

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE POSGRADO

DIPLOMADO EN GEOTERMIA PARA AMERICA LATINA
EDICION 2017



TEMA:

Propuesta de Mejora de Sistema de Intercambio de Calor
para Enfriamiento de Lodos de Perforación Geotérmica

PRESENTAN:

Diego Gerardo Arriola Trigueros
Manuel de Jesús Avalos Soto
Amílcar Gerardo Menjívar Morales

ASESOR:

Ing. Jaime Armando Arévalo Martínez

CIUDAD UNIVERSITARIA, NOVIEMBRE 2017

Contenido	
RESUMEN.....	i
INTRODUCCIÓN.....	ii
PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA.....	iii
JUSTIFICACION DEL ESTUDIO	iv
OBJETIVOS.....	v
I. MARCO TEORICO	1
1.1. Lodos de perforación	1
1.2. Tipos de lodos de perforación.....	1
1.3. Propiedades fundamentales de los lodos de perforación	2
1.4. Fundamentos y análisis de intercambiadores de calor.	3
1.4.2. Clasificación de los intercambiadores de calor.....	3
1.4.2.1. Intercambiador de tubo doble.....	4
1.4.2.2. Intercambiador de calor compacto.....	5
1.4.2.3. Intercambiador de calor de placas	7
1.4.2.4. Intercambiadores de calor de coraza y tubos	7
1.4.3. Coeficiente total de transferencia de calor (Yunus A. & Afshin J., 2011).....	10
1.4.4. Análisis de los intercambiadores de calor (Yunus A. & Afshin J., 2011).....	11
1.4.5. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura	12
1.4.6. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado: uso de un factor de corrección (Yunus A. & Afshin J., 2011).	14
II. DISEÑO	16
2.1. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A DISEÑAR.....	16
2.2. METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	16
2.3. PARAMETROS DEL LODO DE PERFORACIÓN.....	16
2.4. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS A DISEÑAR	17
2.5. ANÁLISIS TÉRMICO	17
2.6. ANALISIS HIDRAULICO.....	20
III. RESULTADOS.....	30
CONCLUSIONES.....	32
RECOMENDACIONES	33
AGRADECIMIENTOS	34
BIBLIOGRAFÍA.....	35
ANEXOS.....	36

RESUMEN

El presente proyecto se desarrolló en LaGeo y la Universidad de El Salvador, en el Diplomado en Geotermia para América Latina. Consistió en desarrollar una mejora en el sistema de enfriamiento de fluidos de perforación, con el objetivo de diseñar un sistema con mayor eficiencia de extracción de calor que permita la disminución de 20°C en los lodos de perforación.

Primero se realizó una investigación bibliográfica sobre cuáles son los parámetros de enfriamiento y se llegó a la conclusión que las torres de enfriamiento solo logran descender la temperatura como máximo en 5°C.

Se presenta una breve descripción de los diferentes tipos de intercambiadores de calor, para justificar el tipo de diseño que se eligió realizar, así como las ventajas con respecto a los demás tipos.

La propuesta de mejora consiste en un diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos que permita cumplir con los requerimientos de disminución de temperatura es decir mejorar más del triple de la capacidad actual de los equipos que se tienen. También se tienen mejoras en cuanto al espacio utilizado por el intercambiador y que sea un equipo portátil, capaz de llevarse a los diferentes lugares donde sea necesario hacer perforaciones de pozos geotérmicos.

Para finalizar se presentan los resultados del diseño, así como recomendaciones para mejorar el diseño presentado y conclusiones del proyecto.

INTRODUCCIÓN

Dentro de la explotación Geotérmica, la fase de perforación es crítica debido al elevado costo de los pozos, por lo que se resalta la importancia de todo lo que lleva esta etapa.

