

Universidad de Matanzas
Facultad de Ciencias Técnicas
Departamento de Química e Ingeniería Química



**Título: Obtención y validación de un modelo matemático para estimar el
coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo en los
intercambiadores en espiral de batería central en la EPEP-C**

**Trabajo de Diploma presentado como requisito parcial para optar por el título de Ingeniero
Químico**

Autora: Ivis Laura Tanquero Gorgoy

Tutores: Ms.C. Carlos González Hernández

Dr.C. Yoney López Hervis

Matanzas

2015

“Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber”

Albert Einstein

NOTA DE ACEPTACIÓN

Presidente del Tribunal

Miembro del Tribunal

Miembro del Tribunal

Calificación

Ciudad, fecha

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo, Ivis Laura Tanquero Gorgoy, declaro ser el único autor de esta investigación realizada en la Sede Universitaria de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, como requisito parcial para optar por el título de Ingeniero Químico y autorizo que la misma sea utilizada por la mencionada Institución como material de consulta. Para que así conste, firma:

Nombre y Apellidos

Firma

A mi familia...

Y amigos de siempre...

AGRADECIMIENTOS

A:

- ❖ *Mi familia,*
 - ❖ *Tutores tanto de la empresa, como de la universidad (Yoney y Carlos) por haber hecho suya cada tarea en cuanto a la realización de tan importante trabajo,*
 - ❖ *Trabajadores del departamento de Tecnología de la EPEP-Centro, de Automática y de la batería central, especialmente Liz y Mariela,*
 - ❖ *Ale por su apoyo y comprensión, por estar siempre a mi lado transmitiendo pensamientos positivos,*
 - ❖ *mis amigos, que tan importante son para mí,*
 - ❖ *A todos aquellos que tomaron su tiempo para leer y prestar su ayuda con el objetivo de que se realizara esta investigación,*
- A todos,*

Muchas Gracias.

SÍNTESIS

El presente trabajo de diploma tiene como objetivo obtener un modelo matemático para estimar el coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo en los intercambiadores de calor en espiral de la segunda etapa de separación, perteneciente a la planta de procesamiento de crudo de la Empresa de Perforación y Extracción de Petróleo del Centro (EPEP-Centro). Se logra a partir de la evaluación periódica de la eficiencia de los intercambiadores y la aplicación del análisis dimensional para establecer las relaciones adimensionales que describan la transferencia de calor. Además, se caracteriza estadísticamente la operación actual de estos intercambiadores. La evaluación de la eficiencia de los intercambiadores dio como resultado que este parámetro oscila alrededor de 34%. El modelo obtenido reproduce el coeficiente pelicular del petróleo con errores menores que 20% en el 90,5% de los datos y menores que 10% en el 62,2% de los datos. El comportamiento que sigue ante variaciones de los parámetros fundamentales coincide con el reportado en la literatura especializada. Finalmente, se utiliza el modelo para determinar que el tiempo óptimo de limpieza de los intercambiadores debe ser entre siete y ocho días de trabajo.

ABSTRACT

The present diploma work has as objective to obtain a mathematical model to estimate the film coefficient of heat transference for forced convection of the petroleum in the heat exchanger in hairspring of the second separation stage, belonging to the raw prosecution plant of Drilling and Extraction of Petroleum of the Center Company (EPEP-center). It is achieved starting from the periodic evaluation of the efficiency of the heat exchanger and the application of the dimensional analysis to establish the dimensionless relationships that describe the heat transference. The statistical characterization of the current operation of this heat exchanger is also analyzed. The evaluation of the efficiency of the heat exchanger gave as a result that this parameter oscillates around 34%. The obtained pattern reproduces the film coefficient of the petroleum with smaller errors than 20% in 90, 5% of the data and smaller than 10% in 62, 2% of the data. The behavior that continues before variations of the fundamental parameters is the one reported in the specialized literature. Finally, the pattern is used to predict the top time of cleaning of the heat exchanger every seven or eight working days.

Tabla de contenido

Introducción	1
Capítulo 1: Análisis bibliográfico	5
1.1. Tipos de intercambiadores de calor. Características principales.....	5
1.1.1. Intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	7
1.1.2. Intercambiadores de calor de doble tubo.....	9
1.1.3. Intercambiadores de calor compactos	10
1.1.4. Intercambiadores de calor de placas planas	11
1.1.5. Intercambiadores de calor de placas en espiral	12
1.2. Aplicaciones de los intercambiadores de calor	15
1.2.1. Aplicaciones de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	16
1.2.2. Aplicaciones de los intercambiadores de placas en espiral	16
1.3. Métodos de evaluación de intercambiadores de calor. Variables de operación	17
1.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor	17
1.3.2. Diferencia media logarítmica	18
1.3.3. Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (ϵ - NTU).....	20
1.3.4. Caída de presión en los intercambiadores de calor	22
1.4. Análisis dimensional	23
1.4.1. Método de Rayleigh	24
1.4.2. Método de Buckingham (Teorema de π).....	24
1.5. Métodos para determinar el tiempo óptimo de limpieza.....	25
1.5.1. Mantenimiento	25
1.5.2. Optimización gráfica	26
Conclusiones parciales del capítulo 1	28
Capítulo 2: Materiales y métodos.....	29
2.1. Descripción del proceso tecnológico de producción de petróleo en la EPEP-Centro	29
2.1.1. Descripción detallada del caso de estudio.....	30
2.2. Metodología empleada para el tratamiento estadístico	32
2.3. Metodología empleada para la evaluación del intercambiador de calor en espiral	33
2.3.1. Determinación de las propiedades físicas del petróleo.....	34

2.3.2.	Determinación del flujo de petróleo real que circula por el intercambiador de calor	35
2.3.3.	Evaluación de los intercambiadores de calor aplicando el método de ϵ -NTU	37
2.4.	Metodología empleada para la modelación matemática de la ecuación del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo	39
2.4.1.	Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor.....	41
2.5.	Cálculo de la caída de presión.....	44
2.6.	Metodología empleada para establecer los ciclos óptimos de limpieza en los intercambiadores de calor en espiral	44
Capítulo 3:	Resultados y discusión	45
3.1.	Resultado y análisis de la evaluación estadística de la operación actual de los intercambiadores de calor.....	45
3.2.	Resultado y análisis de la evaluación de los intercambiadores de calor en espiral de la segunda etapa de separación	48
3.2.1.	Resultados de la determinación de las propiedades físicas del petróleo	49
3.2.2.	Resultados y análisis de la determinación del flujo real de petróleo que circula por el interior del intercambiador de calor	49
3.2.3.	Resultados y análisis de la aplicación del método ϵ -NTU	50
3.3.	Resultados y análisis de la modelación matemática de la ecuación del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo	53
3.3.1.	Resultados de la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor	53
3.3.2.	Resultados de la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo	56
3.4.	Validación del modelo matemático obtenido.....	57
3.4.1.	Calibración del modelo con los parámetros experimentales	57
3.4.2.	Análisis de sensibilidad del modelo matemático.....	59
3.5.	Resultados y análisis del cálculo del factor de ensuciamiento	62
3.6.	Resultados y análisis del cálculo de la caída de presión	63
3.7.	Resultados y análisis del cálculo del tiempo óptimo de limpieza	64
Conclusiones parciales del capítulo 3		67
Conclusiones		68
Recomendaciones.....		69
Bibliografía		70
Anexos.....		76

Introducción

En las industrias de procesos químicos y físicos existen muchas operaciones donde se modifican o se procesan las corrientes de entrada para obtener los materiales finales. Es posible clasificar estos procesos en una serie de etapas individuales y diferentes llamadas operaciones unitarias.

Las operaciones unitarias estudian principalmente la transferencia de movimiento, calor y masa que se llevan a cabo por medios físicos y fisicoquímicos (McCabe *et al*, 1998; Geankoplis, 1998).

Dentro de las operaciones unitarias se encuentra la transferencia de calor que concierne a los principios que gobiernan la acumulación y el movimiento de energía de un lugar a otro.

La transferencia de energía en forma de calor es muy común en muchos procesos químicos y de otros tipos. Ocurre debido a una diferencia de temperatura por la cual el calor fluye de la región de alta temperatura a la de temperatura más baja.

La ciencia de la transferencia de calor no sólo pretende explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

El hecho de que el objetivo deseado del análisis sea la rapidez de la transferencia del calor, señala la diferencia entre la transferencia de calor y la termodinámica. La termodinámica trata sistemas en equilibrio; puede usarse para predecir la cantidad de energía requerida para llevar un sistema desde un estado de equilibrio a otro; no puede usarse, en cambio, para predecir lo rápido que será el cambio, debido a que el sistema no está en equilibrio durante el proceso. La transferencia de calor complementa los principios primero y segundo de la termodinámica, al proporcionar leyes experimentales adicionales que se usan para establecer la rapidez de la transferencia de energía (Holman, 2002; Bejan y Allan, 2004).

En general, el calor se transfiere por cuatro modos distintos: por conducción, o transferencia de la energía desde la materia a la materia adyacente por contacto directo, sin flujo de cualquier material; por radiación, tal como las ondas de la luz

infrarrojas y ultravioleta, que emanan desde un cuerpo caliente y se absorben por uno frío; por convección o transferencia de la energía por el mezclado íntimo de grupos de materiales, esta puede ser natural o forzada; y por condensación o ebullición, formas del modo de transferencia de calor por convección que incluye cambio de fase.

En la convección natural la diferencia de densidad del fluido caliente y del frío es la que produce el mezclado y en la convección forzada un agitador mecánico o una diferencia de presión impuesta por un medio externo es lo que produce el mezclado (Kern, 1999; Incropera, 2006).

La aplicación de los principios de transferencia de calor al diseño y evaluación de equipos es de importancia extrema, pues se obtiene un buen diseño y evaluación para beneficio económico e industrial.

Los intercambiadores de calor son equipos que transfieren calor a causa de la diferencia de temperatura, son muy utilizados en cualquier industria química, en especial la del petróleo. En las plantas de tratamiento de crudo son de vital importancia porque disminuyen la viscosidad y favorecen el transporte por tuberías y su posterior tratamiento.

En Cuba se encuentra la Empresa de Perforación y Extracción de Petróleo del Centro; ubicada en la Finca “La Cachurra”, poblado de Guásimas, municipio de Cárdenas. Esta empresa posee varios yacimientos ubicados en las provincias centrales del país. En la misma se producen más de un millón de toneladas de petróleo y 438 000 000 de metros cúbicos de gas al año.

La empresa cuenta con una Batería Central que tiene la función de garantizar el tratamiento termo-químico final del crudo, que elimina el agua emulsionada y parte de las sales hasta valores inferiores a 2% de agua y sedimentos (BSW) y 850 mg/L como máximo de sales, parámetros de calidad establecidos para la venta (EPEP-Centro, 2013).

El ciclo tecnológico de tratamiento está compuesto por un calentamiento inicial hasta 85°C, separación secundaria de los gases presentes en el crudo que no han sido

separados en los Centros Colectores por equilibrio termodinámico, luego tiene lugar el tratamiento dinámico en tanques de lavado para favorecer la eliminación de las sales y el agua libre presentes en el fluido.

En el tratamiento es importante incrementar la temperatura del crudo para lograr una mejor separación de gas en los Separadores de la Segunda Etapa de Separación (SES), así como el comienzo del tratamiento termoquímico sobre la emulsión agua petróleo. Esta etapa garantiza una mejor separación del agua en los tanques dinámicos.

El proceso de calentamiento se ha realizado en varios tipos de intercambiadores de calor. En sus inicios se emplearon intercambiadores de coraza y tubos con aletas longitudinales, pero presentaban muchas restricciones hidráulicas debido al elevado nivel de sedimentación de sustancias inorgánicas presentes en el petróleo (arenas, lodos y sales aportadas por la extracción en los pozos), que dificultaba la limpieza de forma mecánica.

A partir de la necesidad de eliminar las incrustaciones de forma mecánica, sin tener que detener el proceso, se decide sustituir los intercambiadores de coraza y tubos por los de tipo espiral, de la firma Alfa Laval S.A, los cuales se ponen en servicio a finales de agosto de 2012.

En la EPEP-Centro anteriormente se han realizados evaluaciones de los intercambiadores de calor en espiral instalados; los resultados de Rizo (2008) y Díaz (2014) han facilitado la toma de decisiones y la mejora continua del proceso.

Estos intercambiadores pueden deteriorarse con el tiempo, no sólo por la pérdida de transferencia de calor, sino por el incremento de las pérdidas hidráulicas al aumentar el nivel de obstrucción, esta situación define la factibilidad de operación de los mismos. A medida que el nivel de obstrucción se incrementa en el tiempo, el fluido que pasa por el intercambiador disminuye y, por ende, se garantiza en todo momento la temperatura de 85°C. Sin embargo, la temperatura final de la mezcla (petróleo frío y caliente) decrece sensiblemente. Por eso es necesario conocer el estado actual de los intercambiadores de calor de esta etapa.

Para su evaluación correcta se necesita conocer el coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo, este solamente es de conocimiento de la firma Alfa Laval S.A.

A partir de los planteamientos anteriores este trabajo está orientado a dar solución al siguiente problema científico:

Problema: ¿Cómo determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo en los intercambiadores de calor en espiral ubicados en la segunda etapa de separación de batería central?

Hipótesis: Si se evalúa periódicamente la eficiencia de los intercambiadores de calor en espiral y se aplica el análisis dimensional se podrán establecer las relaciones adimensionales que describan la transferencia de calor por convección forzada del petróleo en un intercambiador en espiral.

Objetivo: Obtener un modelo matemático para el coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo en los intercambiadores de calor en espiral.

Objetivos específicos:

1. Caracterizar los intercambiadores de calor en espiral ubicados en la segunda etapa de separación
2. Caracterizar estadísticamente la operación actual de los intercambiadores de calor
3. Evaluar la eficiencia de los intercambiadores de calor
4. Establecer las relaciones adimensionales que describan la transferencia de calor por convección forzada del petróleo en un intercambiador en espiral
5. Validar del modelo matemático obtenido
6. Determinar el ciclo de limpieza de los intercambiadores de calor en espiral utilizando el modelo obtenido

Capítulo 1: Análisis bibliográfico

La escasez de recursos energéticos ha hecho una necesidad urgente el alcance de la eficiencia energética en varias industrias. Las plantas industriales también enfrentan el creciente costo de la energía y se ven en la necesidad de implantar regulaciones, y como tal, los esfuerzos de conservación de energía rinden a menudo ingresos significativos. En las plantas químicas, se usa la energía en varios intereses como electricidad, vapor, y gas, y algunos de sus usos más comunes incluyen los equipos de bombeo de fluido, corriente eléctrica, calentamiento y enfriamiento (Al-Gwaiz y Murty, 2014).

En el proceso de producción de petróleo crudo el uso de la energía es de vital importancia, debido a que se utiliza desde la puesta en explotación de los pozos hasta la venta del mismo con la calidad requerida. En la actualidad el progreso técnico en casi todas las ramas de la industria está relacionado con el empleo del petróleo y el gas (Petroleum, 2013). Por tales motivos para su utilización se requiere pasar por varias etapas de tratamiento. Una de las etapas principales es el calentamiento del crudo, que se realiza en equipos de transferencia de calor.

En este capítulo se exponen aspectos fundamentales relacionados con los intercambiadores de calor, sus aplicaciones en las industrias y los métodos de evaluación más utilizados.

1.1. Tipos de intercambiadores de calor. Características principales

La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de intercambiadores de calor; según establece la literatura clásica, este equipo es un sistema mecánico construido para transferir calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, que están separados por una pared que puede ser metálica. Ellos son instalados en las plantas para ayudar a mejorar la utilización de la energía. La transferencia de calor solo ocurre cuando el sistema satisface la primera y segunda ley de la termodinámica (Kern, 1999; Holman, 2002; Perry, 2008)

Se pueden clasificar de acuerdo al proceso de transferencia, al número de fluido, a la disposición del flujo relativo entre los dos fluidos, por sus características

constructivas, por los mecanismos de transferencia de calor, por arreglo y por el número de pases. Los más simples son aquellos en los que los fluidos se mueven en paralelo o en contracorriente (Bejan y Allan, 2004; Pérez, 2011).

Los tipos de intercambiadores que se encuentran en las industrias son fundamentalmente:

- de contacto directo sin almacenamiento de calor
- regenerador, acumulador con almacenamiento de calor
- recuperador a través de una pared sin almacenamiento de calor.

El requerido en cada situación depende en gran medida de la naturaleza de las fases presentes, ya sea gas-gas, gas-líquido, gas-sólido, líquido-líquido, líquido-sólido, sólido-sólido.

En los intercambiadores de contacto directo sin almacenamiento de calor las corrientes se mezclan íntimamente entre sí, se utilizan mayormente cuando las dos fases son mutuamente insolubles y no reaccionan una con la otra. La aplicación más extendida de estos intercambiadores son las torres de enfriamiento de agua (Incropera, 2006).

En los de contacto directo con almacenamiento de calor (regeneradores) una corriente gaseosa caliente transfiere su calor a un compuesto intermedio, normalmente un sólido, que posteriormente cede este calor almacenado a una segunda corriente gaseosa fría.

En los intercambiadores a través de una pared sin almacenamiento de calor (recuperadores) las dos corrientes están separadas por una pared y el calor pasa a través de esta. Los recuperadores son menos eficientes que los de contacto directo debido a que la presencia de la pared dificulta el flujo de calor, sin embargo, se utilizan en sistemas gas-gas, líquidos miscibles, sólidos solubles o productos reactivos (Levenspiel, 1993; Bejan y Allan, 2004; Castro, 2010).

Dentro de esta clasificación se encuentran los intercambiadores de coraza y tubos (para todas las aplicaciones), de doble-tubo (más simple, usado para enfriar y calentar), bayoneta, compactos, placas planas, placas en espiral, entre otros

(Sinnott, 2005). En el Anexo 1 se muestran los tipos fundamentales de estos intercambiadores.

Los intercambiadores que se encuentran en batería central son de placas en espiral, y serán abordados más adelante.

1.1.1. Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Dentro de los intercambiadores más usados en las industrias químicas se encuentran los de coraza y tubos, porque son más convenientes, compactos y menos caros de construir. Constituyen la parte más importantes de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos.

El diseño mecánico, la fabricación, los materiales de construcción, y las características de estos intercambiadores son cubiertos por la norma británica, BS 3274. La norma de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA por sus siglas en inglés) son también universalmente usadas y, cubren tres clases de intercambiadores: R para los procesos generalmente del petróleo e industrias relacionadas; el C para procesos generales y comerciales; y B para el uso en las industrias químicas. Esta norma fue preparada por un comité que comprende a representantes de 27 compañías industriales de Estados Unidos de América (USA), y su especialización combinada y experiencia proporcionan intercambiadores de integridad alta a un costo razonable (Branan, 2002; Bejan y Allan, 2004; Perry, 2008).

Dentro de este tipo de intercambiadores, en dependencia de su construcción se puede encontrar diferentes tipos:

- de espejo fijo
- de tubo en U
- calentador de succión del tanque
- de anillo de cierre hidráulico
- de cabezal flotante con empaque exterior
- de cabezal flotante interno

- de cabezal flotante removible
- de doble tubo

En general, consisten en un cilindro, con un gran número de tubos, unidos a un plato al final y arreglados de modo que los dos fluidos pueden intercambiar el calor. Las configuraciones más comunes en los intercambiadores de calor se ilustran en Anexo 2. Las partes esenciales son la coraza, equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos a ambos lado; y los tubos que se expanden en ambos espejos, están equipados con deflectores en el lado de la coraza (Levenspiel, 1993; Kern, 1999).

La operación de estos intercambiadores es continua. Se usa una serie de tubos en paralelo que son distribuidos en forma de haz y encerrados en una sola coraza. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro entre la coraza y la superficie exterior de los tubos. Es más conveniente que el fluido que forme espuma o depósitos salinos y sea muy corrosivo transite por dentro de los tubos debido a que es más fácil la limpieza (Levenspiel, 1993; Geankoplis, 1998; Cheremisinoff, 2000).

Para asegurarse que el fluido del lado de la coraza circule perpendicularmente a los tubos, y provoque así una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores en la coraza. En dependencia del montaje de entrada en los extremos del intercambiador, se pueden utilizar uno o más pasos de tubos (Holman, 2002; Lienhard, 2006; Incropera, 2006).

En la actualidad se han realizado investigaciones sobre este tipo de intercambiador. Una de ellas es la de probar una nueva combinación, con un solo paso por la coraza y dos capas de baffles helicoidales continuas (CSSP-STHX), la cual se propone como solución alternativa para superar las desventajas del intercambiador de calor de coraza y tubos con baffles helicoidales continuas (CH-STHX). Los resultados muestran que el CSSP-STHX tiene un funcionamiento en cuanto a transferencia de calor más alta mientras mantiene menor caída de presión. Los CSSP-STHX podrían ser una opción ideal para reemplazar los intercambiadores convencionales (Yang *et al.*, 2014).

Las ventajas de este tipo son: (Sinnott, 2005)

- la configuración da un área de superficie de calor grande en un volumen pequeño
- buen diseño mecánico: una forma aceptable para la presión de operación
- puede construirse de una gama amplia de materiales
- fácil mantenimiento.

1.1.2. Intercambiadores de calor de doble tubo

El intercambiador de calor de doble tubo es el más sencillo estructuralmente, consiste en una cañería central apoyada dentro de una más grande. Tiene una longitud máxima de aproximadamente seis metros y opera a altas presiones, temperaturas y densidad. El fluido corrosivo es conveniente que circule por la tubería interna y el menos exigente por el anillo. A la superficie interna puede instalarse rascadores como en las industrias de desparafinado de aceites. Cuando se requieren altas superficies de transferencia de calor, se instalan varios dobles-tubos apilados en cualquier combinación en serie o paralelo (Walas, 2010).

El intercambiador puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Es útil principalmente para velocidades de flujo bajas. Se pueden usar flujos en contracorriente o paralelo con el espacio anular ocupado, tanto por el fluido caliente o por el frío, mientras el otro circula por la tubería interna (Geankoplis, 1998; Holman, 2002).

Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos uniones tipo T conectadas, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta mediante estopas y el fluido entra a través de una conexión roscada o boquilla situada en la parte externa del intercambiador. Se conecta mediante una unión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, la conexión se llama horquilla (Kern, 1999; Holman, 2002). En el Anexo 3 se muestran las partes del intercambiador de doble tubo.

La tubería interna pueda estar desnuda o pueda contener 516 aletas longitudinales por metro cuadrado, espaciadas alrededor de su periferia (Bejan y Allan, 2004).

En la actualidad se han realizado experimentos para lograr una mayor eficiencia de transferencia de calor. Una de ellas es la desarrollada por Targui y Kahalerras (2013), donde se lleva a cabo el análisis del efecto producido por la incorporación de deflectores porosos y pulsaciones de flujo. Los resultados revelaron que la adición de un componente oscilante al flujo afecta la estructura de este, y refuerza la transferencia de calor. Además demostró que la mayor eficiencia del intercambiador se logró cuando solo el fluido caliente está pulsando.

Son extremadamente útiles, y se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar y proporciona superficies de transferencia de calor a bajo costo (Kern, 1999).

La principal desventaja de este tipo de intercambiador es la pequeña área de transferencia de calor contenida en una horquilla simple. Cada uno introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos necesarios para la limpieza periódica son excesivos comparados con otros tipos de equipos (Bejan y Allan, 2004).

1.1.3. Intercambiadores de calor compactos

Los intercambiadores de calor compactos no son una tecnología relativamente nueva aunque se mejoren continuamente para satisfacer los requisitos del mercado. Constituyen una clase especial e importante de intercambiadores de calor.

Consisten en un par de platos paralelos con miembros de metal que se unen a los platos. El arreglo de platos proporciona un canal de fluido-flujo (Levenspiel, 1993; Kern, 1999; Incropera, 2006).

Se caracterizan por una alta relación de la superficie de transferencia de calor por unidad de volumen (típicamente 200 a 300 m²/m³, o más) y por altos coeficientes de transferencia de calor comparados con otros tipos del intercambiador (Eebpp, 2000).

Incropera (2006) plantea que se consiguen altos valores de áreas superficiales de transferencia de calor por unidad de volumen ($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Se caracterizan por tener complejos arreglos de tubos con aletas o placas, que pueden ser planos o circulares.

Según Sen (2003), los intercambiadores compactos son muy utilizados en las industrias. Las ventajas son los ahorros en el costo, peso y volumen.

Tienen diversas formas y tamaños, actualmente se encuentran fácilmente disponible en el mercado. Entre ellos están: el de placas planas, placas parcialmente soldadas, placas soldadas, plato-aleta, placa en espiral, plato y coraza, entre otros (Eebpp, 2000).

