLDT = \frac{(208 - 140,3)(140,9 - 89)}{\ln \left[\frac{(208 - 140,3)}{(140,9 - 89)} \right]} = 59,43709 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se realizó este cálculo para cada una de las temperaturas del fluido tomadas por el tiempo establecido de 1 (uno) año, cuyos valores se encuentran en la tabla 3.3 y sus resultados en la tabla 4.2.

3.1.1.4.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo usado para la determinación de U_d (coeficiente de transferencia de calor) en operación a través de la ecuación 5, utilizando un área para la transferencia de calor fija la cual se encuentra en la tabla 3.2, en cuanto a los datos de calor (Q) y la media logarítmica de temperatura ($\Delta TMLDT$) son tomados de la tabla 4.2.y en la misma son mostrados los resultados obtenidos.

$$U_d = \frac{341,19836 \text{ MMBTU/D}}{59,43709 \text{ } ^\circ\text{F} \times 141948 \text{ ft}^2} = 0,00004044 \frac{\text{MMBTU}}{\text{D } ^\circ\text{F ft}^2} \times 100000 = 40,44 \frac{\text{BTU}}{\text{D } ^\circ\text{F ft}^2}$$

3.1.1.4.5 Cálculo del factor de ensuciamiento

A la hora de saber que tan sucios se encontraban los tubos del intercambiador de calor se utilizó la ecuación 7, tomando cada uno de los valores de U_d (Coeficiente global de transferencia de calor en operación) los cuales se encuentran en la tabla 4.2 y manteniendo el coeficiente global de transferencia de calor limpio constante (tabla 3.2), se obtiene lo siguiente:

$$f = \frac{1}{40,44 \frac{\text{BTU}}{\text{D} \cdot \text{F} \cdot \text{ft}^2}} - \frac{1}{148,7712 \frac{\text{BTU}}{\text{D} \cdot \text{F} \cdot \text{ft}^2}} = 0,01801 \text{ D} \cdot \text{F} \cdot \text{ft}^2 / \text{BTU}$$

Los resultados alcanzados por este cálculo para cada uno los valores de U_d se hallan en la tabla 4.2.

De

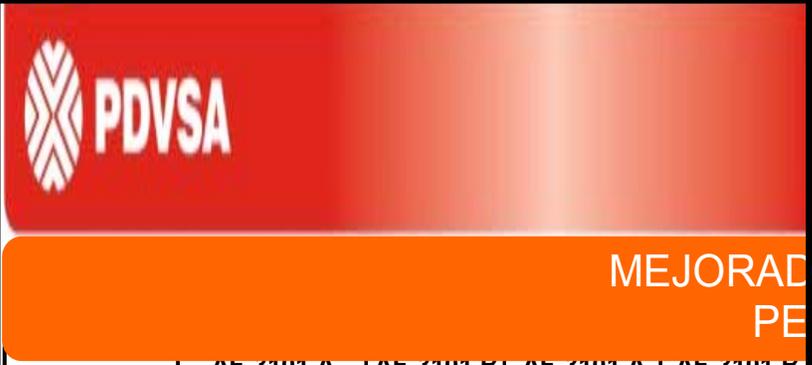
3.1.2 Evaluación del diferencial de presión en el proceso

Los datos utilizados para el análisis de los diferenciales de presión en los escenarios limpios y sucios de los enfriadores por aire fueron obtenidos de sondeos realizados puntualmente durante 1 (uno) año, donde los valores de los mismos se encuentran reflejados en la tabla 3.4, los cuales se tomaron conjuntamente con la ecuación 8, para obtener:

$$\Delta P = 59 - 51 = 8 \text{ psig}$$

Para los demás valores de presión se realizó la misma operación, cuyos resultados se encuentran en la tabla 4.1.

Tabla 3.4 Datos de presión



	AF-3101 A	AF-3101 B	AF-3101 A	AF-3101 B
12/01/2010	71	72	69	70
20/01/2010	59	58	51	51
26/02/2010	49	50	40	38
27/02/2010	60	56	45	46
16/03/2010	57	56	50	53
14/04/2010	73	74	66	70
07/05/2010	75	75	65	66
16/09/2010	81	81	77	76
08/10/2010	73	75	67	73
28/10/2010	74	69	67	66
01/11/2010	68	70	65	65
19/11/2010	77	76	70	70
01/12/2010	77	76	69	69

Período

Período

3.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B a las condiciones de operación y de diseño

3.2.1 Descripción del sistema de enfriamiento actual

El flujo de amina pobre (caliente) es bombeado hacia los enfriadores por aire AF/3101 AB, en los cuales cada equipo enfría el 50% de la corriente total introducida en el proceso.

El sistema de enfriamiento culmina enviando la amina pobre (fría) hacia el filtro L-3101. El funcionamiento de este proceso se observa en la figura 3.2.

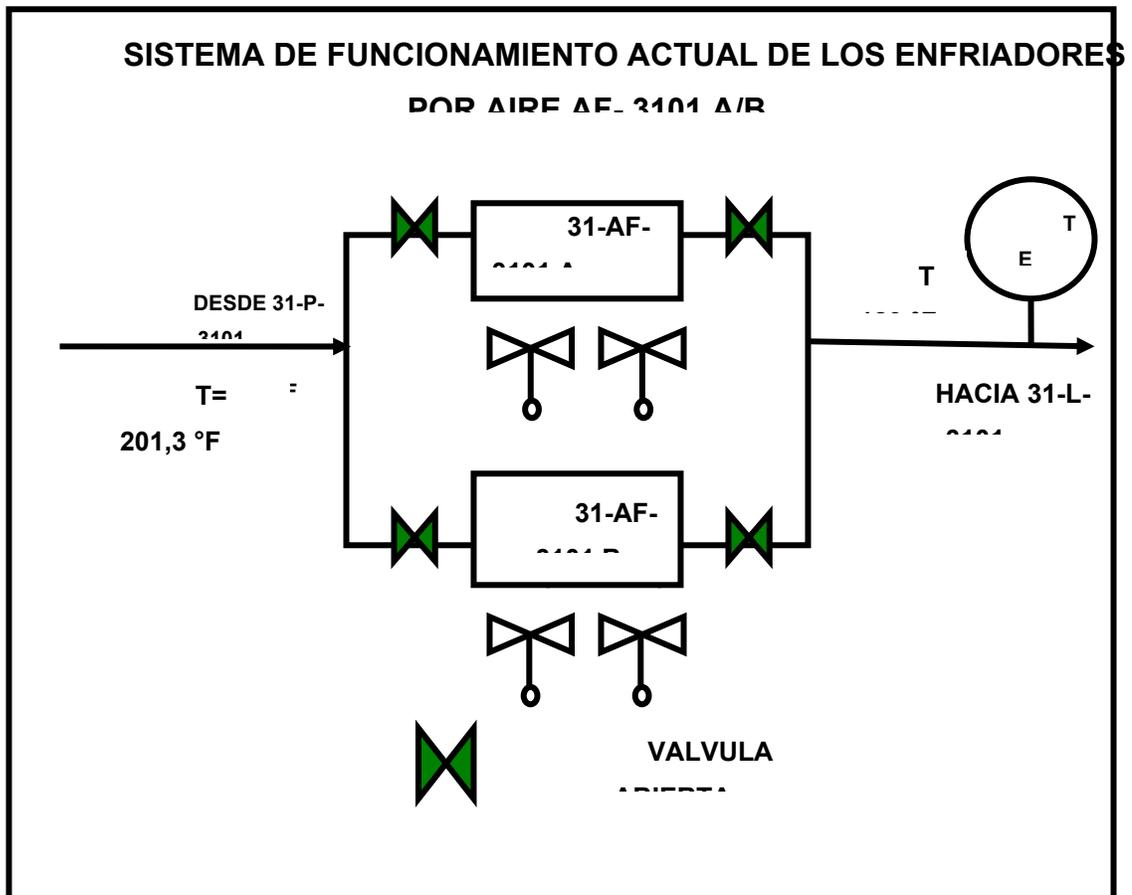


Figura 3.2 Esquema del sistema de funcionamiento actual de los enfriadores por aire AF- 3101 A/B.

3.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B

3.2.2.1. Simulación del proceso a las condiciones de diseño

Se tomaron los datos de diseño de los enfriadores por aire AF-3101 A/B (tabla A1) de la unidad regeneradora de amina para llevar a cabo la simulación de los equipos, la cual se efectuó utilizando como herramienta el simulador de procesos PROII.

La metodología para llevar a cabo la simulación del sistema se representa mediante el siguiente diagrama de flujo (Figura 3.3) y adicionalmente las pantallas de la misma se observan en el anexo B.

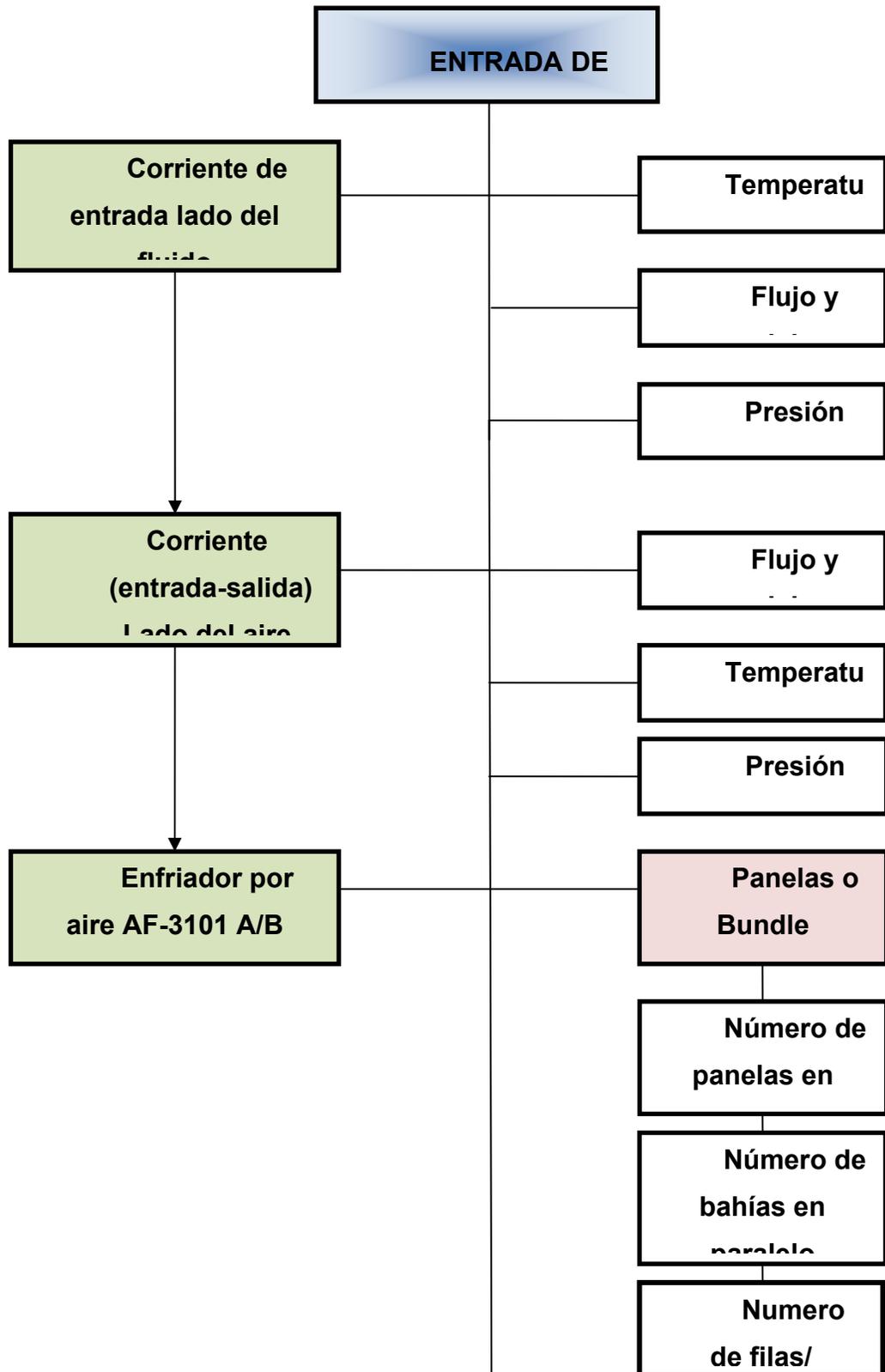
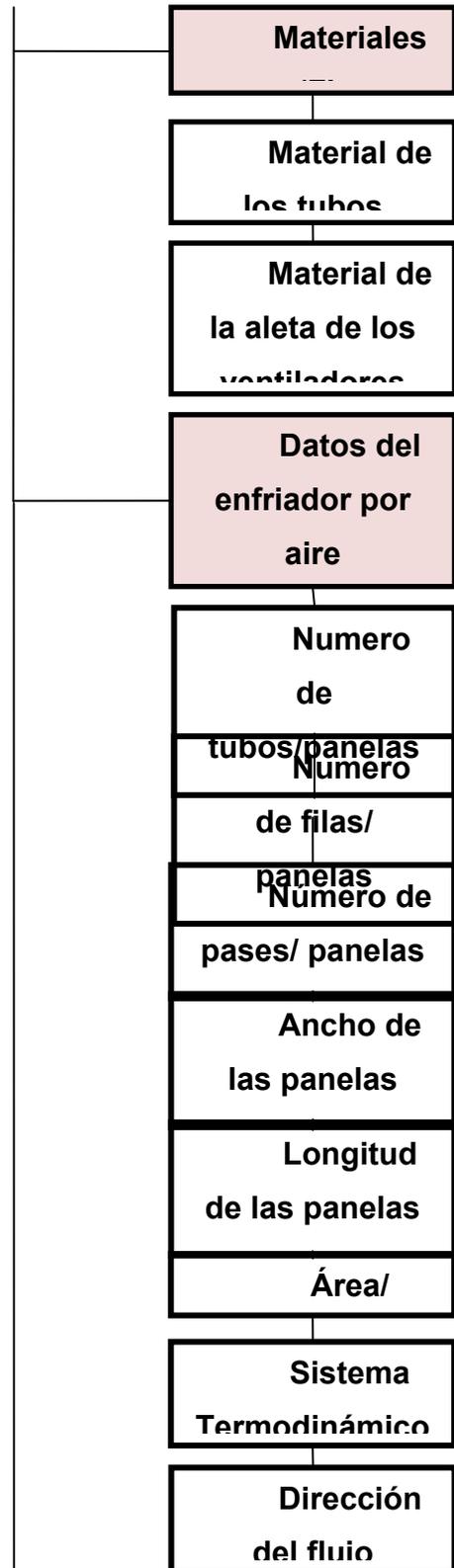
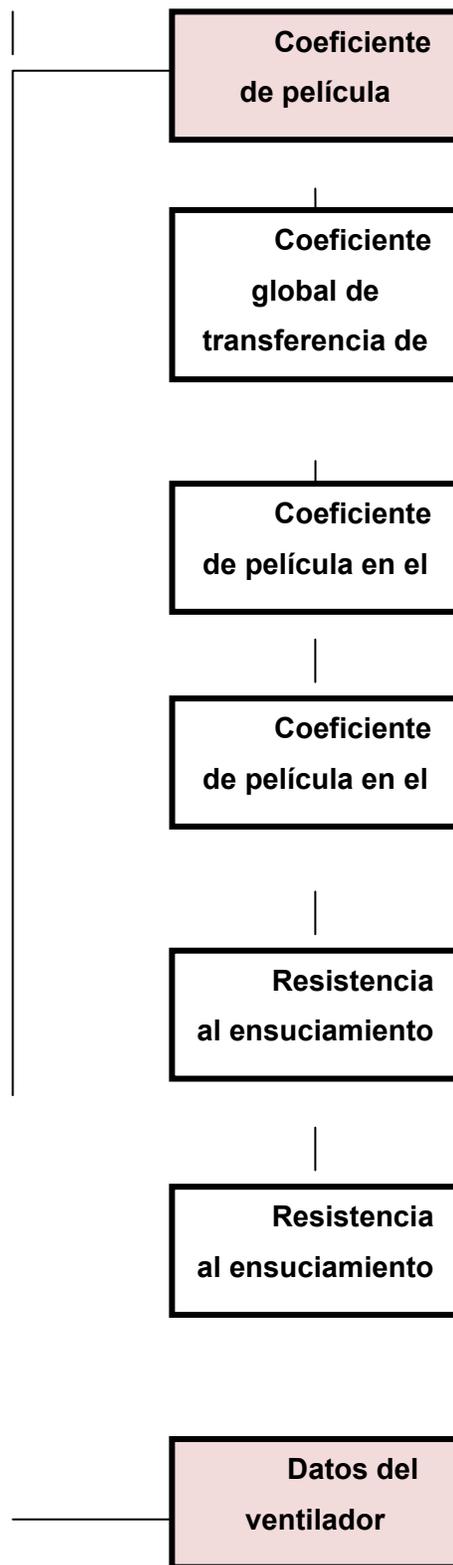
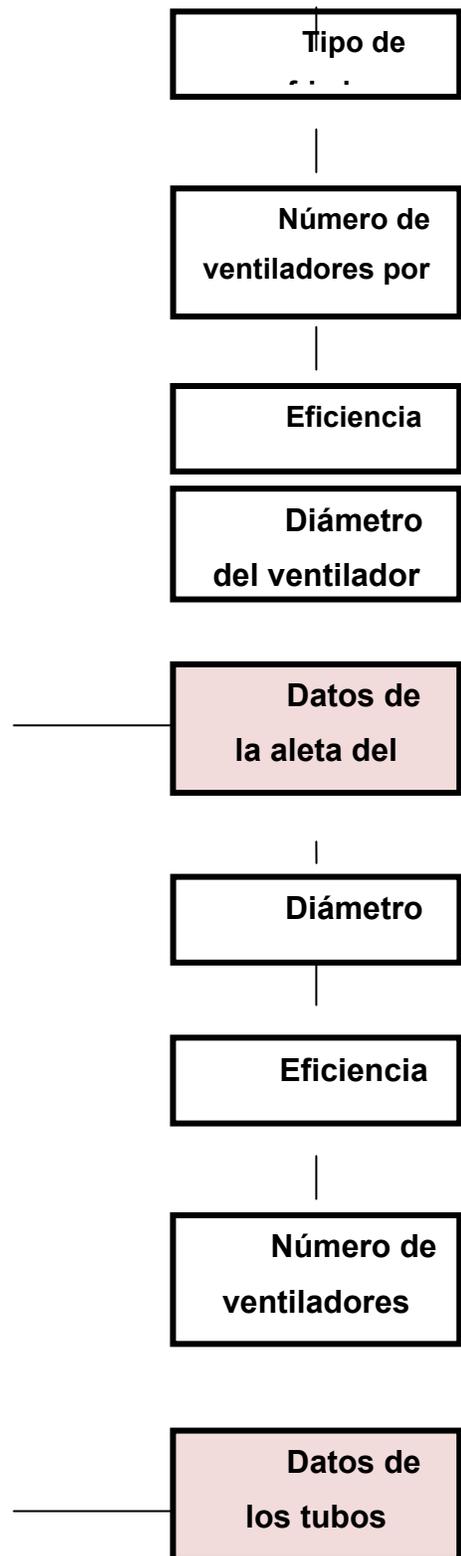


Figura 3.3 Diagrama de flujo del proceso de simulación.