Durante la perforación geotérmica se utilizan fluidos que tienen diferentes funciones entre ellas: dar estabilidad al pozo, lubricar la herramienta de perforación y extraer el calor de la herramienta para evitar daños. Por esta razón se hace evidente tener un sistema de enfriamiento de fluidos de perforación para mantener las condiciones de operación y evitar daños al equipo como al pozo.

Los requerimientos de diseño se tomaron en base a datos generales de perforación geotérmica, por lo tanto, los resultados pueden tener cierto margen de error y modificables según el tipo de condiciones en cada región.

Se presenta un diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos capaz de disminuir 20 °C de los fluidos geotérmicos, ya que con las torres de enfriamiento no se logra una disminución mayor a 5 °C en la temperatura de los lodos geotérmicos y son mucho más difícil de realizar el mantenimiento e instalación. Mas adelante se detalla todo el proceso de diseño que lleva la realización de un intercambiador térmico de este tipo.

PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

Durante la perforación se va produciendo un calor considerable debido a la fricción de la barrena y herramienta con la formación que tiene una temperatura natural llamada “Gradiente Geotérmico”. Debido a esto, el lodo debe tener suficiente capacidad calorífica y conductividad térmica para permitir que el calor sea recogido desde el fondo del pozo para ser transportado a la superficie y dispersado a la atmósfera. Dado que en perforación se utiliza un circuito de recirculación de lodos, éstos deben ser enfriados antes de reingresar al pozo y cumplir con su función.

En El Salvador desde hace muchos años se utilizan torres de enfriamiento para propiciar la disminución de la temperatura de los lodos en superficie, no obstante, este sistema no es lo suficientemente eficiente ya que no es posible generar cambios grandes en temperatura, además que estos equipos necesitan grandes espacios para su ubicación dentro de una plataforma durante la perforación y su compleja instalación.

Es preciso elaborar una evaluación térmica con la finalidad de presentar una propuesta que contrarreste las desventajas que este sistema proporciona, ofreciendo un sistema de intercambio de calor más eficiente en su funcionamiento y que facilite su movilidad e instalación en una plataforma de perforación.

JUSTIFICACION DEL ESTUDIO

Esta investigación busca proponer una solución eficiente para el intercambio de calor de lodos de perforación geotérmica. Los sistemas convencionales de torres de enfriamiento cumplen con la función de enfriamiento, no obstante, estas lo no logran generar un cambio en temperatura mayor a 5°C por lo cual no se obtiene el mayor aprovechamiento de los lodos de perforación. Esta investigación constituye un aporte para la toma de decisiones en el cambio de dicho sistema actual.

Los fluidos de perforación son de vital importancia en la perforación ya que ayudan a enfriar la barrena de perforación y le dan estabilidad al pozo antes de introducir la tubería, por esta razón es que se necesita enfriar el fluido al menos 20 °C.

Con el presente proyecto se busca mejorar la eficiencia de extracción de calor de los lodos geotérmicos, tener un intercambiador de calor más compacto y portátil, para poder ser trasladado a las diferentes plataformas de perforación.

Posteriormente si se le da continuidad al diseño presentado se puede fabricar un prototipo para comprobar la funcionalidad del intercambiador que se muestra en el proyecto y ser utilizado en los procesos de perforación que se presenten en un futuro.

OBJETIVOS

GENERAL

- Elaborar una propuesta de diseño de un sistema de intercambio de calor para enfriamiento de lodos de perforación, lo suficientemente efectivo para que disminuya la temperatura del fluido de perforación en 20° C como mínimo con el propósito que no dañe los componentes de las bombas del equipo y enfríe la barrena en el fondo del pozo.

ESPECIFICOS

- Indagar sobre la importancia de los lodos de perforación y cuáles son los diferentes tipos que puede haber.
- Colección de datos de las propiedades reológicas de los fluidos de perforación a enfriar.
- Investigar sobre los diferentes tipos de intercambiadores de calor y sus aplicaciones.
- Establecer las especificaciones técnicas de sus componentes, como son material de su tubería, capacidad de la bomba, estructura, tipo de ventilador, fluido de trabajo para el enfriamiento.
- Elaborar un análisis térmico que determine la cantidad de calor que debe ser extraído de los fluidos de perforación para alcanzar el rango de temperatura deseado.