En el Anexo 4 se muestran cuatro configuraciones típicas: (a) un intercambiador de tubo con aletas y tubos planos, (b) un conjunto circular de tubo con aleta y (c y d) ofrecen modos de alcanzar áreas superficiales muy grandes por ambos lados del intercambiador. Estas dos últimas configuraciones tienen aplicación en procesos en los que está implicada la transferencia de calor de un gas a otro (Holman, 2002).

Muchos investigadores han estudiado su diseño, y cómo hacerlos más eficientes. Luan *et al.* (2008) diseñaron un nuevo tipo de intercambiador de calor de placas acanaladas (PHE). Los resultados de simulaciones numéricas y experimentos mostraron que la resistencia de flujo de fluido activo en el nuevo PHE acanalado, comparado con el tradicional, disminuyó en más de 50%, y el rendimiento de transferencia de calor correspondiente disminuyó en aproximadamente 25%.

1.1.4. Intercambiadores de calor de placas planas

Los intercambiadores de placas planas son los más usados dentro de los intercambiadores compactos, fueron introducidos originalmente en las industrias en 1923; las primeras placas fueron construidas de bronce de cañón. Son actualmente los segundos, detrás de los de coraza y tubos, de mayor preferencia en el mercado.

La superficie donde ocurre la transferencia de calor consiste en varias placas delgadas, ubicadas sobre un bastidor metálico. El modelo corrugado en cada superficie de la placa induce la turbulencia y minimiza las áreas estancadas y el contacto accidental de los fluidos (Anexo 5).

El paquete de platos se sujeta junto a un marco suspendido de una barra de transporte (bastidor). Consta con empaquetaduras que son útiles para sellar la placa. El marco consiste en un plato soldado fijo y uno de presión móvil. La placa móvil facilita el acceso para la limpieza o el intercambio de las superficies de transferencia de calor. Una característica importante de este tipo de intercambiador de calor es la posibilidad de agregar o quitar placas para variar la superficie de transferencia de calor según sea necesario (Eebpp, 2000; Alfa Laval, 2011a).

Kern (1999) afirma que el fluido caliente pasa entre parejas alternativas de placas intercambiando calor con el fluido frío en los espacios adyacentes. Las placas están separadas entre sí unos 5 mm (Anexo 6).

Los límites de operación de la placa varían en función del fabricante. Según McCabe *et al.* (1998) la máxima temperatura de operación de estos intercambiadores están en el orden de 150°C, y las máximas superficies de transmisión de calor son de unos 4 000 m².

En la Guía de Intercambiadores de Calor Compactos consultada (Eebpp, 2000) se brinda un rango de temperatura de operación de las placas de metal desde -35°C a 200°C; presiones de diseño que pueden tolerarse hasta 25 atm, y existen pruebas de hasta 40 atm. Las áreas de transferencia de calor pueden ser desde 0,02 m² a 4,45 m²/plato.

1.1.5. Intercambiadores de calor de placas en espiral

El intercambiador de placas en espiral se comenzó a usar en Suecia alrededor de 1930 para recuperar calor del efluente contaminado de la industria papelera. En 1965 la empresa que los fabricaba fue comprada por el grupo Alfa-Laval que es el fabricante más grande en la actualidad, aunque no el único (Rodríguez, 2009; Alfa Laval, 2011a).

El intercambiador de calor de placas en espiral es un caso de intercambiador compacto con costos de mantenimiento reducido. Pueden construirse de una extensa variedad de metales como acero del carbono, acero inoxidable y titanio. Se usan las aleaciones cuando son fluidos muy corrosivos y se necesita resistencia a la corrosión.

En algunos casos el espacio doble puede usarse, enrollando cuatro tiras simultáneamente para formar dos canales para cada fluido. Estos sistemas de canales dobles se usan cuando hay un gran flujo o la caída de presión pequeña (Eebpp, 2000; Alfa Laval, 2011b; Martínez, 2011).

Su estructura consiste en un par de placas largas enroscadas alrededor de un núcleo central que forma una espiral, separadas de modo que se obtiene un espacio entre placas por el que circulan los fluidos. Usualmente estos canales se sueldan alternadamente para asegurar que los fluidos no se mezclen, y su anchura está en el rango de 5 a 30 mm. El fluido caliente entra por el centro del espiral y sale por la periferia, mientras que el frío entra por la periferia y sale por el centro en el extremo opuesto a la entrada del caliente (Anexo 7). Esta disposición se conoce como flujo en espiral y si bien se considera contracorriente, no es estrictamente contracorriente puro, por lo que se requiere una pequeña corrección a la diferencia media logarítmica de las temperaturas (LMTD) (Eebpp, 2000; Holman, 2002; Martínez, 2011).

Los coeficientes de transferencia de calor son altos en ambos lados (Walas, 2010). La temperatura máxima de diseño es 400°C y se tiene en cuenta los límites del material de la empaquetadura. Para diseños especiales pueden llegar a operar hasta 850°C. El máximo de presión de diseño es 15 atm, con planes especiales pueden llegar a 30 atm (Eebpp, 2000; Alfa Laval, 2011a).

Actualmente se han realizado estudios sobre estos intercambiadores para predecir mejor los coeficientes de transferencia de calor. Uno de ellos es donde se presentan nuevas correlaciones para la transferencia de calor en mezclas líquido-líquido inmiscibles (Sathiyar *et al.*, 2013). Estas investigaciones se llevaron a cabo en sistemas de agua-octano, agua-querosén, y agua-dodecano. Se encontraron coeficientes de transferencia de calor de los líquidos bifásicos que eran fuertemente dependientes a la composición de la mezcla líquida. Debido a la ausencia en la literatura de correlaciones que tuvieran en cuenta esta dependencia de la composición, se desarrollaron las nuevas correlaciones empíricas donde se usó parte de los datos experimentales, con la composición del fluido frío como una variable explícita. Las correlaciones se probaron contra el resto de los datos

experimentales y fueron encontradas para predecir los coeficientes de transferencia de calor dentro de $\pm 15\%$.

Otra investigación relacionada con este tema es la realizada por Saravanan (2008), donde se presentaron nuevos datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor de mezclas de agua y electrólitos (Sulfato de hierro II, Cloruro de sodio y Sulfato de magnesio). Los datos alcanzados en el estudio se compararon con los teóricos, donde se obtuvo una nueva correlación para aplicaciones prácticas. Los resultados de los experimentos mostraron un aumento de los coeficientes de transferencia de calor proporcional al aumento del número de Reynolds en todas las mezclas. Además que los números de Nusselt y de Reynolds aumentan proporcionalmente al variar la temperatura de entrada de los fluidos. Estos números adimensionales experimentales se compararon con los ofrecidos por la literatura y se notó que están muy cercanos, dentro de $\pm 20\%$.

Llega el momento en que los coeficientes de transferencia de calor comienzan a disminuir debido a las incrustaciones, y por ende la eficiencia disminuye, lo que hace necesario el mantenimiento. Todas las reparaciones deben hacerse por personal calificado con conocimientos del intercambiador de calor y de acuerdo con las instrucciones del fabricante. La inspección debe obedecer los procedimientos del lugar donde se instala y los requisitos del fabricante (Alfa Laval, 2011a).

La limpieza puede llevarse a cabo por método mecánico, generalmente se utiliza agua a alta presión, o por método químico. Cualquier agente químico de limpieza debe ser compatible con los materiales de construcción y tener en cuenta las instrucciones de los fabricantes (Buecker, 2001; Alfa Laval, 2011b).

La limpieza puede llevarse a cabo con el intercambiador en el lugar, sin abrirlo o quitando la tapas. El procedimiento más eficaz que se realiza en el mundo es vaciar la unidad sin quitar las tapas, y se usa un disolvente conveniente, ácido o alcalino. El conducto debe equiparse con válvulas para permitir la circulación de los agentes de limpieza. Para mejores resultados los productos de limpieza deben fluir en la dirección opuesta al flujo normal. No debe usarse disoluciones que contengan cloruro

debido a que pueden provocar corrosión por picadura (Buecker, 2001; Alfa Laval, 2011a).

En la empresa donde se realiza esta investigación se han realizado estudios sobre la eficiencia de la limpieza mecánica en los intercambiadores de calor en espiral ubicados en la Batería Central. El más reciente fue en 2014, donde se logró, después de realizada la limpieza, calentar el 97,67% del flujo de petróleo; anteriormente solo se lograba el 56% del flujo total de producción. Además se alcanzó una eficiencia de 32%, muy cercana al valor en la puesta en marcha (34%). Se consiguió recuperar el área efectiva de paso de flujo con una reducción en la caída de presión de 5,95 atm a 3,96 atm, inferior a la condición de diseño de 4 atm (Díaz, 2014).

Estos intercambiadores tienen ciertas ventajas sobre los de coraza y tubos, por ejemplo, presentan coeficientes de transferencia globales más elevados, con velocidades lineales menores debido al efecto turbulento producido por el constante cambio de dirección del flujo y existe menos acumulación de suciedad, no existe la posibilidad de variaciones importantes de temperatura en esos puntos, ocupa mucho menos espacio, debido a que la superficie efectiva de intercambio de calor por unidad de volumen es más alta, son menos propensos a presentar fugas ya sea internas (entre las corrientes) hacia el exterior, es imposible el depósito de sólidos en suspensión debido a la velocidad constante que se mantiene en ambas corrientes, siempre que sea suficiente para impedirlo (Rodríguez, 2009; Martínez, 2011; Díaz, 2014).

1.2. Aplicaciones de los intercambiadores de calor

Los equipos de transferencia de calor son muy importantes y ampliamente utilizados en los procesos industriales. Las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor residual y algunos procesamientos químicos (Incropera, 2006).

Los intercambiadores son ampliamente usados en todas las industrias, los más comunes en los procesos de tratamiento de petróleo son de coraza y tubos y de placas en espiral. En este epígrafe se proporcionarán las aplicaciones más importantes de ellos.

1.2.1. Aplicaciones de los intercambiadores de calor de coraza y tubos

Los intercambiadores de coraza y tubos son los más versátiles y ampliamente usados en todo tipo de industria (Walas, 2010). Se utilizan principalmente para sistema líquido-líquido (Levenspiel, 1993; Kern, 1999; Holman, 2002).

Algunos tipos específicos como el de tubos fijos se utilizan para condensar, en sistemas gas-gas, gas-líquido, para enfriar y calentar horizontal o vertical, que tiene como limitante 95°C de temperatura; el de tubos con cabezal flotante cuando existen diferenciales de temperatura altos, aproximadamente 95°C, pero tienen como limitante que las empaquetaduras interiores ofrecen peligro de fuga y son peligrosos los fluidos corrosivos en el lado de la coraza (Branan, 2002).

1.2.2. Aplicaciones de los intercambiadores de placas en espiral

Los intercambiadores en espiral encuentran un número creciente de aplicaciones importantes en las industrias de petróleo y petroquímica, de procesamiento de metal y otras (Burmeister, 2006).

Su gran utilidad se debe al tamaño compacto, a la gran área de transferencia de calor por unidad de volumen, a la gran rapidez de transferencia de calor, a la flexibilidad operacional y a la facilidad de mantenimiento (Saravanan, 2008; Sathiyar *et al.*, 2012). Cada vez son más usados a mediana y gran escala en las industrias, debido a la alta eficiencia en la transferencia de calor y reducen el consumo de combustible (Guha y Unde, 2014).

Son útiles en caso de fluidos a presiones bajas y moderadas, inferiores a 20 atm, especialmente cuando se requieren materiales resistentes a la corrosión, además que contengan una cantidad sustancial de partículas sólidas (McCabe *et al.*, 1998; Alfa Laval, 2011a). Se adaptan mejor a las aplicaciones en las que se tienen corrientes gaseosas con valores bajos de coeficiente global de transferencia de calor, y cuando se desea conseguir una gran superficie en un volumen pequeño. Estos intercambiadores tienen, por lo general, áreas de más de 650 m²/m³ (Holman, 2002).

Según Walas (2010) se usan comercialmente en servicios criogénicos, para la recuperación de calor a altas temperaturas en relación con las turbinas de gas y en las unidades móviles, como vehículos de motor.

Además son ideales para la industria alimenticia, en los digestores de lodos de alcantarillado; así como en la industria química (Eebpp, 2000).

1.3. Métodos de evaluación de intercambiadores de calor. Variables de operación

Para predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total para la transferencia (Incropera, 2006).

Los métodos de evaluación de intercambiadores de calor que generalmente se usan son:

1. Método de la diferencia media logarítmica (F_T -LMTD).
2. Método de la efectividad y el número de unidades de transferencia de calor (ϵ - NTU)

1.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor

El cálculo de intercambiadores de calor se basa en la definición del coeficiente global de transferencia de calor (U), que representa la velocidad de la transferencia de calor entre los fluidos. Resulta de utilidad disponer de valores tabulados del coeficiente global para varias situaciones que se pueden encontrar en la práctica (Kern, 1999; Velázquez, 2001; Incropera, 2006).

El coeficiente global de transferencia de calor depende de los coeficientes peliculares de transferencia de calor (h_{i0}) en las dos caras de la superficie que separa los fluidos, de las propiedades físicas de los fluidos y de cómo éstas dependen de la temperatura, además de la geometría de la pared y de sus propiedades físicas (Shilling, 2000; Velázquez, 2001; Incropera, 2006). Tiene en cuenta las resistencias individuales y globales a la transferencia, incluida la de la pared (R_w) que

generalmente no se tiene en cuenta porque se trata de metales con alta conductividad térmica (Branan, 2002; Rizo, 2008; Díaz, 2014).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_w + \frac{1}{h_o}} \quad (1.1)$$

La resistencia de la pared depende de la conductividad térmica del material, y los coeficientes individuales de las propiedades físicas de los fluidos (Rizo, 2008; Díaz, 2014).

No se puede dejar de mencionar que en un intercambiador de calor, además de la transferencia de calor entre los dos fluidos, existe transferencia de calor con el medio circundante, a la cual se le denomina pérdidas de calor. Aunque en general este flujo de calor hay que tenerlo en cuenta, la práctica habitual es minimizarlo recubriendo la superficie exterior con aislamiento térmico. Para el cálculo del flujo de calor entre ambos fluidos, y el área de intercambio que los separa, no se suelen incluir estas pérdidas (Rizo, 2008).

La ecuación que define la transferencia de calor es: (Incropera, 2006; Perry, 2008)

$$Q = UA(LMTD) \quad (1.2)$$

Donde:

Q – Flujo de calor transferido (W)

U - Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2\text{°C}$)

$LMTD$ - Diferencia media logarítmica de temperatura (°C)

1.3.2. Diferencia media logarítmica

Para determinar el flujo de calor transferido es necesario conocer la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos. Como el proceso consiste en transferir calor de un fluido caliente a un fluido frío, es evidente que la diferencia de temperaturas a la entrada en el intercambiador de calor será máxima y que esta diferencia se reducirá según los fluidos circulan por el intercambiador, por lo que a la salida se encontrará la menor diferencia de temperatura. Por lo tanto, la diferencia de temperaturas es

variable. Además, depende de la disposición de los tubos, del número de pasos y de la geometría del equipo (Kern, 1999; Incropera, 2006; Towler y Sinnott, 2008).

La ecuación que se utiliza para aplicar el método es:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (1.3)$$

Donde:

ΔT_1 - Diferencia de temperatura del cabezal caliente

ΔT_2 - Diferencia de temperatura del cabezal frío

Estos valores dependen del sentido de circulación del fluido, en corrientes paralelas o en contracorriente, y los perfiles de temperaturas en estos dos casos pueden ser como se muestra en el Anexo 8.

La diferencia de temperatura es mayor cuando las corrientes de proceso están en contracorriente, y se aumenta la rapidez de la transferencia de calor (McCabe *et al.*, 1998; Kern, 1999; Incropera, 2006).

Usualmente para el diseño de un intercambiador se estima la verdadera diferencia de temperatura de la temperatura media logarítmica aplicando un factor de corrección debido a que la diferencia media logarítmica de temperaturas se calcula para flujos en paralelo o en contracorriente puros (ecuación 1.4):

$$(\Delta T)_m = F_T (LMTD) \quad (1.4)$$

Donde el factor de la corrección F_T depende del modelo de flujo y es función de los parámetros P (eficiencia para el lado frío) y R (relación entre las capacidades calóricas). Estos términos se determinan por las ecuaciones siguientes: (Incropera, 2006; Towler y Sinnott, 2008; Walas, 2010)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (1.5)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (1.6)$$

Se usan los gráficos correspondientes que se ofrecen en la literatura para determinar el valor de F_T . Este debe ser aproximadamente 0,9 y siempre mayor que 0,75 (Kern, 1999; Incropera, 2006; Walas, 2010).

Este método puede ser aplicado si se consideran constante, a lo largo de toda la superficie, el valor del coeficiente de transferencia de calor y el producto del flujo másico por la capacidad calorífica para cada uno de los agentes portadores de calor. En el caso que estos valores cambien considerablemente a lo largo de la superficie de intercambio de calor, resulta inexacta la aplicación del diferencial logarítmico de temperatura, en este caso la ecuación principal de transferencia de calor se resuelve empleando el método de integración gráfica. Modificando la ecuación de la transferencia de calor como:

$$Q = UAF_T(LMTD) \quad (1.7)$$

donde:

F_T - Coeficiente de corrección de la diferencia media logarítmica para corrientes cruzadas y flujo mixto en intercambiadores de calor múltiples (adimensional)

Es igual a la unidad si la temperatura de uno de los agentes portadores de calor no varía en el proceso a lo largo de la superficie, condensación de vapor o ebullición de líquidos (Kern, 1999; Shilling, 2000; Incropera, 2006).

1.3.3. Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (ϵ - NTU)

La aplicación del método de la temperatura media logarítmica (LMTD) no es difícil si el valor de la temperatura del fluido a la entrada es conocido y la temperatura de la salida se especifica o determina por un balance de energía. Sin embargo, si la temperatura de salida no se conoce, para aplicar el método de la LMTD se requiere de un proceso iterativo. En tales casos es preferible utilizar una aproximación alternativa, determinada por el método de Efectividad y Número de Unidades de Transmisión (ϵ - NTU por sus siglas en inglés) (Shilling, 2000; Izquierdo, 2001 Incropera, 2006).

El método fue desarrollado por Nusselt en 1931, que le dio el nombre de Número de Unidades de Transmisión, el cual fue perfeccionado más tarde por London y Kays en

1984 (Díaz, 2014). Es un procedimiento para evaluar el funcionamiento de un intercambiador de calor ya existente. Puede ser determinado cuando el área de transferencia de calor y los detalles de la construcción son conocidos. Consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura (Izquierdo, 2001; Tower y Sinnott, 2008).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.8)$$

Donde:

NTU - Número de Unidades de Transmisión (adimensional)

C_{min} - Capacidad calórica mínima (W / °C)

Autores como Shilling (2000) e Incropera (2006) plantean que la eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre la cantidad de calor transferido real y la cantidad máxima posible de calor a transferir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (1.9)$$

Siendo:

$$Q = \dot{m} c_{pp} (T_{sp} - T_{ep}) \quad (1.10)$$

Donde:

\dot{m} - Flujo másico del petróleo crudo (kg/s)

c_{pp} - Calor específico del petróleo (J/kg K)

T_{sp} - Temperatura de salida del petróleo (K)

T_{ep} - Temperatura de entrada del petróleo (K)

$$Q_{m\acute{a}x} = \dot{m} c_{pp} (T_v - T_{ep}) \quad (1.11)$$

Donde:

T_v - Temperatura de entrada de vapor (K)

1.3.4. Caída de presión en los intercambiadores de calor

Los cálculos hidráulicos en los intercambiadores de calor son imprescindibles, para poder definir los gastos de energía que son necesarios para garantizar el movimiento de los fluidos en el intercambiador de calor. La caída de presión es función del tipo de fluido, de las características del agente calefactor, en caso de que exista cambio de fase (condensación de vapores) y de la geometría y dimensiones constructivas de los mismos (Velázquez, 2001; Incropera, 2006; Perry, 2008).

Según Kern (1999) la caída de presión permitida en un intercambiador es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del intercambiador. Cuando se ha designado una caída de presión definida para un intercambiador como parte de un circuito de bombeo, deberá siempre utilizarse tan completamente como sea posible en el intercambiador, pues de otra forma deberá disiparse mediante un reductor de presión.

En general, la caída de presión es una restricción importante en el diseño de intercambiadores de calor compactos; si el fluido es gaseoso, los intercambiadores tienden a presentar una gran área frontal. Según London y Kays (1984), la caída de presión total (ΔP) entre la entrada y la salida es:

$$\Delta P = \Delta P_{ent} + \Delta P_{nuc} - \Delta P_{sal} \quad (1.12)$$

Donde:

ΔP_{ent} - Caída de presión por contracción

ΔP_{nuc} - Caída de presión en el núcleo

ΔP_{sal} - Presión recuperada por expansión

Esta metodología de cálculo planteada por London y Kays (1984) no es aplicable para el caso específico de los intercambiadores de calor compacto en espiral, debido a los cambios y variaciones que sufren las variables independientes como son:

1. Disminución de la viscosidad aparente con el incremento de la temperatura y la generación de gas por vaporización instantánea, producto de los componentes ligeros de petróleo crudo.

2. Disminución de la densidad de la mezcla gas – líquido.
3. Incremento del flujo volumétrico en el interior del intercambiador de calor compacto en espiral como consecuencia del cambio de fase.

Sin embargo la ecuación planteada por Perry (2008) sí se puede utilizar para el cálculo de la caída de presión en los intercambiadores de calor en espiral:

$$\Delta P = \frac{L V^2 \rho}{1,705 \cdot 10^3} \cdot 1,45 \quad (1.13)$$

Donde:

L - Longitud característica del intercambiador de calor (m)

V - Velocidad del fluido (m/s)

ρ - Densidad del fluido (kg/m³)

1.4. Análisis dimensional

El análisis dimensional es un tratamiento algebraico de los símbolos de las unidades consideradas independientemente de su valor numérico. Simplifica enormemente el ajuste de datos experimentales por medio de una ecuación cuando no es posible un tratamiento totalmente matemático. Resulta útil para comprobar la consistencia de las unidades de las ecuaciones, para convertir unidades y para el cambio de escala a partir de datos obtenidos mediante modelos físicos con el fin de predecir el comportamiento del equipo en cualquier escala. El método está basado en la consistencia dimensional que tiene que poseer toda ecuación teórica que describa un fenómeno dado (Cruz y Pons, 1985; McCabe *et al.*, 1998).

Un análisis dimensional no se puede realizar si no se tiene un conocimiento suficiente acerca de la situación física para decidir qué variables son importantes en el problema y qué leyes físicas básicas deberán intervenir en una solución matemática si es que existe alguna. Las leyes físicas son importantes debido a que tales leyes introducen constantes dimensionales que es preciso considerar juntamente con las variables (McCabe *et al.*, 1998).

En general, la aplicación del análisis dimensional consiste en la obtención de los grupos adimensionales independientes que pueden formarse con las variables que intervienen en el proceso. Se pueden usar los métodos de Rayleigh, Buckingham (Teorema de π) y Hunsaker (Cruz y Pons, 1985).

1.4.1. Método de Rayleigh

El Método de Rayleigh se basa en las suposiciones siguientes expuestas por Cruz y Pons (1985):

1. La relación entre las variables es dimensionalmente consistente.
2. Cada variable tiene una fórmula dimensional de acuerdo con el sistema de unidades usado

Además se basa en la identificación de la variable dependiente y la independiente. A continuación se escoge el sistema internacional de unidades, se escribe el modelo base y en función de sus dimensiones. Luego se agrupan estas dimensiones para crear un sistema de ecuaciones para cada una, los coeficientes obtenidos se sustituyen en el modelo base y se forman los grupos adimensionales correspondientes (Perry, 2008).

El número de grupos adimensionales puede determinarse sumando uno a la diferencia entre el número de incógnitas y el de ecuaciones independientes (Cruz y Pons, 1985).

1.4.2. Método de Buckingham (Teorema de π)

Según Cruz y Pons (1985) este método se basa en el teorema de Buckingham, el cual expresa que toda ecuación dimensionalmente consistente de la forma $\phi(Q_1; Q_2; Q_3; \dots; Q_n) = 0$ puede ser llevada a la forma $\phi(\pi_1; \pi_2; \pi_3; \dots; \pi_n) = 0$, siendo:

$$\pi_1 = Q_1^{a_1} Q_2^{b_1} Q_m^{m_1} \quad (1.14)$$

$$\pi_2 = Q_1^{a_2} Q_2^{b_2} Q_m^{m_2} \quad (1.15)$$

Donde:

Q - Variables y constantes dimensionales

π_1 - Grupo adimensional

m - Número mínimo de variables en términos de cuyas dimensiones se pueden expresar las dimensiones de las restantes variables (es igual o menor que el número de unidades fundamentales en el sistema usado)

El número de grupos adimensionales independientes, N , se determina mediante la siguiente expresión:

$$N = n - m \quad (1.16)$$

Donde:

n - Número total de variables y constantes dimensionales

1.5. Métodos para determinar el tiempo óptimo de limpieza

El funcionamiento normal de los equipos y las máquinas provoca su desgaste y afecta el rendimiento, lo que trae consigo la generación de productos fuera de especificaciones, fugas y derramamientos. Todo esto genera una contaminación considerable; por lo que aplicar el mantenimiento adecuado a cada equipo y en el momento preciso garantiza su máximo rendimiento.