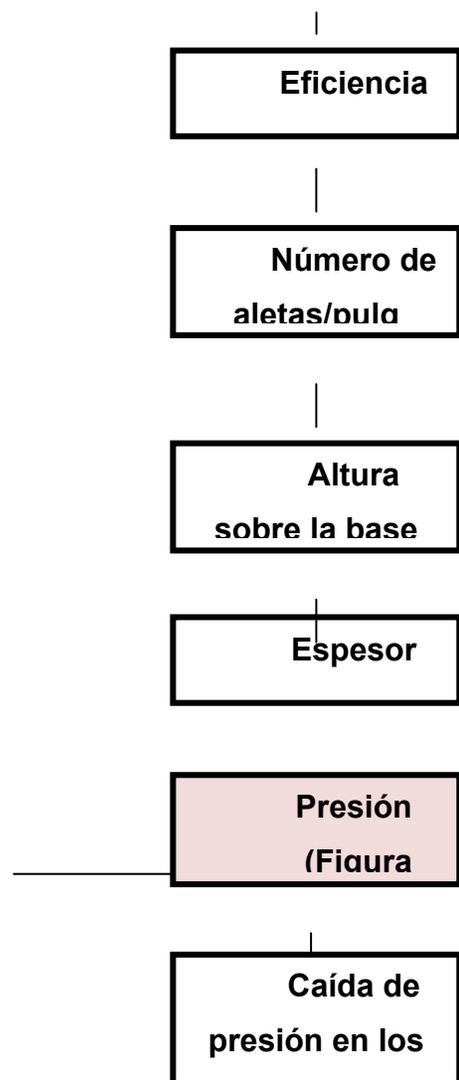


Figura 3.3 Cont. Diagrama de flujo del proceso de simulación.

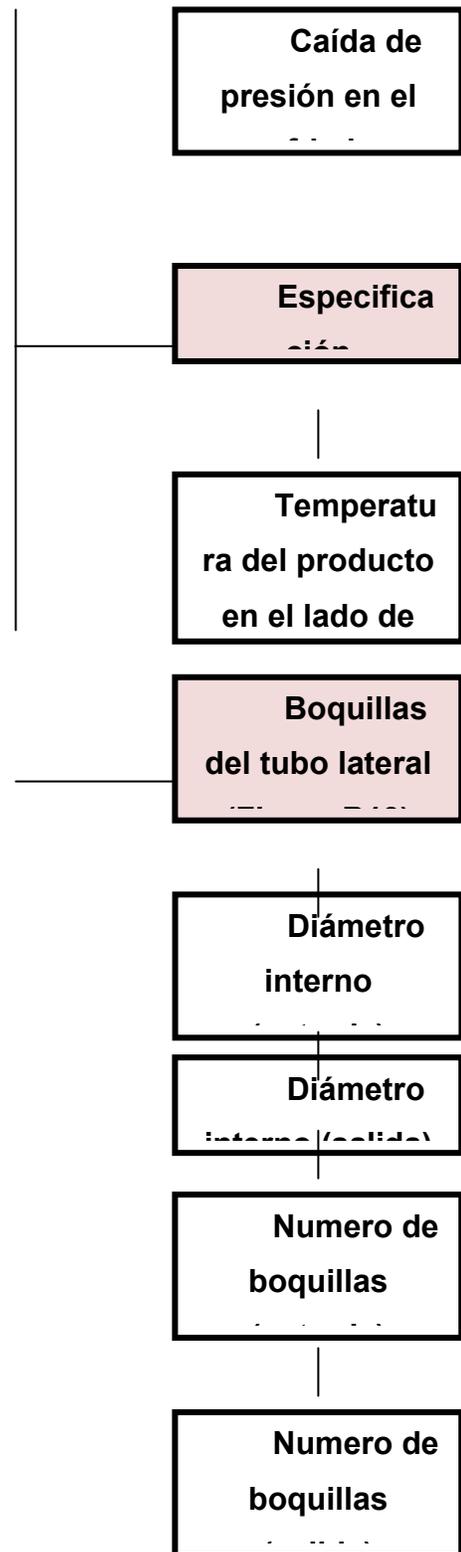


Figura 3.3 Cont. Diagrama de flujo del proceso de simulación.

Al realizar la corrida de la simulación del proceso descrito anteriormente, realizada siguiendo el procedimiento definido en el diagrama de flujo, esta arrojó un reporte de resultados el cual se encuentran en la figura B14.

3.2.2.2 Simulación a las condiciones de operación

Los enfriadores por aire AF-3101 A/B en operación fueron simulados siguiendo el mismo procedimiento que se utilizó en la simulación anterior, a diferencia que se utilizaron diferentes valores para las variables (flujo, presión y temperatura).

Se efectuaron dos simulaciones de los enfriadores en operación para conocer el comportamiento de los mismos, tanto en un escenario limpio como en uno sucio, para ello se tomaron como datos de entrada de las corrientes el promedio de los valores de estas en cada período, los cuales se encuentran reflejados en la tabla 3.5

Los resultados reportados por este se muestran en el anexo C.

Tabla 3.5 Promedio de los valores de las variables de operación en diferentes períodos.

Variables	Sucio	Limpio
Temperatura de entrada (°F)	210,3	212,8
Temperatura de salida (°F)	125,3	120,3
Presión de entrada (psi)	82	84,7
Flujo másico (lb/D)	5.650.734	5.665.984,1
Flujo volumétrico (MBPD)	16,28	16,33

3.3 Presentación de una propuesta que permita la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire de amina pobre (AF-3101 A/B), manteniendo la unidad regeneradora de aminas en servicio; a través de un modelo simulado

Se estudiaron dos alternativas para mantener un enfriador en funcionamiento al momento que se encuentra la otra unidad de enfriamiento en mantenimiento.

A continuación se muestran los sistemas propuestos y a su vez el proceso de simulación realizado.

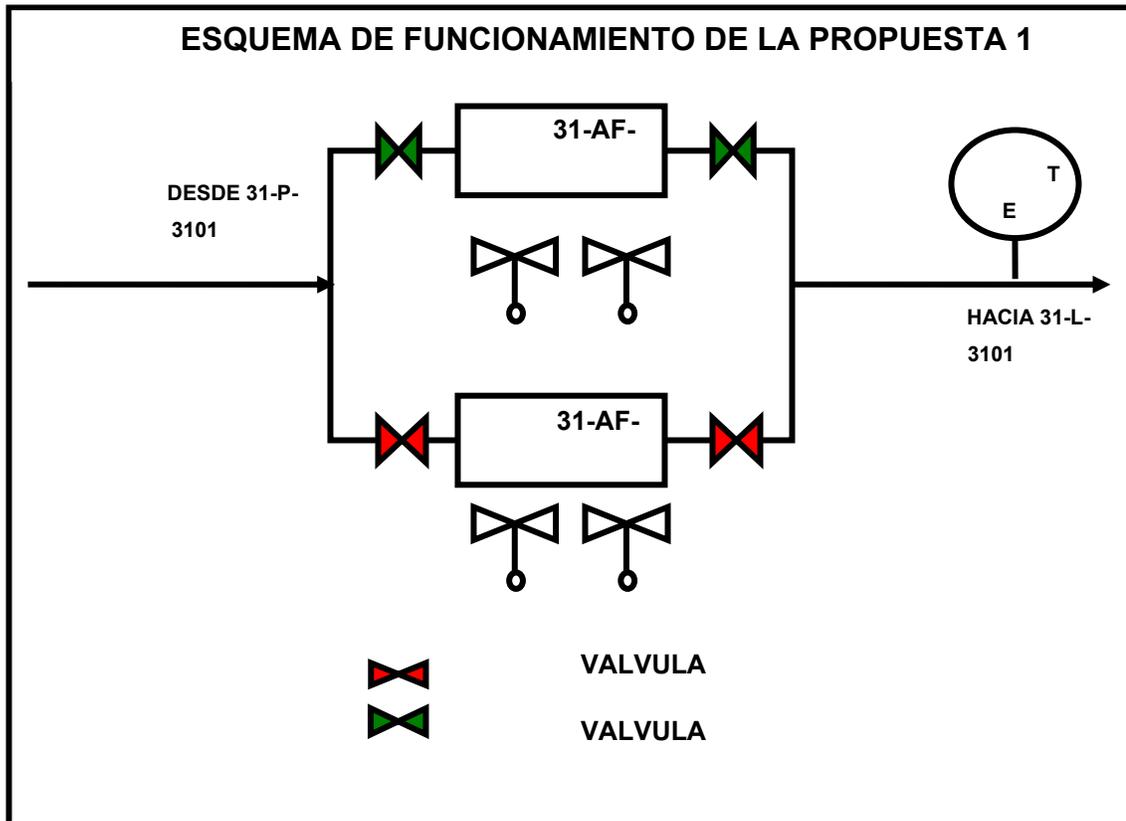
3.3.1 Sistema propuesto 1.

3.3.1.1 Descripción

Contempla la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire durante el mantenimiento de la otra unidad de enfriamiento, haciendo pasar la máxima carga posible por el mismo, manteniendo las variables operacionales en condiciones aceptables para el óptimo funcionamiento del proceso.

La trayectoria de la corriente se maneja de igual manera que para el sistema que se encuentra en funcionamiento actualmente pero el flujo solo es introducido a un solo enfriador.

A continuación en la figura 3.4 se muestra un diagrama del sistema propuesto.



**Figura 3.4 Esquema para el sistema de mantenimiento en operación
propuesto 1**

3.3.1.2 Simulación del proceso propuesto 1

Para efectuar la simulación del sistema propuesto se siguió el mismo procedimiento que para la anterior, solo que en esta se utilizó un solo enfriador.

Se evaluaron diferentes cantidades de flujos a partir de la carga mínima que se puede suministrar al enfriador, la cual se refiere al 40 % de la carga total teniendo como punto de partida 10 MBPD hasta 16 MBPD. El estudio se

efectuó en función a la temperatura de salida del flujo en los enfriadores, para la cual se tomó un rango entre 130°F y 135 °F, en cuanto a la temperatura de entrada de la amina pobre se fijó un valor de 210,3 °F.

Todo este proceso se efectuó con el fin de conocer la cantidad de corriente de entrada que es posible introducir al sistema propuesto.

3.3.2 Sistema propuesto 2

3.3.2.1 Descripción

La segunda alternativa consiste en colocar igualmente que en la propuesta anterior un enfriador por aire en funcionamiento, al mismo tiempo que se efectúa la limpieza para la otra unidad de enfriamiento, pero adicionalmente se instaló una línea de desvío (By-Pass) por la cual se introduce parte de la alimentación a los enfriadores, para luego unirse con el flujo frío a la salida del enfriador que se encuentra en operación para este momento.

A continuación se muestra un diagrama del segundo sistema de mantenimiento propuesto. Figura 3.5

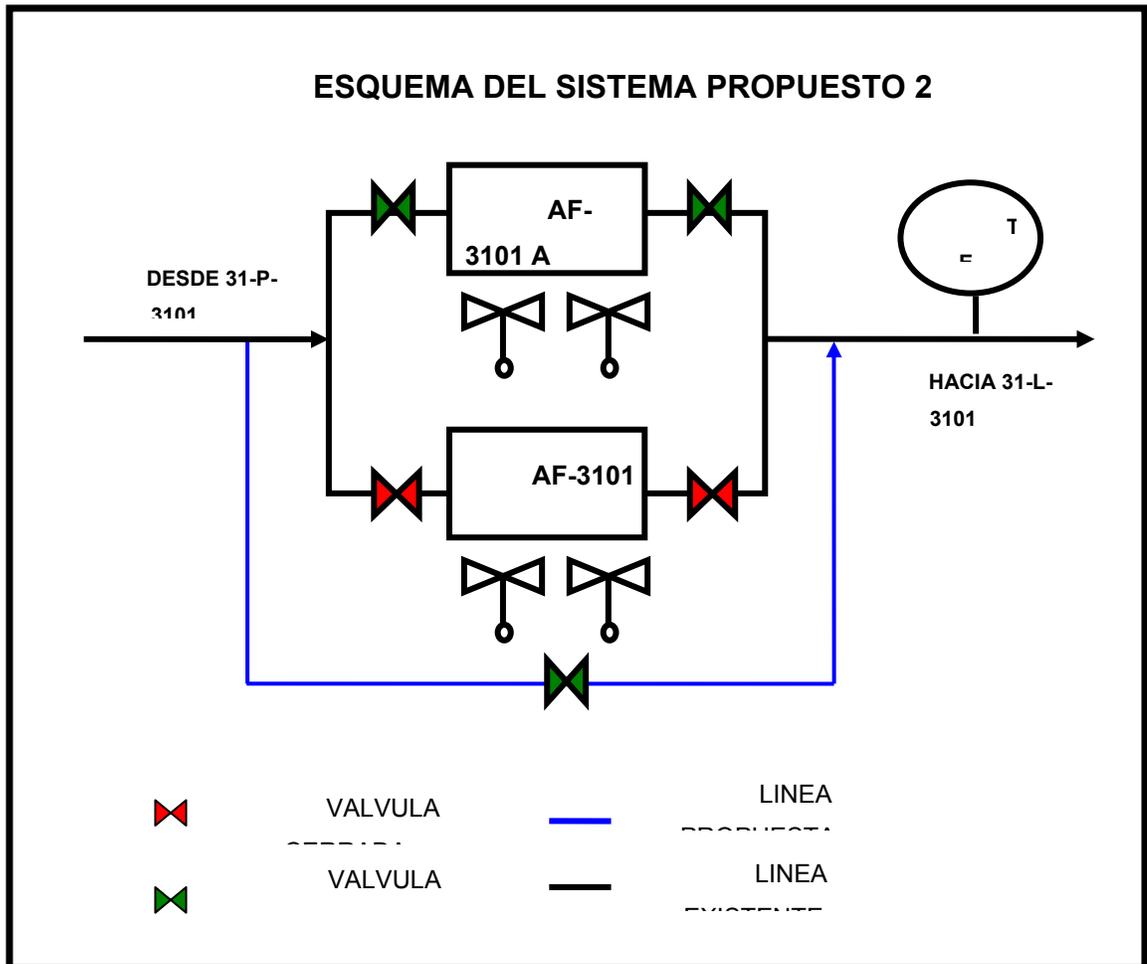


Figura 3.5 Esquema del sistema de mantenimiento propuesto 2 de los enfriadores de Amina Pobre.

3.3.2.2 Simulación del sistema propuesto 2

Para este sistema se siguió el mismo procedimiento que para las simulaciones anteriores.

En las diferentes corridas se utilizó una temperatura de entrada de 210,3 °F, las presiones de entrada y salida fueron de 62,7 psi y 57,2 psi

respectivamente, en cuanto al flujo enfriado por el equipo fue variando a partir de 10 MBPD debido a que esta es la mínima carga que puede ser tratada por la unidad. El flujo manejado por el desvió fue evaluado a partir de 1 MBPD, ya que al tomar un valor menor no sería factible aplicar esta propuesta.

Las temperaturas a la salida del enfriador se encontraron en un rango entre 130 °F y 135 °F.

Los resultados obtenidos de las corridas del simulador se encuentran en la tabla 4.6.

3.4 Determinación mediante cálculos hidráulicos el tiempo de drenado de los enfriadores (AF-3101 A/B), con las facilidades existentes.

Para la obtención del tiempo de drenado de los enfriadores por aire AF-3101 A/B se utilizaron los datos que se presentan a continuación en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Datos utilizados para el cálculo del tiempo de drenado de los equipos

		
MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS		
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B		
DATOS UTILIZADOS PARA EL CÁLCULO DEL TIEMPO DE DRENADO		
Material de los tubos: Acero al carbon		
Diametro de los tubos del intercambiador de calor=	0,065	ft
Numero de tubos del intercambiador de calor=	384,0	
Díametro de el tubo de drenaje=	0,170	ft
Velocidad del fluido en la línea de drenado=	8	ft/s

Para la obtención del tiempo de drenado de los enfriadores AF-3101 A/B se realizaron una serie de cálculos hidráulicos en donde se determinó el volumen ocupado por el fluido al momento de cerrar las válvulas de entrada y salida de los enfriadores de la siguiente manera:

Primero se realizo el cálculo del volumen de un solo tubo utilizando la ecuación 9 y los datos que se encuentran en la tabla 3.6, obteniendo:

$$V = 3,14 \times (0,065\text{ft})^2 \times 31,1\text{ft} = 0,4128\text{ft}^3$$

Luego se procedió a determinar el volumen total de los tubos que conforman el intercambiador de calor multiplicando el obtenido para uno solo por el número total de tubos teniendo que:

$$V = 0,4128\text{ft}^3 \times 384 = 158,51 \text{ft}^3$$

A este volumen total obtenido se le adicionaron un 10 % del mismo, el cual representa los cabezales de los tubos, hallando que el resultado final es:

$$V = 158,52 + (158,52 \times 0,10) = 174,02\text{ft}^3 = 31$$

Para la determinación del tiempo de drenado de los AF-3101 A/B también fue necesario determinar el área transversal del tubo de drenado (S), el cual se realizó utilizando la ecuación 11

$$S = 3,14 \times (0,17\text{ft})^2 = 0,090746$$

El tiempo de drenado se halló despejándolo de la ecuación 10, obteniendo lo siguiente:

$$t = \frac{174,02\text{ft}^3}{8\text{ft/s} \times 0,090746\text{ft}^2} = 239,7075\text{s} = 4 \text{min}$$

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 Evaluación térmica a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B

4.1.1 Estudio del comportamiento de las variables que tienen lugar en el proceso de enfriamiento de amina pobre

4.1.1.1 Temperatura del fluido (entrada – salida)

En la figura 4.1 se refleja el comportamiento de la temperatura del fluido (entrada – salida) durante un año, observando que la temperatura de entrada se encuentra alejada del valor establecido por diseño (201,3 °F), presentando inestabilidad durante el periodo de estudio, en cuanto a la temperatura de salida, se puede decir que operó a temperatura constante (120 °F), mostrando algunas fluctuaciones debido a las condiciones (limpio-sucio) en las que se encontraba el equipo.

Los valores utilizados para realizar las gráficas que se presentan a continuación fueron tomados de la tabla 3.3.

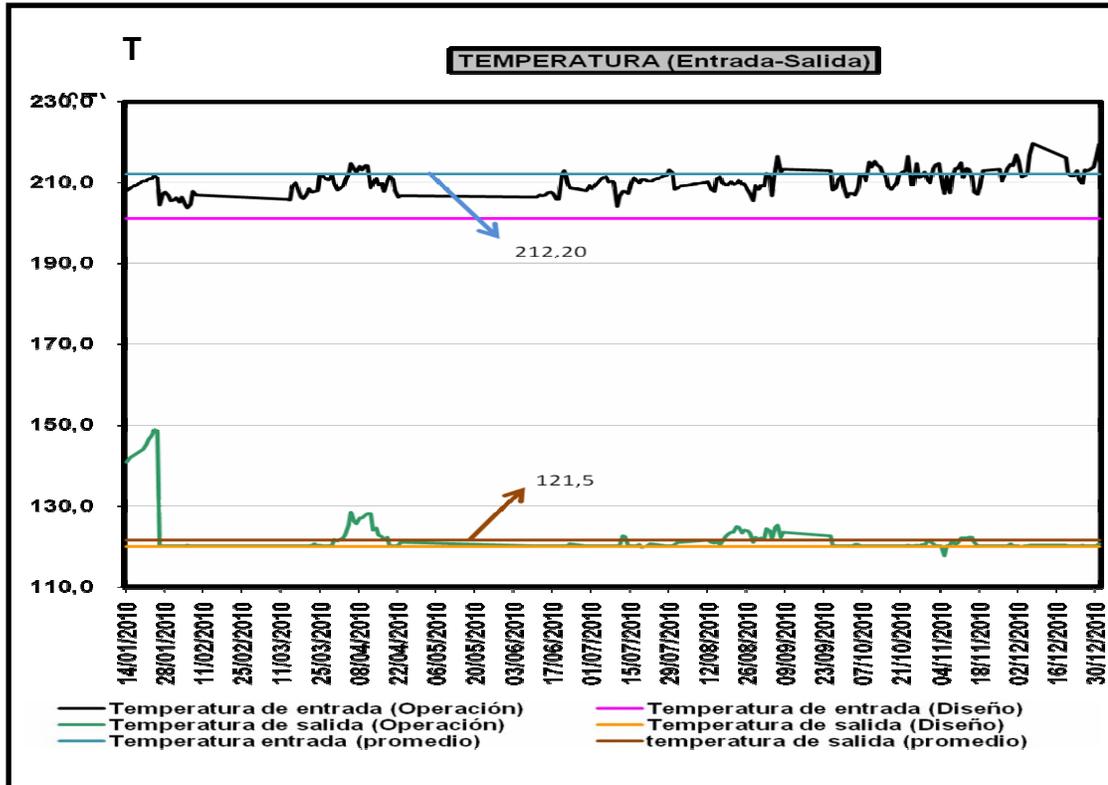


Figura 4.1 Temperaturas del proceso de enfriamiento de MEA pobre.