I. MARCO TEORICO

1.1. Lodos de perforación

Definición

Los lodos de perforación son medios fluidos de circulación que arrastran los recortes perforados desde debajo de la barrena, hasta la superficie por el espacio anular.

Este es el componente más importante que existe durante el proceso de perforación. Es un fluido preparado con materiales químicos, y sus principales funciones son:

- Enfriamiento y lubricación de la barrena.
- Estabilidad en las paredes del agujero.
- Que sirva de medio de arrastre para los recortes perforados.
- Control de las presiones de la formación.
- Transmisión de la potencia hidráulica a la barrena.

1.2. Tipos de lodos de perforación

Existen muchos tipos de lodos de perforación, ya sean base agua como de base aceite; entre estos podemos mencionar:

- **Lodo Niebla:** aire seco con pequeñas cantidades de agua y espuma.
- **Lodos tipo espuma:** agua y emulsionantes espumosos con corriente de aire.
- **Lodo aireado:** aire y mezcla gelatinosa.
- **Lodo bentonítico:** agua y bentonita, utilizados normalmente en pozos someros, en áreas no problemáticas o en la parte superior de los pozos profundos.
- **Lodo fosfático:** lodo bentonítico tratado con fosfato (dispersantes para reducir la viscosidad de los lodos bentoníticos contaminados con sólidos de la formación o cemento, utilizándose en la parte superior de los pozos.
- **Lodo cálcico:** lodo bentonítico utilizado en zonas de yeso, anhidrita o flujos de agua salada. Estos lodos difieren de los otros lodos base agua en que las arcillas sódicas (bentonita) se convierten en arcillas cálcicas a través de la adición de cal-yeso y lignosulfatos.
- **Lodo de polímeros:** lodo elaborado mediante la adición de bentonita con polímeros floculantes. Son bajos en el contenido de sólidos, más estables a las altas temperaturas y pueden ser densificados a cualquier valor.
- **Lodo salado:** lodo bentonítico con adición de agua salada y barita. Este tipo de lodo se usa para perforar domos salinos, zonas de flujo de agua salada, secciones de anhidrita, yeso y lutitas deleznales.
- **Lodos CLS:** lodo base agua tratado con cromolignitos y lignosulfatos. Estos lodos son más resistentes a la contaminación por calcio o a un aumento en los cloruros. Se pueden usar estos lodos con densidades elevadas y a temperatura de hasta 200

°C. Los lignitos son efectivos para controlar el filtrado mientras que los lignosulfatos son adelgazantes más efectivos.

- **Lodos CLS emulsionado:** de las mismas características que el tipo de lodo anterior más una cantidad de diésel no mayor del 10%.

1.3. Propiedades fundamentales de los lodos de perforación

Debido a que el lodo de perforación es uno de los componentes más importantes durante la perforación de un pozo, es de vital importancia el control que hay que tener de sus propiedades físicas y químicas, de tal manera que el fluido brinde un trabajo eficiente durante la etapa de perforación. Es por esto que, el operador de registro debe conocer las características reológicas de estos fluidos, siempre haciendo uso de los diferentes análisis que hay que hacer para conocer dichas condiciones; estas condiciones se definen con anticipación en el programa de perforación de cada pozo, esto depende del tipo de roca que se vaya a perforar y de las posibles presiones del yacimiento que pudiera cortarse con la barrena.