1.5.1. Mantenimiento

Un mantenimiento inadecuado a los equipos de una industria puede ocasionar fallos operativos que provoquen paradas con los respectivos inconvenientes económicos y ambientales.

Según autores como Oliva (1988) y Rodríguez (2005) el mantenimiento se puede describir como el conjunto de actividades cuya finalidad y objetivo es conservar todo bien capital en condiciones de eficiencia funcional que le permitan el más alto grado de fiabilidad.

Existen dos tipos de mantenimientos que se aplican en la actualidad en Cuba, los métodos o sistemas de mantenimiento con más aplicación son:

- Mantenimiento Preventivo Planificado (M.P.P).
- Mantenimiento por diagnóstico (M.D)

Mantenimiento Preventivo Planificado (M.P.P):

Se define como aquellas acciones de mantenimiento que se realizan a intervalos predeterminados con la intención de reducir la posibilidad de que la condición del equipo caiga por debajo de un nivel requerido de aceptabilidad. Establece distintas categorías de mantenimiento en función de su contenido y duración. Entre ellas se encuentran el mantenimiento profiláctico, mantenimiento ligero, mantenimiento parcial, mantenimiento parcial ampliado, mantenimiento general.

Mantenimiento por diagnóstico:

La tendencia actual en la actividad de mantenimiento es hacia la aplicación del mantenimiento por diagnóstico. A ello contribuye el avance de la tecnología y su vasto campo de aplicación. La determinación de los volúmenes de trabajo verdaderamente necesarios para garantizar máxima disponibilidad del equipo con óptima eficiencia y confiabilidad estableciendo el momento más adecuado para su ejecución, constituyen en resumen los objetivos del diagnóstico aplicado al mantenimiento.

1.5.2. Optimización gráfica

La optimización es la forma de obtener un mejor resultado bajo las circunstancias dadas. En el diseño, construcción y mantenimiento de cualquier sistema de ingeniería, los ingenieros tienen que tomar muchas decisiones tecnológicas y directivas en varias fases con el objetivo de minimizar el esfuerzo requerido o aumentar al máximo el beneficio deseado. Entonces la optimización puede definirse como el proceso de encontrar el valor máximo o mínimo de una función en condiciones de operación (Rao, 1996).

Una de las aplicaciones de la optimización es poder determinar el tiempo de mantenimiento y el reemplazo de cualquier equipo para así reducir los costos.

Según Sánchez (1990) y Rodríguez (1990) existen diversos métodos para determinar el tiempo óptimo de limpieza, entre ellos se destacan por su aplicación en la práctica los métodos basados en pronóstico técnico y los basados en criterios económicos.

El pronóstico del estado técnico se encarga de determinar el tiempo óptimo en que debe realizarse el mantenimiento a cierto elemento o sistema, una vez aplicado el método de diagnóstico, a fin de evitar una falla que interrumpa un proceso productivo, con la consecuente afectación a la economía y al hombre.

Existen varios métodos de pronósticos reportados en la literatura (Rodríguez, 2005), siendo uno de los más usados el método analítico basado en el índice de pronóstico (A).

El índice de pronóstico para la degradación del equipo se determina por:

$$A = 1 - DIF \quad (1.17)$$

DIF - Relación adimensional de la variable de pronóstico

Para intercambiadores de calor el parámetro A puede ser calculado de las siguientes formas:

- En función del Coeficiente Global de transferencia de calor

$$A = 1 - \frac{(U_{diseño} - U)}{U_{diseño}} \quad (1.18)$$

- En función de la caída de presión en el equipo.

$$A = 1 - \frac{(\Delta P - \Delta P_{diseño})}{\Delta P_{diseño}} \quad (1.19)$$

El factor A límite será fijado por el valor mínimo permisible para la operación del intercambiador de calor. En el Anexo 9 se muestra un gráfico de cómo se determina el tiempo óptimo de limpieza mediante el método del parámetro A.

Los métodos basados en criterios económicos tienen en cuenta los costos de operación y los costos de mantenimiento y limpieza de los equipos. En el Anexo 10 se muestra un gráfico de cómo se determina el tiempo óptimo de limpieza usando estos métodos.

Conclusiones parciales del capítulo 1

1. El método de ϵ - NTU es el más utilizado para la evaluación de la eficiencia de la transferencia de calor de los intercambiadores de calor y será el método utilizado en este trabajo para la evaluación de los intercambiadores en espiral de la batería central de EPEP- Centro.
2. Las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor en espiral son evaluadas de forma empírica, es decir, a partir de los parámetros de operación medidos.
3. Para la formulación matemática de la ecuación para el coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo en los intercambiadores de calor en espiral se utilizará el método de Rayleigh por ser de fácil aplicación y ser conocido por la autora de este trabajo.
4. La determinación de los ciclos de limpieza de los intercambiadores de calor en espiral se realizará según las técnicas de mantenimiento por diagnóstico utilizando la optimización gráfica el método del parámetro A.

Capítulo 2: Materiales y métodos

En este capítulo se caracterizan los intercambiadores de calor en espiral ubicados en la Empresa de Perforación y Extracción de Petróleo del Centro. Además se describen detalladamente los métodos, técnicas, instrumentos y procedimientos utilizados en la recopilación, procesamiento, análisis e interpretación de los datos.

2.1. Descripción del proceso tecnológico de producción de petróleo en la EPEP-Centro

Esta instalación tiene como objetivo la aplicación de un tratamiento al crudo proveniente de los pozos en producción, de forma tal que se alcancen los índices de calidad requeridos para posteriormente enviarlos por bombeo hacia la Empresa Comercializadora de Combustibles de Matanzas.

El tratamiento comienza desde los centros colectores, conocidos como la Primera etapa de separación, la cual consta de dos áreas:

- Centros Colectores: Instalaciones encargadas de recolectar y separar de forma mecánica, el gas del petróleo de todos los pozos que tengan conectados.
- Estaciones de Rebombeo: Instalaciones intermedias de trasiego por oleoductos hacia la Batería Central. Hay dos estaciones de rebombeo, la Estación de Rebombeo Oeste (ERO), que proporciona el 80% del petróleo producido en la Empresa y la Estación de Rebombeo Este (ERE), que proporciona el 20% restante. (EPEP-Centro, 2013).

Después de pasar por las estaciones de rebombeo, el petróleo es tratado en la planta de procesamiento de crudos. Está compuesta por varias etapas (EPEP-Centro, 2013):

- Recepción de crudos
- Calentamiento inicial
- Segunda etapa de separación de gases

- Tratamiento del crudo en tanques dinámicos
- Tratamiento en tanques estáticos (tratamiento térmico y reposo)
- Trasiego hacia la Estación Cabecera del Oleoducto (ECO)
- Venta a Matanzas
- Dosificación de diluyente
- Recuperación de gases.

En el Anexo 11 se muestra el diagrama de flujo de la planta de procesamiento de crudos.

2.1.1. Descripción detallada del caso de estudio

El objeto de estudio de esta investigación es el calentamiento inicial del crudo en la segunda etapa de separación, la cual forma parte del proceso de la batería central.

Esta etapa está destinada a incrementar la temperatura del crudo desde temperatura ambiente hasta 85°C, para garantizar una mejor separación de gas en los Separadores de la Segunda Etapa de Separación (SES), y del agua en los tanques dinámicos; así como el comienzo del tratamiento termoquímico sobre la emulsión agua-petróleo. El crudo proveniente de las estaciones de rebombeo de los Centros Colectores, así como de la piscina de recepción, llega a los intercambiadores de calor como un crudo único y con ayuda de estos equipos se logra la elevación de la temperatura del mismo hasta valores ya mencionados.

Existen cinco intercambiadores de calor en espiral, instalados en una base de hormigón, con sensores de presión y temperatura común a la entrada de los mismos, y a la salida de petróleo con sensores de temperatura, termómetros, manómetros y transmisor de presión independientes (Anexo 12).

Los intercambiadores 4 y 5 son los que se encuentran en funcionamiento alternativamente, cada uno está provisto de un lazo de control para regular la temperatura, de un sensor de presión y temperatura y de un manómetro antes y después de la válvula reguladora de vapor.

El colector de entrada de petróleo está provisto de una tubería para el desvío de 0,508 m de diámetro, para operarlo de forma manual en caso de ser necesario ante un incremento de presión, así como un lazo de control automático con un conducto de 0,15 m de diámetro ajustado a una presión entre 1 y 7 atm, según las condiciones de operación con una válvula neumática que se abre cuando la presión de trabajo se iguala a la presión de ajuste y dos válvulas mecánicas.

Además para proteger los intercambiadores de una sobre presión existe una válvula neumática en el oleoducto de entrada ajustada a 9 atm que comunica el oleoducto de entrada con el tanque en el que se recibe el petróleo de la segunda etapa de separación (EPEP-Centro, 2013).

Datos Técnicos de los Intercambiadores 4 y 5:

- Tipo: 3H-2-CT
- Código: ASME
- Flujo de vapor: 13 m³/h
- Flujo de petróleo: 250 m³/h
- Área de transferencia de calor: 295,3 m²
- Área de placa: 310 m²
- Ancho: 2 m
- Diámetro exterior: 1,98 m
- Espaciado: 0,008 m por el lado del fluido caliente y 0,024 m por el lado del fluido frío
- Presión de diseño: 10 atm
- Temperatura de trabajo: 0-180°C
- Peso completo: 1 640 kg
- Coeficiente global de transferencia para condiciones de limpieza: 261,2 (W/m²K)

- Coeficiente global de transferencia para condiciones de servicio: 249,3 (W/m²K)
- Presión de operación de entrada y salida: 7 atm
- Fecha de fabricación: 2012 (Alfa Laval, 2011 b).

2.2. Metodología empleada para el tratamiento estadístico

La recolección de los datos pertenece al período comprendido entre el 1 de febrero del 2014 hasta el 30 de abril del 2015. El tratamiento estadístico se le realiza a los datos recopilados del mes de abril, los restantes son tomados de los históricos de la empresa que ya se le aplicó este análisis por Rizo (2008) y Díaz (2014). Se estudia estadísticamente a través de la media, desviación estándar, el coeficiente de variación y las cartas de control. Estos métodos definen de forma estadística el funcionamiento normal del proceso para detectar desviaciones significativas.

- Media de la muestra

La media de la muestra se determina a través de la siguiente ecuación:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (2.1)$$

Donde:

x_i - Valor de la variable x en la medición i

n - Tamaño de la muestra.

- Desviación estándar

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (2.2)$$

Donde:

\bar{x} - Valor medio de la variable X para n mediciones

Aunque la desviación estándar proporciona una medida de la dispersión de un conjunto de resultados alrededor del valor medio, no indica la forma de la distribución. Esta puede apreciarse fácilmente mediante un histograma; cuando es

normal se muestran las medidas distribuidas de forma casi simétrica en torno a la media, con las medidas agrupadas hacia el centro (Miller y Miller, 2002).

- Coeficiente de variación.

El coeficiente de variación (CV) es otra medida de la variabilidad extensamente utilizada, también conocido como la desviación estándar relativa (DER). Se recomienda que sea menor que un 12%. Está definida por la siguiente ecuación:

$$CV = \frac{S}{\bar{X}} \cdot 100 \quad (2.3)$$

- Cartas de control

Las cartas de control no son más que un gráfico cronológico de una variable que permite saber si se encuentra dentro de los límites del proceso apoyándose en experiencias pasadas. Su utilización eficaz permite la detección oportuna de desviaciones anormales en el proceso, así como la prevención de futuros problemas. Existen dos tipos, las Cartas de Media y las Cartas de Rango. La correcta aplicación de esta herramienta aumenta la eficiencia y la productividad del trabajo (Rodríguez *et al*, 1985).

En este caso se realizan ambas cartas a todos los parámetros analizados en los intercambiadores de calor, para conocer si existen desviaciones significativas de los parámetros de diseño.

2.3. Metodología empleada para la evaluación del intercambiador de calor en espiral

La evaluación de los intercambiadores de calor en espiral 4 y 5 ubicados en la Segunda Etapa de Separación se lleva a cabo a través del método de la efectividad y el número de unidades de transmisión (ϵ - NTU). Aunque existe otro procedimiento para el desarrollo del análisis de intercambiadores de calor, este método es el más sencillo de implementar y el más usado para evaluar rendimiento.

Se utilizan las bases de datos existentes en los archivos históricos de la empresa para obtener:

- Presión de entrada y salida de los intercambiadores
- Temperatura de entrada y salida de los intercambiadores
- Temperatura de entrada de vapor a los intercambiadores
- Temperatura de la mezcla resultante (temperatura de tanque 6)
- Presión de vapor

Estos parámetros son medidos con instrumentos de alta precisión, de la firma SMART, con interfaz de comunicación a la computadora soportado por un sistema supervisor AIMAX, el cual permite guardar las mediciones en intervalo de tiempo de un minuto como mínimo (EPEP-Centro, 2013).

Las propiedades físico-químicas reales del petróleo crudo deben ser determinadas por modelos matemáticos que dependen de la temperatura, debido a que estas varían al calentarse el crudo. Se debe tener en cuenta que este flujo no está compuesto por un fluido homogéneo, sino por la mezcla de: petróleo pesado, agua libre y emulsionada, gas libre y en fase disuelta y sedimentos inorgánicos en suspensión.

2.3.1. Determinación de las propiedades físicas del petróleo

Las propiedades físicas del petróleo, se calculan a partir de las ecuaciones definidas por modelos matemáticos, aplicables a las mezclas de petróleo crudo sometidas a tratamiento termo físico del Yacimiento Varadero (Rizo, 2008).

$$\rho_p = 1005,8 - 0,526 T \quad (2.4)$$

$$c_{pp} = 1739 + 2,5 T \quad (2.5)$$

$$k_p = 0,117 - 6,28 \cdot 10^{-5} T \quad (2.6)$$

$$\mu = 2692,6 e^{-0,0537 T_s} \cdot 0,001 \quad (2.7)$$

Donde:

ρ_p - Densidad del petróleo crudo del yacimiento Varadero ($\frac{kg}{m^3}$)

c_{pp} - Calor específico del petróleo ($\frac{kJ}{kg K}$)

k_p - Conductividad térmica del petróleo ($\frac{W}{m K}$)

μ - Viscosidad dinámica del petróleo ($P_a s$)

T - Temperatura media del petróleo (K). Se determina por la ecuación

$$T = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (2.8)$$

Siendo T_e y T_s las temperatura de entrada y salida del petróleo crudo respectivamente.

2.3.2. Determinación del flujo de petróleo real que circula por el intercambiador de calor

Con el objetivo de mantener la temperatura de salida del petróleo, parte del fluido de producción no entra al equipo y deja de ser calentado, lo que provoca grandes problemas en el posterior tratamiento. Esto puede ocurrir cuando, provocado por las incrustaciones y las posibles obstrucciones, se crea una contrapresión a la entrada del calentador y hace que se abra la válvula neumática.

Como resultado de este inconveniente se hacía imposible evaluar el rendimiento de los equipos a causa del desconocimiento de la temperatura resultante de la mezcla del petróleo caliente y frío. En febrero del 2014 se puso en funcionamiento el tanque de tratamiento 6 que posibilita conocerla. De esta manera se puede aplicar un balance de masa y energía en el punto mezcla, donde se obtiene el flujo real que pasa por el desvío.

Se utilizará el parte de producción de petróleo bombeado por la ERO y la ERE, que representa la cantidad de petróleo que llega a la planta. La figura 2.1 representa el esquema del intercambiador de calor y el punto de mezcla donde se realizan los balances de masa.

Esquema del Intercambiador de Calor

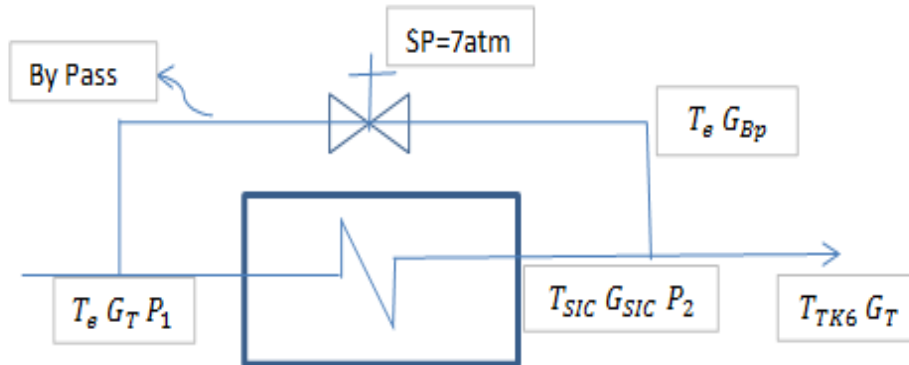


Figura 2.1 Esquema del intercambiador de calor. Fuente: (Díaz 2014)

Donde:

SP: Set Point

T_e : Temperatura de entrada al intercambiador de calor ($^{\circ}\text{C}$).

T_{TK6} : Temperatura del tanque 6 ($^{\circ}\text{C}$).

T_{SIC} : Temperatura a la salida del intercambiador de calor ($^{\circ}\text{C}$).

G_T : Flujo total que llega a la planta de procesamiento de crudo (kg/s).

G_{SIC} : Flujo a la salida del intercambiador de calor (kg/s).

G_{Bp} : Flujo que pasa por el desvío (kg/s).

P_1 : Presión a la entrada del intercambiador de calor (atm).

P_2 : Presión a la salida del intercambiador de calor (atm).

Se aplica el balance de masa y de energía en el punto de mezcla:

Balance de Masa:

$$G_T = G_{SIC} + G_{Bp} \quad (2.9)$$

Balance de Energía:

$$G_T c_{ppTK6} T_{TK6} = G_{SIC} c_{ppSIC} T_{SIC} + G_{Bp} c_{ppe} T_e \quad (2.10)$$

Combinando las ecuaciones 2.9 y 2.10 se obtiene:

$$G_{SIC} = G_T - \frac{G_T (C_{pp_{TK6}} T_{TK6} - C_{pp_{SIC}} T_{SIC})}{C_{pp_e} T_e - C_{pp_{SIC}} T_{SIC}}$$

$$= G_T \left(1 - \frac{C_{pp_{TK6}} T_{TK6} - C_{pp_{SIC}} T_{SIC}}{C_{pp_e} T_e - C_{pp_{SIC}} T_{SIC}} \right) \quad (2.11)$$

Es necesario convertir G_T en flujo másico, se realiza mediante la ecuación 2.13:

$$G_{TV} = \frac{(ERO+ERE)}{3600} \quad (2.12)$$

$$G_T = \rho_p \cdot G_{TV} \quad (2.13)$$

Donde:

ρ_p - densidad del petróleo (kg/m³)

G_{TV} - flujo total volumétrico (m³/s)

G_T - flujo total másico (kg/s).

2.3.3. Evaluación de los intercambiadores de calor aplicando el método de ε -NTU

La ecuación de eficiencia del intercambiador de calor se define como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{máx}}} \quad (2.14)$$

Donde:

Q - Flujo de calor transferido en el intercambiador (W)

$Q_{\text{máx}}$ - Flujo de calor máximo que se puede transferir en el intercambiador (W)

Para el balance de energía se considera que no hay pérdidas de calor.

Según Holman (2002) la transferencia de calor real se puede obtener si se calcula la energía perdida por el fluido caliente y la energía ganada por el fluido frío. Para el intercambiador en espiral:

$$Q = \dot{m} c_{pp} (T_{sp} - T_{ep}) \quad (2.15)$$

Donde:

\dot{m} -Flujo másico del petróleo crudo (kg/s)

T_{sp} - Temperatura de salida del petróleo (K)

T_{ep} - Temperatura de entrada del petróleo (K)

Para determinar la máxima transferencia de calor posible para el intercambiador, se admite en primer lugar que este valor máximo se alcanzaría si uno de los fluidos experimentase una variación de temperatura igual a la diferencia máxima de temperaturas que se da en el intercambiador, que es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío.

$$Q_{m\acute{a}x} = \dot{m} c_{pp} (T_v - T_{ep}) \quad (2.16)$$

Donde:

T_v - Temperatura de entrada de vapor (K)

Puesto que en un proceso de ebullición o condensación (el que ocurre en el intercambiador es condensación del vapor) la temperatura del fluido caliente permanece prácticamente constante, o lo que es lo mismo, el fluido actúa como si tuviera calor específico infinito. Por lo tanto la capacidad calórica mínima será la del petróleo (C_{pp}).

En estos casos, $C_{m\acute{i}n}/C_{m\acute{a}x} = 0$ y todas las relaciones para el rendimiento de intercambiadores de calor tienden a una única y sencilla ecuación:

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.17)$$

El número de unidades de transmisión (NTU) está dado también por:

$$NTU = \frac{UA}{C_{m\acute{i}n}} \quad (2.18)$$

De esta forma el coeficiente global de transferencia de calor se puede obtener despejando:

$$U = \frac{NTU C_{m\acute{i}n}}{A} \quad (2.19)$$

Se calcula el factor de ensuciamiento (R_f), donde se toma como coeficiente global de transferencia de calor limpio el que ofrece el fabricante en la ficha técnica.

$$R_f = \frac{1}{U_{sucio}} - \frac{1}{U_{limpio}} \quad (2.20)$$

Cuando R_f (sucio) $> R_f$ (limpio o permitido), como sucede después de cierto período de servicio, el equipo no pasará una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso y en este caso debe ser limpiado, y de este modo definir el momento adecuado para realizar una limpieza mecánica.

Según Kern (1999), Holman (2002) e Incropera (2006) se ha definido un factor de ensuciamiento u obstrucción (R_f) de 0,0009 (m² K)/ W. Si se cumple el requerimiento del factor de obstrucción se pretende proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso y sin mantenimiento por un período de un año a un año y medio.

2.4. Metodología empleada para la modelación matemática de la ecuación del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo

La formulación de la ecuación del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo para los intercambiadores instalados en la empresa se realiza mediante el método de Rayleigh, donde:

- Variable dependiente: Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado del petróleo (h_p)
- Variables independientes:
 - Diámetro de la tubería ($D_{equivalente}$)
 - Velocidad del petróleo (V)
 - Densidad del petróleo (ρ_p)
 - Viscosidad dinámica del petróleo (μ)
 - Viscosidad dinámica del petróleo a la temperatura de la pared (μ_w)
 - Conductividad térmica (k_p)
 - Calor específico del petróleo (c_{pp})

Después de realizar el análisis dimensional debe quedar una ecuación de la forma:

$$N_u = a \cdot (R_e)^b \cdot (P_r)^c \cdot (\mu/\mu_w)^d$$

Donde:

N_u - Número de Nusselt (adimensional)

R_e - Número de Reynolds (adimensional)

P_r - Número de Prandtl (adimensional)

Los números adimensionales se determinan por las siguientes ecuaciones:

$$R_e = \frac{\rho_p \cdot V \cdot D_e}{\mu} \quad (2.21)$$

$$P_r = \frac{c_{pp} \cdot \mu}{k_p} \quad (2.22)$$

V - Velocidad con la que circula el petróleo por el intercambiador (m/s)

D_e - Diámetro equivalente del intercambiador de calor (m)

El diámetro equivalente es dos veces el espaciado entre las placas (Perry, 2008), es decir:

$$D_e = 2 \cdot \text{espaciado} \quad (2.23)$$

Los términos independientes a, b, c y d se ajustan con datos experimentales y, por regresión múltiple se llega a la ecuación que permite determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor forzada del petróleo.

Para lograr la formulación matemática de esta ecuación se necesita conocer datos experimentales del número de Nusselt, con el coeficiente individual del vapor y el coeficiente global de transferencia de calor se consigue dicho objetivo.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_p} + \frac{1}{h_v}} \quad (2.24)$$

$$N_u = \frac{h_p D_e}{k_p} \quad (2.25)$$

Donde:

h_v - Coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor (W/m² K)

2.4.1. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor

El coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor se calcula según la metodología planteada por Incropera (2006) para condensación en película turbulenta sobre una superficie vertical.