Durante el año se presentaron 3 períodos significativos de suciedad en los enfriadores, observando (Figura 4.2) que la temperatura de entrada mantuvo un rango de operabilidad de 205,7 °F y 216,7 °F presentando en muy pocas ocasiones estabilidad, en cuanto a la temperatura de salida se visualizaron un conjunto de fluctuaciones que llegaron a alcanzar hasta los 148,7 °F, manteniéndose en una temperatura promedio de salida de 125,3 °F, alejándose de manera general del punto de diseño del equipo.

Se encuentra que en estos períodos de suciedad de los enfriadores, las temperaturas del proceso están relacionadas entre sí, es decir, si la temperatura de entrada aumenta la de salida lo realiza de igual manera,

debido a que el equipo en estas condiciones no presenta la capacidad de mantener estas variables dentro de la especificación establecida.

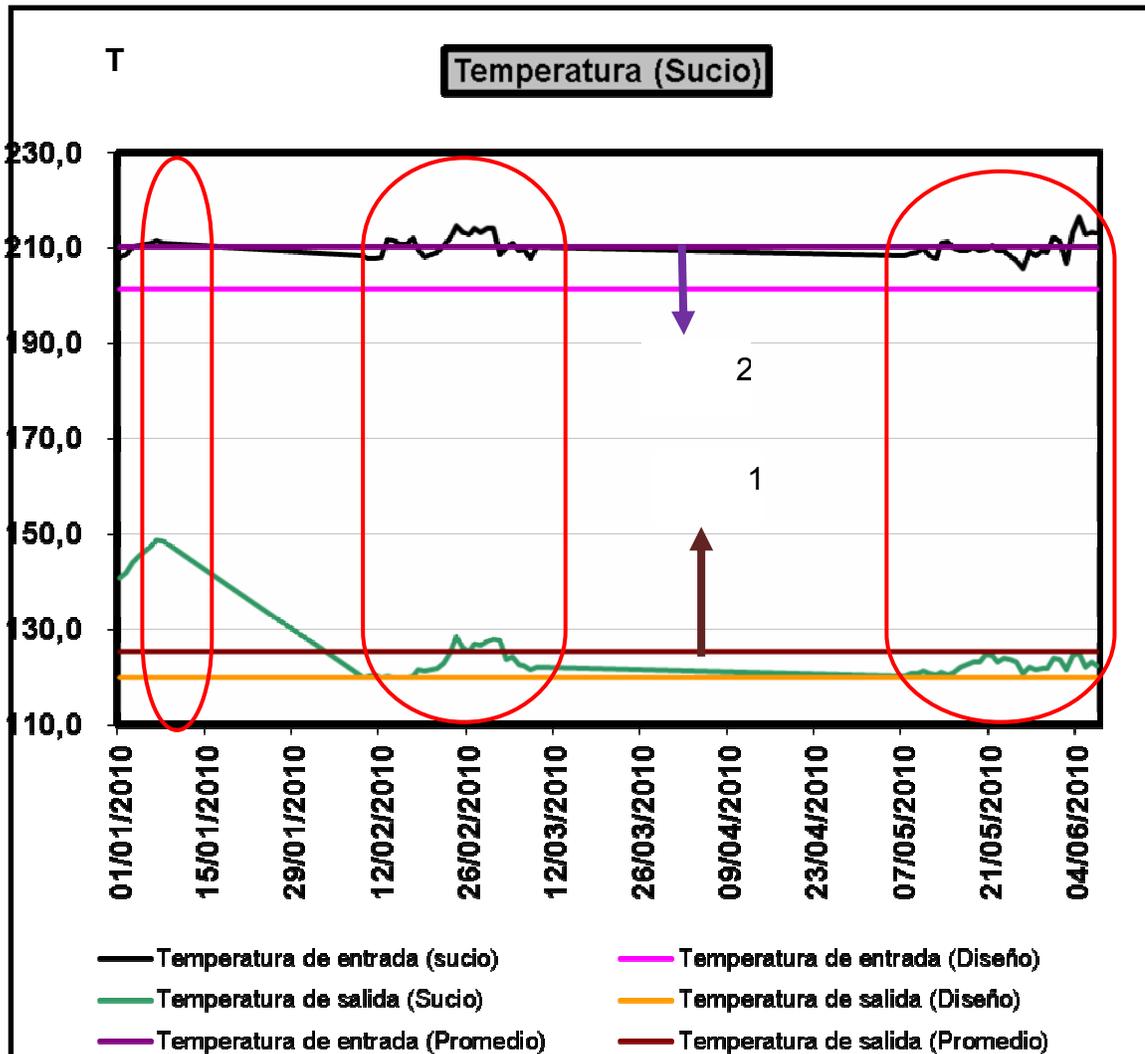


Figura.4.2 Temperaturas del proceso cuando los enfriadores AF-3101 A/B se encuentran en condiciones sucias.

En cuanto a cuando el equipo se encuentra limpio, la temperatura de entrada de la amina pobre presenta inestabilidad como en el caso anterior (sucio), en cambio la temperatura de salida se mantiene relativamente

constante, es decir, igual o muy cercana al valor especificado por diseño (120 °F), todo ello se visualiza en la figura 4.3, notándose adicionalmente que la temperatura de entrada no afecta a la temperatura de salida, siempre y cuando la temperatura de salida se encuentre operando en un rango entre 202 °F y 225 °F, esto se debe a que los equipos para este período operan a las condiciones óptimas, lo que permite que la temperatura de salida se mantenga en la mayor parte del tiempo de estudio dentro de lo establecido.

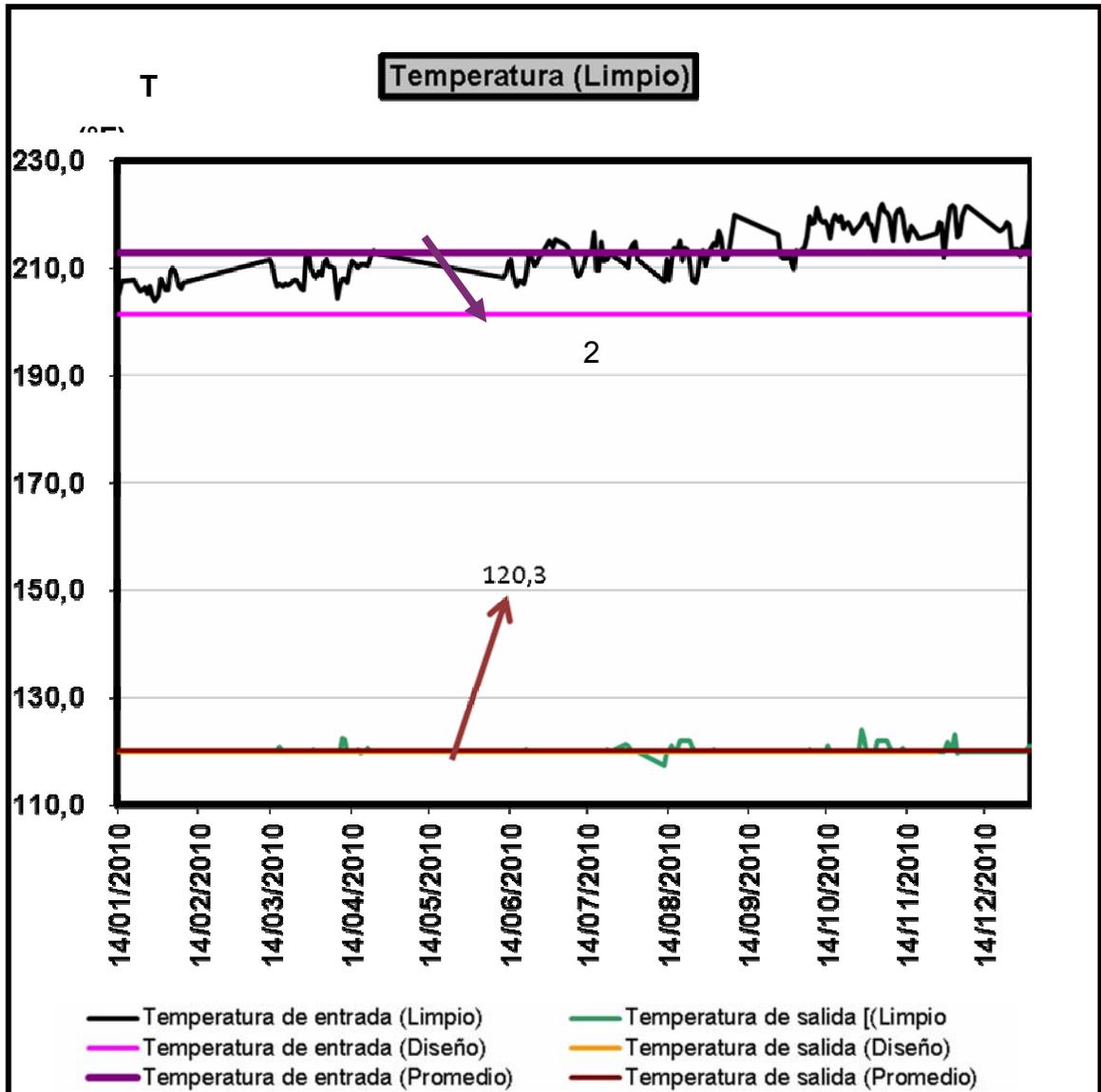


Figura.4.3 Temperaturas del proceso cuando los enfriadores AF-3101 A/B se encuentran en condiciones limpias.

Realizando una comparación general de las temperaturas del proceso tanto en los períodos limpios y sucios se encuentra que la temperatura de entrada es muy inconsistente, pudiendo deberse a problemas aguas arriba

del proceso de enfriamiento (contaminación del fluido, bajos caudales, etc.), en cuanto a la temperatura de salida, esta presenta una serie de fluctuaciones cuando el equipo se encuentra sucio lo que la hace a su vez dependiente de la temperatura de entrada a diferencia de lo que sucede en el caso contrario (limpios), es decir, no depende del comportamiento de la temperatura a la entrada de los enfriadores, ya que estos se encuentran operando a condiciones óptimas, lo cual minimiza el impacto que pueda tener esta variable en el proceso.

4.1.1.2 Flujo

El comportamiento del flujo que circula en el proceso de enfriamiento de amina pobre (Figura 4.4) se mantuvo en un flujo promedio de 5.662.266,0 lb/D (16,1 MBPD), teniendo un mínimo de carga de 5.188.198,8 lb/ D (14,8 MBPD) y un máximo alcanzado de 5.946.293 lb/D (17 MBPD) durante el período de estudio (1 año).

Realizando una comparación entre la cantidad de flujo manejada tanto en el período sucio como en el período limpio (figura 4.5 y 4.6) se observa que este no se encuentra relacionado con las condiciones de operación del equipo debido a que no presentan fluctuaciones considerables en ninguno de los dos períodos de estudio manteniéndose en los dos casos en un promedio de 5.658.359,05 lb/D

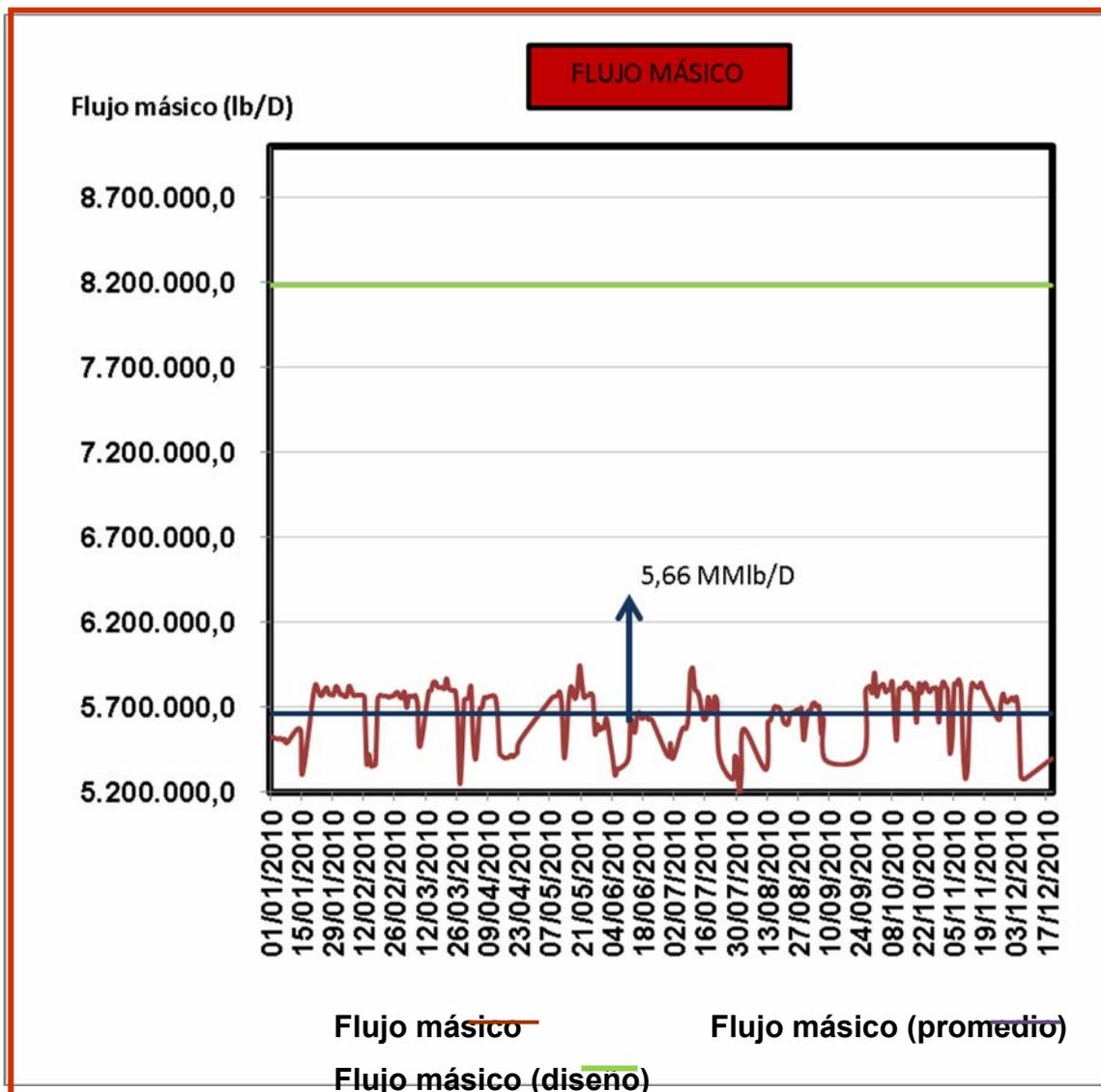


Figura 4.4 Flujo másico en el proceso de enfriamiento de amina pobre.

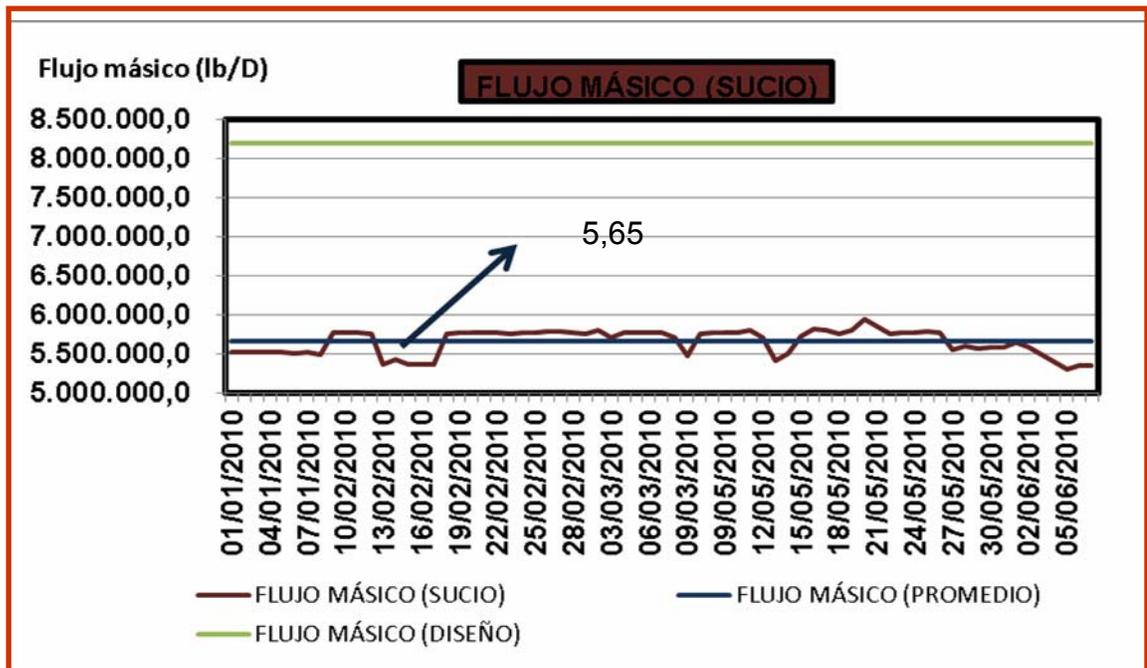


Figura 4.5 Flujo másico del proceso de enfriamiento de amina pobre cuando los enfriadores se encuentran a condiciones sucias.

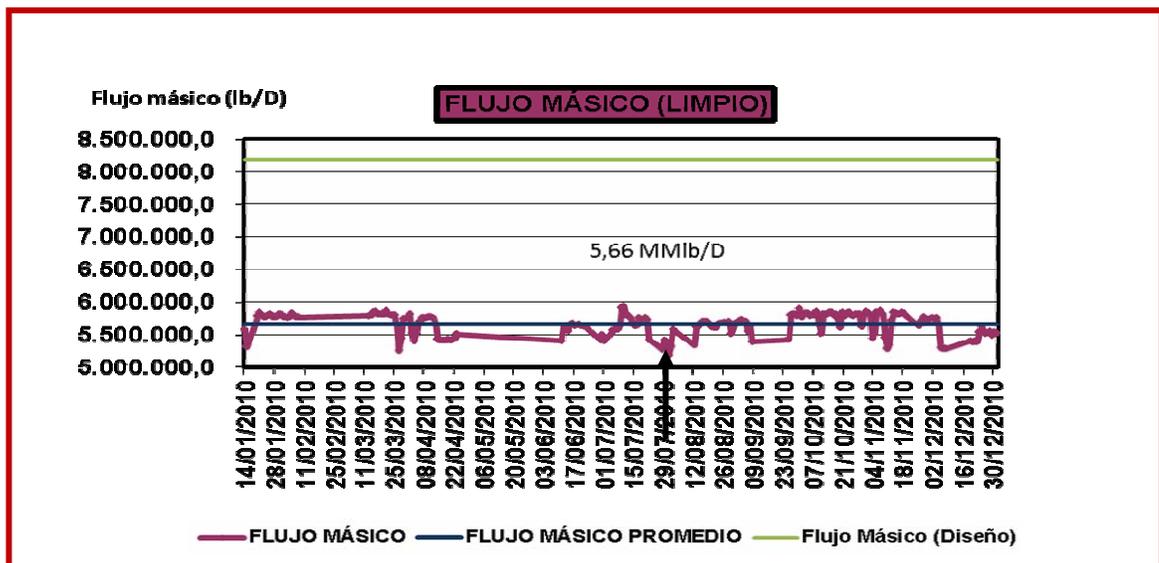


Figura 4.6 Flujo másico del proceso de enfriamiento de amina pobre cuando los enfriadores se encuentran a condiciones limpias.