Dentro de las principales características reológicas de un lodo de perforación podemos mencionar:

- **Densidad:** Su función es el mantener a los fluidos contenidos dentro del agujero en el yacimiento durante la perforación, manteniendo de este modo la presión requerida que ejercen las paredes del agujero.
- **Viscosidad:** Los lodos de perforación tienen características de flujos no lineales (tixotrópicos) y requieren de más de un término de viscosidad para definir su comportamiento viscoso.
- **Viscosidad plástica:** Es la parte de la resistencia del fluido en movimiento causada por fricción mecánica. Esta fricción se produce entre los sólidos contenidos en el lodo y el líquido que lo rodea y por el esfuerzo cortante del propio líquido. En general, al incrementar el porcentaje de sólidos en el sistema, se aumenta la viscosidad plástica.
- **Viscosidad aparente:** Se define como la medición en centipoises (cps) que un fluido Newtoniano debe tener en un viscosímetro rotacional a una velocidad de corte previamente establecida, con los efectos simultáneos de todas las propiedades de flujo.
- **Gelatinización:** Es una medida del esfuerzo de ruptura o resistencia de la consistencia del gel formado que muestra la fuerza de la floculación del lodo bajo condiciones estáticas.
- **Punto cedente:** Es la resistencia que presenta el lodo a fluir a causa de las fuerzas electroquímicas de atracción entre las partículas sólidas
- **Filtrado:** También conocido como pérdida de agua, es la cantidad de agua proveniente del lodo que se filtra hacia la formación en las formaciones permeables,

y que debe mantenerse lo más bajo posible para tener una buena estabilidad del agujero y evitar daños a la formación

- **Enjarre:** Es una capa o película delgada de lodo que se forma en las paredes del agujero.
- **pH:** Es el grado de acidez o de alcalinidad en el lodo.
- **Cloruros:** los cloruros son compuestos que llevan un átomo de cloro en estado de oxidación

1.4. Fundamentos y análisis de intercambiadores de calor.

1.4.1. Definición de intercambiador de calor.

En los sistemas mecánicos, químicos u otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendido básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender como estos funcionan y operan para un adecuado desempeño. (Yunus A. & Afshin J., 2011)

Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor son según (Yunus A. & Afshin J., 2011):

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

La función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

1.4.2. Clasificación de los intercambiadores de calor.

Debido a la gran variedad de aplicaciones industriales en las que se requiere intercambio de calor, se han diseñado diferentes configuraciones y tipos de intercambiadores de calor que se adaptan a las diferentes exigencias como puede ser trabajar con gases de combustión, fluidos corrosivos, alimentos, etc.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de diferentes maneras como por ejemplo por la dirección que llevan los fluidos, por el tipo de fluidos que interactúan dentro de él, por el volumen ocupado, por el número de pasadas de cada fluido dentro del intercambiador etc. Las clasificaciones más utilizadas se describen a continuación.

1.4.2.1. Intercambiador de tubo doble

Este es el tipo de intercambiador de calor de más fácil construcción debido a su reducida cantidad de componentes, en esencia son dos tubos de diferente diámetro dispuestos de manera concéntrica, un fluido circula por el tubo de menor diámetro y el segundo fluye por el espacio anular entre el tubo de mayor diámetro y el de menor diámetro.

Los intercambiadores de calor de tubo doble se subdividen por la dirección del flujo de ambos fluidos, se clasifican en flujo paralelo y contra flujo. Los intercambiadores de calor de tubo doble de flujo paralelo se caracterizan por que la dirección del flujo de ambos fluidos es la misma (figura 1).

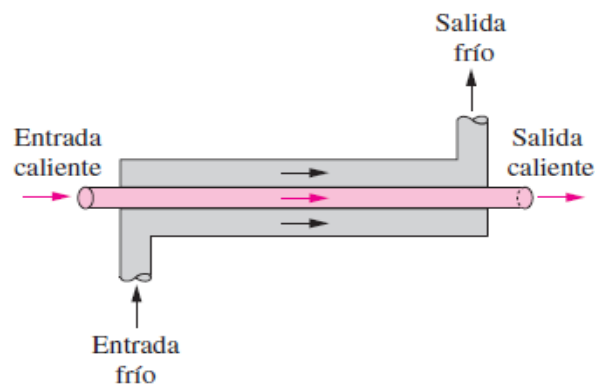


Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo con flujo paralelo. Yunus a Cengel (2007). Intercambiadores de calor. [Figura]. Recuperada de Transferencia de calor y masa

Los intercambiadores de calor de contraflujo se caracterizan por que las direcciones de los flujos de fluidos son opuestas (figura 2).