Primeramente se asume condensación pelicular (laminar) y se utiliza la ecuación 2.27, pues no se puede calcular el número de Reynolds (Re_δ) por no conocer el espesor de la película.

$$Re_\delta = \frac{4 \dot{m}}{\mu_L b} = \frac{4 \rho_L V_m \delta}{\mu_L} \quad (2.26)$$

Donde:

μ_L - Viscosidad del condensado (Pa s)

b - Longitud característica de la película (diámetro) (m)

ρ_L -Densidad del condensado (kg/m³)

V_m -Velocidad promedio en la película (m/s)

\dot{m} - Flujo de vapor (kg/s)

δ -Espesor de la película (m)

$$Nu_{UL} = 0,943 \left[\frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_v) h'_{fg} D^3}{\mu_L k_L (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.27)$$

Donde:

g - Aceleración de la gravedad (m/s²)

ρ_v - Densidad del vapor (kg/m³)

D -Diámetro del intercambiador de calor (m)

k_L - Conductividad térmica del condensado (W/m K)

T_{sat} - Temperatura de saturación (K)

T_s - Temperatura superficial (K)

h'_{fg} - Entalpía de vaporización rectificada (kJ/kg)

Según Incropera (2006) los errores asociados con el uso de esta ecuación son menores que el 3% para $Ja \leq 0,1$ y $1 \leq Pr \leq 100$, por lo que hay que verificar estos parámetros.

La entalpía de vaporización rectificada se determina por la ecuación 2.28:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 c_{pL}(T_{sat} - T_s) \quad (2.28)$$

Donde:

h_{fg} - Entalpía de vaporización (kJ/kg)

c_{pL} - Capacidad calórica del condensado (kJ/kg K)

Todas las propiedades del condensado son determinadas por modelos matemáticos que se establecieron mediante la interpolación lineal de la lista de propiedades ofrecida por Incropera (2006).

$$c_{pL} = 1,037 \ln T_f - 1,9574 \quad (2.29)$$

$$\vartheta_L = 0,4425 \ln T_f - 1,5841 \quad (2.30)$$

$$\vartheta_G = -5,531 \ln T_f + 33,869 \quad (2.31)$$

$$\mu_L = -608,4 \ln T_f + 3862,2 \quad (2.32)$$

$$k_L = -0,1T_f + 728 \quad (2.33)$$

$$Pr = -0,0083 T_f + 4,6733 \quad (2.34)$$

$$\rho_L = \frac{1}{\vartheta_L} \quad (2.35)$$

$$\rho_G = \frac{1}{\vartheta_G} \quad (2.36)$$

Donde:

$\vartheta_L; \vartheta_G$ - Volumen específico del condensado y del vapor respectivamente (m^3/kg)

Estas son evaluadas a la temperatura de película T_f :

$$T_f = \frac{(T_{sat} + T_s)}{2} \quad (2.37)$$

La entalpía de vaporización h_{fg} se debe evaluar a la temperatura de saturación, mediante el modelo matemático siguiente:

$$h_{fg} = -3,35 T_f + 3531,5 \quad (2.38)$$

Se calcula el coeficiente pelicular de transferencia de calor del condensado por la ecuación:

$$h_L = \frac{Nu k_L}{D} \quad (2.39)$$

El flujo de vapor se determina despejándolo de la siguiente expresión:

$$h_L = \frac{\dot{m}_v h'_{fg}}{A(T_{sat} - T_s)} \quad (2.40)$$

Donde:

A- Área del intercambiador de calor (m^2)

A continuación se chequea el Re_δ para demostrar si realmente existe condensación pelicular ($Re_\delta \leq 30$) por la ecuación 2.26. Si no se cumple hay que volver a calcularlo por la ecuación que corresponda al tipo de régimen de flujo que existe realmente.

Para régimen laminar ondulado ($30 \leq Re_\delta \leq 1800$):

$$\frac{h_L (\gamma^2 / g)^{1/3}}{k_L} = \frac{Re_\delta}{1,08 Re_\delta^{1,22} - 5,2} \quad (2.41)$$

Para régimen turbulento ($Re_\delta \geq 1800$):

$$\frac{h_L (\gamma^2 / g)^{1/3}}{k_L} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58 Pr^{-0,5} (Re_\delta^{0,75} - 253)} \quad (2.42)$$

Por la ecuación que corresponda se calcula el nuevo valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor (h_L).

2.5. Cálculo de la caída de presión

La caída de presión es una importante restricción en el diseño de intercambiadores de calor compactos. Se calcula de forma empírica con los valores obtenidos de las mediciones a la entrada y salida de ellos en la empresa, por la ecuación:

$$\Delta P = \Delta P_{ent} - \Delta P_{sal} \quad (2.43)$$

Donde:

ΔP_{ent} - Presión de entrada

ΔP_{sal} - Presión de salida

2.6. Metodología empleada para establecer los ciclos óptimos de limpieza en los intercambiadores de calor en espiral

Para establecer los ciclos óptimos de limpieza de los intercambiadores de calor se utiliza el método basado en el índice de pronóstico (A). En este método se grafica el parámetro A en función del tiempo. Para este trabajo se define el parámetro A como:

$$A = \frac{h_{p\ cal}}{h_{p\ diseño}}$$

El coeficiente de transferencia de calor pelicular calculado se determina mediante la metodología explicada en el epígrafe 2.3.3, pero varía en el cálculo la temperatura de salida. Se utilizan las ecuaciones siguientes:

$$Q_{abs} = \dot{m}_{GT} c_{pp} (T_s - T_e) \quad (2.44)$$

$$Q_{ced} = \dot{m}_v \lambda \quad (2.45)$$

Donde:

Q_{abs} - Calor absorbido por el petróleo (W)

Q_{ced} - Calor cedido por el vapor (W)

\dot{m}_{BP} - Flujo másico de petróleo que circula por el desvío (kg/s)

λ - Calor latente de vaporización (kJ/kg)

T_s - Representa la temperatura de salida del petróleo al pasar todo el flujo de petróleo por el intercambiador.

Capítulo 3: Resultados y discusión

Para definir el comportamiento de operación de los intercambiadores de calor de la segunda etapa de separación de la batería central, se calculan los parámetros que definen la transferencia de calor.

En el caso de los intercambiadores de calor las mediciones se reflejan y son guardadas de forma continua y automática de minuto a minuto, en las computadoras de proceso, instaladas en los cuartos de control. Mediante la transmisión de datos, se monitorean los siguientes parámetros: presión de vapor de entrada, temperatura de entrada y salida de petróleo, presión de entrada y salida del petróleo de los intercambiadores. En este capítulo se muestran los cálculos de evaluación para un día de trabajo.

Se cuenta con una base de datos existente en la empresa, compuesta por 148 días de trabajo, pertenecientes al período comprendido del 1 de febrero del 2014 hasta 30 de abril del 2015.

3.1. Resultado y análisis de la evaluación estadística de la operación actual de los intercambiadores de calor

Los datos del mes de abril fueron los que se evaluaron estadísticamente según la metodología explicada en el capítulo 2. Los restantes se extraen de los históricos de la empresa que se les había realizado esta evaluación con anterioridad por Rizo (2008) y Díaz (2014).

Para validar la elección de la toma de muestra se analizan estadísticamente las variables medidas a partir de los valores promediados. El procesamiento de los datos medidos arroja resultados que se muestran en la tabla 3.1:

Leyenda:

X- Promedio

SD- Desviación estándar

CV- Coeficiente de variación

Tabla 3.1 Análisis estadístico de las variables medidas para utilizar en el procedimiento de cálculo

Fecha		Te (°C)	Ts (°C)	T _{TK6} (°C)	Pe (atm)	Ps (atm)	Pv (atm)
01/4/15	X	38,237	84,365	81,376	5,374	1,365	7,653
	SD	1,256	5,362	3,112	0,124	0,025	0,365
	CV	3,286	6,356	3,824	2,306	1,865	4,772
04/4/15	X	38,548	78,362	58,025	5,081	1,570	7,237
	SD	0,963	4,237	3,260	0,603	0,037	0,799
	CV	2,499	5,406	5,617	11,862	2,326	11,036
05/4/15	X	38,255	80,325	63,716	5,195	1,459	7,685
	SD	0,659	7,365	1,330	0,080	0,125	0,570
	CV	1,723	9,169	2,087	1,543	8,599	7,414
06/4/15	X	37,659	84,365	62,969	5,328	1,699	8,366
	SD	1,264	5,148	1,480	0,057	0,137	0,699
	CV	3,355	6,102	2,351	1,063	8,040	8,350
07/4/15	X	38,339	85,365	63,477	5,256	1,479	7,365
	SD	1,165	4,126	1,590	0,089	0,037	0,797
	CV	3,038	4,833	2,505	1,697	2,474	10,814
08/4/15	X	38,182	85,682	63,551	5,373	1,525	7,400
	SD	0,838	7,872	2,374	0,088	0,096	0,884
	CV	2,194	9,188	3,736	1,642	6,298	11,952
09/4/15	X	38,339	86,131	62,888	5,371	1,473	7,775
	SD	0,855	5,598	1,645	0,058	0,097	0,915
	CV	2,229	6,499	2,615	1,073	6,596	11,764
10/4/15	X	38,668	82,702	60,653	5,073	1,475	7,368
	SD	0,944	8,638	6,815	0,262	0,116	0,880
	CV	2,441	10,444	11,236	5,173	7,866	11,942
11/4/15	X	38,532	78,623	74,194	4,805	1,499	6,227
	SD	1,128	8,539	4,026	0,041	0,071	0,744
	CV	2,926	10,861	5,426	0,849	4,725	11,955
12/4/15	X	38,890	81,499	81,353	4,856	1,542	7,043
	SD	1,171	8,912	1,356	0,056	0,124	0,808
	CV	3,010	10,935	1,667	1,160	8,058	11,472
14/4/15	X	38,998	84,049	55,821	4,126	1,529	7,634
	SD	1,065	5,566	2,431	0,056	0,070	0,846
	CV	2,731	6,623	4,356	1,365	4,612	11,083
15/4/15	X	39,014	83,457	56,392	4,786	1,504	7,134
	SD	1,234	6,185	2,186	0,125	0,070	0,643
	CV	3,162	7,411	3,877	2,620	4,640	9,013
17/4/15	X	38,869	85,105	56,445	5,000	1,478	7,640
	SD	1,125	7,473	2,125	0,032	0,059	0,822
	CV	2,893	8,780	3,765	0,642	4,001	10,764

20/4/15	X	39,850	85,293	56,209	5,267	1,394	8,137
	SD	1,140	6,867	1,552	0,058	0,082	0,603
	CV	2,861	8,051	2,762	1,093	5,917	7,411
21/4/15	X	39,430	85,726	60,078	5,338	1,395	7,642
	SD	0,791	9,457	3,295	0,056	0,159	0,676
	CV	2,006	11,032	5,485	1,049	11,438	8,851
22/4/15	X	39,890	88,267	65,822	5,464	1,442	8,377
	SD	0,880	5,105	3,913	0,057	0,036	0,468
	CV	2,207	5,784	5,945	1,040	2,526	5,591

En los dieciséis días del mes de abril analizados se puede observar que el coeficiente de variación alrededor de la media no sobrepasa el 12%, lo que representa que existe confiabilidad en los datos utilizados. El 53,12% oscila entre el 4 y 8%, y el 46,88% restante de los coeficientes de variación no sobrepasan el 4%, lo que hace más confiable aún la elección de la muestra.

Además se realizaron las cartas de control a cada parámetro para determinar si existen desviaciones significativas de los parámetros de diseño.

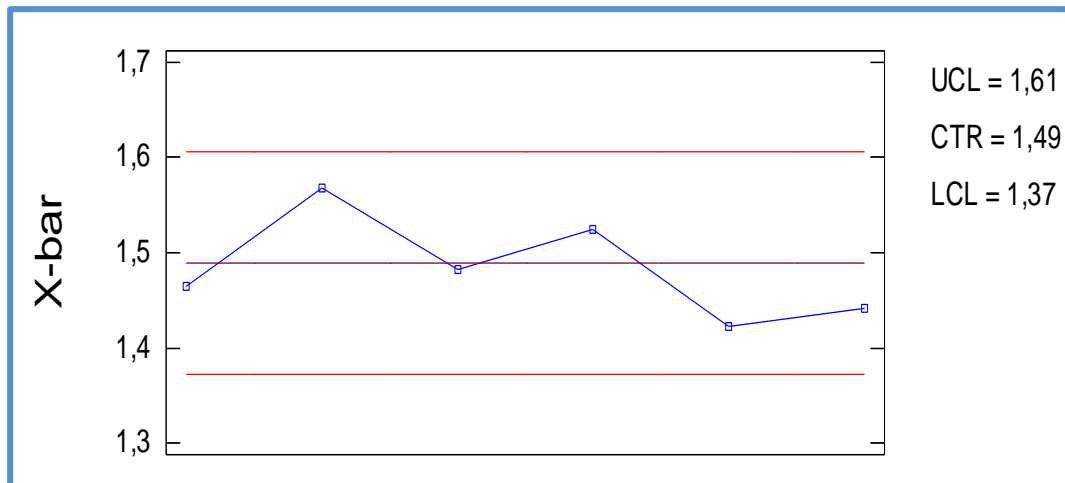


Figura 3.1 Carta de Control X-bar para la presión de salida del intercambiador

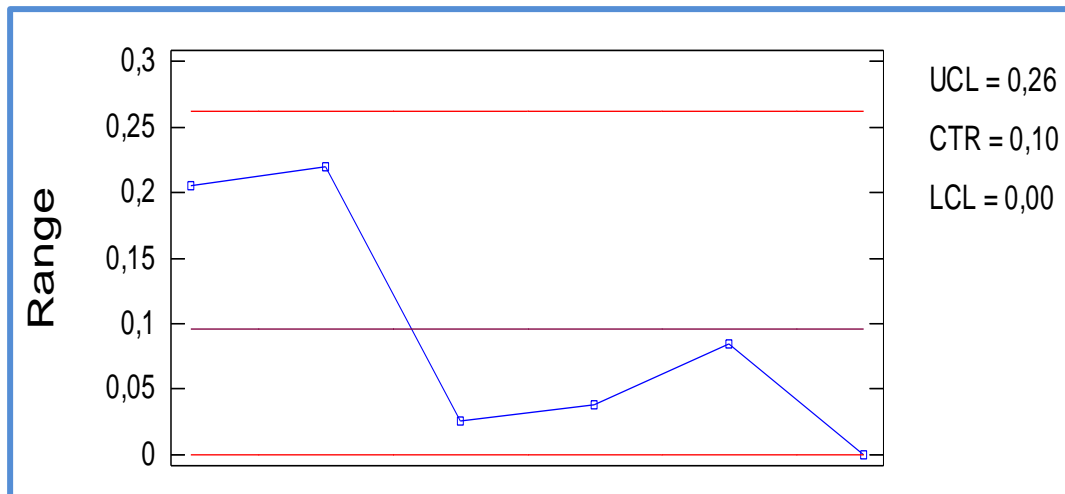


Figura 3.2 Carta de Control Rango para la presión de salida del intercambiador

En las figuras 3.1 y 3.2 se observan las cartas de control para el parámetro de presión de salida. Se puede apreciar que no existe ningún punto fuera de los límites y no hay más de cinco consecutivos en una misma región, por lo tanto se acepta la hipótesis de que el proceso está en un estado de control estadístico, es decir, que no existen desviaciones significativas de los parámetros de diseño para un nivel de confianza del 90% o superior.

Las cartas de control para el resto de los parámetros analizados se encuentran en el Anexo 13. En el caso de la temperatura de entrada no se acepta la hipótesis de que el proceso está en un estado de control estadístico porque hay puntos fuera de los límites. En el resto de las variables se acepta la hipótesis de que en el proceso no existen desviaciones significativas de los parámetros de diseño para un nivel de confianza del 90% o superior.

3.2. Resultado y análisis de la evaluación de los intercambiadores de calor en espiral de la segunda etapa de separación

La evaluación de los intercambiadores de calor en espiral 4 y 5 se lleva a cabo a través del método de la efectividad y el número de unidades de transmisión de calor (ϵ - NTU). Para eso se necesitan las propiedades físicas reales del petróleo crudo y el flujo real que circula por el interior de estos.

3.2.1. Resultados de la determinación de las propiedades físicas del petróleo

Las propiedades físicas del petróleo se calculan a partir de las ecuaciones definidas en el Capítulo 2. En la tabla 3.2 se muestran los resultados de un día de trabajo:

Tabla 3.2: Propiedades física del petróleo

Propiedad	Valor	Ecuación
ρ_p (kg/m ³)	972,17	2.4
c_{pp} (kJ/kg K)	2,58	2.5
k_p (W/m K)	0,096	2.6
μ_p (Pa s)	0,207	2.7

3.2.2. Resultados y análisis de la determinación del flujo real de petróleo que circula por el interior del intercambiador de calor

El flujo real de petróleo que circula por el intercambiador de calor se determina mediante los balances de masa y energía en el punto mezcla. A continuación se muestran los resultados de un día de evaluación en la tabla 3.3:

Tabla 3.3: Resultados del cálculo del flujo de petróleo

Parámetro	Valor	Ecuación
G_{TV} (m ³ /d)	6 000	2.12
G_{SIC} (m ³ /d)	3 939,64	2.11

El flujo que pasa por el intercambiador para este día de evaluación representa el 65,66% del total que llega a la planta de procesamiento, lo que garantiza que la mayor parte del petróleo se caliente, sin embargo el 34,34% que no se calienta puede afectar el posterior tratamiento.

El flujo de petróleo oscila entre 40 y 80%, los mínimos son provocados al igualarse la presión de trabajo con la de ajuste (7 atm) que causa que la válvula neumática se abra y circule más petróleo por el desvío sin calentarse. Esto trae como consecuencia afectaciones en el posterior tratamiento del petróleo al necesitar más tiempo de calentamiento en los tanques estáticos.

La figura 3.3 muestra el comportamiento del flujo de petróleo que pasa por el intercambiador de calor. El máximo valor de flujo se obtiene a partir de que se realizara una limpieza mecánica en el mes de junio (día 103), este valor representa 95,05% del flujo total de petróleo.

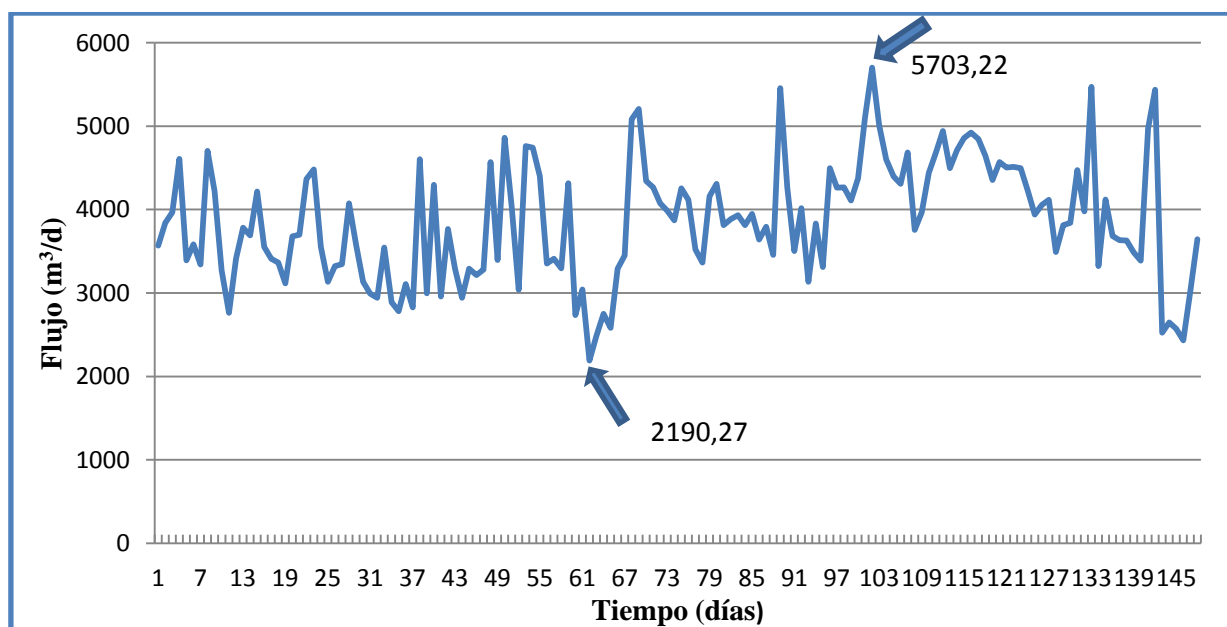


Figura 3.3 Comportamiento del flujo de petróleo que pasa por el intercambiador de calor

3.2.3. Resultados y análisis de la aplicación del método ϵ -NTU

Los resultados que se muestran en la tabla 3.4 son los correspondientes a un día de evaluación.

Tabla 3.4: Resultados de la evaluación del intercambiador de calor

Parámetro	Valor	Ecuación
Q (W)	6 106 609,56	2.15
Q _{máx} (W)	15 475 640,3	2.16
ϵ	0,39	2.14

En la figura 3.4 se muestra un gráfico con el comportamiento de la eficiencia en el tiempo analizado en esta investigación.

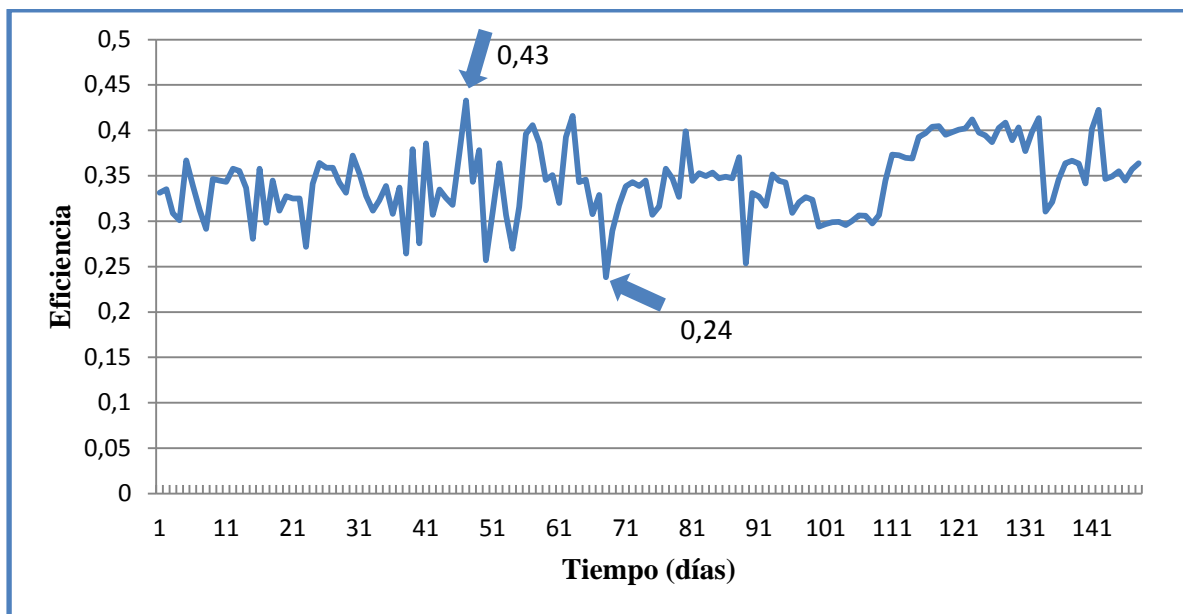


Figura 3.4 Análisis de la eficiencia del intercambiador de calor en el tiempo analizado

Como se puede observar sigue un comportamiento lineal, casi constante, alrededor de 33% debido a que en el tiempo disminuye el flujo de petróleo que entra al intercambiador de calor para garantizar así que el petróleo alcance siempre la temperatura deseada de 85°C. A partir de la limpieza mecánica se observa un incremento en la eficiencia hasta 37% debido a la eliminación de las incrustaciones presentes en el intercambiador.

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realizó mediante las ecuaciones planteadas en el epígrafe 2.3.3. Los resultados de un día de evaluación se muestran en la tabla 3.5:

Tabla 3.5: Resultados de la evaluación del intercambiador de calor (continuación)

Parámetro	Valor	Ecuación
NTU	0,5	2.17
U_{exp} (W/ m ² K)	239,05	2.19

Estos valores representan los datos experimentales para el cálculo del coeficiente pelicular experimental de transferencia de calor del petróleo.

En la figura 3.5 se observa el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor, donde la línea roja representa el parámetro de diseño en condiciones de limpieza (261,2 W/ m² K). Durante su funcionamiento se puede observar que los valores se encuentran por debajo del de diseño, y se acercan a esta condición después de la limpieza mecánica realizada a los intercambiadores alrededor de esa fecha. Luego de seis meses de trabajo, a partir de la limpieza, se observa que comienza a disminuir hasta valores próximos a los que existían antes del mantenimiento.