4.1.1.3 Velocidad de los ventiladores

Los ventiladores operaron de manera general desde un 50 % hasta el 100 % de su capacidad, como se puede observar en la figura 4.7, presentando un porcentaje de velocidad elevado (83% - 100%) en el momento que los equipos se encontraban operando a condiciones sucias (figura 4.8), debido a que estos realizan un esfuerzo mayor para poder lograr su objetivo, el cual es el de enfriar el fluido de amina pobre hasta 120 °F.

A condiciones limpias (figura 4.9) se observa que los ventiladores tienden a funcionar en un rango de 50% y 90 % como máximo manteniéndose relativamente constante entre 55% y 80 % de su capacidad obteniendo un resultado óptimo del proceso.

Cuando el equipo se encuentra operando a condiciones sucias las temperaturas (entrada-salida) y la velocidad de los ventiladores se encuentran relacionadas entre sí, ya que realizando una comparación del comportamiento de estas, se halla que a medida que las temperaturas aumentan de igual manera lo efectúa la velocidad de los ventiladores, debido a que como se mencionó anteriormente, estos requieren utilizar el máximo de su capacidad para satisfacer los resultados esperados, caso contrario ocurre cuando los enfriadores se encuentran limpios ya que la temperatura de entrada no influye en el proceso cuando esta se encuentra en un rango de 202 °F - 225 °F, en cuanto a la velocidad de los ventiladores, se puede decir que no depende principalmente de esta , ya que a pesar de que la temperatura de entrada presentara inconsistencia, la temperatura de salida se encuentra dentro de lo establecido y la velocidad de los ventiladores se mantiene operando en un porcentaje menor al 80%, en cuanto al flujo se

mantiene dentro del valor promedio en los dos períodos estudiados y es independiente de la velocidad de los ventiladores.

Se puede decir que al observar que las temperaturas de salida y la velocidad de los ventiladores aumenta, es un indicador de suciedad en el equipo.

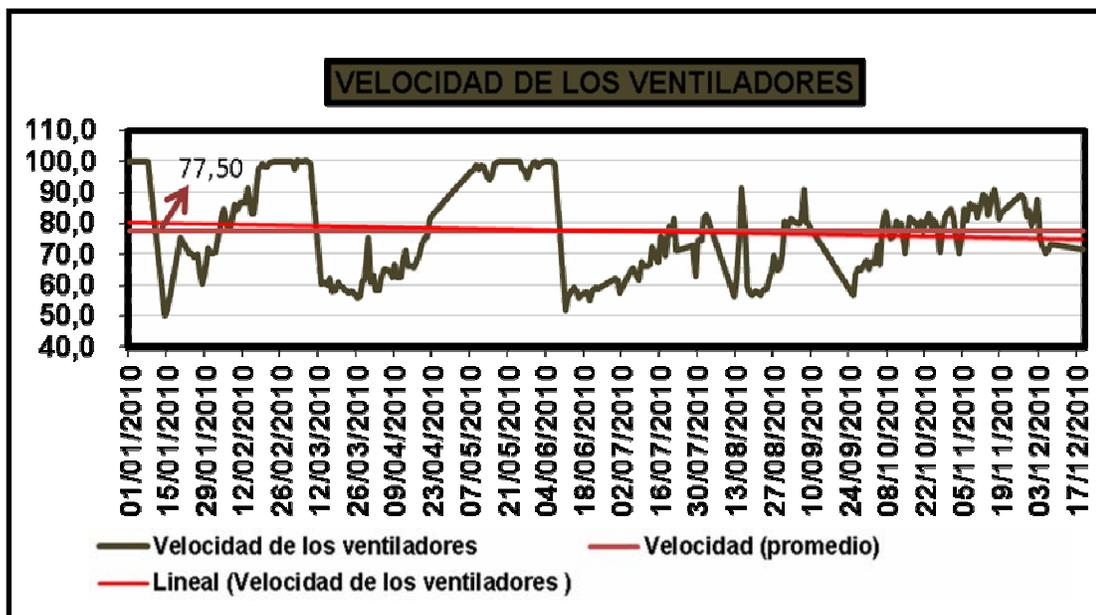


Figura 4.7 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB

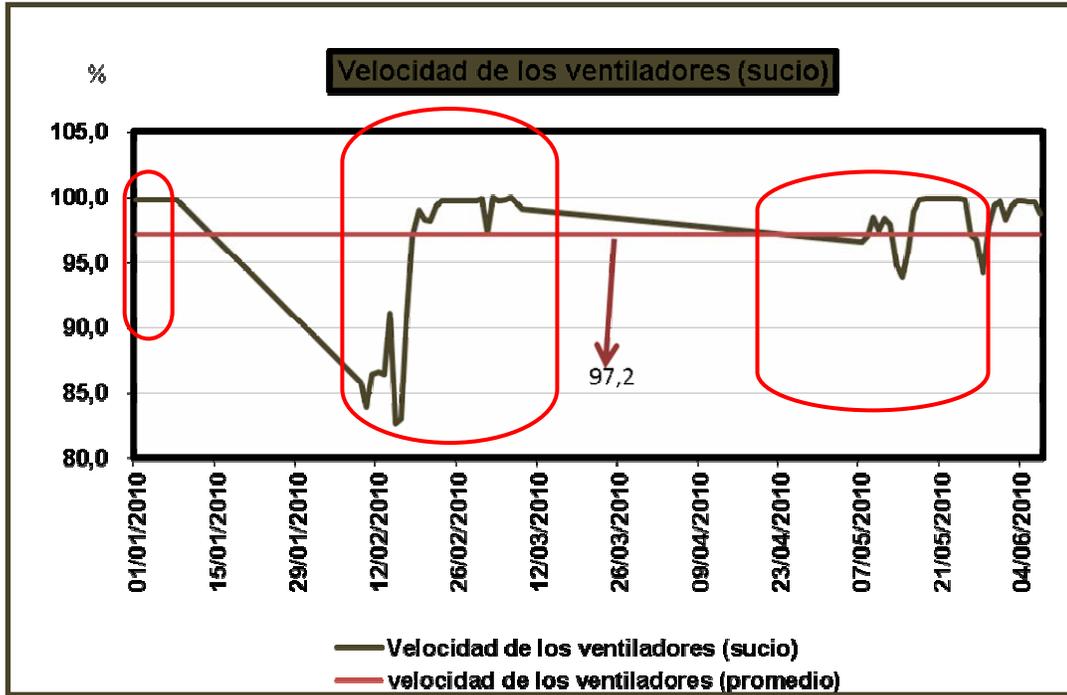


Figura 4.8 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB operando a condiciones sucias.

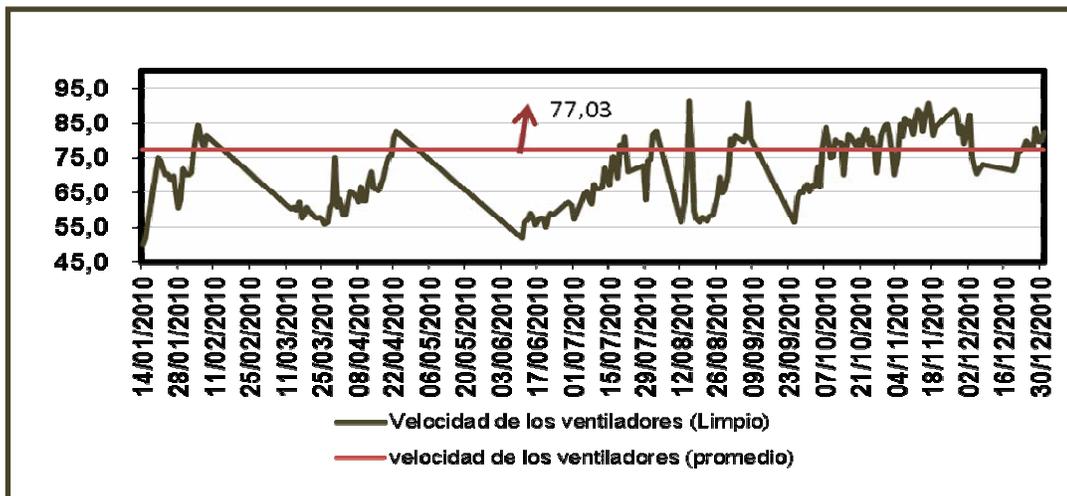


Figura 4.9 Velocidad de los ventiladores pertenecientes a los enfriadores por aire AF-3101 AB operando a condiciones limpias.

4.1.1.4 Diferencial de presión

Los diferenciales de presión obtenidos durante el año son los siguientes (Tabla 4.1):

Tabla 4.1. Resultados del diferencial de presión en operación.



Fecha	ΔP (psig)	
	AF-3101 A	AF-3101 B
20/01/2010	8	7
26/02/2010	9	12
27/02/2010	15	10
16/03/2010	7	3
14/04/2010	7	4
07/05/2010	10	9
08/10/2010	6	2
28/10/2010	7	3
01/11/2010	3	5
19/11/2010	7	6
01/12/2010	8	7

Los valores expuestos en la tabla 4.1 se encuentran expresados en forma de gráfica en las figuras 4.10 y 4.11, en donde se observan los comportamientos de las dos unidades de enfriamiento en cuanto al diferencial de presión teniendo que cuando estos se hallan limpios este valor se mantiene generalmente entre 2 y 7 psig, cuyo rango se localiza por debajo del valor máximo permitido, en cuanto a cuando los equipo están sucios se maneja un rango mayor llegando a sobrepasar el diferencial de presión establecido por diseño, 10 psig, lo cual es negativo para el sistema, indicando la necesidad de realizarle mantenimiento a los mismos.

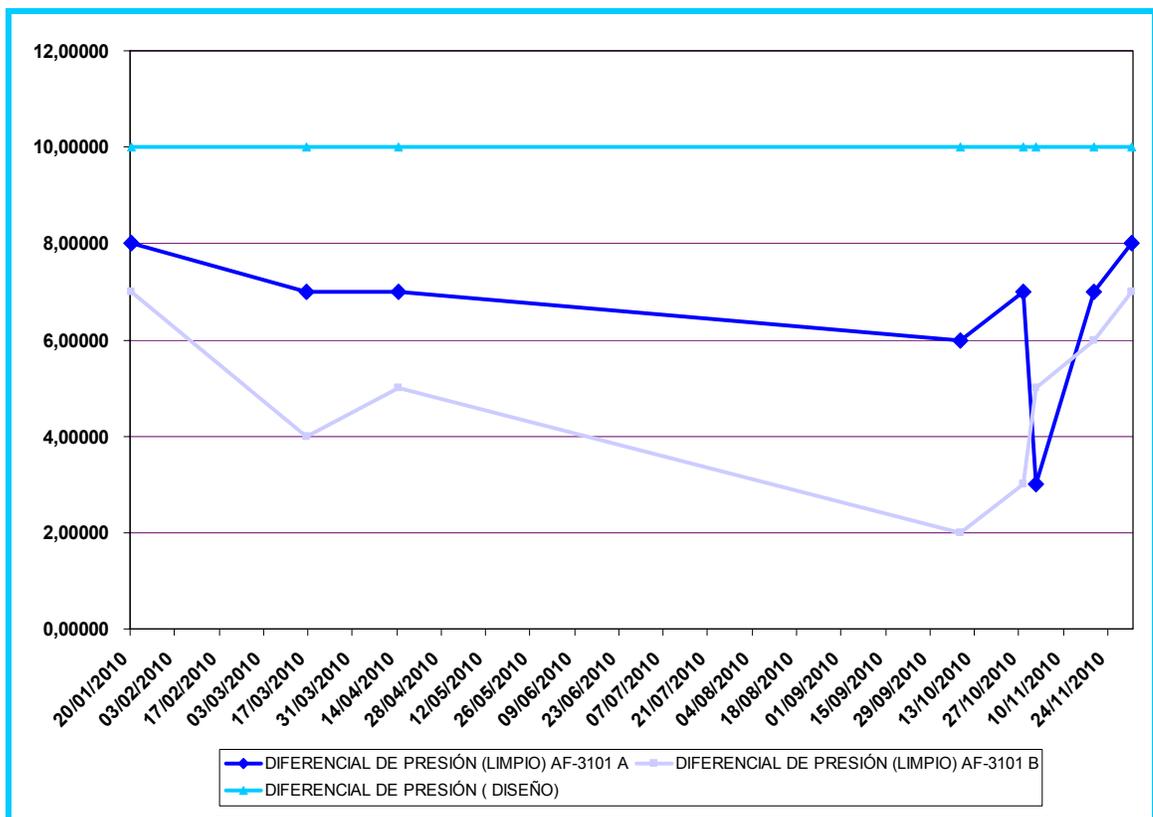


Figura 4.10 Diferencial de presión de los AF-3101 AB en condiciones limpias.

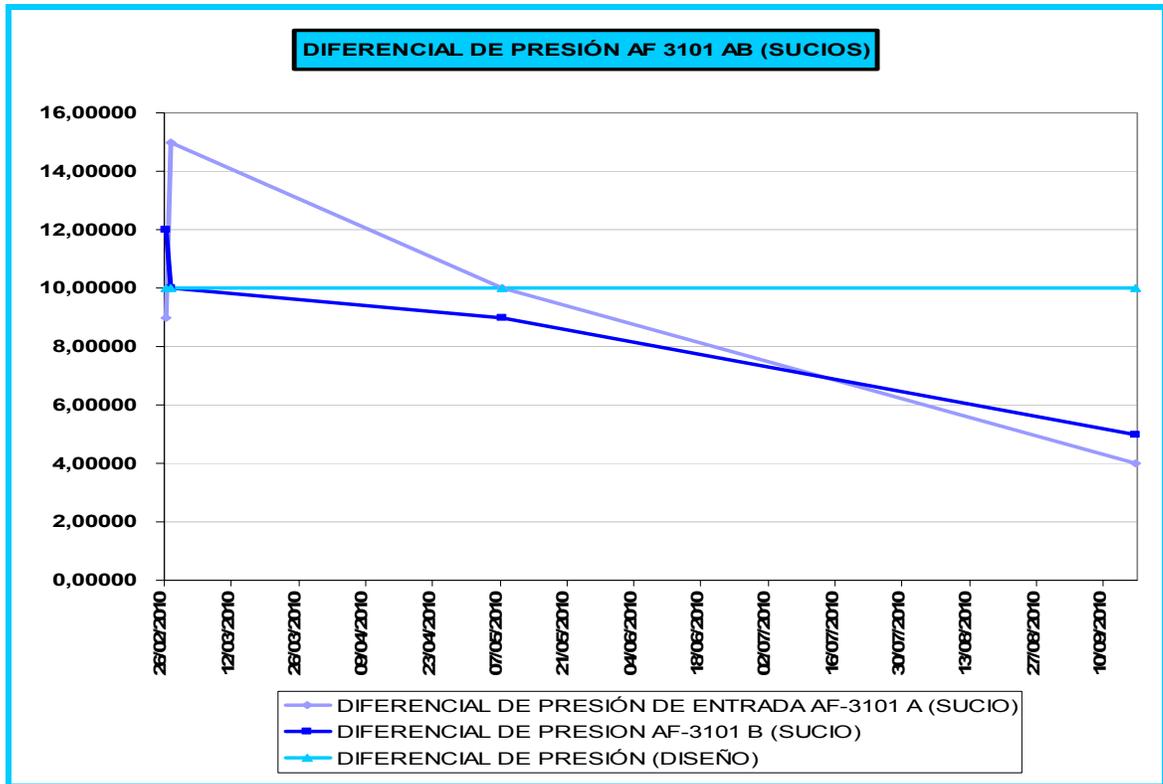


Figura 4.11 Diferencial de presión de los AF-3101 AB en condiciones sucias.

Ya estudiadas las variables (temperaturas, flujo, velocidad de los ventiladores y presión) del proceso de enfriamiento de la amina pobre realizado a través de dos enfriadores por aire, se tiene que estas al relacionarlas entre si pueden ser utilizadas como indicadores de las condiciones a las que se encuentra operando el equipo tomando en cuenta el análisis realizado.

4.1.2 Análisis térmico a las condiciones de operación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B

4.1.2.1 Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

Luego de haber realizado los cálculos correspondientes a los parámetros térmicos se obtuvieron los siguientes resultados (Tabla 4.2):

Tabla 4.2 Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTUD)	Temperatura Media Logarítmica "ΔT _{MLDT} " (°F)	Coficiente para la transferencia de calor "U _d " (BTU/D °F ft ²)	Factor de ensuciamiento "f"
01-ene-10 00:00:00	341,2	59,4	40,4	0,0153
02-ene-10 00:00:00	338,7	60,3	39,6	0,0159
03-ene-10 00:00:00	337,0	62,2	38,2	0,0168
04-ene-10 00:00:00	330,9	63,0	37,0	0,0176
05-ene-10 00:00:00	327,4	63,7	36,2	0,0182
06-ene-10 00:00:00	322,1	64,4	35,3	0,0190
07-ene-10 00:00:00	318,5	65,3	34,4	0,0197
08-ene-10 00:00:00	316,4	65,0	34,3	0,0198
14-ene-10 00:00:00	433,6	45,7	66,9	0,0056
15-ene-10 00:00:00	427,2	46,7	64,4	0,0061
20-ene-10 00:00:00	466,7	46,9	70,1	0,0049
21-ene-10 00:00:00	466,1	46,5	70,6	0,0048
22-ene-10 00:00:00	457,6	46,0	70,0	0,0049
23-ene-10 00:00:00	455,4	46,1	69,5	0,0050
24-ene-10 00:00:00	458,5	46,4	69,7	0,0050
25-ene-10 00:00:00	455,1	45,9	69,9	0,0049
26-ene-10 00:00:00	462,7	46,4	70,3	0,0048
27-ene-10 00:00:00	451,2	45,7	69,5	0,0050
28-ene-10 00:00:00	445,1	45,5	69,0	0,0051
29-ene-10 00:00:00	450,4	45,7	69,4	0,0050
30-ene-10 00:00:00	470,7	46,9	70,7	0,0048

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los
parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTU/D)	Temperatura Media Logarítmica " ΔT_{MLDT} " (°F)	Coficiente para la transferencia de calor " U_d " (BTU/D °F ft ²)	Factor de ensuciamiento " f "
01-feb-10 00:00:00	456,16989	46,18998	69,57	0,00498
02-feb-10 00:00:00	456,23314	46,11959	69,69	0,00495
03-feb-10 00:00:00	472,96221	47,40724	70,28	0,00483
04-feb-10 00:00:00	477,15258	47,76753	70,37	0,00482
05-feb-10 00:00:00	475,16442	47,18631	70,94	0,00470
06-feb-10 00:00:00	461,88381	46,35972	70,19	0,00485
07-feb-10 00:00:00	457,16458	46,22218	69,68	0,00496
08-feb-10 00:00:00	462,91895	46,75783	69,75	0,00494
09-feb-10 00:00:00	469,04241	47,18288	70,03	0,00488
10-feb-10 00:00:00	464,51438	47,05958	69,54	0,00499
11-feb-10 00:00:00	463,91293	47,20873	69,23	0,00505
12-feb-10 00:00:00	466,60913	47,03507	69,89	0,00491
13-feb-10 00:00:00	452,10171	48,64749	65,47	0,00588
14-feb-10 00:00:00	455,99418	48,38685	66,39	0,00567
15-feb-10 00:00:00	447,38755	48,04541	65,60	0,00585
16-feb-10 00:00:00	447,52725	48,05458	65,61	0,00585
17-feb-10 00:00:00	452,68036	48,70708	65,47	0,00588
18-feb-10 00:00:00	466,51096	48,68868	67,50	0,00542
19-feb-10 00:00:00	461,73625	47,83259	68,00	0,00531
20-feb-10 00:00:00	461,36478	48,22735	67,39	0,00544
21-feb-10 00:00:00	462,81398	48,72429	66,92	0,00555
22-feb-10 00:00:00	465,08989	49,83754	65,74	0,00582
23-feb-10 00:00:00	460,93139	51,84913	62,63	0,00657
24-feb-10 00:00:00	458,06315	55,11367	58,55	0,00768
25-feb-10 00:00:00	463,58870	53,00831	61,61	0,00684
26-feb-10 00:00:00	464,91527	52,42324	62,48	0,00661
27-feb-10 00:00:00	465,45333	53,87842	60,86	0,00704
28-feb-10 00:00:00	458,67632	53,47739	60,42	0,00716
01-mar-10 00:00:00	459,72545	54,28218	59,66	0,00737
02-mar-10 00:00:00	460,11328	54,58247	59,39	0,00744