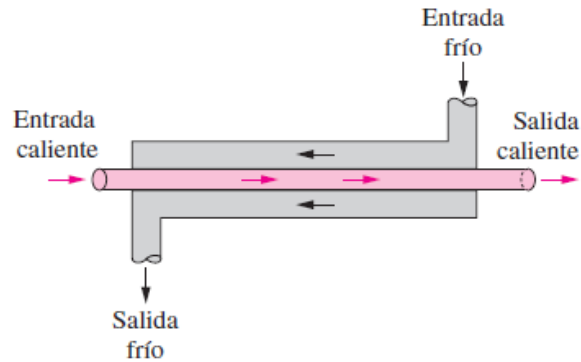


Figura 2. Intercambiador de calor de contra flujo. Yunus a Cengel (2007). Intercambiadores de calor. [Figura]. Recuperada de Transferencia de calor y masa

Según el tipo de flujo utilizado se obtienen diferentes temperaturas en cada fluido, en el flujo paralelo el fluido frío jamás alcanza la temperatura del fluido caliente mientras que en el de contraflujo el fluido frío puede tomar una temperatura mayor que con la que sale el fluido caliente del intercambiador (figura 3).

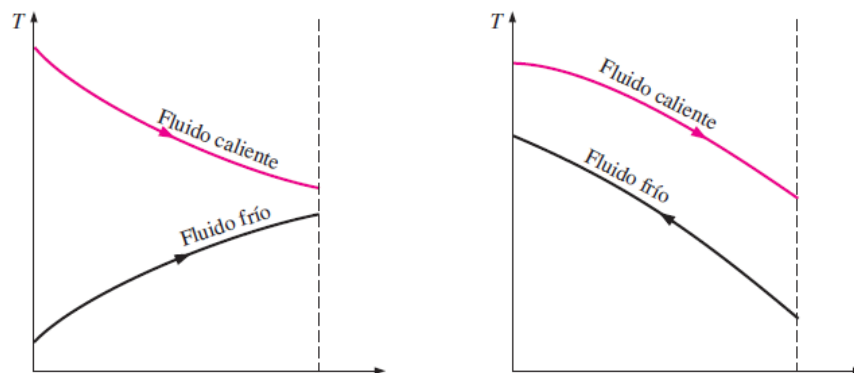


Figura 3. Comportamiento térmico de los fluidos en intercambiador de calor de doble tubo, a la izquierda flujo paralelo y a la derecha contra flujo. Yunus a Cengel (2007). Intercambiadores de calor. [Figura]. Recuperada de Transferencia de calor y masa

1.4.2.2. Intercambiador de calor compacto.

Un tipo de intercambiador de calor que está diseñado para ofrecer una gran cantidad de área superficial para la transferencia de calor por convección es el tipo compacto, se define el parámetro densidad de área β , el cual es la razón entre el área superficial de un intercambiador de calor y el volumen que ocupa, por convención se dice que todo intercambiador que tiene $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ Se clasifica como compacto.

Algunos ejemplos de intercambiadores de calor compacto son: radiadores de autos ($\beta \approx 1,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), los intercambiadores de calor hechos de cerámica de vidrio de las turbinas a gas ($\beta \approx 6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), el regenerador del motor Stirling ($\beta \approx 6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), entre otros.