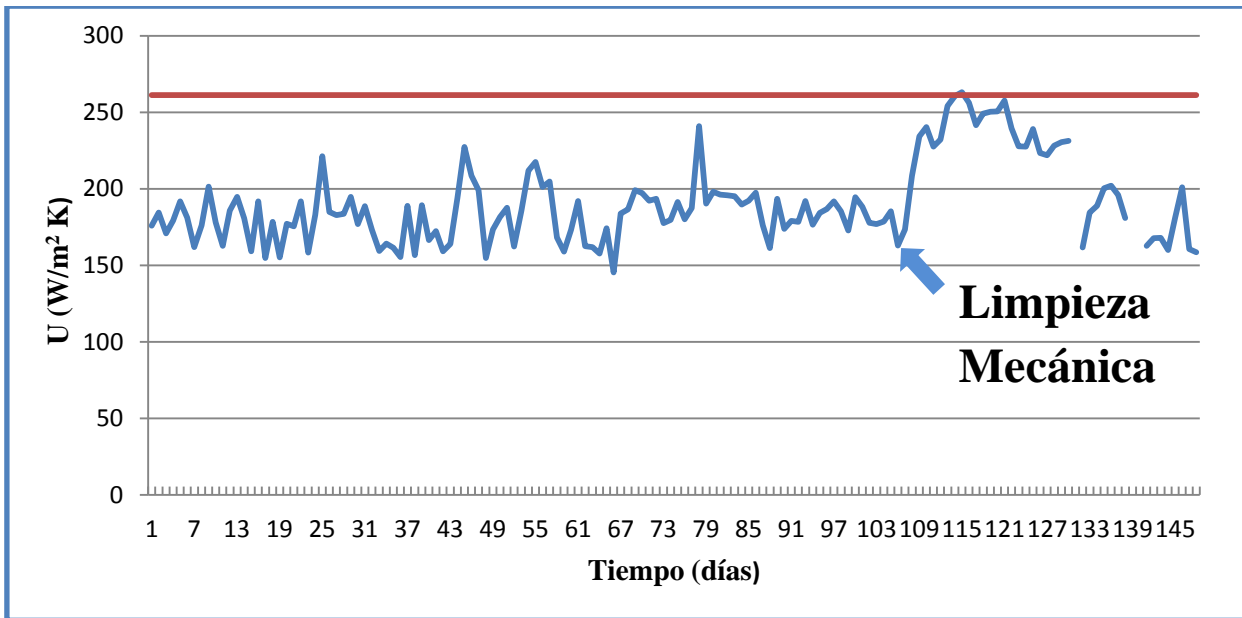


Figura 3.5 Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor

3.3. Resultados y análisis de la modelación matemática de la ecuación del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo

Después de realizar el análisis dimensional por el Método de Rayleigh se obtuvo la ecuación 3.1. El procedimiento seguido se encuentra en el Anexo 14:

$$N_u = a \cdot (R_e)^b \cdot (P_r)^c \cdot (\mu/\mu_w)^d \quad (3.1)$$

Donde los coeficientes a, b, c, d fueron determinados por regresión múltiple.

Para lograr la formulación matemática de esta ecuación se necesita conocer datos experimentales del número de Nusselt, con el coeficiente individual del vapor y el coeficiente global de transferencia de calor obtenido en el epígrafe 3.2.3, se consiguió dicho objetivo.

3.3.1. Resultados de la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor

Para la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del vapor se asume condensación laminar y se calcula el número de Nusselt del condensado

(N_{uL}). A continuación se ofrecen los resultados de las propiedades del vapor y del condensado en la tabla 3.6 en un día de evaluación:

Tabla 3.6: Propiedades físicas del vapor y el condensado

Propiedad	Valor	Ecuación
h'_{fg} (kJ/ kg)	2 197,88	2.28
c_{pL} (kJ/ kg K)	4,30	2.29
μ_L (Pa s)	$1,89 \cdot 10^{-4}$	2.32
k_L (W/ m K)	0,686	2.33
ρ_L (kg/ m ³)	919,98	2.35
ρ_G (kg/m ³)	2,075	2.36
h_{fg} (kJ/ kg)	2 039,08	2.38

Para estas condiciones, el número de Nusselt (N_{uL}) es 1 994,32 (ecuación 2.27). Este valor se puede considerar confiable porque $J_a = 0,11$ y $P_r = 1,2$, cumpliéndose con lo establecido de $J_a \leq 0,1$ y $1 \leq P_r \leq 100$.

El coeficiente pelicular de transferencia de calor del condensado y flujo de vapor en el mismo día de evaluación se encuentran en la tabla 3.7:

Tabla 3.7: Resultados del cálculo del coeficiente pelicular del condensado y del flujo de vapor

Parámetro	Valor	Ecuación
h_L (W/ m ² K)	691,13	2.39
\dot{m}_v (kg/ s)	5,25	2.40

Cuando se chequea el Re_{δ} para comprobar si existe condensación pelicular se observa que el $Re_{\delta} \geq 1800$, por lo tanto es régimen turbulento. Entonces se rectifica el Re_{δ} por la ecuación 2.42 combinándola con las ecuaciones 2.26 y 2.40.

$$\gamma = 2,06 \cdot 10^{-7} m^2/s$$

$$Re_{\delta_{rectificado}} = 3\ 318\ 118,91$$

Este valor está en el rango del régimen turbulento, entonces por la ecuación 2.42 se calcula el coeficiente pelicular de transferencia de calor rectificado.

$$h_{L_{rect}} = 110,97 W/m^2K$$

Se determina el verdadero flujo de vapor con este valor:

$$\dot{m}_v = 0,859 kg/s$$

En la figura 3.6 se muestra el comportamiento del flujo de vapor en el tiempo analizado. Como se puede observar sigue un comportamiento lineal, casi constante debido a que, en el tiempo, el flujo de petróleo que entra al intercambiador disminuye para garantizar que siempre alcance la temperatura deseada de 85 °C. Después de la limpieza mecánica el flujo de vapor tiende a disminuir, aunque el flujo de petróleo aumente, porque se eliminan las incrustaciones que afectan la transferencia de calor (Anexo 15).

El flujo de vapor de diseño es 13 030 kg/h y el flujo promedio que pasa por el intercambiador es 3 169,64 kg/h, lo que representa un 75,67% de la capacidad del intercambiador que no se aprovecha, sin embargo este flujo garantiza los requerimientos de energía. Esta pérdida de capacidad puede deberse a que los generadores de vapor no trabajen con la eficiencia necesaria y entonces no aporten el vapor que demandan los intercambiadores.

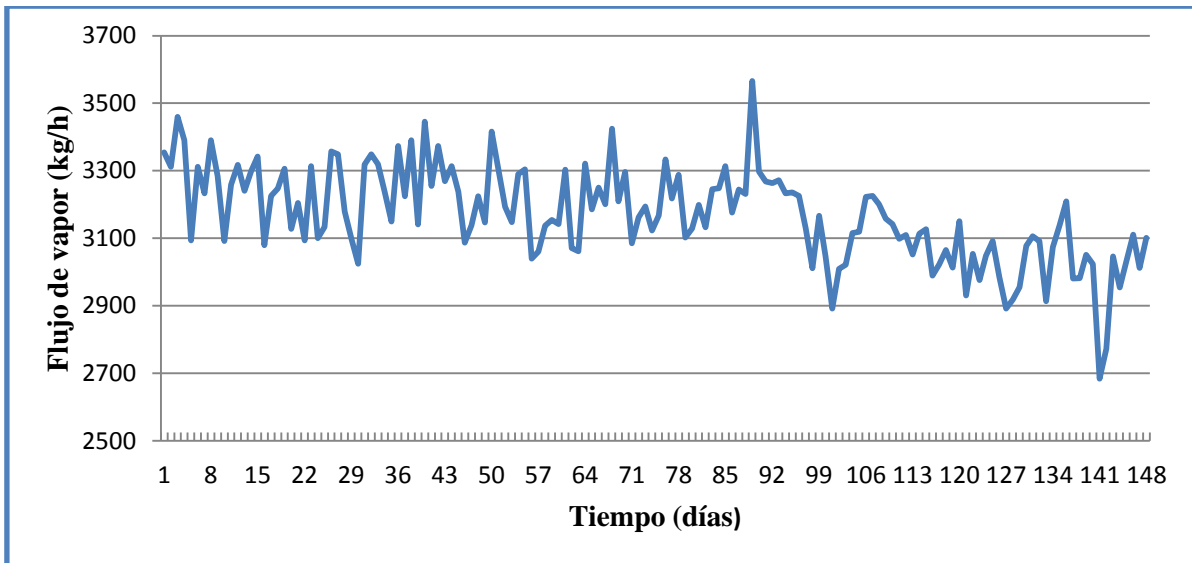


Figura 3.6 Comportamiento del flujo de vapor en el tiempo analizado

3.3.2. Resultados de la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo

El coeficiente pelicular experimental de transferencia de calor del petróleo se obtuvo despejando de la ecuación 2.24. Los valores obtenidos en un día de evaluación se muestran a continuación:

$$h_{p_{exp}} = 207,12 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Nu_{exp} = 103,61$$

Después de aplicar la regresión múltiple (Anexo 16) se obtuvo un modelo matemático que corresponde al cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección forzada del petróleo (ecuación 3.2).

$$Nu_{cal} = 170,72 \cdot (Re)^{0,032} \cdot (Pr)^{-0,26} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{1,15} \quad (3.2)$$

$$Nu_{cal} = 102,86$$

$$h_{p_{cal}} = 205,63 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.4. Validación del modelo matemático obtenido

Para la validación del modelo matemático será utilizada la estrategia presentada por López (2013), que se corresponde en esencia con la expuesta por los autores Seider *et al.* (1999), Himmenblau (2001) y Sargent (2009). Los criterios que se utilizan en la validación del modelo son los siguientes:

- a) Calibración del modelo matemático con los parámetros de operación por diseño.
- b) Análisis de sensibilidad del modelo matemático.

3.4.1. Calibración del modelo con los parámetros experimentales

La calibración del modelo matemático se lleva a cabo comparando los resultados del coeficiente pelicular de transferencia de calor cuando es calculado por la ecuación obtenida y el valor determinado por los datos experimentales. El error relativo entre el valor real y el calculado se determina por la ecuación 3.3.

$$RPD = \frac{|Valor\ real - Valor\ calculado|}{Valor\ real} 100\% \quad (3.3)$$

Donde RPD es el error relativo expresado como porcentaje.

En la tabla 3.8 se encuentra la comparación entre los coeficientes peliculares de transferencia de calor del petróleo en las condiciones experimentales y los resultados obtenidos en el modelo matemático. Como se puede apreciar el modelo obtenido reproduce el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo, en el 62,16% de los datos, con errores menores de 10%. Solamente el 4,73% de los datos presenta errores por encima de 23%, debido a que este proceso depende del funcionamiento de los intercambiadores de calor y estos pueden ser muy inestables. El resto de los datos analizados se encuentran en el Anexo 17.

Tabla 3.8: Comparación entre los coeficientes peliculares de transferencia de calor del petróleo en las condiciones experimentales y los resultados obtenidos en el modelo matemático.

Días	hp experimental	hp calculado	RPD (%)
1-feb 2014	327,631	329,898	0,692
2-feb 2014	299,751	316,377	5,546
3-feb 2014	354,404	372,565	5,125
6-feb 2014	321,168	361,444	3,490
14-feb 2014	273,612	249,242	1,381
15-feb 2014	307,520	318,251	2,648
16-feb 2014	381,584	328,769	1,044
25-feb 2014	329,585	385,956	4,532
3-mar 2014	262,095	301,799	3,010
7-mar 2014	307,014	272,798	3,453
8-mar 2014	378,496	300,642	2,729
19-mar 2014	296,437	292,344	3,255
26-mar 2014	273,493	280,736	1,371
4-abr 2014	310,513	307,270	2,241
6-abr 2014	411,750	376,122	3,492
8-abr 2014	272,842	256,194	2,617
19-abr 2014	430,772	334,521	3,362
11-may 2014	313,669	295,196	1,498
13-may 2014	432,859	339,246	1,238
14-may 2014	312,864	289,029	2,163
15-may 2014	322,641	303,389	0,211
17-may 2014	274,425	286,862	2,231
22-may 2014	415,129	378,331	2,460
30-may 2014	293,424	277,461	1,062
1-jun 2014	212,550	149,897	3,213
10-jun 2014	289,153	264,939	2,950
20-jun 2014	305,844	296,638	2,837
4-jul 2014	303,496	293,015	1,541
20-dic 2014	271,886	279,304	1,013
9-ene 2015	312,458	281,613	0,723
11-ene 2015	276,829	238,982	1,659
12-ene 2015	333,369	304,281	1,064
6-abr 2015	405,152	332,490	2,379
7-abr 2015	376,736	342,591	1,783
9-abr 2015	383,674	298,465	0,423

3.4.2. Análisis de sensibilidad del modelo matemático

El análisis de sensibilidad es fundamental en la validación de un modelo y se realiza con el objetivo de conocer la sensibilidad de la respuesta del modelo a los cambios de los parámetros que conforman el mismo (Cutlip y Shacham, 1999). Para ello los parámetros son variados dentro del intervalo de interés, y se observa la respuesta del modelo y a partir de esto se obtiene información acerca de la representación que realiza el mismo del fenómeno real y/o sobre la interacción de los factores en el sistema. Para el análisis de sensibilidad se seleccionaron los siguientes parámetros por ser los más representativos de las variables involucradas en el modelo matemático:

1. Temperatura de salida del petróleo
2. Flujo de petróleo que circula por el interior del intercambiador
3. Número adimensional Reynolds
4. Número adimensional Prandtl

3.4.2.1. Análisis de la influencia de la temperatura de salida del petróleo

En este análisis se investigó la influencia de la variación de la temperatura de salida del petróleo sobre el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo. Para ello se fijó la temperatura de entrada del petróleo en 37°C y la del vapor en 171°C, estos valores representan los promedios de cada variable. Como se puede observar en la figura 3.7, al aumentar la temperatura del petróleo disminuye el coeficiente pelicular debido a que, como aumenta la diferencia de temperatura, provoca que disminuya la velocidad de transferencia de calor y, por ende, el coeficiente pelicular.

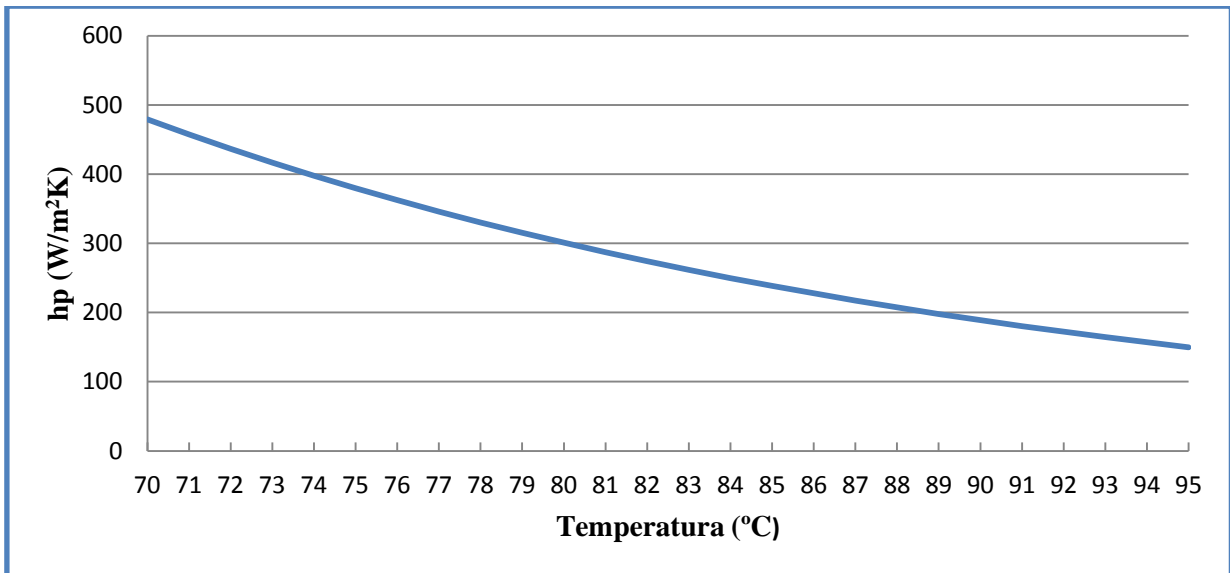


Figura 3.7 Influencia de la variación de la temperatura

3.4.2.2. Análisis de la influencia de la variación de flujo de petróleo

Se investigó la influencia de la variación de flujo de petróleo sobre el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo. Para ello se fijaron las temperaturas de entrada y salida del petróleo en 37°C y 85°C respectivamente, y la del vapor en 171°C. El área de flujo se determinó por la ecuación presentada por Perry (2008):

$$A = \omega\varphi \quad (3.4)$$

Donde:

ω - Ancho del intercambiador de calor (m)

φ - Espaciado del intercambiador de calor (m)

En la figura 3.8 se ofrece un gráfico con el comportamiento del coeficiente individual. En él se observa un incremento de este parámetro al aumentar el flujo de petróleo, porque esta variación provoca mayor turbulencia y favorece a la transferencia de calor y, por lo tanto, aumenta el coeficiente pelicular del petróleo.

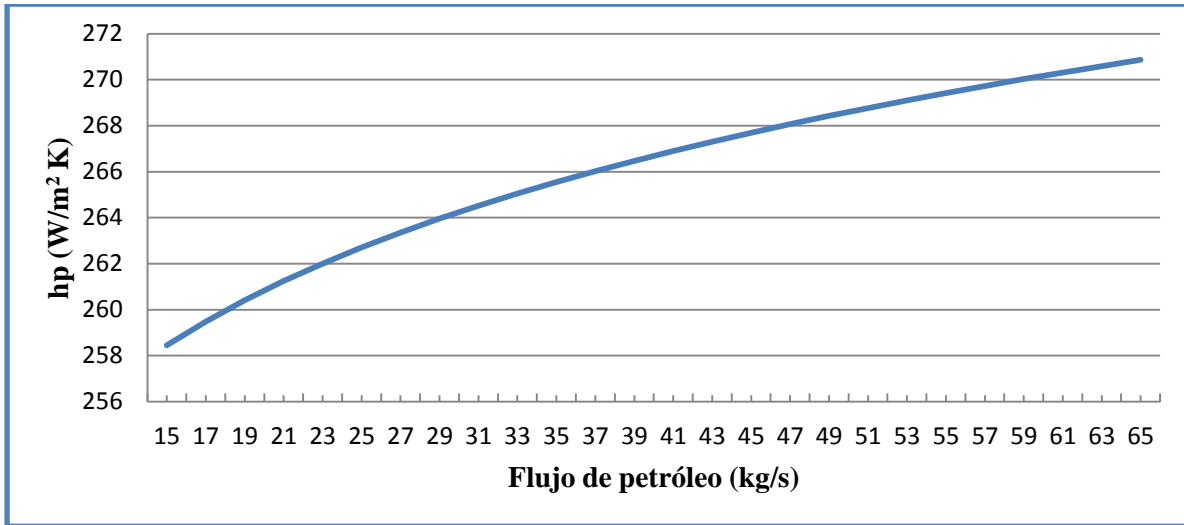


Figura 3.8 Influencia de la variación del flujo de petróleo que circula por el intercambiador.

3.4.2.3. Análisis de la influencia de la variación del Número de Reynolds

Para este análisis se fijó la temperatura de entrada del petróleo en 37°C, la de salida en 85°C y la del vapor en 171°C. Como se observa en la figura 3.9 el aumento del número de Reynolds provoca un incremento en el coeficiente pelicular del petróleo, debido a que son directamente proporcionales y a que, al variar la velocidad del petróleo, provoca mayor turbulencia y trae consigo un aumento en la velocidad de la transferencia de calor.

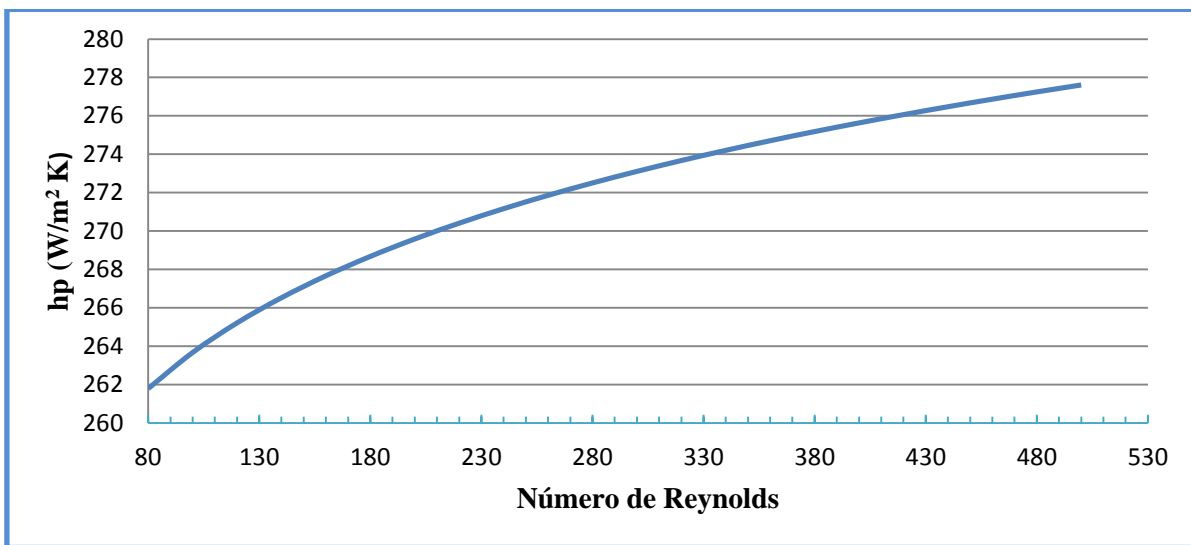


Figura 3.9 Influencia de la variación del número de Reynolds.

3.4.2.4. Análisis de la influencia de la variación del Número de Prandtl

En este análisis se investigó la influencia de la variación del número de Prandtl sobre el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo. Para ello se fijaron las temperaturas de entrada y salida del petróleo en 37°C y 85°C respectivamente y la del vapor en 171°C. Como se observa en la figura 3.10 el aumento de este parámetro provoca una disminución en el coeficiente pelicular del petróleo, debido a que son inversamente proporcionales. Además, como el número de Prandtl relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento con la velocidad de difusión del calor, al aumentar Prandtl disminuye la difusividad térmica y este comportamiento se corresponde con la disminución de la velocidad de la transferencia de calor (coeficiente pelicular) al aumentar la temperatura de salida del petróleo.

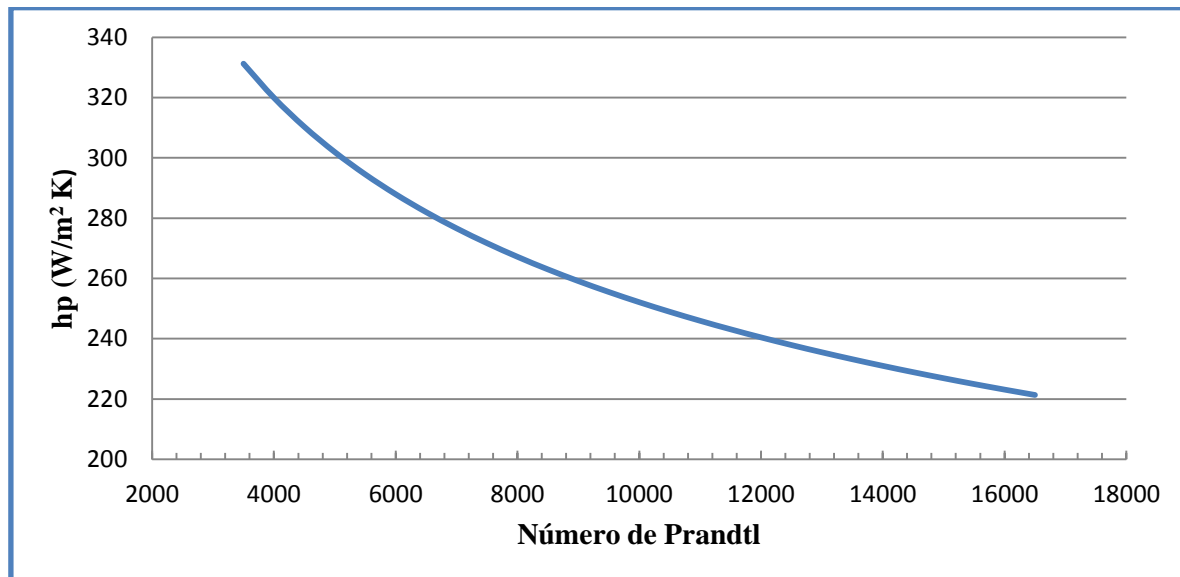


Figura 3.10 Influencia de la variación del número de Prandtl.

3.5. Resultados y análisis del cálculo del factor de ensuciamiento

En la figura 3.11, se puede observar el comportamiento del factor de ensuciamiento (R_f) en el período evaluado. Este parámetro, antes de la limpieza mecánica, se encontraba en el orden de $0,0017 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ con un comportamiento estable en el tiempo, siendo mayor que el factor de ensuciamiento permitido ($0,0009 \text{ m}^2 \text{ K/W}$). Por lo tanto el intercambiador debe recibir mantenimiento para garantizar los requerimientos del proceso en cuanto a calor transferido.