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTUD)	Temperatura Media Logarítmica "ΔT _{MLDT} " (°F)	Coefficiente para la transferencia de calor "U _t " (BTU/D °F ft ²)	Factor de ensuciamiento "
03-mar-10 00:00:00	423,93707	52,23651	57,17	0,00810
04-mar-10 00:00:00	456,17204	50,22420	63,99	0,00623
05-mar-10 00:00:00	459,89964	51,03995	63,48	0,00636
06-mar-10 00:00:00	459,77421	49,27709	65,73	0,00582
07-mar-10 00:00:00	464,35752	49,21245	66,47	0,00565
08-mar-10 00:00:00	453,78411	47,91876	66,71	0,00560
09-mar-10 00:00:00	444,04040	49,22876	63,54	0,00634
13-mar-10 00:00:00	487,43242	48,39469	70,96	0,00470
14-mar-10 00:00:00	483,88228	48,04384	70,95	0,00470
15-mar-10 00:00:00	473,69181	47,05360	70,92	0,00471
16-mar-10 00:00:00	463,78582	46,54563	70,20	0,00485
17-mar-10 00:00:00	461,02859	47,10134	68,95	0,00511
18-mar-10 00:00:00	463,35397	46,41023	70,33	0,00482
19-mar-10 00:00:00	465,20110	46,60223	70,32	0,00483
20-mar-10 00:00:00	464,25805	46,54438	70,27	0,00484
21-mar-10 00:00:00	469,55464	46,55747	71,05	0,00468
22-mar-10 00:00:00	468,21375	46,76356	70,54	0,00478
23-mar-10 00:00:00	468,16631	46,87808	70,36	0,00484
24-mar-10 00:00:00	466,22535	46,73440	70,28	0,00468
25-mar-10 00:00:00	459,32880	46,18126	70,07	0,00478
26-mar-10 00:00:00	446,70488	46,17447	68,15	0,00482
27-mar-10 00:00:00	445,09209	48,56595	64,56	0,00609
28-mar-10 00:00:00	466,26357	49,00117	67,03	0,00552
29-mar-10 00:00:00	475,47842	47,74949	70,15	0,00486
30-mar-10 00:00:00	467,15137	47,59139	69,15	0,00507
31-mar-10 00:00:00	466,14539	47,04481	69,80	0,00493
01-abr-10 00:00:00	478,41711	47,47387	70,99	0,00469
02-abr-10 00:00:00	450,05550	47,26326	67,08	0,00551
03-abr-10 00:00:00	451,93031	48,23921	66,00	0,00576
04-abr-10 00:00:00	463,02712	48,35363	67,46	0,00543

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 PDVSA				
MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS				
ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B				
RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTU/D)	Temperatura Media Logarítmica "ΔT _{MLDT} " (°F)	Coefficiente para la transferencia de calor "Ud" (BTU/D °F ft ²)	Factor de ensuciamiento "f"
05-abr-10 00:00:00	471,76968	47,87787	69,42	0,00501
06-abr-10 00:00:00	472,78398	47,91329	69,51	0,00499
07-abr-10 00:00:00	476,51561	47,79066	70,24	0,00484
08-abr-10 00:00:00	446,00659	45,56955	68,95	0,00511
09-abr-10 00:00:00	459,48718	46,52981	69,57	0,00498
10-abr-10 00:00:00	453,55409	48,47049	65,92	0,00578
11-abr-10 00:00:00	454,63922	48,34668	66,25	0,00570
12-abr-10 00:00:00	462,31876	46,76534	69,64	0,00496
13-abr-10 00:00:00	465,67637	47,56640	68,97	0,00510
14-abr-10 00:00:00	455,23012	48,29158	66,41	0,00566
15-abr-10 00:00:00	451,79992	48,00463	66,30	0,00569
16-abr-10 00:00:00	444,71930	48,01249	65,25	0,00593
17-abr-10 00:00:00	452,00843	47,76686	66,66	0,00561
18-abr-10 00:00:00	451,41113	47,97744	66,28	0,00569
19-abr-10 00:00:00	451,66333	47,98201	66,31	0,00569
20-abr-10 00:00:00	446,83013	48,27753	65,20	0,00594
21-abr-10 00:00:00	458,09278	48,46303	66,59	0,00562
22-abr-10 00:00:00	465,83252	49,03810	66,92	0,00555
23-abr-10 00:00:00	469,06690	48,76697	67,76	0,00536
07-may-10 00:00:00	465,99664	47,38846	69,28	0,00504
08-may-10 00:00:00	465,58121	47,87516	68,51	0,00520
09-may-10 00:00:00	467,65080	47,96494	68,69	0,00516
10-may-10 00:00:00	471,18079	48,67275	68,20	0,00527
11-may-10 00:00:00	466,36780	47,68546	68,90	0,00512
12-may-10 00:00:00	457,96781	47,32228	68,18	0,00527
13-may-10 00:00:00	447,92147	48,81524	64,64	0,00608
14-may-10 00:00:00	460,44728	48,54510	66,82	0,00557
15-may-10 00:00:00	468,06273	48,44906	68,06	0,00530
16-may-10 00:00:00	467,45367	49,04135	67,15	0,00550
17-may-10 00:00:00	463,05489	49,37307	66,07	0,00574

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTUD)	Temperatura Media Logarítrica " ΔT_{MLDT} " (°F)	Coficiente para la transferencia de calor "U ₀ " (BTUD °F ft ²)	Factor de ensuciamiento "f"
18-may-10 00:00:00	459,58115	49,92120	64,86	0,00602
19-may-10 00:00:00	460,67067	49,74261	65,24	0,00593
20-may-10 00:00:00	464,98054	50,73645	64,56	0,00609
21-may-10 00:00:00	462,06759	50,87691	63,98	0,00624
22-may-10 00:00:00	458,09779	49,59585	65,07	0,00597
23-may-10 00:00:00	454,44903	50,12797	63,87	0,00626
24-may-10 00:00:00	449,26755	49,42605	64,04	0,00622
25-may-10 00:00:00	448,00028	48,79610	64,68	0,00607
26-may-10 00:00:00	450,00628	46,62985	67,99	0,00531
27-may-10 00:00:00	444,51071	48,90778	64,03	0,00622
28-may-10 00:00:00	447,74563	48,17037	65,48	0,00588
29-may-10 00:00:00	447,77849	48,72844	64,74	0,00605
30-may-10 00:00:00	448,47379	48,59310	65,02	0,00599
31-may-10 00:00:00	453,43122	51,41973	62,12	0,00670
01-jun-10 00:00:00	454,12134	50,71444	63,08	0,00646
02-jun-10 00:00:00	436,55049	47,62686	64,57	0,00609
03-jun-10 00:00:00	447,19520	52,06997	60,50	0,00713
04-jun-10 00:00:00	455,04350	53,65111	59,75	0,00734
05-jun-10 00:00:00	441,82129	50,30650	61,87	0,00677
06-jun-10 00:00:00	443,15813	51,32656	60,83	0,00705
07-jun-10 00:00:00	445,24900	50,66487	61,91	0,00676
11-jun-10 00:00:00	437,92603	47,06709	65,55	0,00586
12-jun-10 00:00:00	459,47815	47,28732	68,45	0,00521
13-jun-10 00:00:00	465,14508	48,03754	68,21	0,00527
14-jun-10 00:00:00	467,55727	48,31068	68,18	0,00527
15-jun-10 00:00:00	462,79859	47,33600	68,88	0,00512
16-jun-10 00:00:00	451,27109	46,37082	68,56	0,00519
17-jun-10 00:00:00	453,30556	46,77278	68,28	0,00525
18-jun-10 00:00:00	453,35374	46,74961	68,32	0,00524
19-jun-10 00:00:00	451,51643	46,80021	67,97	0,00532

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTUD)	Temperatura Media Logarítmica "ΔT _{MLDT} " (°F)	Coefficiente para la transferencia de calor "Ud" (BTUD °f ft ²)	Factor de ensuciamiento "f"
20-jun-10 00:00:00	457,75726	47,60455	67,74	0,00537
21-jun-10 00:00:00	478,22911	48,59270	69,33	0,00503
22-jun-10 00:00:00	475,78115	48,51377	69,09	0,00508
23-jun-10 00:00:00	464,78213	47,92019	68,33	0,00524
29-jun-10 00:00:00	473,77474	49,76311	67,07	0,00552
30-jun-10 00:00:00	474,92357	49,29627	67,87	0,00534
01-jul-10 00:00:00	473,39032	49,79256	66,98	0,00554
05-jul-10 00:00:00	483,17737	49,50107	68,76	0,00515
06-jul-10 00:00:00	482,34895	49,32507	68,89	0,00512
07-jul-10 00:00:00	474,75734	48,68052	68,70	0,00516
08-jul-10 00:00:00	474,50709	48,44081	69,01	0,00510
09-jul-10 00:00:00	484,33961	47,44278	71,92	0,00451
10-jul-10 00:00:00	482,85909	47,13722	72,17	0,00446
11-jul-10 00:00:00	475,67368	47,32291	70,81	0,00473
12-jul-10 00:00:00	479,87976	47,79980	70,73	0,00474
13-jul-10 00:00:00	487,29538	48,59913	70,64	0,00476
14-jul-10 00:00:00	485,74852	48,85102	70,05	0,00488
15-jul-10 00:00:00	481,68582	48,94916	69,32	0,00503
16-jul-10 00:00:00	500,82603	50,38824	70,02	0,00489
17-jul-10 00:00:00	473,84332	47,56747	70,18	0,00486
18-jul-10 00:00:00	467,14555	47,58185	69,16	0,00506
19-jul-10 00:00:00	495,10785	49,77168	70,08	0,00488
20-jul-10 00:00:00	483,40568	48,28898	70,52	0,00479
21-jul-10 00:00:00	480,75383	48,65104	69,61	0,00497
22-jul-10 00:00:00	461,23363	48,84248	66,53	0,00564
28-jul-10 00:00:00	432,56948	48,89512	62,32	0,00665
29-jul-10 00:00:00	442,90144	48,44894	64,40	0,00613
30-jul-10 00:00:00	461,66517	49,49442	65,71	0,00582
31-jul-10 00:00:00	450,80811	49,50097	64,16	0,00619
01-ago-10 00:00:00	462,84594	49,62973	65,70	0,00583

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTUD)	Temperatura Media Logarítmica " ΔT_{MLDT} " (°F)	Coficiente para la transferencia de calor "U ₀ " (BTU/D ^o F ²)	Factor de ensuciamiento "f"
02-ago-10 00:00:00	468,92864	48,31586	68,37	0,00523
12-ago-10 00:00:00	440,50864	45,10980	68,79	0,00514
13-ago-10 00:00:00	473,14147	48,37097	68,91	0,00512
14-ago-10 00:00:00	452,41059	46,92549	67,92	0,00533
15-ago-10 00:00:00	470,31274	49,05123	67,55	0,00541
16-ago-10 00:00:00	490,12855	49,38736	69,91	0,00491
17-ago-10 00:00:00	486,65220	49,63487	69,07	0,00508
18-ago-10 00:00:00	488,28703	51,05609	67,37	0,00545
19-ago-10 00:00:00	465,40643	49,58723	66,12	0,00573
20-ago-10 00:00:00	473,66508	50,50774	66,07	0,00574
21-ago-10 00:00:00	470,97082	50,45348	65,76	0,00581
22-ago-10 00:00:00	460,49215	49,62487	65,37	0,00590
23-ago-10 00:00:00	452,19610	47,47070	67,11	0,00551
24-ago-10 00:00:00	453,95552	46,68683	68,50	0,00520
25-ago-10 00:00:00	464,68890	47,41482	69,04	0,00509
26-ago-10 00:00:00	486,79056	49,02420	69,95	0,00490
27-ago-10 00:00:00	488,21563	49,01198	70,17	0,00486
28-ago-10 00:00:00	473,65657	47,93513	69,61	0,00497
29-ago-10 00:00:00	466,58561	48,55697	67,69	0,00538
30-ago-10 00:00:00	481,31872	49,14873	68,99	0,00510
31-ago-10 00:00:00	492,33069	49,90458	69,50	0,00499
01-sep-10 00:00:00	492,15970	49,39355	70,20	0,00485
02-sep-10 00:00:00	509,57095	50,45876	71,14	0,00466
03-sep-10 00:00:00	503,59088	49,91343	71,08	0,00467
04-sep-10 00:00:00	480,35620	48,26611	70,11	0,00487
05-sep-10 00:00:00	479,92591	48,37806	69,89	0,00491
06-sep-10 00:00:00	471,05718	48,70075	68,14	0,00528
07-sep-10 00:00:00	501,28628	50,59396	69,80	0,00493
08-sep-10 00:00:00	493,40575	51,58125	67,39	0,00545
25-sep-10 00:00:00	478,69334	50,21069	67,16	0,00549

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTU/D)	Temperatura Media Logarítmica "ATM.LDT" (°F)	Coefficiente para la transferencia de calor "Ud" (BTU/D ² ff)	Factor de ensuciamiento "r"
26-sep-10 00:00:00	490,88534	48,61455	71,14	0,00466
27-sep-10 00:00:00	490,57526	48,46181	71,31	0,00463
28-sep-10 00:00:00	490,98885	48,40947	71,45	0,00460
29-sep-10 00:00:00	495,92196	48,98653	71,32	0,00463
30-sep-10 00:00:00	492,60737	48,04900	72,22	0,00445
01-oct-10 00:00:00	475,13777	47,82929	69,98	0,00489
02-oct-10 00:00:00	499,43386	49,02135	71,77	0,00454
03-oct-10 00:00:00	498,74526	48,95877	71,77	0,00454
04-oct-10 00:00:00	501,38221	49,08038	71,97	0,00450
05-oct-10 00:00:00	500,67487	49,31344	71,53	0,00459
06-oct-10 00:00:00	511,70974	50,06612	72,00	0,00449
07-oct-10 00:00:00	528,59603	51,73724	71,98	0,00450
08-oct-10 00:00:00	528,75197	51,01758	73,01	0,00430
09-oct-10 00:00:00	512,15891	51,00870	70,73	0,00474
10-oct-10 00:00:00	512,54428	52,06877	69,35	0,00503
11-oct-10 00:00:00	528,78134	51,19701	72,76	0,00435
12-oct-10 00:00:00	526,37036	50,98194	72,74	0,00435
13-oct-10 00:00:00	527,75019	51,11217	72,74	0,00435
14-oct-10 00:00:00	520,40736	51,45292	71,25	0,00464
15-oct-10 00:00:00	513,78612	49,95774	72,45	0,00441
16-oct-10 00:00:00	527,61550	51,08927	72,75	0,00435
17-oct-10 00:00:00	533,72042	51,45836	73,07	0,00429
18-oct-10 00:00:00	522,20564	51,15655	71,91	0,00451
19-oct-10 00:00:00	514,29507	51,46047	70,41	0,00481
20-oct-10 00:00:00	522,36794	50,60553	72,72	0,00436
21-oct-10 00:00:00	522,66864	50,86932	72,38	0,00442
22-oct-10 00:00:00	528,27347	51,02888	72,93	0,00432
23-oct-10 00:00:00	525,24304	50,67945	73,01	0,00430
24-oct-10 00:00:00	514,67878	50,21271	72,21	0,00445
25-oct-10 00:00:00	518,87900	50,60579	72,23	0,00445

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTU/D)	Temperatura Media Logarítmica "ΔT _{MLDT} " (°F)	Coefficiente para la transferencia de calor "Ud" (BTU/D °f ft ²)	Factor de ensuciamiento
26-oct-10 00:00:00	519,33394	51,30256	71,31	0,00463
27-oct-10 00:00:00	505,03642	53,76544	66,17	0,00572
28-oct-10 00:00:00	520,01027	53,11163	68,98	0,00510
29-oct-10 00:00:00	516,68659	51,58327	70,56	0,00478
30-oct-10 00:00:00	525,05545	50,89847	72,67	0,00437
31-oct-10 00:00:00	527,06626	50,84435	73,03	0,00430
01-nov-10 00:00:00	509,93534	49,75074	72,21	0,00445
02-nov-10 00:00:00	512,36292	52,10112	69,28	0,00504
03-nov-10 00:00:00	495,00246	53,36128	65,35	0,00591
04-nov-10 00:00:00	505,83734	53,71945	66,34	0,00568
05-nov-10 00:00:00	529,48026	53,12545	70,21	0,00485
06-nov-10 00:00:00	527,39149	53,05271	70,03	0,00488
07-nov-10 00:00:00	530,78760	51,93449	72,00	0,00449
08-nov-10 00:00:00	507,79165	49,69993	71,98	0,00450
09-nov-10 00:00:00	499,75144	51,53003	68,32	0,00524
10-nov-10 00:00:00	489,36185	51,93387	66,38	0,00567
11-nov-10 00:00:00	496,51116	52,10762	67,13	0,00550
12-nov-10 00:00:00	521,29612	51,91602	70,74	0,00474
13-nov-10 00:00:00	518,77732	50,24693	72,73	0,00435
14-nov-10 00:00:00	510,21459	49,75169	72,25	0,00445
15-nov-10 00:00:00	523,06819	50,74283	72,62	0,00438
16-nov-10 00:00:00	519,63852	50,59028	72,36	0,00443
17-nov-10 00:00:00	518,88596	50,29214	72,68	0,00436
18-nov-10 00:00:00	509,48876	49,95524	71,85	0,00452
19-nov-10 00:00:00	508,33951	49,84981	71,84	0,00453
25-nov-10 00:00:00	498,21095	50,37896	69,67	0,00496
26-nov-10 00:00:00	517,81832	51,01014	71,51	0,00459
27-nov-10 00:00:00	521,75663	50,92287	72,18	0,00446
28-nov-10 00:00:00	485,92633	48,54583	70,52	0,00479
29-nov-10 00:00:00	507,67388	52,20553	68,51	0,00520

Período

Período

Tabla 4.2 Cont. Resultados obtenidos en la determinación de los parámetros térmicos

 MEJORADOR DE CRUDO PETROMONAGAS ENFRIADORES POR AIRE AF-3101 A/B RESULTADOS				
Fecha	Cantidad de calor transferido "Q" (MMBTU/D)	Temperatura Media Logaritmica "ΔTMLDT" (°f)	Coefficiente para la transferencia de calor "Ud" (BTU/D °f ft ²)	Factor de ensuciamiento "f"
30-nov-10 00:00:00	530,42352	52,65485	70,97	0,00470
01-dic-10 00:00:00	533,55818	52,82789	71,15	0,00466
02-dic-10 00:00:00	517,78416	54,10056	67,42	0,00544
03-dic-10 00:00:00	509,54252	49,80153	72,08	0,00448
04-dic-10 00:00:00	501,26182	50,17730	70,38	0,00481
05-dic-10 00:00:00	484,25872	51,42928	66,33	0,00568
06-dic-10 00:00:00	492,49579	52,13944	66,54	0,00563
07-dic-10 00:00:00	492,52189	52,13482	66,55	0,00563
19-dic-10 00:00:00	481,19374	50,42159	67,23	0,00548
20-dic-10 00:00:00	466,66376	46,88287	70,12	0,00754
21-dic-10 00:00:00	466,06857	46,53863	70,55	0,00745
22-dic-10 00:00:00	457,62023	46,04722	70,01	0,00756
23-dic-10 00:00:00	455,35444	46,13256	69,54	0,00766
24-dic-10 00:00:00	458,50240	46,36160	69,67	0,00763
25-dic-10 00:00:00	455,08270	45,86944	69,89	0,00759
26-dic-10 00:00:00	462,67359	46,38911	70,26	0,00751
27-dic-10 00:00:00	451,18649	45,70449	69,54	0,00766
28-dic-10 00:00:00	445,10493	45,46302	68,97	0,00778
29-dic-10 00:00:00	450,39868	45,73893	69,37	0,00769
30-dic-10 00:00:00	470,67171	46,89984	70,70	0,00742
31-dic-10 00:00:00	465,33831	46,56990	70,39	0,00748

Período

Período

4.1.2.2 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación térmica

4.1.2.2.1 Cantidad de transferencia de calor

Los valores obtenidos para la cantidad de transferencia de calor (tabla 4.2) se alejan considerablemente del presentado por diseño, como se puede observar en la figura 4.12, debido a que el flujo másico del proceso en operación es mucho menor que el establecido por los datos del equipo, representando un promedio del 68,5 % de este, así mismo las temperaturas de entrada y salida de los enfriadores por aire AF-3101 A/B sufrieron constantes variaciones, lo cual influyó en el resultado.