Los intercambiadores de calor compactos (figura 4), permiten desarrollar elevados coeficientes de película con un tamaño reducido, por lo cual son utilizados en aplicaciones donde el espacio y el peso son críticos, para obtener una gran cantidad de área superficial es usual observar que los intercambiadores están dotados de una gran cantidad de finas aletas que por lo general son de aluminio, es usual ver que las aletas están siempre del lado donde circula gas en el intercambiador ya que esto compensa la poca conductividad térmica de los gases, como por ejemplo en los radiadores de los automóviles en donde circula agua por los tubos y aire por el lado de las aletas, o como los evaporadores y condensadores de los equipos de acondicionamiento de aire en donde circula refrigerante dentro de los tubos y aire por el lado de las aletas.

Por lo general los flujos de los fluidos en los intercambiadores de calor compactos son perpendiculares a esta configuración se le conoce como flujo cruzado, el flujo cruzado se clasifica en flujo mezclado o no mezclado (figura 5), en el flujo no mezclado el gas circula entre las aletas del intercambiador de calor y no se mezcla entre espacios de aletas, en cambio en el flujo cruzado no existe superficie que estratifique el flujo de gas como pueden ser aletas.



Figura 4. Unidad de acondicionamiento de aire fan-coil. (2013). Servicios de aire acondicionado [Fotografía]. Recuperado de www.airconservices.com.sg

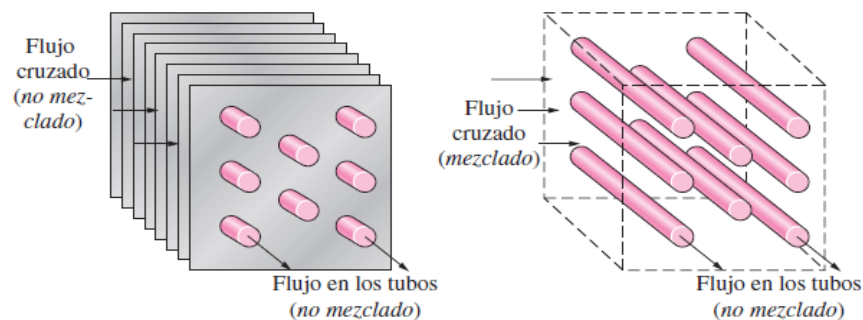


Figura 5. Compactos de flujo cruzado. Yunus A. Cengel (2007). Intercambiadores de calor. [Figura]. Recuperada de Transferencia de calor y masa

1.4.2.3. Intercambiador de calor de placas

El intercambiador de calor de placas y armazón o mejor conocido como intercambiador de placas, se le denomina de esa forma ya que su componente principal es una estructura en la cual se montan placas metálicas por las cuales fluyen los fluidos a transferir energía.

Su principio de funcionamiento se basa en efectuar un camino por el cual debe de recorrer el fluido caliente y el fluido frío, este camino se construye por medio de las placas de metal las cuales han sido corrugadas para incrementar la turbulencia del flujo y por ende incrementar el coeficiente de película, los canales se forman de tal manera que una cavidad llena de fluido frío está en contacto en ambos lados por cavidades con fluido caliente.

Este tipo de intercambiador de calor es muy usado cuando se necesita intercambiar energía entre dos líquidos y es muy utilizado en la industria alimenticia, además que es muy versátil ya que se puede modificar la capacidad del intercambiador montando o desmontando placas sobre la estructura, dependiendo si la carga se incrementa o disminuye (figura 6).