Después de realizarse la limpieza mecánica el factor de ensuciamiento disminuye considerablemente hasta un promedio de 0,00039 m² K/ W, lo que representa una disminución del 78% con respecto al período antes de la limpieza. El mismo se encuentra por debajo del coeficiente de incrustación permitido, lo cual indica los buenos resultados obtenidos después de la limpieza mecánica efectuada. Después de seis meses de trabajo, a partir del mantenimiento, el factor de ensuciamiento aumenta hasta valores próximos a 0,0018 m² K/ W.

Es necesario señalar que los valores obtenidos desde el 19 de abril del 2014 (día 66) hasta el 15 de mayo del 2014 (día 78) muestran una disminución inusual, puede ser debido a mantenimientos realizados en ese período a los intercambiadores o a que los valores no fueron tomados con la precisión necesaria.

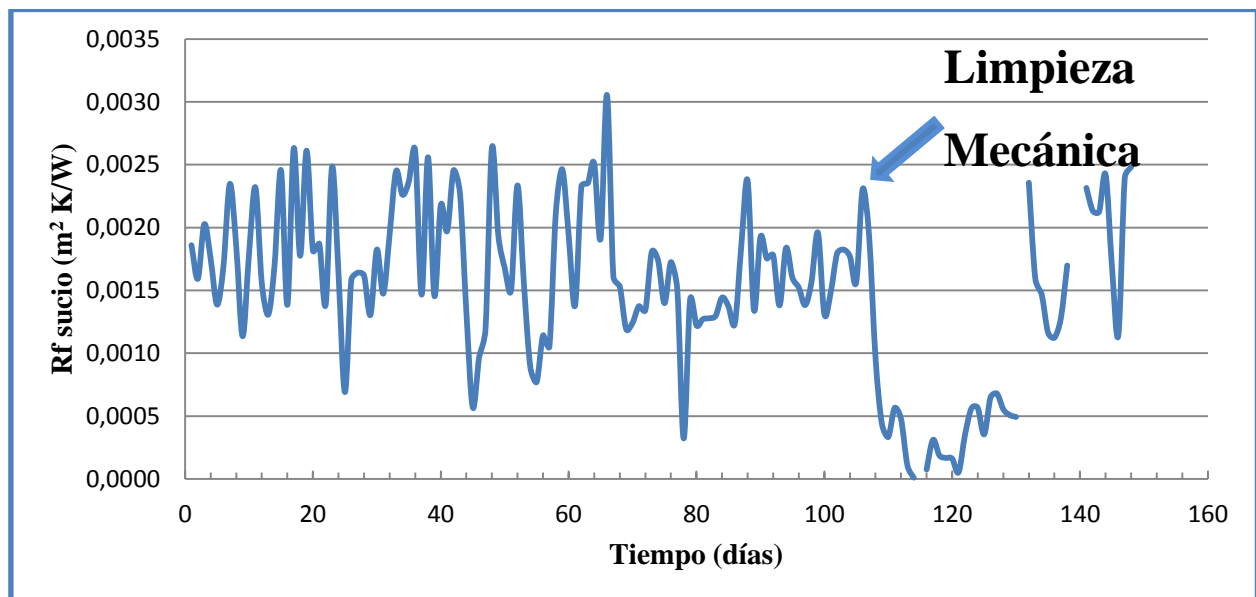


Figura 3.11 Comportamiento del factor de ensuciamiento del intercambiador en el tiempo medido.

3.6. Resultados y análisis del cálculo de la caída de presión

El cálculo de la caída de presión se realizó con los valores obtenidos de las mediciones en la entrada y salida de los intercambiadores por la ecuación 2.43. El resultado ofrecido es el de un día de evaluación:

$$\Delta P = 2,624 \text{ atm}$$

Este valor está por debajo de la caída de presión permisible (4,04 atm) debido a que alrededor de esa fecha se realizó la limpieza mecánica, donde se eliminaron las incrustaciones que provocaban una alta caída de presión.

En la figura 3.12 se pueden apreciar los valores de caída de presión calculados, donde, la mayor parte del tiempo analizado, se encuentra por encima del valor permisible a causa de las incrustaciones presentes en el intercambiador. Después de realizada la limpieza mecánica la caída de presión tiende a disminuir. Pasados seis meses de esta limpieza se observa un incremento en la caída de presión acercándose al valor permisible.

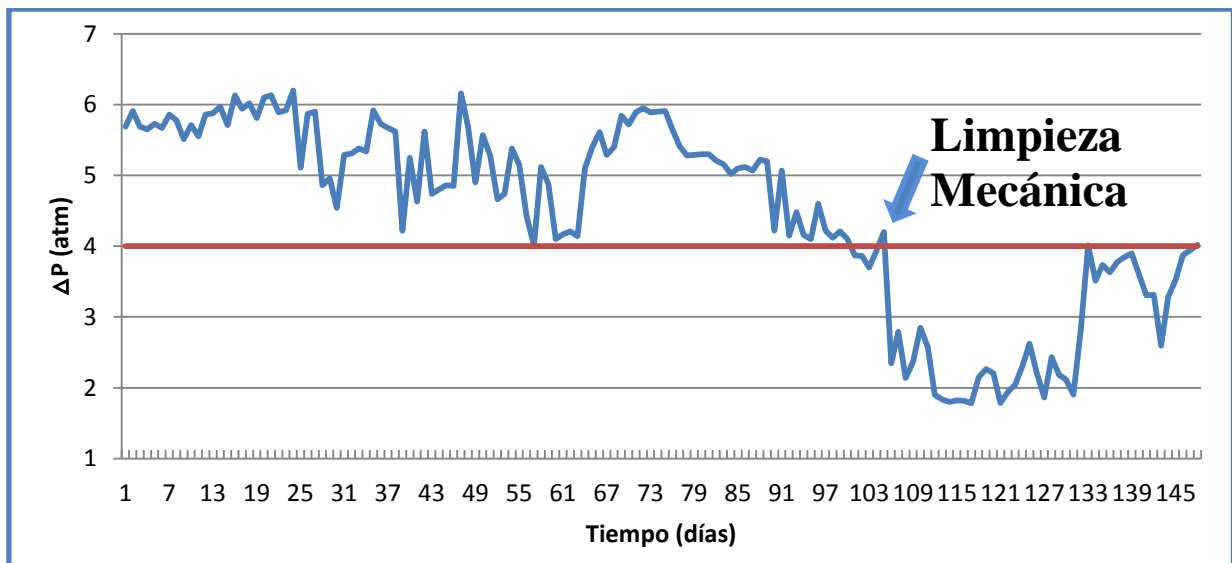


Figura 3.12 Comportamiento de la caída de presión en el intercambiador de calor.

3.7. Resultados y análisis del cálculo del tiempo óptimo de limpieza

Para determinar los ciclos óptimos de limpieza se utilizó el método basado en el índice de pronóstico (A). Primeramente se calculó la temperatura de salida si pasara todo el flujo de petróleo por el interior del intercambiador por la ecuación 2.44.

$$Q_{ced} = 1\,751\,897,178\ W$$

$$T_s = 47,31\ ^\circ C$$

Se determinaron todas las propiedades físicas del petróleo por la metodología explicada en el epígrafe 2.3.1 utilizando la temperatura de salida calculada y, se

estableció el coeficiente pelicular de transferencia de calor por el modelo matemático obtenido.

$$Nu_{cal} = 456,62$$

$$h_{p_{cal}} = 924,66 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,88$$

El gráfico para determinar el tiempo óptimo de limpieza queda como se muestra en la figura 3.13, donde los intervalos decrecientes se analizaron en gráficos independientes y así determinar el tiempo de limpieza promedio (figura 3.14). El resto de los gráficos se muestran en el anexo 18.

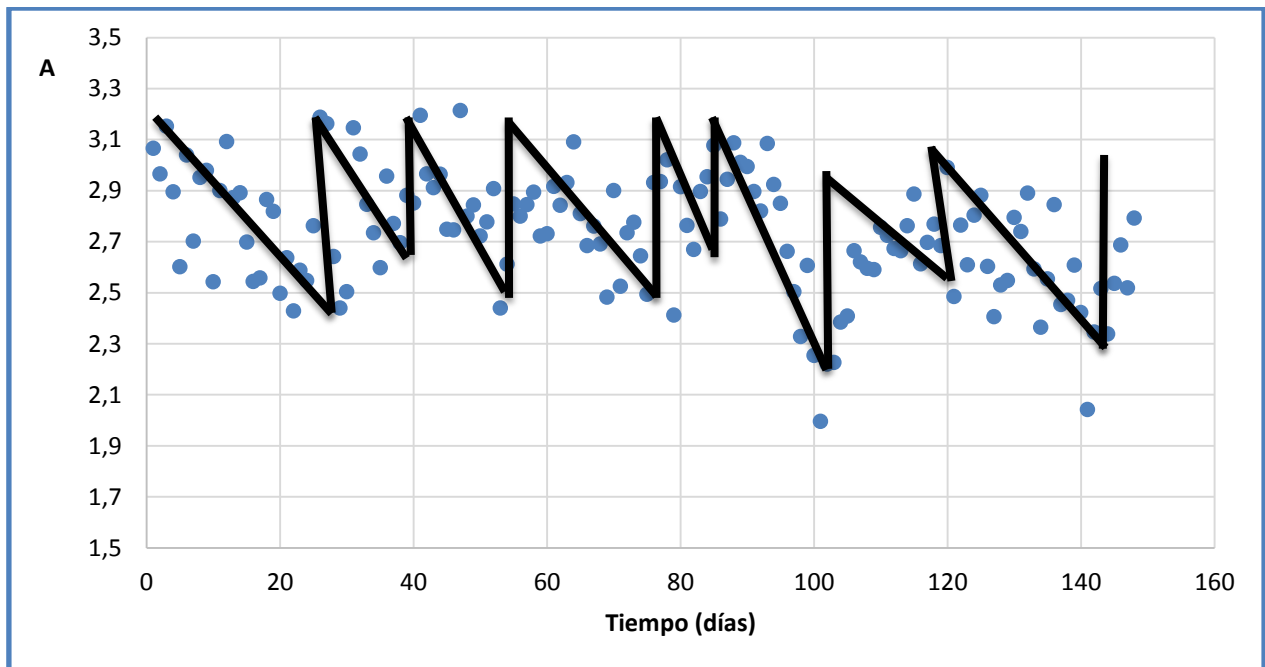


Figura 3.13 Comportamiento de la operación del intercambiador en el período analizado

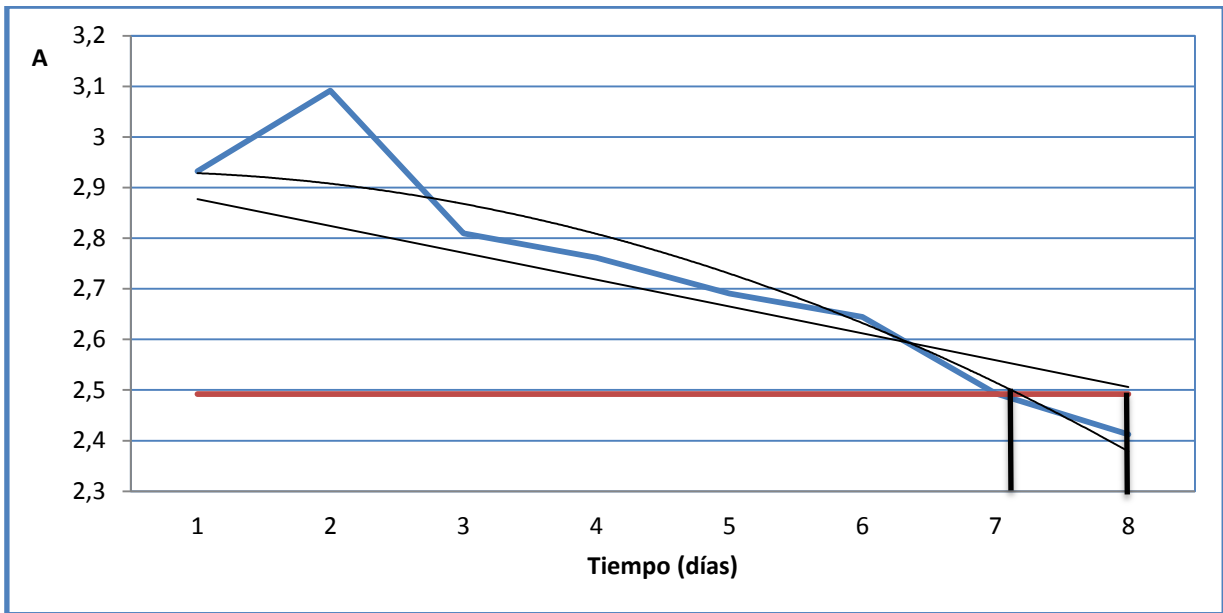


Figura 3.14 Análisis de un intervalo decreciente

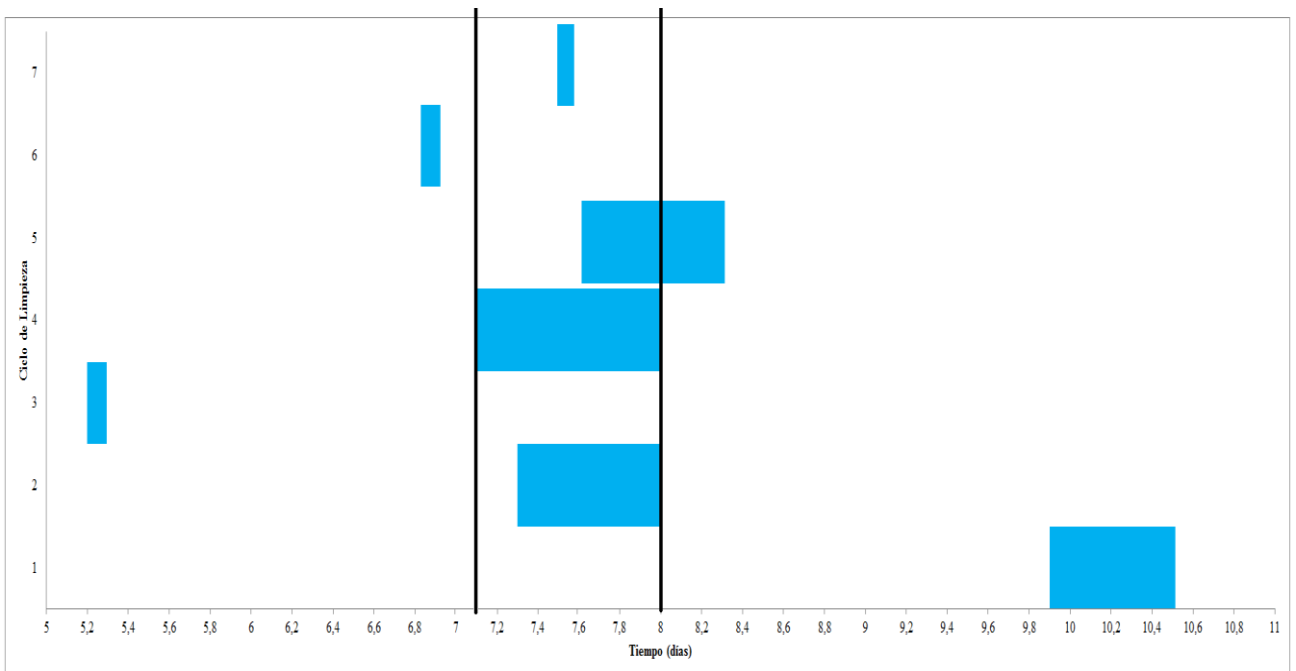


Figura 3.15 Tiempo óptimo de limpieza de los intercambiadores de calor

A partir de los tiempos óptimos de limpieza obtenidos en los intervalos decrecientes independientes, se determinó que el tiempo óptimo de limpieza para los intercambiadores en espiral instalados en la empresa es de siete a ocho días (figura 3.15).

Conclusiones parciales del capítulo 3

1. En los datos analizados estadísticamente el coeficiente de variación alrededor de la media no sobrepasa el 12%, y el 46,88% no sobrepasan el 4%, lo que hace más confiable aún la elección de la muestra. Las cartas de control realizadas garantizaron estado de control estadístico para un nivel de confianza del 90% o superior.
2. El balance de masa y energía permitió conocer el flujo de petróleo que circula por el interior del intercambiador, estos valores oscilan entre 40 y 80% del total que llega a la empresa. El máximo flujo se obtiene después de la limpieza mecánica realizada.
3. La evaluación por el método ε -NTU permitió conocer que la eficiencia oscilaba alrededor de 33% y después de la limpieza mecánica aumentó hasta 37%. Además permitió conocer el coeficiente global de transferencia de calor, estos valores presentan un comportamiento constante y después de la limpieza mecánica aumentan hasta valores próximos al de diseño.
4. Se obtuvo un modelo matemático que reproduce el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo con errores menores que 20% en el 90,5% de los datos y menores que 10% en el 62,2% de los datos.
5. El modelo matemático obtenido responde adecuadamente ante la variación de la temperatura de salida del petróleo, del flujo de petróleo, del número de Reynolds, del número de Prandtl.
6. El cálculo de la caída de presión permitió conocer que la limpieza mecánica resultó eficiente porque disminuyó este parámetro hasta valores por debajo del permisible (4,04 atm).
7. La aplicación del método basado en el índice de pronóstico (A) permitió conocer que cada siete a ocho días de trabajo los intercambiadores deben recibir mantenimiento para garantizar los requerimientos de energía del proceso.

Conclusiones

1. El flujo de petróleo que circula por el intercambiador en los días analizados oscilan entre 40 y 80% del total que llega a la empresa. El máximo flujo se obtiene después de la limpieza mecánica realizada que garantiza que el 95,05% del flujo total se caliente hasta 85°C.
2. El coeficiente global de transferencia de calor se mantiene por debajo del valor de diseño ($261,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) hasta después de la limpieza mecánica que se aproxima a este valor.
3. La eficiencia oscila alrededor de 33% y después de la limpieza mecánica aumentó hasta 37%.
4. Se obtuvo un modelo matemático que reproduce el coeficiente pelicular de transferencia de calor del petróleo con errores menores que 20% en el 90,5% de los datos y menores que 10% en el 62,2% de los datos. El comportamiento que sigue ante variaciones de los parámetros fundamentales es el reportado en la literatura especializada.
5. El tiempo óptimo de limpieza es de siete a ocho días, esto garantizará que el intercambiador satisfaga los requerimientos de energía.

Recomendaciones

1. Evaluar si es más factible económicamente dejar de calentar el flujo de petróleo que pasa por el desvío o realizar la limpieza mecánica cada ocho días.

Bibliografía

1. Alfa Laval, C. (2011 a). Tipos de intercambiadores de calor. Disponible en:<http://local.alfalaval.com/esmx/keyindustries/oilrefinery/pages/default.aspx> [Consultado el día 21 enero 2014]
2. Alfa Laval, C. (2011 b). Spiral Heat Exchanger Instruction Book.
3. Al-Gwaiz, MaijidM y Murty, Katta (2014). Optimizing the Design of Heat Exchanger Networks in Crude Oil Refineries. *Case Studies in Operations Research International Series in Operations Research & Management Science*[on line] Volumen 212, 2015 pp 217-296[Consultado 21 enero 2015] Disponible en <http://link.springer.com/bookseries/6161>
4. Bejan, Adrian. y Allan, D. (2004). Heat Transfer Handbook, Duke and Akron University: Editorial John Wiley and Sons, INC.
5. Branam, Carl (2002). Rules of Thumb for Chemical Engineers. A manual of quids, accurate solutions to everyday process engineering problems. Houston: Editorial Gulf Publishing Company.
6. Buecker, Brad (2001). Select the Proper Heat exchanger Cleaning Solvent. *Chemical Engineer Progress* [on line]. Disponible en: <http://www.cepmagazine.org> [Consultado 21 de enero 2015]
7. Burmeister, L. C. (2006). Effectiveness of a spiral-plate exchanger with equal capacitance rates. *J. Heat Transfer.* 128, 295-301
8. Castro, J. E. V. (2010). Desarrollo de una hoja de cálculo para la evaluación del diseño mecánico de intercambiadores de calor. Proyecto conversión profunda refinería puerto la cruz. Barcelona.
9. Cheremisinoff, Nicholas P. (2000). Handbook of Chemical Processing Equipment. Estados Unidos: Editorial Butterworth Heineman
10. Cruz, Luis y Pons, Antonio (1985). Introducción a la Ingeniería Química. La Habana: Unidad de Producciones. Imprenta "Andre Voisin".
11. Cutlip, M.B.; Shacham, M. (1999). Problem solving in Chemical Engineering with numerical methods. 1st Ed. New York: Prentice Hall.

12. Díaz Galbán, Yaima (2014). Evaluación de la eficiencia de la limpieza mecánica del intercambiador de calor en espiral de la segunda etapa de separación en la batería central de la EPEP-C. Matanzas. Tesis en opción al Título Académico de Especialista en Perforación de pozos y producción de petróleo. Universidad de Matanzas.
13. Eebpp, T. E. E. B. P. (2000). Compact Heat Exchanger Guide a training package for engineers. Produced by the Energy Efficiency. ETSU and WS Atkins Consultants Ltd.
14. EPEP-Centro (2013). Manual de Documentos de la Planta de Procesamiento de Crudo (Reglamentos Tecnológicos). Matanzas.
15. García, Rafael (1987). Diccionario Técnico Inglés-Español. Instituto Superior "José Antonio Echeverría": Edición Revolucionaria
16. Geankoplis, Christie J. (1998). Procesos de Transporte y operaciones unitarias. University of Minnesota, México: Editorial Continental S.A.
17. Guha, Probal y Unde, Vaishnavi (2014). Mathematical Modeling of Spiral Heat Exchanger. *International Journal of Engineering Research*. [on line] Vol.3 No.4 pp:226-229 [Consultado 21 de enero de 2015]. Disponible en <http://www.ccsenet.org/journal.html>
18. Himmelblau (2001). Optimization of Chemical Processes. 2nd Ed. New York: Editorial McGraw-Hill, Estados Unidos.
19. Holman, J. P. (2002). Transferencia de calor, octava edición, University, Southern Methodist: Editorial Mc Graw Hill.
20. Incropera, Frank P. y DeWitt, David P. (2006). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Editorial Prentice Hall 6th Ed
21. Izquierdo Millán, Marcelo (2001). Ingeniería térmica y de fluidos. Intercambiadores de calor. Editorial Leganés.
22. Kern, D. Q. (1999). Procesos de Transferencia de Calor, México: Editorial McGraw Hill Book Company. INC
23. Levenspiel, Octave (1993). Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor. Barcelona, España: Editorial Reverté S.A.