En la figura 4.13 se puede visualizar que la cantidad de transferencia de calor cuando el equipo opera en condiciones limpias es relativamente alta alcanzando hasta 533,72 MMBTU/D, acercándose al valor de diseño (612,378 MMBTU/D), lo cual difiere de la situación que se presenta cuando los enfriadores por aire se encuentran sucios (figura 4.14), ya que se observa una disminución del intercambio de energía mostrando un valor mínimo alcanzado por el mismo de apenas 316,36 MMBTU/D, debido a la producción gradual de películas de suciedad sobre la superficie de transferencia térmica.

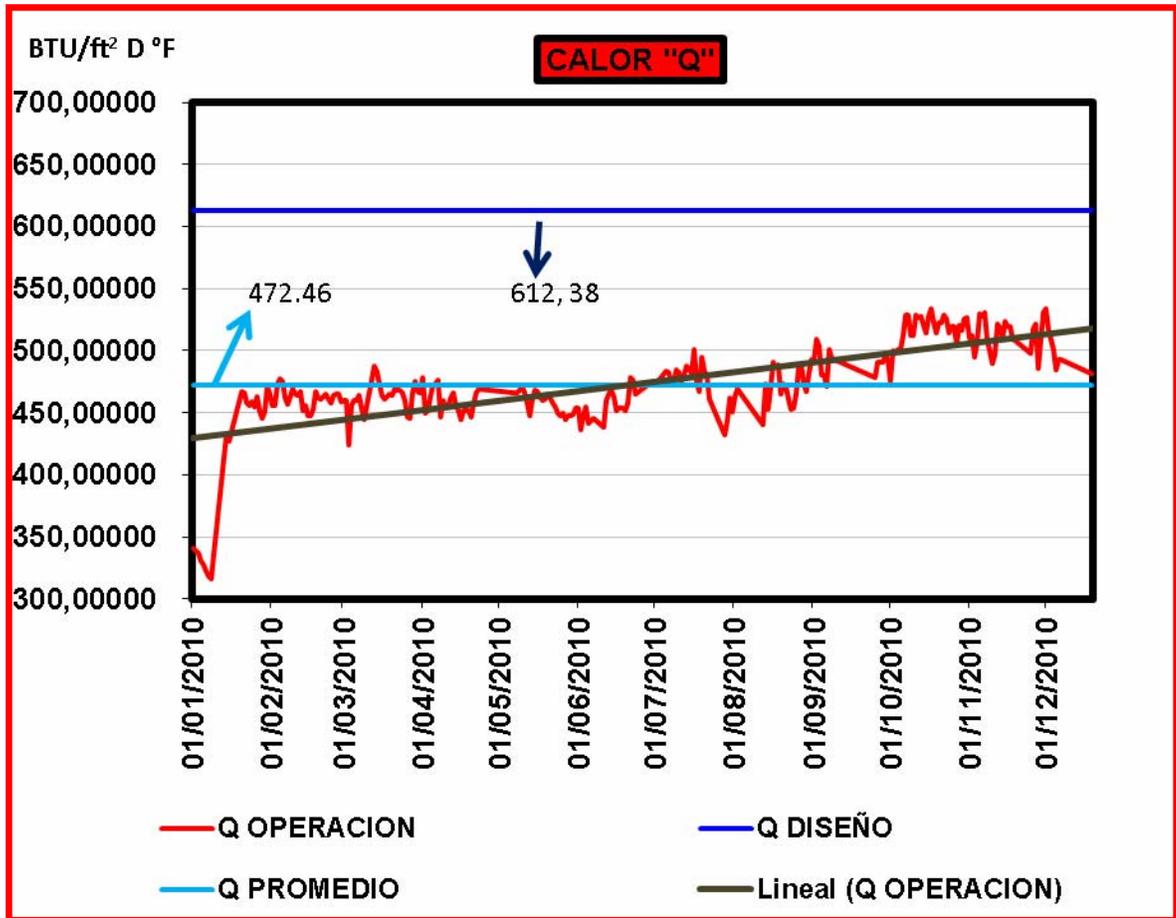


Figura 4.12 Cantidad de transferencia de calor.

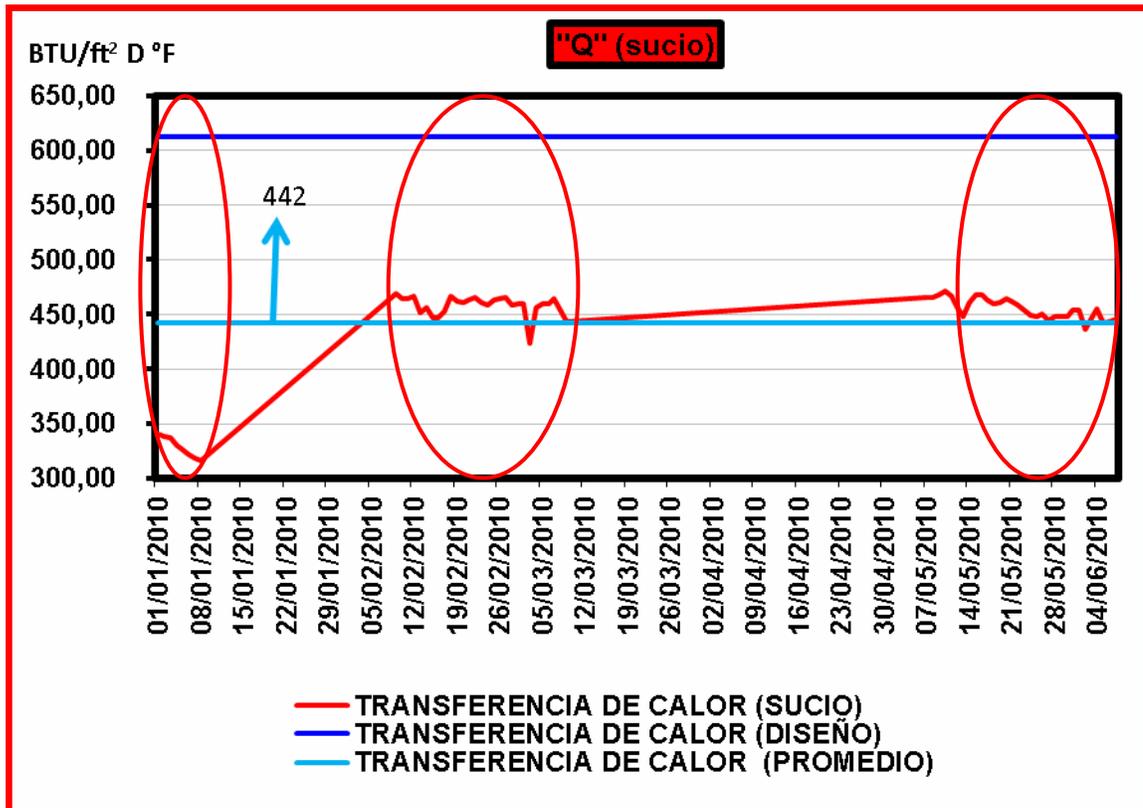


Figura 4.13 Cantidad de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran limpios

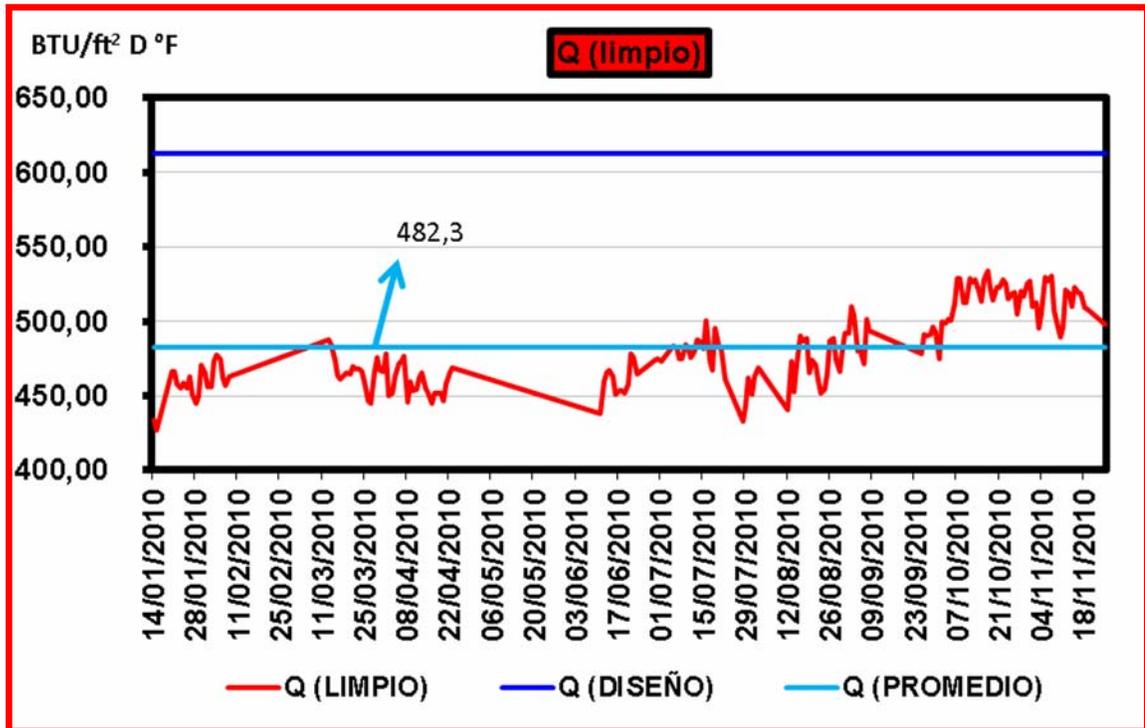


Figura 4.14 Cantidad de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran sucios.

4.1.2.2.2 Eficiencia de los enfriadores por aire AF-3101 A/B

Los enfriadores por aire presentaron de manera general una eficiencia que se manejó en un rango entre el 47% y 87% para el período de estudio establecido de un año (figura 4.15), teniendo variaciones que dependen de las condiciones en las que se encontraba operando el equipo.

Cuando el equipo se encuentra sucio tiende a disminuir la eficiencia del mismo como consecuencia de la interferencia que se presenta en el área de transferencia de calor llegando a poseer un 47% (figura 4.16) lo cual es negativo, ya que no va a lograr a alcanzar los requerimientos especificados

para el proceso de enfriamiento de amina pobre, caso contrario ocurre cuando los enfriadores están limpios (figura 4.17), debido a que los enfriadores tienen una eficiencia que sobrepasa el 70%.

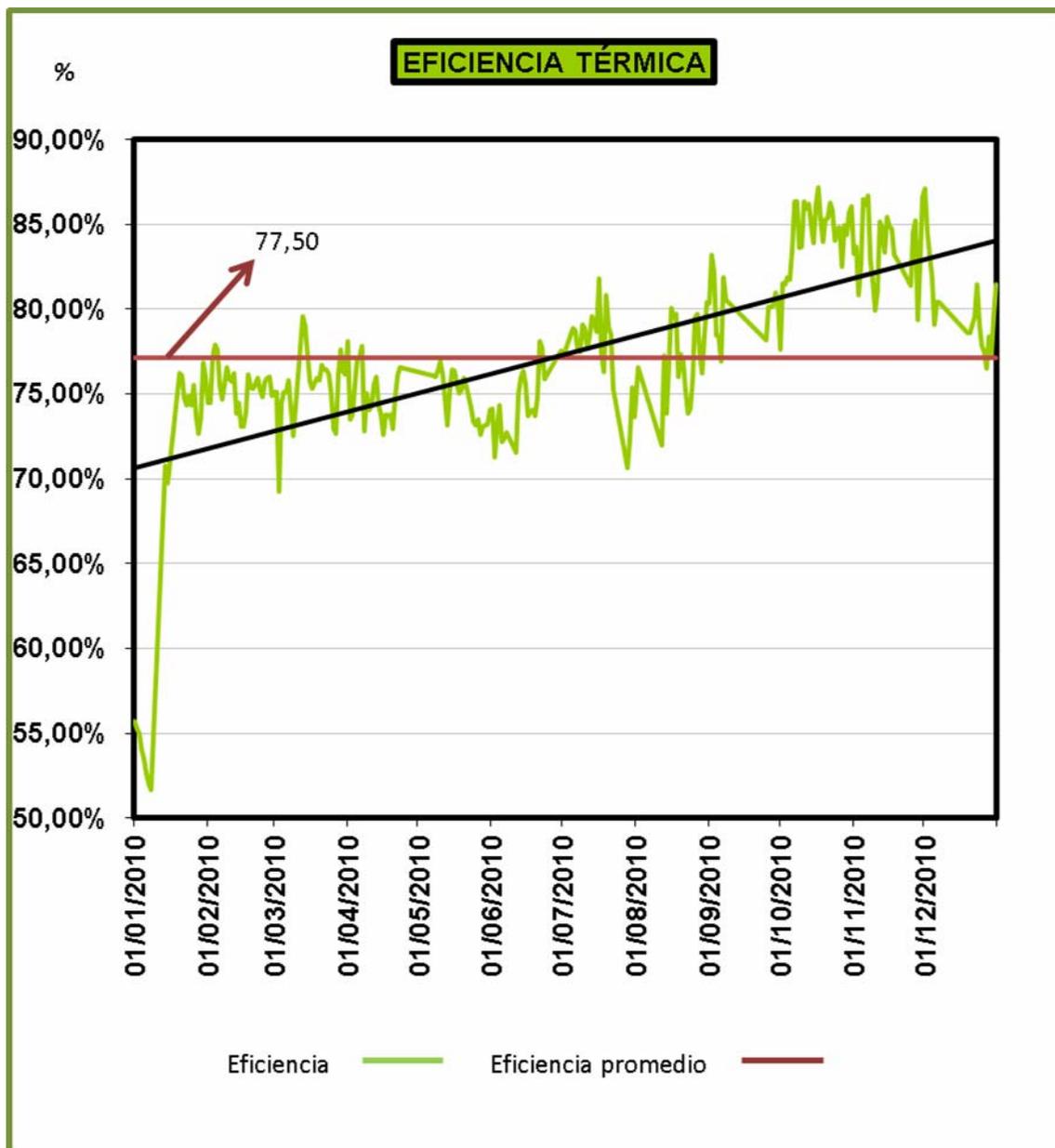


Figura 4.15 Efectividad térmica de los enfriadores por aire AF-3101/AB en operación.

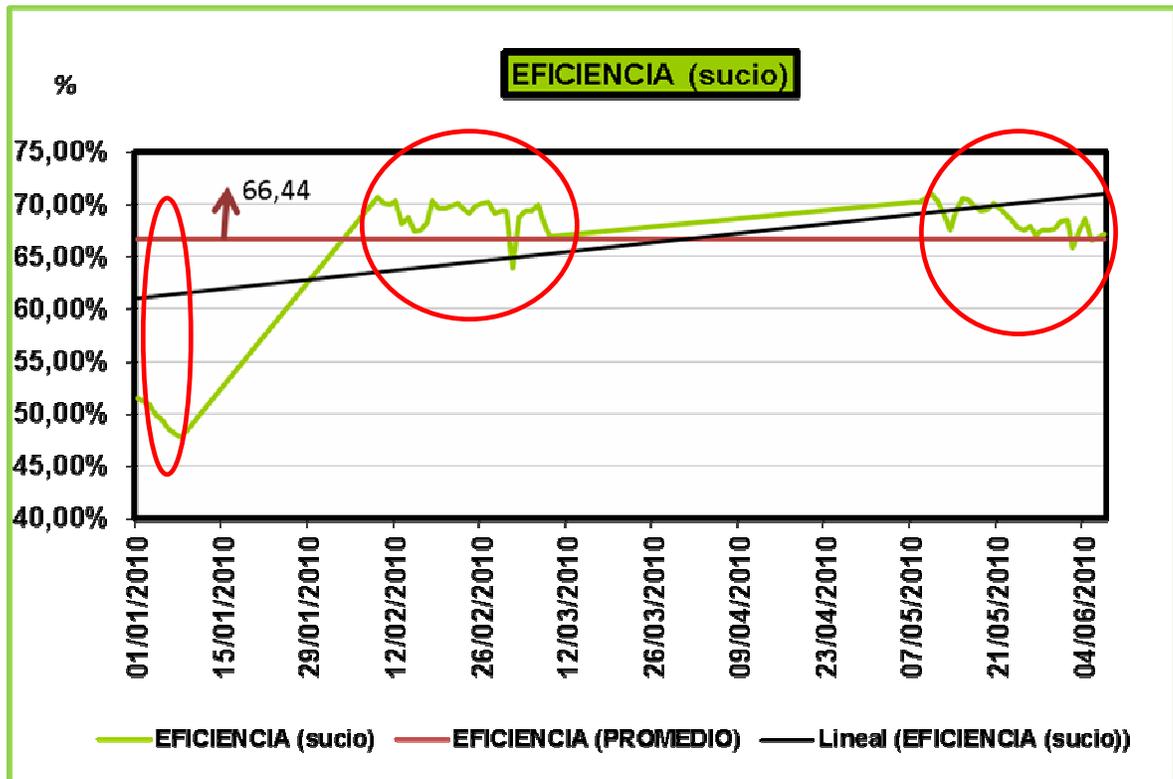


Figura 4.16 Eficiencia térmica de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias.