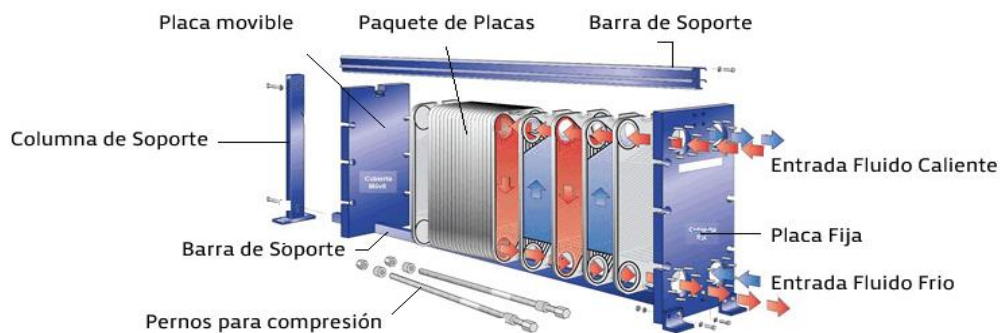


Figura 6. Partes de un intercambiador de calor de placas y dirección de flujo de los fluidos. (2010). Flowgasket refacciones y servicio [Fotografía]. Recuperado de www.flowgasket.com.

1.4.2.4. Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Es el tipo de intercambiador más ampliamente utilizado en todo tipo de industrias y son los que tienen mejor desarrollados los criterios de diseño, su construcción se rige por las normas TEMA, su nombre se debe a los dos componentes principales que lo conforman que son un banco de tubos con cierta configuración y una carcasa cilíndrica de mayor diámetro que contiene a los tubos, el flujo de los fluidos se da por una parte por el interior de los tubos y el otro flujo por fuera de los tubos y por el espacio libre dentro de la carcasa.

Según la norma TEMA un intercambiador de calor de coraza y tubos se identifica por medio de tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas. La primera letra indica el tipo de cabezal estacionario, la segunda letra

es la indicativa del tipo de caso o carcasa, la tercera letra indica el tipo de cabezal del extremo posterior.

Las normas TEMA establecen una clasificación para las diferentes configuraciones de cabezales y carcasas (Figura 7).

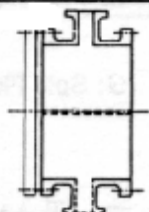
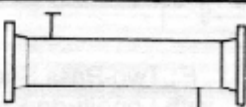
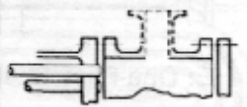
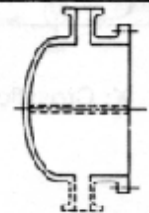
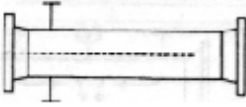
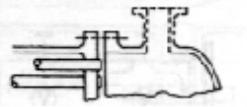
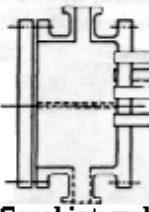
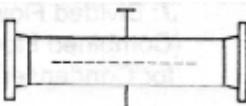
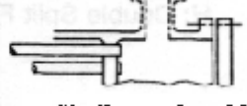
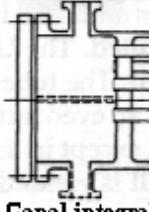
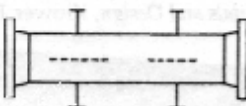
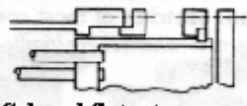
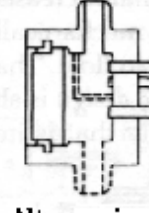
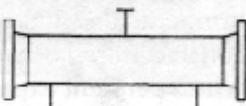
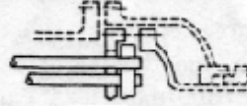
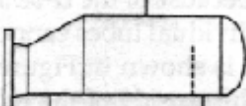

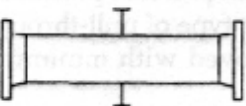
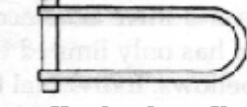
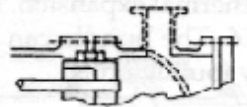
	Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcasa		Terminal Tipos de cabezal
A	 Canal y cubierta removible	E	 Un pase de carcasa	L	 Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F	 Dos pases de carcasa con separador horizontal	M	 Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo remo- vible Canal integral Cubierta removible	G	 Flujo dividido	N	 Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H	 Doble flujo dividido	P	 Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Cabezal flotante
		K	 Rehervidor	T	 Cabezal flotante deslizante
		X	 Flujo cruzado	U	 Haz de tubo en U
				W	 Sello externo

Figura 7. Tipos de cabezales y carcasa de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Richard C. Byrne (1999). Notación de intercambiadores. [Figura]. Recuperada normas TEMA.