24. Lienhard, John H.IV y Lienhard, John H.V (2006). A Heat Transfer Textbook. Third Edition Cambridge, Massachusetts: Editorial Phlogiston Press.
25. London, A. L. y Kays, M. (1984). Compact Heat Exchangers. New York: Editorial Mc Graw Hill Book Company.
26. López, Yoney (2013). Propuesta y evaluación técnica-económica de un proceso de sacarificación de cáscara de arroz para la producción de etanol. Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Especialidad Ingeniería Química. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos".
27. Luan, Zhi-jian; Zhang, Guan-min; Tian, Mao-cheng y Fan, Ming-xiu (2008). Floww resistance and heat transfer characteristics of a new-type plate heat exchanger. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*[on line] [Consultado 21 de enero de 2015]. Disponible en <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S100160580860089x>
28. Martínez, R. C. (2011). Guía para seleccionar intercambiadores de calor. Universidad Autónoma de San Luis Potosí: Revista Académica de Investigación, TLATEMOANI.
29. McCabe, W. L., Smith, J. C. y Harriott, P. (1998). Operaciones unitarias en Ingeniería Química. Madrid: Editorial Mc Graw Hill.
30. Miller, Jame N. y Miller, Jane C. (2002). Estadística y Quimiometría para Química Analítica. Madrid: Editorial Prentice Hall.
31. Oliva, Luis (1988). Explotación y materiales constructivos del generador de vapor, Ediciones ISPJAM.
32. Pérez, Francisco P. (2011). Medidas de caracterización de un intercambiador en espiral. Tesis presentada en opción al título de Ingeniero en Automática y Electrónica Industrial, Madrid España.
33. Perry, Robert y Green, Don W. (2008). Chemical Engineers Handbook. Editorial Mc. Graw Hill Incorporation.
34. Petroleum, B. (2013) Statistical Review of World Energy

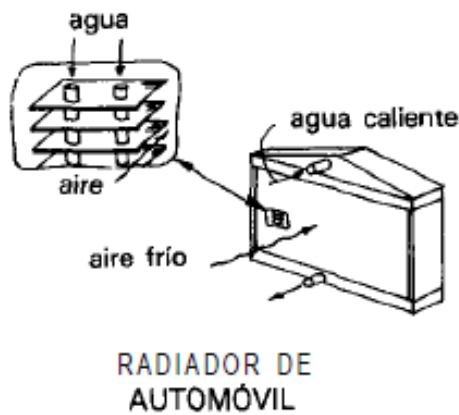
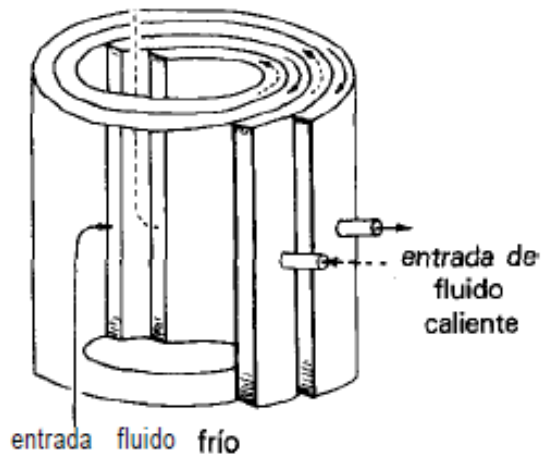
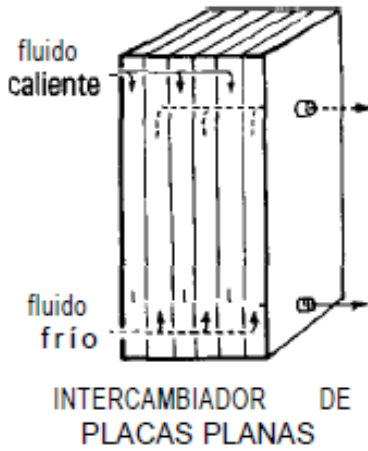
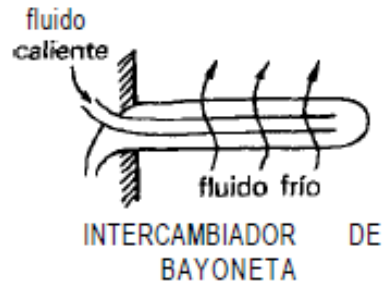
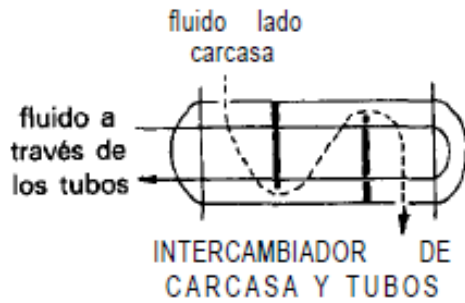
35. Rao, Singiresu S. (1996). *Engineering Optimization. Theory and Practice*. Indiana: Editorial John Wiley & Sons, Inc.
36. Rizo, Liz B. (2008). *Evaluación energética en la planta de procesamiento de crudo de la EPEP Centro*. Tesis presentada en opción al título de especialista en perforación y extracción en pozos de petróleo y gas. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos", Matanzas, Cuba.
37. Rodríguez, A.; Martínez, V.; Espinosa, N.; Reyes, G. (1985). *Control de la calidad*. La Habana: Departamento de Ediciones del ISPJAE.
38. Rodríguez, C. (1990) *Aplicación del diagnóstico y pronóstico del estado técnico al mantenimiento del generador de vapor de la central termoeléctrica "Antonio Guiteras"* Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Especialidad Ingeniería Química. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos".
39. Rodríguez, J. A. (2009). *Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería*.
40. Rodríguez, Teresa (2005). *El mantenimiento predictivo con enfoque de producción más limpia en agregados del generador de vapor de centrales termoeléctricas*. Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Especialidad Ingeniería Química. Universidad de Girona.
41. Sanchez, J.L. (1990) *Desarrollo y aplicación del diagnóstico y pronóstico técnico al mantenimiento del sistema centralizado de aire acondicionado*. Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Especialidad Ingeniería Química. Universidad de Matanzas "Camilo Cienfuegos".
42. Saravanan, Kaliannan y Rajavel, Rangasamy (2008). *An Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficients for Spiral Plate Heat Exchanger*. *Modern Applied Science*. [on line] Vol. 2, No. 5 [Consultado 21 de enero de 2015]. Disponible en <http://doaj.org/2319-6890>.

43. Sargent, R. G. (2009) Verification and validation of simulation models. Proceedings of the 2007 Winter Simulation Conference. Piscataway, New Jersey, Estados Unidos. 124-137.
44. Sathiyar, S.; Rangarajan, Murali and Ramachandran, S. (2013). Heat Transfer to Immiscible Liquid Mixtures in a Spiral Plate Heat Exchanger. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*[on line] Vol. 30, No. 2 pp: 311-321 [Consultado 21 de enero de 2015]. Disponible en <http://www.abeq.org.br/bjche>.
45. Seider, W.D. *et al.* (1999). Process Design Principles. Synthesis, Analysis and Evaluation. New York: John Wiley and Sons.
46. Sen, Mihir (2003). Lecture Notes on Intermediate Heat Transfer. Norte Dame. IN: 46556
47. Shilling, R. (2000). A new perspective on the impact of fouling on the performance of finned heat exchangers in comparison to heat exchangers without extended surfaces. Houston, Texas, U.S.A: Editorial Brown Fintube Company.
48. Sinnott, R. K. (2005). Chemical Engineering Desing. *Coulson & Richardson`s Chemical Engineering*. Vol. 6. Elsevier Butterworth Heinemann [soporte electrónico].
49. Targui, N. y Kahalerras, H. (2013). Analysis of a double pipe heat exchanger performace by use of porous baffles and pulsating flow. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*. [on line] [Consultado 24 de enero de 2015]. Disponible en <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413003932>
50. Towler, Gavin y Sinnott, Ray (2008). Chemical Engineering Desing. Principles, Practice and Economics of Plant and Process Desing. Estados Unidos: Editorial Butterworth-Heinemann
51. Velázquez, A. (2001). Transferencia de Calor. Departamento de Ingeniería Térmica y Mecánica de los Fluidos., Universidad Carlos III. Madrid, España. (soporte electrónico)

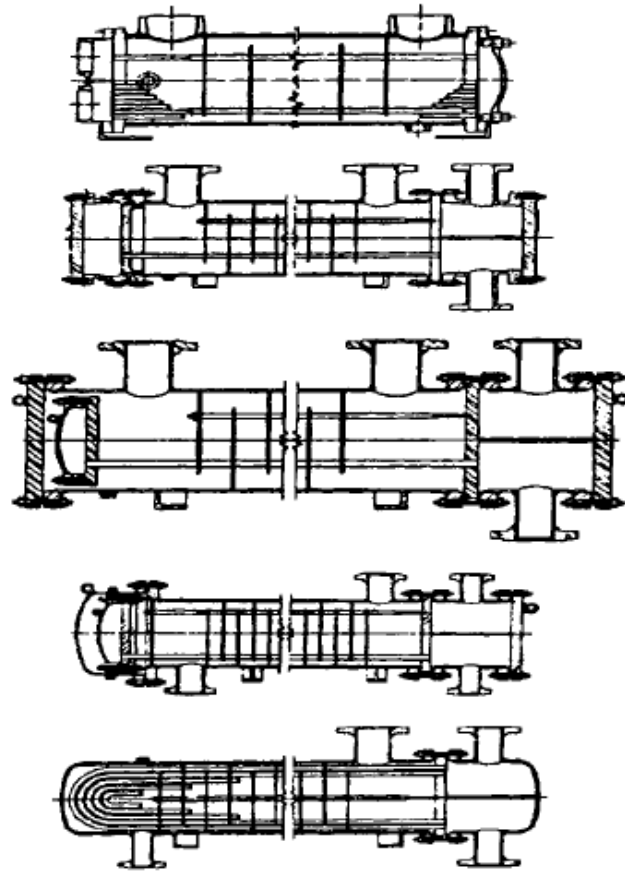
52. Walas, Stanley M. (2010). Chemical Process Equipment. Selection and Design. Massachusetts : Editorial Butterworth-Heinemann, Series in Chemical Engineering
53. Yang, Jian-Feng; Zeng, Min y Wang, Qiu-Wang (2014). Numerical investigation on combined single shell-pass shell and tube heat exchanger with two layer continuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [on line] [Consultado 21 de enero de 2015]. Disponible en <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.042>

Anexos

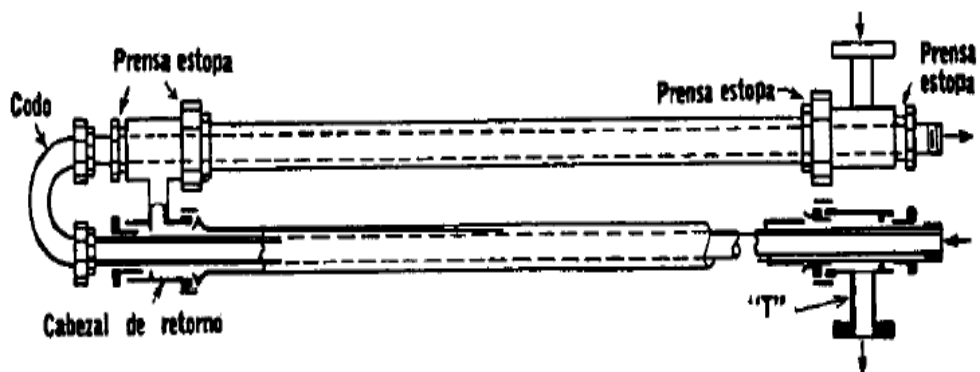
Anexo 1: Tipos de recuperadores o intercambiadores a través de una pared



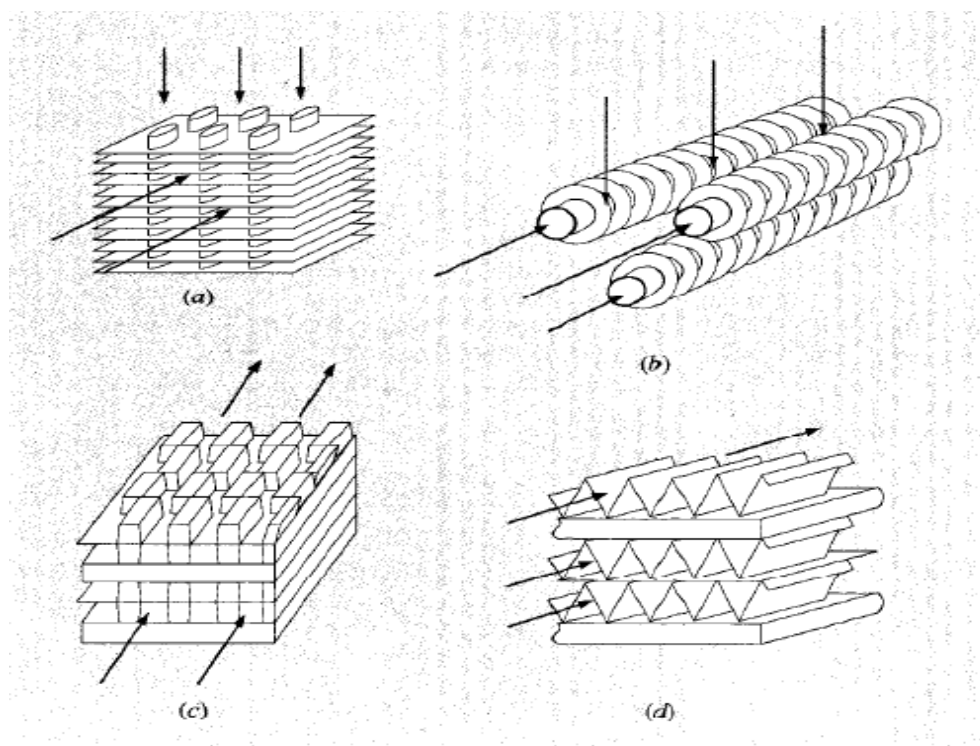
Anexo 2: Configuraciones más comunes de intercambiadores de calor de coraza y tubos.



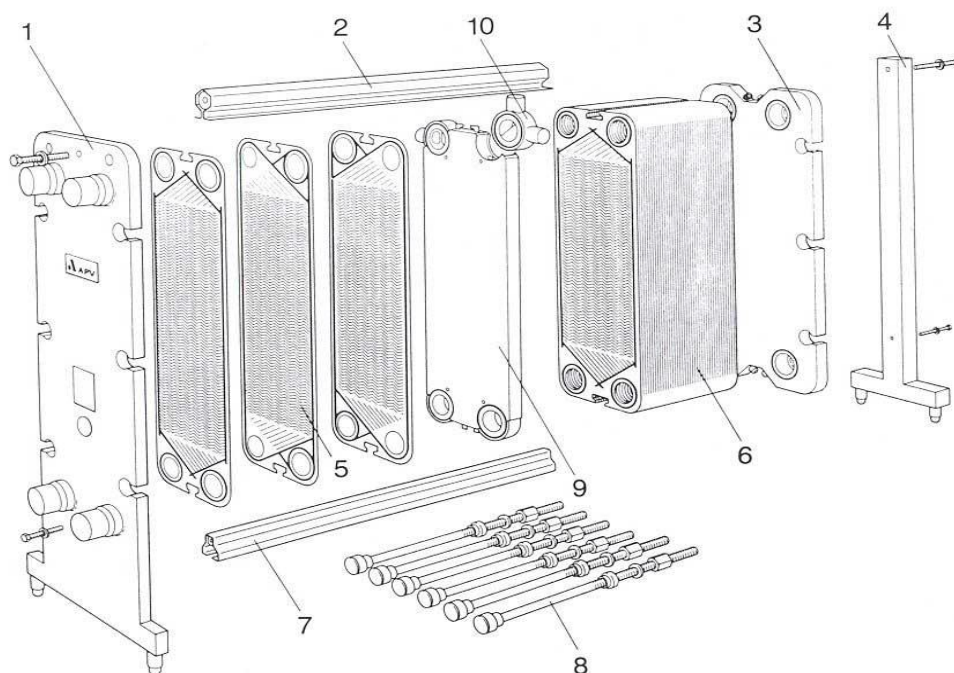
Anexo 3: Intercambiador de doble tubo



Anexo 4: Configuraciones de intercambiadores de calor compactos



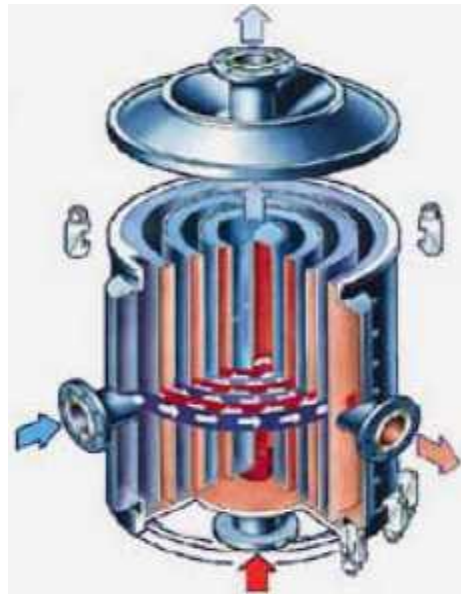
Anexo 5: Esquema de un intercambiador de placas planas



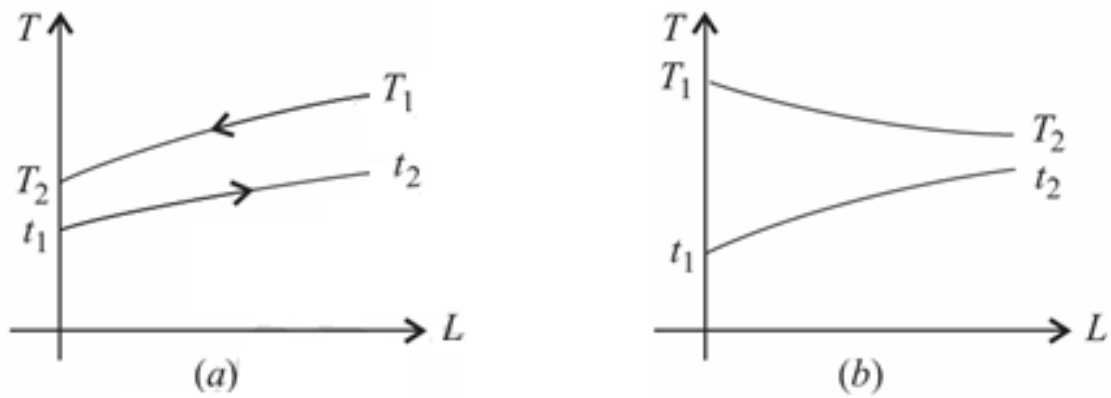
Anexo 6: Intercambiador de placas planas en una industria química.



Anexo 7: Intercambiador de calor de placas en espiral

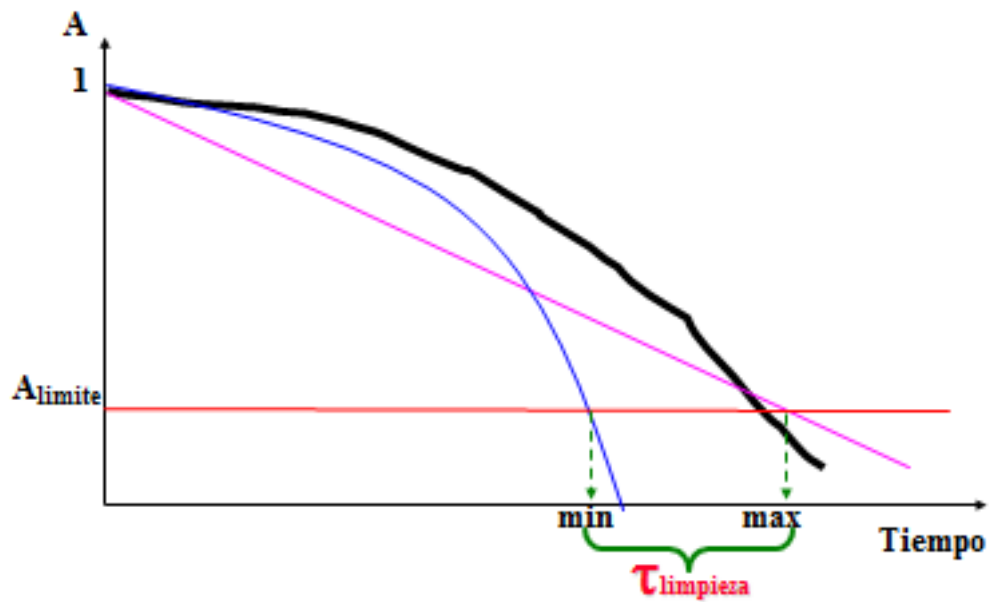


Anexo 8: Disposiciones básicas de los fluidos en un intercambiador de calor, (a) contracorriente y (b) paralelo

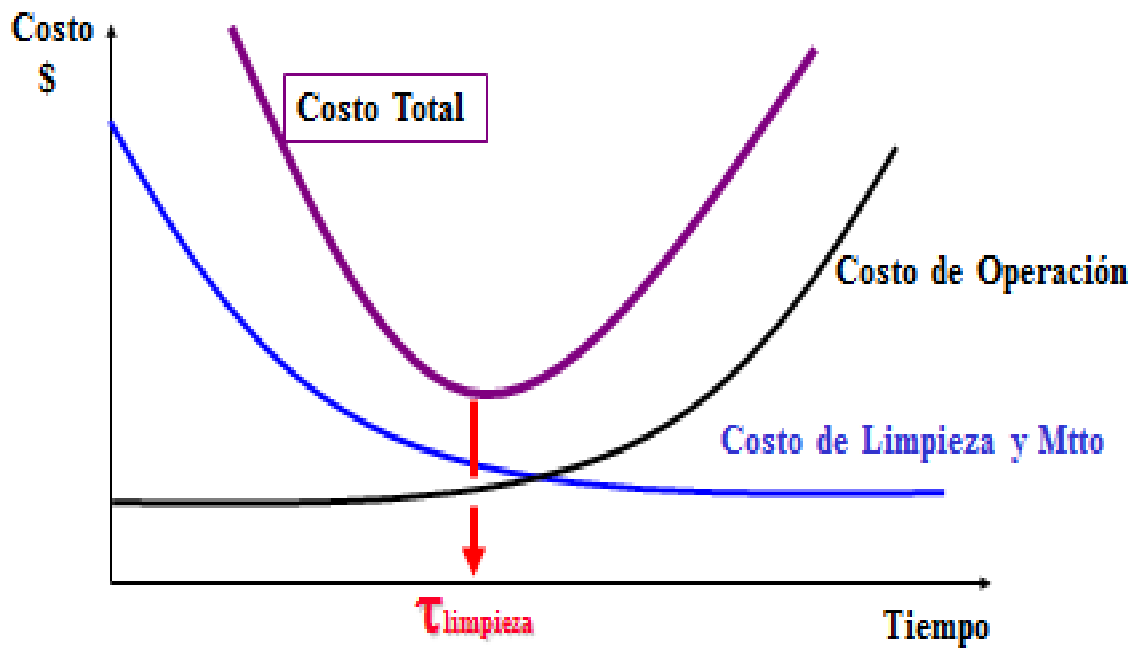


Anexo 9: Método para determinar el tiempo de limpieza basado en pronóstico técnico

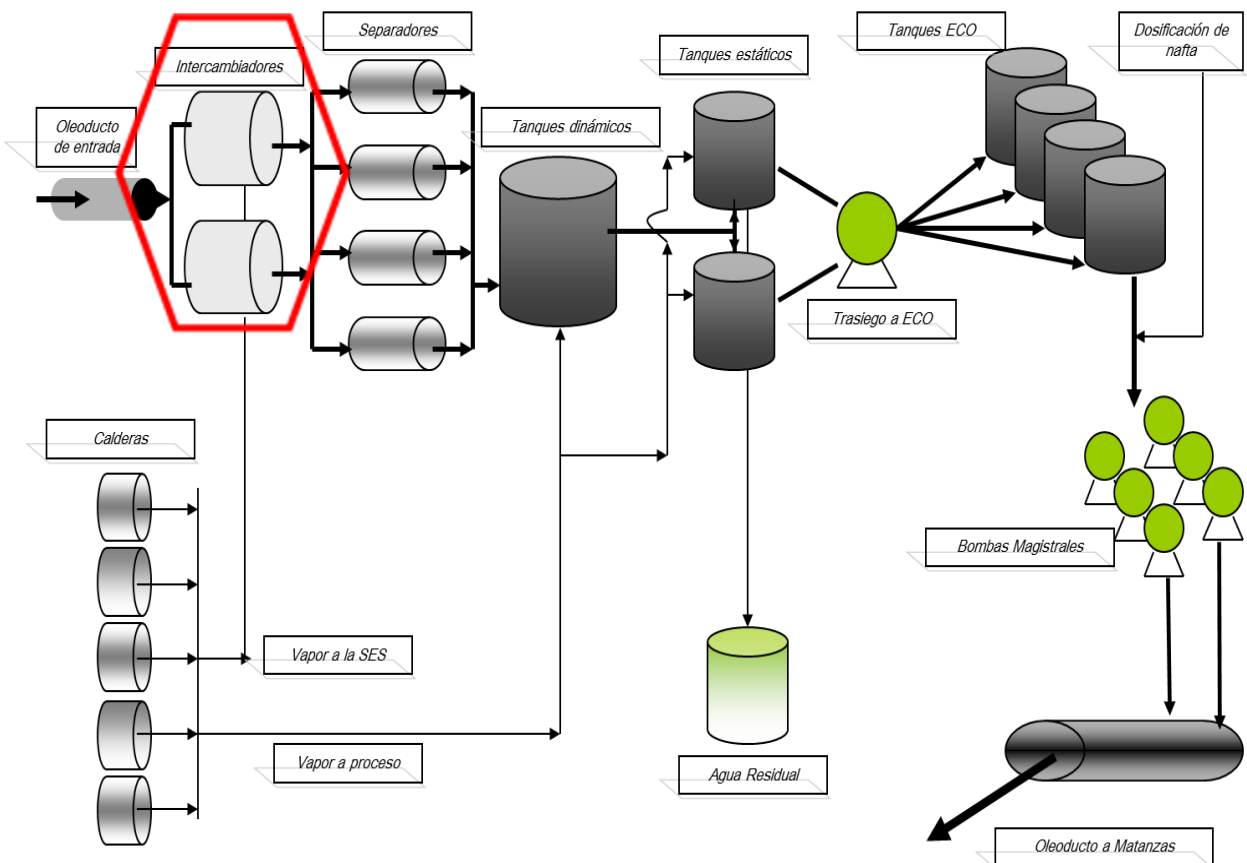
Método del parámetro A



Anexo 10: Método para determinar el tiempo de limpieza basado en criterios económicos



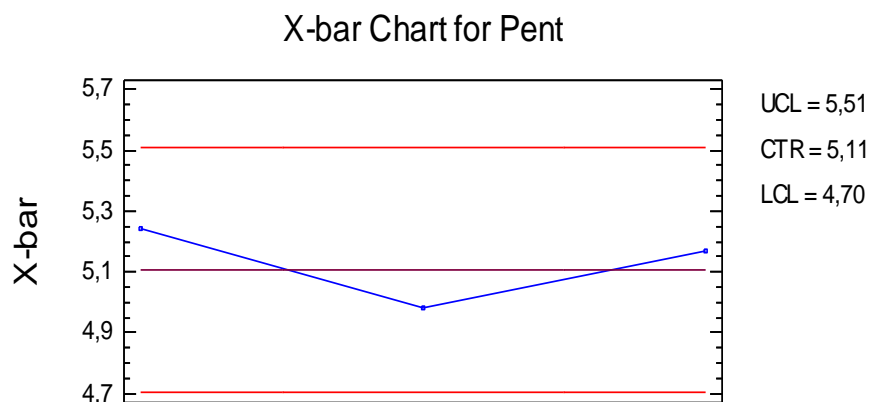
Anexo 11: Diagrama de flujo del proceso



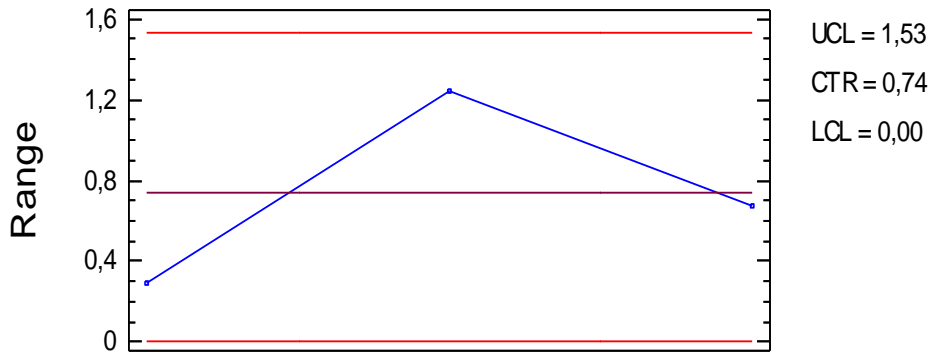
Anexo 12: Intercambiadores de calor de la segunda etapa de separación de la batería central



Anexo 13: Cartas de control de los parámetros analizados en el mes de abril, (a) Presión de entrada, (b) Temperatura de entrada, (c) Temperatura de salida, (d) Presión de vapor y (e) Temperatura del tanque 6.