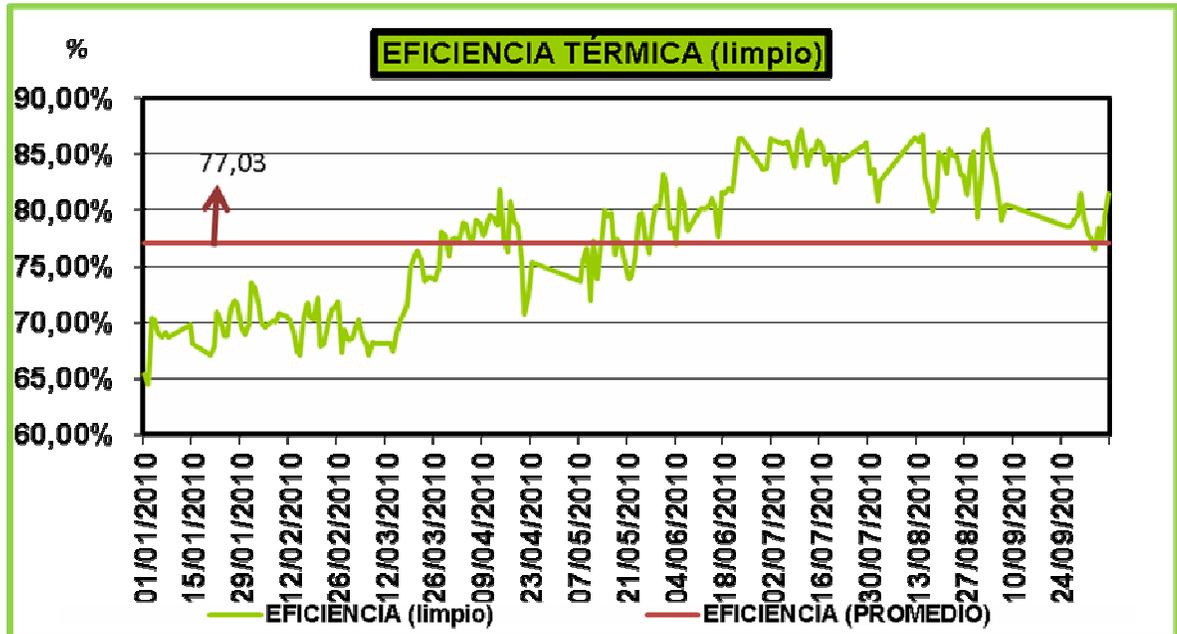


Figura 4.17 Eficiencia térmica de los enfriadores AF-3101 AB en condiciones limpias de operación.

Observando los resultados obtenidos se tiene que a medida que los enfriadores por aire disminuyen la cantidad de calor transferido, disminuye a su vez la eficiencia, debido a la interferencia que se encuentra en los tubos los cuales no permiten que se realice un óptimo intercambio térmico.

4.1.2.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor

En la figura 4.18 se muestran las fluctuaciones que sufre el coeficiente de transferencia de calor cuando el equipo está en operación, observando que este se encuentra alejado en un alto rango del valor presentado por diseño (106,447 BTU/ft D°F) Esta desviación en el coeficiente de calor depende directamente de las temperaturas en el proceso así como también de la cantidad de calor transferido entre las corrientes.

El coeficiente de transferencia de calor va disminuyendo a medida que el equipo se va ensuciando (figura 4.19) llegando a alcanzar 34,30 BTU/ft D °F, debido a que el intercambio de energía entre los fluidos se hace deficiente, caso contrario sucede con cuando el equipo se encuentra en condiciones limpias (figura 4.15).

Si la cantidad de intercambio de calor aumenta o disminuye de igual manera lo efectúa el coeficiente de transferencia de calor.

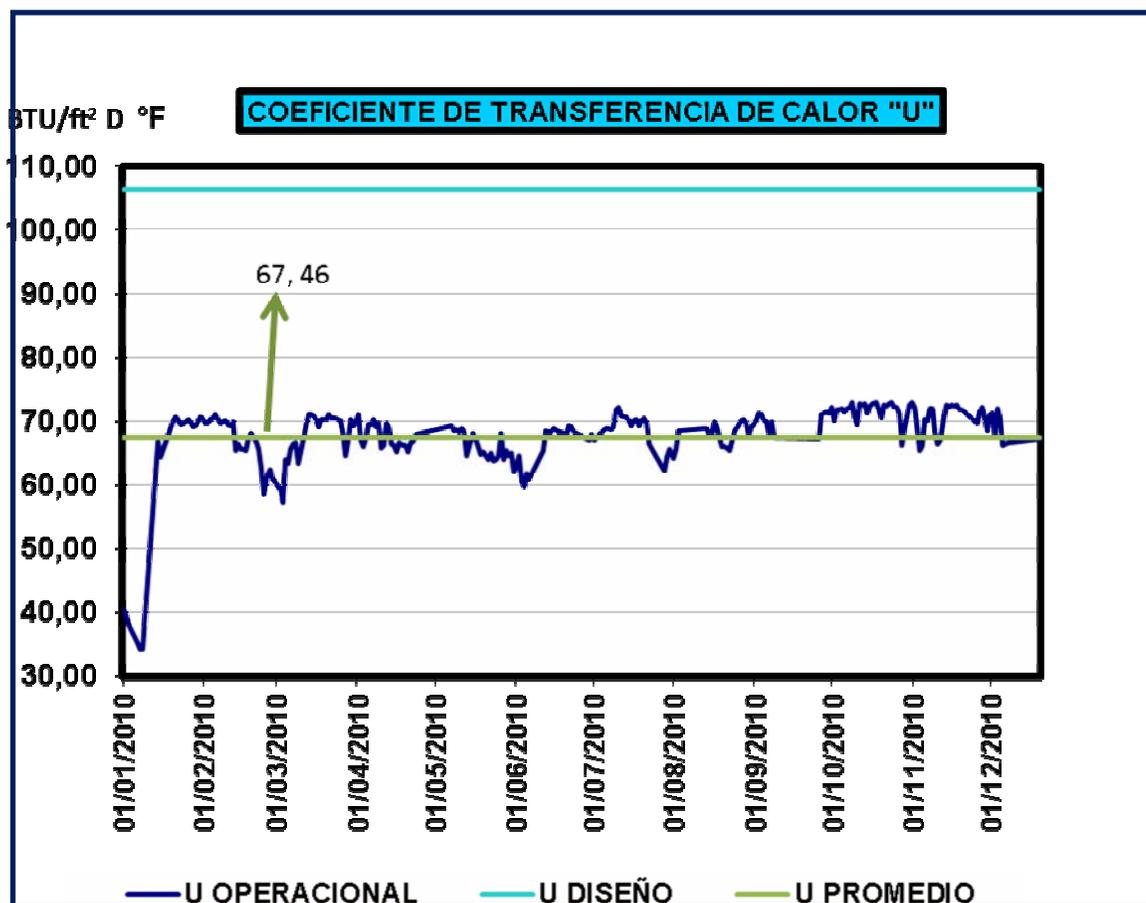


Figura 4.18 Coeficiente de transferencia de calor en operación.

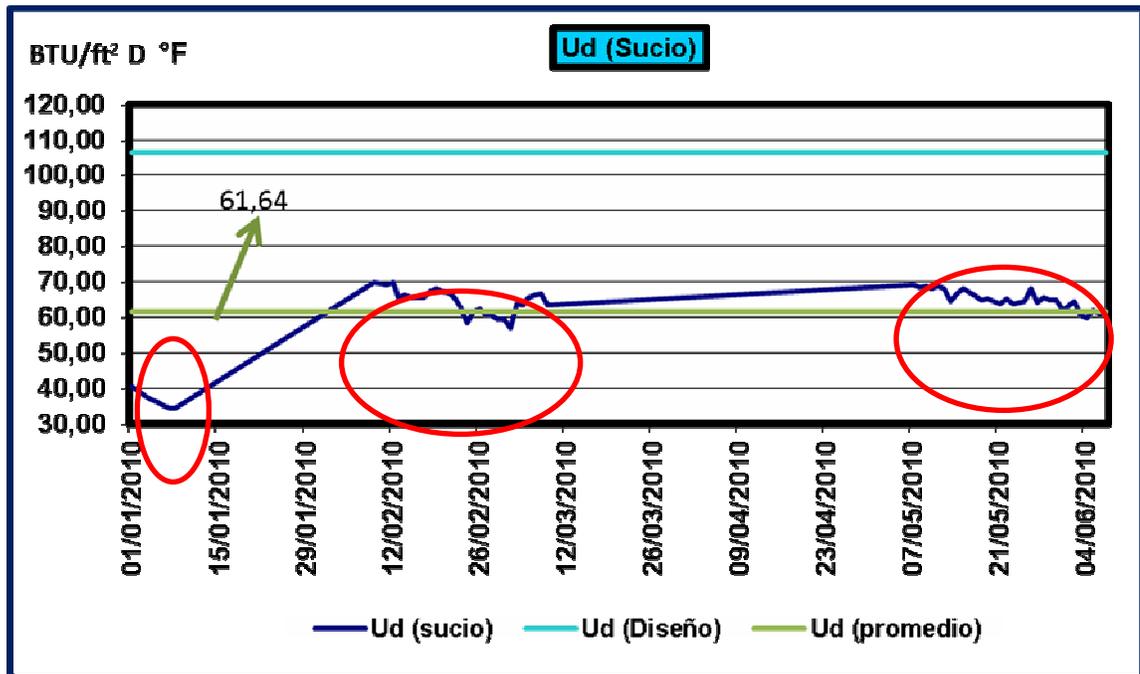


Figura 4.19 Coeficiente de transferencia de calor cuando los enfriadores se encuentran sucios.

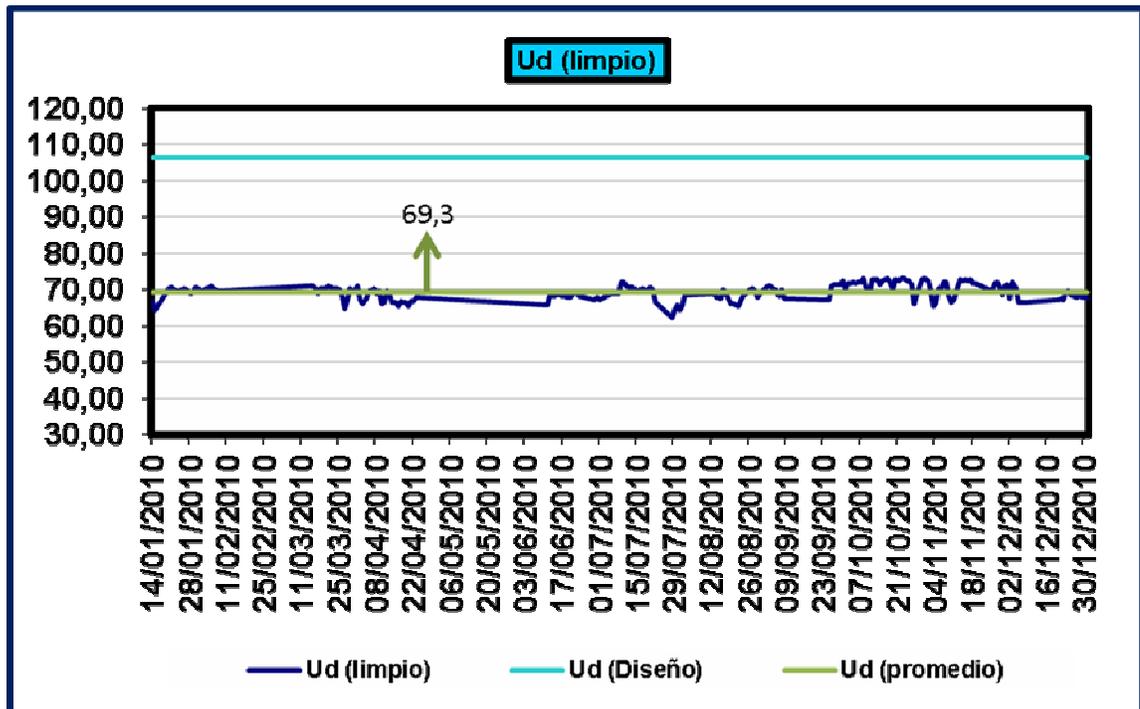


Figura 4.20 Coeficiente de transferencia de calor de los enfriadores por aire en condiciones limpias.

4.1.2.4 Factor de ensuciamiento “f”

En los enfriadores por aire obtuvieron en el período global de estudio valores del factor de ensuciamiento mayores que el presentado por diseño (0,00684 ft D °F/BTU), pero manteniéndose de igual manera en un grado de suciedad aceptable para su correcta operación. Este comportamiento se observa en la figura 4.21.

Para cuando el equipo se encuentra sobre el escenario donde presenta mayor taponamiento en los tubos, se observa (figura 4.22) que este factor tiende a aumentar manteniéndose por encima de los 0,008 ft D °F/BTU. Realizando una comparación entre las tendencias mantenidas por los demás parámetros estudiados se puede decir que guardan relación entre sí, ya que mientras mayor es el factor de ensuciamiento menor es la eficiencia térmica del equipo debido a que el coeficiente de transferencia de calor y la cantidad de intercambio térmico disminuyen, lo que generó tres paradas consecutivas no programadas para mantenimiento.

En cuanto a los enfriadores cuando se encuentran operando en las condiciones adecuadas (figura 4.21), presentan un bajo valor del factor de ensuciamiento llegando a operar en un rango de 0,0087 ft D°F/BTU y 0,00696 ft D°F/BTU acercándose este último así, al establecido por diseño, lo cual difiere del escenario estudiado anteriormente ya que la eficiencia en el proceso es alta, debido a que al no existir presencia de inferencia en el área de la superficie de transferencia de calor la cantidad de esta tiende a aumentar.

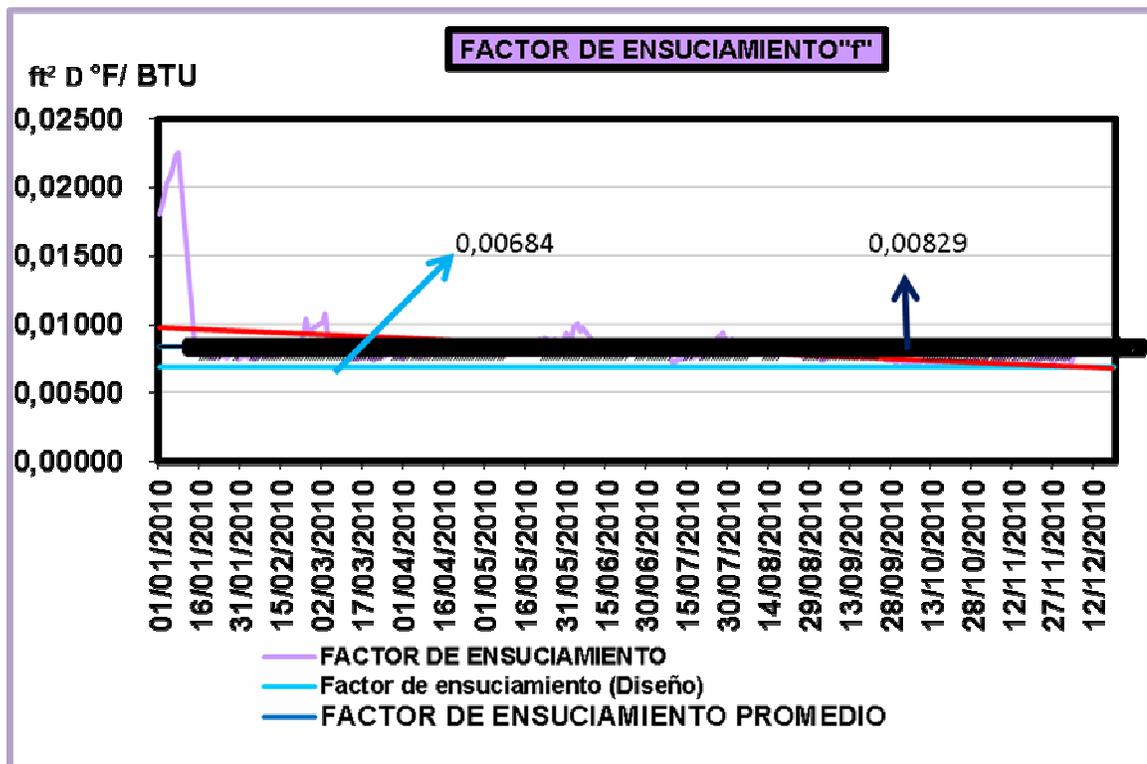


Figura 4.21 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101
A/B (Operación)

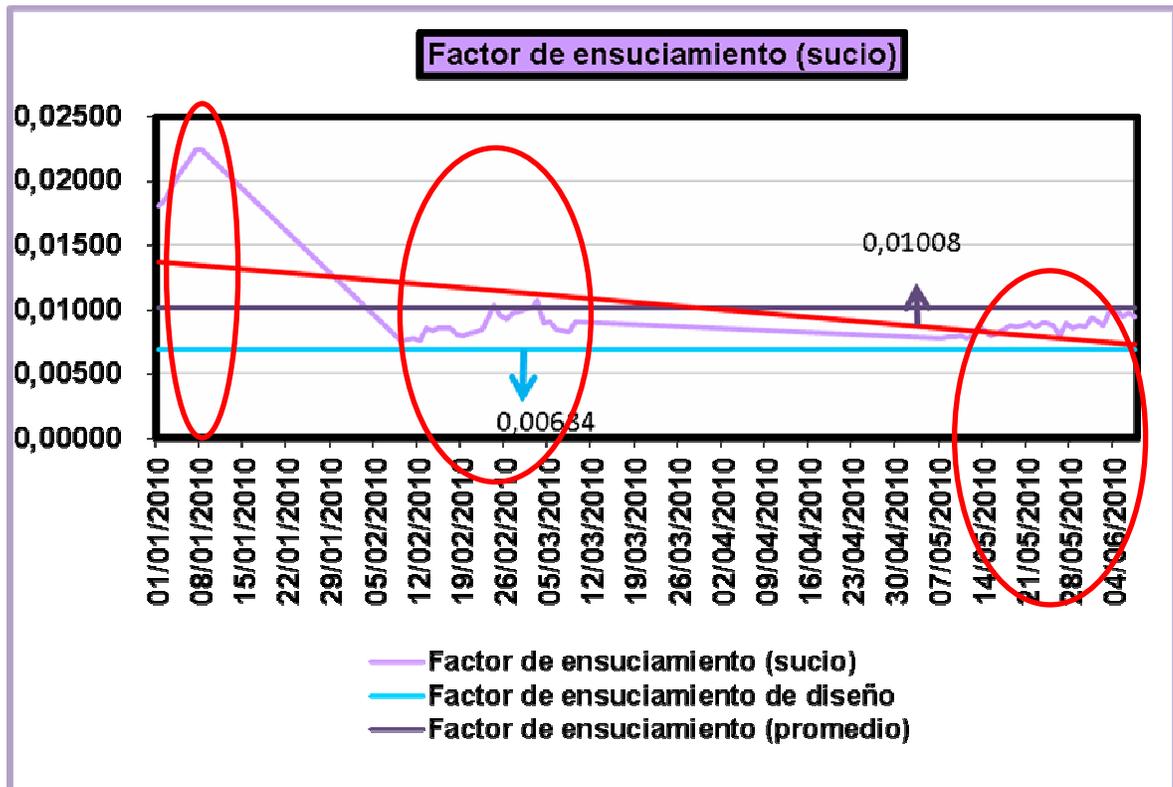


Figura 4.22 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101
A/B (Período sucio)

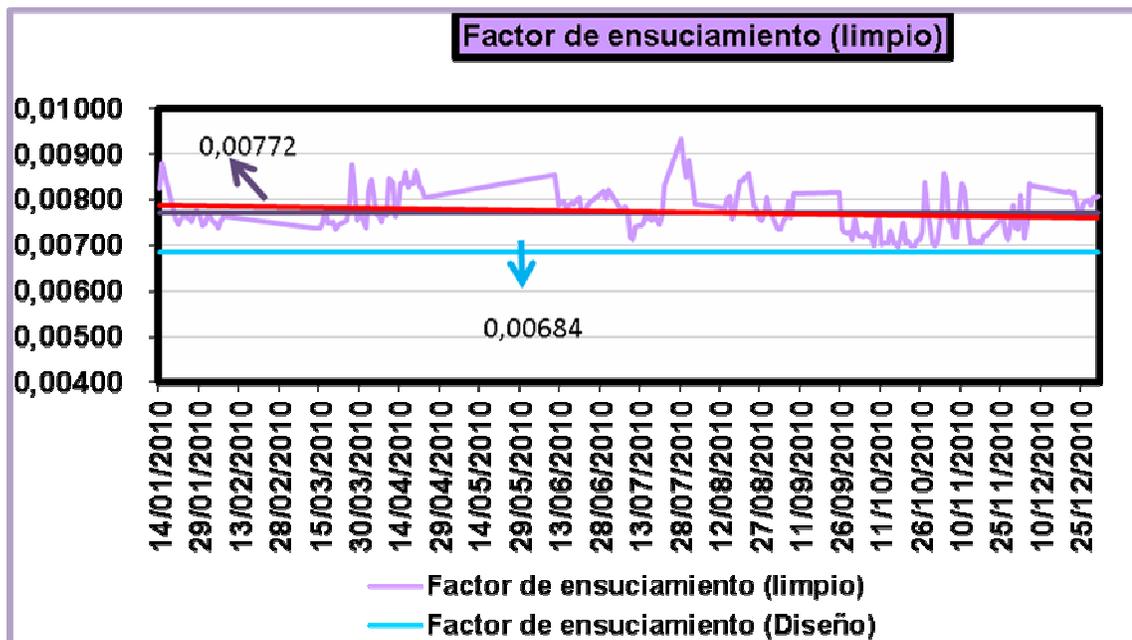


Figura 4.23 Factor de ensuciamiento de los enfriadores por aire AF-3101 A/B (periodo limpio)

4.2 Realizar un modelo de simulación con PRO/II de los enfriadores por aire AF-3101A/B a condiciones de operación y de diseño.

4.2.1 Simulación de los enfriadores por aire con los datos de diseño.

A la hora de validar la simulación realizada se tomaron algunos valores de los resultados obtenidos de la misma (Q y Ud) los cuales se encuentran en la figura B14, estos fueron comparados con los datos de diseño (tabla 3.1), obteniendo porcentajes de desviación los cuales se encuentran en la tabla 4.3, observando que los resultados se alejan en menos del 5% del valor especificado por los datos del equipo, con lo cual se puede considerar que el proceso de simulación realizado es válido.

Tabla 4.3 Comparación de los datos de diseño y los resultados arrojados por la simulación de los AF-3101 AB.

	Diseño	Simulador	% Desviación
Calor (MMBTU/D)	612,37	615,66	- 0,53
Ud (BTU/ ft D °F)	106,447	101,52	4,62

4.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 AB a las condiciones de operación

4.2.2.1 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones limpias

Los resultados obtenidos al realizar la simulación de los enfriadores por aire a condiciones limpias se encuentran en la figura C1 de la cual se tomaron algunos parámetros térmicos para realizar el análisis de la misma, dentro de estos se tienen (tabla 4.4):

Tabla 4.4 Resultados obtenidos en la simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones limpias

PARAMETROS TÉRMICOS	RESULTADOS
Calor (MMBTU/h)	20,25
Ud (BTU/ ft h °F)	2,62
f (h ft ² F/BTU)	0,14926

Realizando una comparación de la cantidad de intercambio térmico y el coeficiente global de transferencia de calor obtenidos utilizando los datos en operación (limpio), se encontró que estos son menores a los valores establecidos por diseño (25,65 MMBTU/h Vs. 20,25 MMBTU/h y 4,23 BTU/h ft² °F Vs. 2,62 BTU/h ft² °F), debido a que el flujo promedio en operación es menor a el especificado en los datos del equipo (16,33 MBPD Vs. 23,358 MBPD). Adicionalmente la temperatura de operación de entrada promedio del fluido es mayor al especificado por diseño (210,3 °F Vs. 201,3 °F).

El factor de ensuciamiento es mayor a las condiciones de operación (limpios) que en las presentadas por diseño, ya que al tener un flujo menor disminuye la velocidad del fluido a través en los tubos produciendo que los sólidos suspendidos se depositen en los mismos.

4.2.2.2 Simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias

Luego de realizar la simulación de los AF-3101 a condiciones sucias se obtuvieron los siguientes resultados (tabla 4.5):

Tabla 4.5 Resultados obtenidos en la simulación de los enfriadores por aire AF-3101 A/B en condiciones sucias.

PARAMETROS TÉRMICOS	RESULTADOS
Calor (MMBTU/h)	18,56
Ud (BTU/ ft h °F)	2,25
f (h ft ² °F/BTU)	0,21254

Los valores obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor, la cantidad de calor intercambiado entre los fluidos y el factor de ensuciamiento se alejan de los obtenidos en las simulaciones anteriores (diseño y limpio), lo que es de esperarse debido a que al operar en estas condiciones (sucias) el equipo presenta mayor taponamiento en los tubos lo que afecta el intercambio de calor en el proceso.

4.3 Presentación de una propuesta que permita la colocación fuera de servicio de un enfriador por aire de amina pobre (AF-3101 A/B), manteniendo la unidad regeneradora de aminas en servicio; a través de un modelo simulado

4.3.1 Análisis del sistema de enfriamiento propuesto 1

Luego de haber realizado la simulación del sistema descrito en el capítulo anterior se tomaron algunos valores arrojadas de las diferentes corridas para el análisis de los, los cuales se muestran a continuación en la tabla 4.5.

Tabla.4.6 Resultados obtenidos de la evaluación del sistema propuesto

1.

Temperatura de entrada (°F)	Flujo (MMBPD)	Q (MMBTU/h)	U (BTU/h ft ² °F)	Área (ft ²)	F (h ft ² °F/BTU)	Temperatura de salida (°F)
210,3	10	10,22	2,04	34.227,781	0,2577	135
		10,49	2,14	35.916,073	0,2326	133
		10,89	2,30	38.581,756	0,2000	130
	10,5	11,44	2,43	40.779,955	0,1770	130
		11,01	2,26	37.916,168	0,2080	133
		10,73	2,15	36.119,868	0,2300	135
	11	11,98	2,56	42.933,471	0,1562	130
		11,54	2,38	39.943,208	0,1856	133
		11,24	2,27	38.032,106	0,2064	135
	11,5	15,53	2,69	45.184,84	0,1369	130
		12,06	2,50	41.957,75	0,1654	133
		11,75	2,39	39.965,052	0,1854	135
	12	13,07	2,83	47.396,532	0,1196	130
		15,59	2,63	44.049,411	0,1464	133
		12,27	2,50	41.957,747	0,1654	135
	12,5	13,62	2,96	49.661,983	0,1034	130
		13,11	2,75	46.140,582	0,1292	133
		12,78	2,62	43.940,684	0,1474	135
	13	14,16	3,10	51.955,575	0,0885	130
		13,63	2,88	48.255,94	0,1133	133
		13,29	2,74	45.945,62	0,1307	135
	13,5	14,70	3,24	54.277,578	0,0747	130
		14,16	3	50.395,044	0,0985	133
		13,80	2,86	47.973,131	0,1153	135
	14	15,25	3,38	56.628	0,0682	130
		14,69	3,13	52.561,443	0,0848	133
		14,31	2,98	50.023,679	0,1000	135

**Tabla 4.6. Cont. Resultados obtenidos de la evaluación del sistema
propuesto 1**

210,3	15	16,34	3,66	61.420,767	0,0388	130
		15,74	3,40	56.970,343	0,0601	133
		15,33	3,23	54.195,85	0,0752	135
	15,5	16,88	3,81	63.863,303	0,0283	130
		16,26	3,53	59.215,089	0,0489	133
		15,84	3,36	56.318,572	0,0635	135
	16	17,43	3,96	66.337,525	0,0185	130
		16,78	3,67	61.487,244	0,0385	133
		16,35	3,49	58.466,259	0,0526	135

Adicionalmente se anexan en la tabla 4.6 los resultados de velocidad para la comprobación de la validez de la propuesta.

Tabla 4.7 Resultados de la velocidad de la propuesta 1

Flujo (MMBPD)	Velocidad (ft/s)	Temperatura de salida (°F)
10	3,167	135
	3,166	133
	3,165	130
10,5	3,323	130
	3,325	133
	3,326	135
11	3,481	130
	3,483	133
	3,484	135
11,5	3,639	130
	3,641	133
	3,642	135
12	3,798	130
	3,799	133
	3,801	135
12,5	3,956	130
	3,959	133
	3,960	135
13	4,114	130
	4,116	133
	4,117	135
13,5	4,273	130
	4,274	133
	4,276	135
14	4,431	130
	4,433	133
	4,434	135
15	4,747	130
	4,749	133
	4,751	135
15,5	4,905	130
	4,908	133
	4,909	135
16	5,066	130
	5,067	133
	5,068	135

Después de haber analizados los resultados, se encontró que la cantidad de flujo máximo que se puede enfriar por el equipo es de 16 MBPD, siendo térmicamente posible debido a que la cantidad de transferencia de calor es alta y el coeficiente de transferencia de calor se mantiene dentro de lo establecido , ya que no se encuentra por encima del valor actual (3,36 BTU/h ft²°F Vs. 4,23 BTU/h ft²°F), en cuanto a el área para la transferencia de calor está por debajo de la actual disponible (70974 ft Vs.58466,259 ft). El factor de ensuciamiento (0,05255 (h ft²°F/BTU) es bajo debido a que la velocidad del flujo es alta y esto evita que los sólidos suspendidos sedimenten y ofrezcan restricciones de flujo en el equipo.

Adicionalmente se cumple con los criterios de diseño de tuberías de proceso, debido a que establece que la velocidad máxima en las tuberías no debe nunca exceder el 62,5 % de la velocidad de erosión lo cual representa para este proceso 7 ft/s y lo obtenido para esta cantidad flujo (16 MBPD) es de 5,086 ft/s.

El reporte arrojado por el simulador para este sistema propuesto se encuentra en la figura D1.

4.3.2 Evaluación del sistema propuesto 2

A continuación, en la tabla 4.6, se muestran los resultados obtenidos en las diferentes corridas realizadas para la evaluación del sistema propuesto 2.

4.3.2 Análisis del sistema de enfriamiento propuesto 2

Tabla 4.8 Resultados obtenidos de la evaluación del sistema propuesto
2.

Temperatura de entrada de entrada (°F)	Flujo al enfriador (MMBPD)	Flujo al desvío	Flujo total (MMBPD)	Q (MMBTU/h)	U (BTU/h ft ² °F)	F (h ft ² °F/BTU)	Temperatura de salida en el enfriador (°F)	Temperatura de entrada en la mezcla (°F)
210,3	10	1	11	11,35	2,69	0,1400	125	132,0
				9,26	1,96	0,2700	130	136,5
				8,99	1,86	0,3018	135	141,0
	10	2	12	10,32	2,42	0,1798	125	137,8
				9,65	2,12	0,2373	130	142,0
				8,98	1,86	0,3024	135	146,1
	11	1	12	11,35	2,69	0,1377	125	131,4
				10,62	2,36	0,1898	130	136,0
				9,88	2,07	0,2489	135	140,6
	11	2	13	11,35	2,69	0,1377	125	136,8
				10,62	2,36	0,1898	130	141,1
				9,88	2,07	0,2489	135	145,3
	11,5	1	12,5	11,86	2,82	0,1194	125	131,2
				11,09	2,48	0,1692	130	135,6
				10,33	2,17	0,2256	135	140,4
	11,5	2	13,5	11,87	2,83	0,1194	125	136,4
				11,09	2,48	0,1692	130	140,6
				10,33	2,17	0,2257	135	144,9

Para este sistema se obtuvo que la cantidad de flujo máximo que se puede enfriar es de 13,5 MBPD de los cuales el 85% pasa por el enfriador y el 15% por el desvío, siendo esto térmicamente posible debido a que el coeficiente de transferencia de calor se mantiene dentro de lo establecido, ya que no se encuentra por encima del valor actual (2,83 BTU/h ft²°F Vs. 4,23 BTU/h ft²°F), En cuanto a la temperatura de mezcla de la amina pobre es aceptable, ya que para cantidades de flujos mayores estos valores son muy elevados lo que ocasionaría pérdidas de el fluido por evaporación.

Para concluir, la propuesta 1 es la mejor opción para el nuevo sistema de mantenimiento debido a que en este se puede enfriar una mayor cantidad de amina pobre que en la propuesta 2 (16 MBPD Vs. 13,5 MBPD), además presenta más flexibilidad en cuanto a la temperatura de salida debido a que esta puede llegar a alcanzar como máximo 135 °F, en cambio la otra alternativa solo se le permitiría 125 °F.

La propuesta 1 al poder tratar la cantidad de amina pobre ya mencionada y a su vez permitir realizar el mantenimiento a la unidad sin efectuar paradas no programadas contribuye con el ambiente, y así mismo genera ganancias a la empresa.

4.4 Determinar mediante cálculos hidráulicos el tiempo de drenado de los enfriadores (AF-3101 A/B), con las facilidades existentes

Luego de haber realizado una serie de cálculos en el capítulo anterior se obtuvo que los enfriadores por aire AF-3101 A/B tienen un tiempo de drenado de la amina pobre de 4 minutos, momento en el cual el equipo será entregado a los encargados del mantenimiento del equipo, los cuales duraran un aproximado de 3 días para la limpieza de cada enfriador.

El tiempo de drenado es pequeño, lo cual es favorable para la empresa ya que el mantenimiento se puede realizar rápidamente, lo que representa menos pérdidas de oportunidades y así mismo se aminoran los daños al ambiente.

CONCLUSIONES

1. La temperatura de entrada no afecta a la temperatura de salida del sistema cuando se encuentra operando en un rango que se encuentra entre 202 °F y 225 °F a condiciones limpias.
2. El caudal se mantiene en un rango constante independientemente de las condiciones de operación..
3. Un indicador de suciedad en los enfriadores por aire es el aumento de velocidad de los ventiladores, así mismo el incremento en el diferencial de presión y de la temperatura de salida de los enfriadores.
4. Propuesta 1: el 68,5 % de la carga total puede ser enfriada por un solo equipo, teniendo como temperatura de salida máxima de 135 °F.
5. Propuesta 2: se puede enfriar el 50% de la carga total a los equipos, obteniendo una temperatura final del fluido de 136,41 °F.
6. La propuesta 1 es la mejor opción para ser aplicada como sistema de mantenimiento de los enfriadores por aire ya que trae consigo beneficios tanto económicos, como ambientales.
7. El tiempo de drenado de los enfriadores por aire AF-3101 A/B es de 4 min.

RECOMENDACIONES

1. Realizar un estudio aguas arriba de los enfriadores AF-3101 A/B, para determinar la causa de la inestabilidad presentada por la temperatura de entrada de la amina pobre.
2. Se deben realizar sondeos de presión cuando se observe que tanto la velocidad en los ventiladores como la temperatura de salida de los enfriadores aumente, debido a que puede ser un indicador de necesidad de mantenimiento de los equipos.
3. Se recomienda aplicar la propuesta 1 como sistema de mantenimiento en operación de los AF-3101 A/B, debido a que maneja un flujo mayor que la propuesta 2.

BIBLIOGRAFÍA

Allinger, N. (1979). ***Química orgánica***, Editorial Reverte. 2° Edición, Barcelona, España.

API Standard 661 (1997). ***Air cooled heat exchangers for general refinery services***, 4^{ta} Edición.

Díaz, J. (2006). ***Mecánica de los fluidos e hidráulica***, Universidad del Valle.

Exxon research and Engineering Company (1978). ***Air cooled Heat Exchangers***, USA.

González, J. y González, J. (2009). ***Evaluación de equipos críticos de regeneración de amina (ARU), del mejorador de crudo extrapesado PETROMONAGAS***, PDVSA PETROMONAGAS.

Guacarán, J. (2010). ***Evaluación de los AF- 3101 A/B de la Unidad de Regeneración de Amina (ARU), del mejorador de crudo extrapesado PETROMONAGAS***, PDVSA PETROMONAGAS.

Hernández, L. (2008). ***Evaluación de la eficiencia del intercambiador de calor E-6025 en el enfriamiento del agua proveniente del proceso de desalación de crudo de la Refinería el Palito***. Valencia, Venezuela.

Incropera, F. y Witt, D. (1999). **Fundamentos de transferencia de calor**, Cuarta edición, Editorial Pearson Educación.

Martínez, Torres y Soto (2004). **Evaluación de Intercambiadores de calor Compactos de Tubos Aleteados**, México.

Manual de entrenamiento PETROMONAGAS, Consola 2 (2007). **ARU**, PDVSA.

Manual de diseño de procesos (1995). **Enfriadores por Aire**, PDVSA.

Manual de Ingeniería de Diseño (1994). **Calculo hidráulico de tuberías**. Volumen 13-III. PDVSA.

Murherjee, R (1997). **Effectively Design Air Cooled Heat Exchangers**, *Chemical Engineering progress*, Volumen 93.

Rolle, K. (2006). **Termodinámica**, Sexta edición, Editorial Pearson Educación.

Paredes, C. (2009). **Diseño de un sistema auxiliar para optimizar el proceso de enfriamiento de los gases del domo de la torre**. Riobamba, Ecuador.

Orozco, M. (2002). **Operaciones unitarias**, Editorial Limusa, México.

Paz, L. (2001). **Diseño de Enfriadores por Aire**, Universidad Simón Bolívar, Venezuela.

Perry, R. (1992). **Manual del Ingeniero Químico**. 6^{ta} Edición, Tomo III, Editorial Mc Graw Hill, México

Pyzmenny, Y (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aleatados*, México.

Solé, A. (2005). *Instrumentación Industrial*. Séptima Edición, España.

Stermitz, F. y Weininger, S (1988). **Química Orgánica**. Editorial Reverté, España.

Waiker, J. (2004). **El refino del petróleo: Petróleo crudo, productos petrolíferos, esquemas de fabricación**, Ediciones Díaz de Santo

http://www.mavainsa.com/documentos/2_transferencia_calor.pdf,(2010)
.Transferencia de Calor – Intercambiadores.

<http://www.tubetech.com/case-studies/power-case-studies/external-and-internal-tube-clean-success>). **Heat exchanger cleaning.**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	EVALUACIÓN TÉRMICA E HIDRÁULICA DE LAS FACILIDADES EXISTENTES PARA LA REALIZACIÓN DE LIMPIEZA EN LÍNEA DE LOS ENFRIADORES POR AIRE AF- 3101 A/B DE LA UNIDAD DE REGENERACIÓN DE AMINAS
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
YSGLORIS DEL VALLE GUZMÁN SALAZAR	CVLAC: 17.908.955 E MAIL: Ysgloris_gs@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Aminas
Unidad de Regeneración
Af-3101
Línea

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

Este proyecto tuvo como principal finalidad, evaluar diferentes propuestas para la implementación de un sistema de mantenimiento de los enfriadores por aire AF-3101 AB mediante modelos simulados, los cuales permiten la colocación fuera de servicio de un enfriador manteniendo la unidad de proceso en funcionamiento, obteniendo que se puede enfriar un flujo de 16 MBPD por un solo equipo, adicionalmente se realizó un estudio térmico en los diferentes escenarios (limpio-sucio) que se presentaron en la operación del sistema durante un año, por último se determinó el tiempo de drenado con las facilidades existentes teniendo que este se realiza en 4 min.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Ing. Yraima Salas	ROL	CA	AS	TU X	JU
	CVLAC:	8.478.649			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Ing. Jesús González	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	14.358.600			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Ing. Hernán Raven	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	7.778.269			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Ing. Freddy Santamaría	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	11.420.313			
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2011	05	30
-------------	-----------	-----------

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS.evaluación térmica e hidráulica.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: Complejo Industrial Petrolero y Petroquímico General José Antonio Anzoátegui/Dpto de Procesos

TEMPORAL: Seis Meses (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 Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:
"Los Trabajos de Grado son propiedad exclusiva de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al consejo universitario".

YSGLORIS GUZMÁN
AUTOR

Ing. Yraima Salas

TUTOR

Ing. Freddy Santamaría

Raven

JURADO

Ing. Hernán

JURADO

Ing.. Yraima Salas
SUBCOMISIÓN DE TESIS