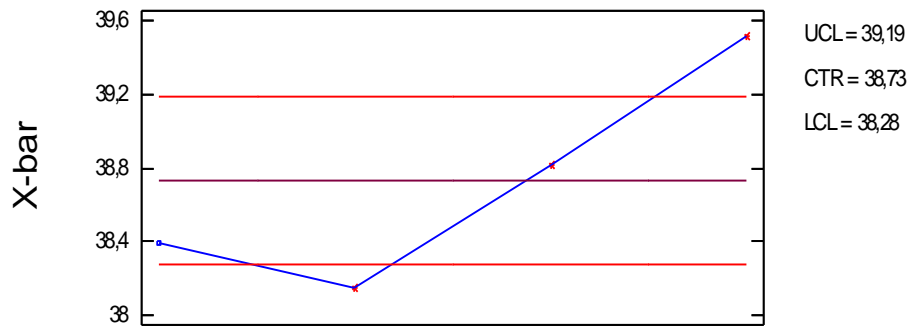


Range Chart for Pent

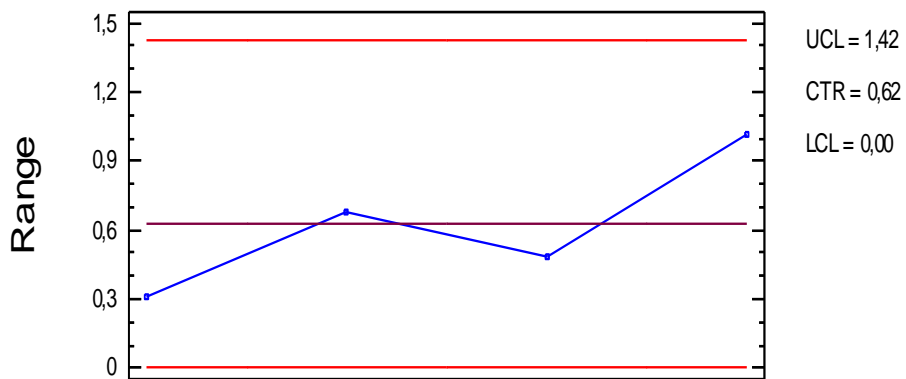


(a)

X-bar Chart for Tent

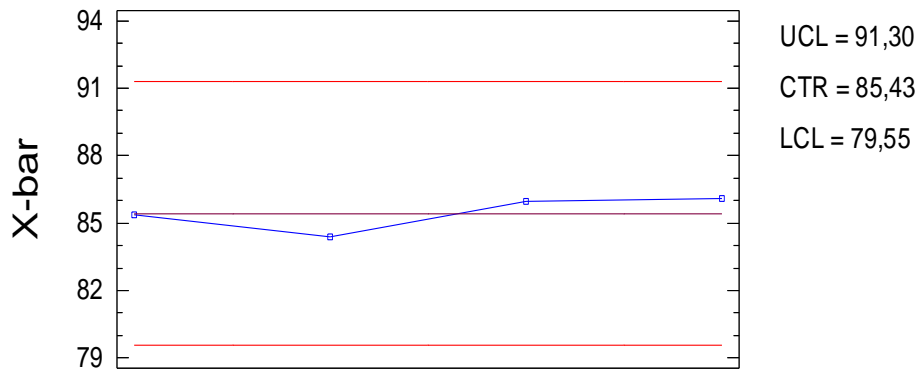


Range Chart for Tent

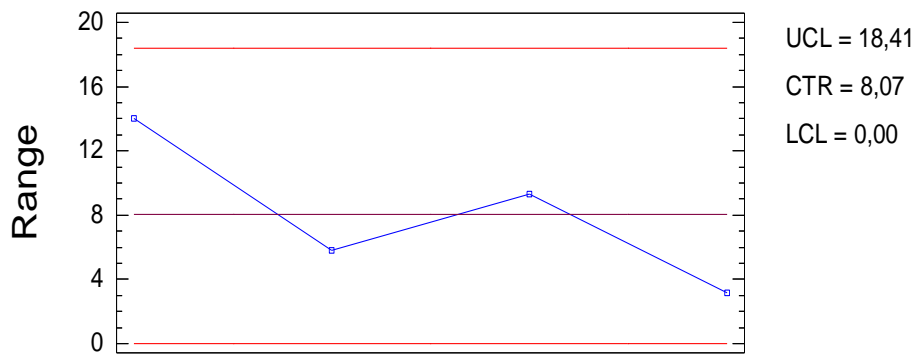


(b)

X-bar Chart for Tsal

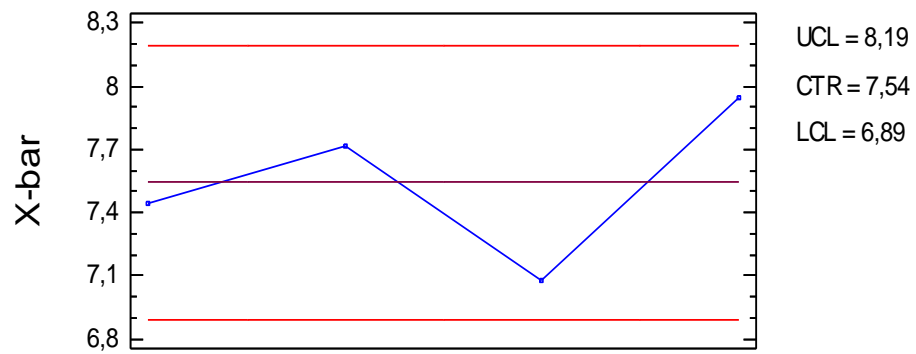


Range Chart for Tsal

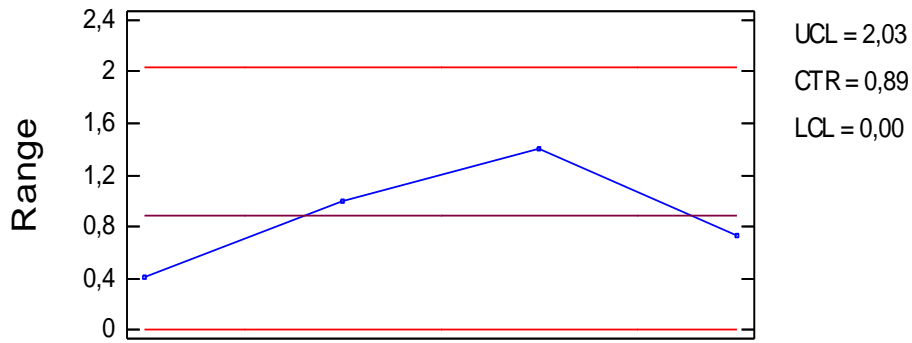


(c)

X-bar Chart for Pvpap

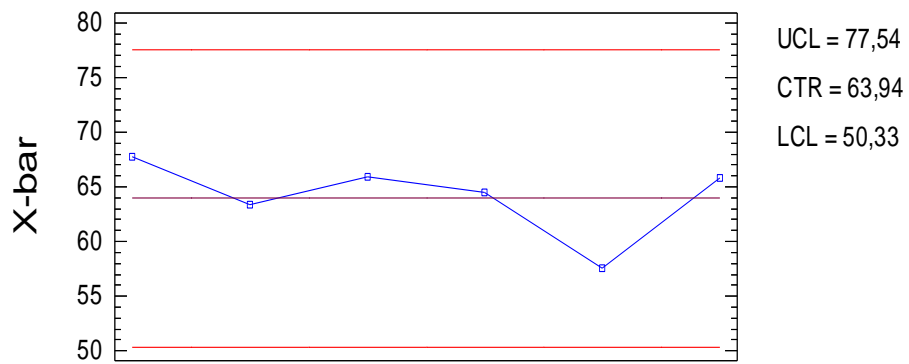


Range Chart for Pvp

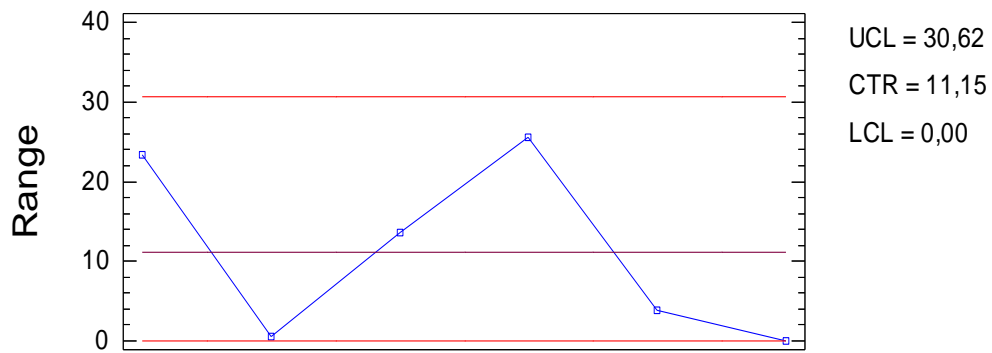


(d)

X-bar Chart for Ttk6



Range Chart for Ttk6



(e)

Anexo 14: Análisis dimensional por el método de Reyleigh

1. Definir las variables independientes:

$$h_0 = f(D_{tub}, V, \rho_p, \mu, k_p, c_{pp}, \mu_w)$$

2. Escribir el modelo como una serie de potencias de las variables independientes:

$$h_0 = \alpha D_{tub}^a V^b \rho_p^c \mu^d k_p^e c_{pp}^f \mu_w^g$$

3. Rescribir el modelo sustituidas todas las variables por sus relaciones dimensionales correspondientes al sistema internacional de unidades:

$$\frac{M}{\theta^3 T} = \alpha L^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{L\theta}\right)^d \left(\frac{ML}{\theta^3 T}\right)^e \left(\frac{L^2}{\theta^2 T}\right)^f \left(\frac{M}{L\theta}\right)^g$$

4. Agrupar las dimensiones:

$$M\theta^{-3}T^{-1} = \alpha L^a L^b \theta^{-b} M^c L^{-3c} M^d L^{-d} \theta^{-d} M^e L^e \theta^{-3e} T^{-e} L^{2f} \theta^{-2f} T^{-f} M^g L^{-g} \theta^{-g}$$

$$M\theta^{-3}T^{-1} = \alpha (L^{a+b-3c-d+e+2f-g})(\theta^{-b-d-3e-2f-g})(M^{c+d+e+g})(T^{-e-f})$$

5. Crear un sistema de ecuaciones con los exponentes de cada dimensión:

$$L \rightarrow 0 = a + b - 3c - d + e + 2f - g$$

$$\theta \rightarrow -3 = -b - d - 3e - 2f - g$$

$$M \rightarrow 1 = c + d + e + g$$

$$T \rightarrow -1 = -e - f$$

6. Calcular los grados de libertad (GL) del sistema de ecuaciones:

$$GL = \text{Número de exponentes} - \text{Número de ecuaciones independientes}$$

$$GL = 7 - 4 = 3$$

Por lo tanto hay que fijar tres variables: $\rho_p(c)$, $c_{pp}(f)$, $\mu_w(g)$

7. Despejar los exponentes no fijos y dejarlos en función de los que se fijaron en el paso anterior:

$$a = -b + 3c + d - e - 2f + g$$

$$b = 3 - d - 3e - 2f - g$$

$$d = 1 - c - e - g$$

$$e = 1 - f$$

Los resultados de estas ecuaciones son:

$$a = c - 1$$

$$b = c$$

$$d = f - c - g$$

8. Sustituir cada exponente en el modelo por el valor calculado o despejado en el paso anterior:

$$h_0 = \alpha D_{tub}^{c-1} V^c \rho_p^c \mu^{f-c-g} k_p^{1-f} c_{pp}^f \mu_w^g$$

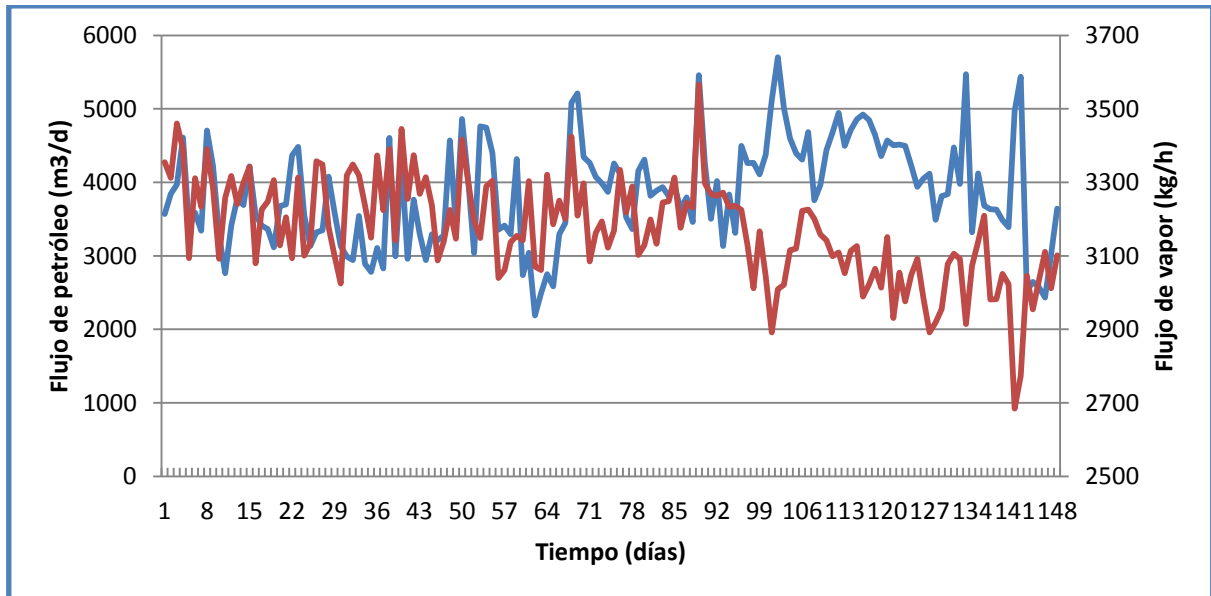
9. Agrupar los exponentes:

$$h_0 = \alpha \left(\frac{D_{tub} V \rho_p}{\mu} \right)^c \left(\frac{\mu c_{pp}}{k_p} \right)^f \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^g \frac{k_p}{D_{tub}}$$

10. Crear grupos adimensionales con las variables elevadas a una misma potencia:

$$Nu = \alpha (Re)^c (Pr)^f \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^g$$

Anexo 15: Comportamiento del flujo de petróleo y el flujo de vapor



Leyenda:

— Flujo de petróleo

— Flujo de vapor

Anexo 16: Análisis por regresión múltiple

 Dependent variable: Nu

Parameter	Estimate	Standard Error
CONSTANT	5,14005	0,824951
Re	0,0324248	0,0436379
Pr	-0,259141	0,10991
u	1,15234	0,139015

Analysis of Variance

Source	Sum of Squares	Df	Mean Sq
Model	4,92792	3	1,6
Residual	2,22013	144	0,015
Total (Corr.)	7,14804	147	

R-squared = 68,9408 percent

R-squared (adjusted for d.f.) = 68,2937 percent

Standard Error of Est. = 0,124167

Mean absolute error = 0,0993809

Durbin-Watson statistic = 0,965054 (P=0,0000)

Lag 1 residual autocorrelation = 0,501304

The output shows the results of fitting regression model to describe the relation independent variables. The equation of t

$$\text{Nu} = 5,14005 + 0,0324248 * \text{Re} - 0,259141 * \text{Pr}$$

Since the P-value in the ANOVA table is 1 statistically significant relationship be 99% confidence level.

The R-Squared statistic indicates that the model explains 68,9408% of the variability in Nu. The adjusted R-squared statistic, which is more suitable for comparing models with different numbers of independent variables, is 68,2937%. The standard error of the estimate shows the standard deviation of the residuals, which is 0,124167. This value can be used to construct new observations by selecting the Reports option in the software. The mean absolute error (MAE) of 0,0993809 is the average of the absolute residuals. The Durbin-Watson (DW) statistic tests to determine if there is any significant correlation between the residuals in which they occur in your data file. Since the p-value is greater than 0.05, there is an indication of possible serial correlation in the residuals versus row order to see if there is any pattern seen.

In determining whether the model can be simplified, the highest P-value on the independent variables is for the variable Re. Since the P-value is greater or equal to 0.10, it is not statistically significant at the 90% or higher confidence level. Consequently, you should consider removing Re from the model.

Anexo 17: Comparación entre los coeficientes peliculares de transferencia de calor del petróleo en las condiciones experimentales y los resultados obtenidos en el modelo matemático.

Días	hp experimental	hp calculado	RPD (%)
4-feb 2014	321,168	361,444	12,54
5-feb 2014	273,612	249,242	8,91
8-feb 2014	381,584	328,769	13,84
9-feb 2014	329,585	385,956	17,10
10-feb 2014	262,095	301,799	15,15
11-feb 2014	307,014	272,798	11,14
12-feb 2014	378,496	300,642	20,57
17-feb 2014	411,750	376,122	8,65
18-feb 2014	272,842	256,194	6,10
19-feb 2014	430,772	334,521	22,34
21-feb 2014	313,669	295,196	5,89
22-feb 2014	432,859	339,246	21,63
23-feb 2014	312,864	289,029	7,62
24-feb 2014	322,641	303,389	5,97
26-feb 2014	415,129	378,331	8,86
27-feb 2014	293,424	277,461	5,44
1-mar 2014	212,550	149,897	29,48
2-mar 2014	289,153	264,939	8,37
9-mar 2014	312,458	281,613	9,87
10-mar 2014	276,829	238,982	13,67
11-mar 2014	333,369	304,281	8,73
12-mar 2014	405,152	332,490	17,93
13-mar 2014	376,736	342,591	9,06
14-mar 2014	383,674	298,465	22,21
15-mar 2014	446,174	408,135	8,53
16-mar 2014	279,250	252,768	9,48
17-mar 2014	441,392	399,661	9,45
18-mar 2014	282,970	264,622	6,48
20-mar 2014	334,613	317,440	5,13
21-mar 2014	403,047	330,001	18,12
22-mar 2014	370,886	326,533	11,96
23-mar 2014	266,792	251,402	5,77
24-mar 2014	222,038	208,644	6,03
25-mar 2014	249,807	294,997	18,09
27-mar 2014	453,691	428,026	5,66
28-mar 2014	335,766	343,116	2,19
31-mar 2014	299,995	268,442	10,52
2-abril 2014	286,548	311,410	8,68

Días	hp experimental	hp calculado	RPD (%)
5-abril 2014	296,649	334,166	12,65
7-abril 2014	230,948	220,739	4,42
9-abril 2014	251,814	289,939	15,14
10-abril 2014	342,752	282,532	17,57
13-abril 2014	403,767	338,228	16,23
14-abril 2014	316,632	237,688	24,93
15-abril 2014	267,933	215,381	19,61
16-abril 2014	382,886	319,566	16,54
17-abril 2014	375,764	296,750	21,03
18-abril 2014	409,633	336,632	17,82
20-abril 2014	560,577	459,667	18,0
21-abril 2014	298,920	343,757	15,0
22-abril 2014	293,165	332,757	13,51
1-may 2014	258,796	276,382	6,80
2-may 2014	264,501	289,443	9,43
9-may 2014	275,642	298,583	8,32
10-may 2014	270,358	281,495	4,12
12-may 2014	314,513	344,609	9,57
16-may 2014	211,537	231,960	9,65
18-may 2014	262,578	274,601	4,58
19-may 2014	270,428	291,085	7,64
20-may 2014	270,558	290,331	7,31
21-may 2014	274,387	307,580	12,1
23-may 2014	277,046	299,809	8,22
24-may 2014	265,190	277,664	4,70
25-may 2014	341,866	420,795	23,09
26-may 2014	418,081	476,705	14,02
29-may 2014	276,876	320,533	15,77
31-may 2014	311,893	334,398	7,22
2-jun 2014	276,851	303,864	9,76
3-jun 2014	318,803	299,031	6,20
4-jun 2014	297,042	331,849	11,72
7-jun 2014	286,220	299,002	4,47
15-jun 2014	291,253	304,854	4,67
26-jun 2014	260,873	280,712	7,60
30-jun 2014	278,618	301,008	8,04
1-jul 2014	309,855	322,145	3,97
10-jul 2014	312,170	333,832	6,94
13-jul 2014	294,605	329,821	11,95
19-dic 2014	372,946	342,324	8,21
22-dic 2014	245,243	288,350	17,58
23-dic 2014	216,452	250,024	15,51

Días	hp experimental	hp calculado	RPD (%)
24-dic 2014	212,597	248,391	16,84
25-dic 2014	220,562	254,433	15,36
26-dic 2014	218,382	259,739	18,94
27-dic 2014	202,223	239,124	18,25
28-dic 2014	195,253	220,958	13,17
30-dic 2014	194,625	218,259	12,14
31-dic 2014	199,831	220,326	10,26
1-ene 2015	207,727	228,092	9,8
2-ene 2015	205,885	239,222	16,19
3-ene 2015	200,258	211,080	5,4
4-ene 2015	202,783	223,874	10,4
5-ene 2015	196,874	205,272	4,27
6-ene 2015	209,842	232,264	10,69
7-ene 2015	220,941	239,073	8,21
8-ene 2015	218,453	233,245	6,77
10-ene 2015	220,728	206,554	6,42
13-ene 2015	220,065	249,219	13,25
14-ene 2015	217,699	235,391	8,13
15-ene 2015	179,765	205,183	14,14
16-ene 2015	371,691	306,710	17,48
1-abr 2015	291,994	310,005	6,17
4-abr 2015	283,331	292,641	3,29
5-abr 2015	252,215	244,445	3,08
8-abr 2015	294,467	270,596	8,11
10-abr 2015	175,183	184,552	5,35
11-abr 2015	360,479	272,544	24,39
12-abr 2015	332,751	257,871	22,50
14-abr 2015	336,349	261,941	22,12
15-abr 2015	378,364	285,948	24,43
17-abr 2015	291,789	259,271	11,14
20-abr 2015	253,951	270,098	6,36
21-abr 2015	372,068	277,999	25,28
22-abr 2015	387,621	292,662	24,5

Anexo 18: Análisis de los intervalos decrecientes para determinar el tiempo óptimo de limpieza