1.4.3. Coeficiente total de transferencia de calor (Yunus A. & Afshin J., 2011).

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

La red de resistencias térmicas en este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción (figura 8). Para un intercambiador de calor de doble tubo, la resistencia térmica de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \quad (1)$$

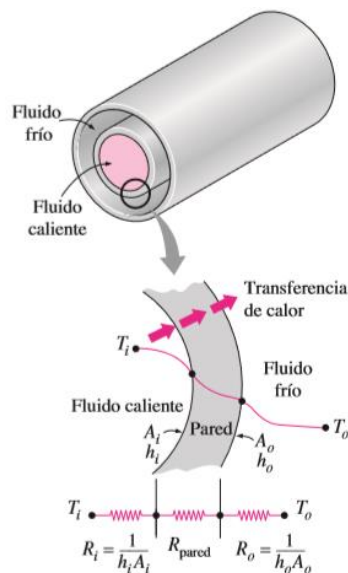


Figura 8. Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. (Yunus A. & Afshin J., 2011)

Los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior, k es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo.

La resistencia térmica total queda:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

Donde:

$A_i = \pi D_i L$ área de la superficie interior de la pared que separa los dos fluidos.

$A_o = \pi D_o L$ área de la superficie exterior de esa misma pared

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia R y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3)$$

Donde:

U es el coeficiente total de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

Se tienen dos coeficientes de transferencia de calor total, U_i y U_o , para un intercambiador de calor. Esto es porque todo intercambiador de calor tiene dos áreas superficiales para la transferencia de calor, A_i y A_o , las cuales, en general, no son iguales entre sí. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor total U de un intercambiador de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa.

1.4.4. Análisis de los intercambiadores de calor (Yunus A. & Afshin J., 2011).

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario.

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (4)$$

Y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (5)$$

Donde los subíndices c y h , se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente; y:

\dot{m}_c, \dot{m}_h : Gastos de masa.

c_{pc}, c : Calores específicos.

$T_{c,sal}, T_{h,sal}$: Temperaturas de salida.

$T_{c,ent}, T_{h,ent}$: Temperaturas de entrada.

La razón de transferencia de calor \dot{Q} se toma como una cantidad positiva y se sobreentiende que su dirección va del fluido caliente hacia el frío, de acuerdo a la segunda ley de la termodinámica.

1.4.5. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor, y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media para usarse en la ecuación 3, $\dot{Q} = UA_s \Delta T$.

De la ecuación 3 se obtiene después de realizar una serie de pasos de integración y despeje:

$$\dot{Q} = UA_s LMTD \quad (6)$$

Donde LMTD es la diferencia media logarítmica de temperatura, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En la ecuación 7 se presenta su forma matemática

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (7)$$

En este caso; ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos de ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador.

Se presentan las configuraciones de los diferentes tipos de intercambiadores de calor (figura 9) y cómo se comporta la diferencia media logarítmica de temperatura en cada caso.

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador (figura 9a)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right)} \quad (8)$$

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador (figura 15b)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}\right)} \quad (9)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_1 = T_2$, y la temperatura del receptor se incrementa (figura 9c)

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{(T_s - t_1)}{(T_s - t_2)}\right)} \quad (10)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $t_s = t_1 = t_2$, y la temperatura fuente disminuye (figura 19d)

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_s)}{(T_2 - t_s)}\right)} \quad (11)$$

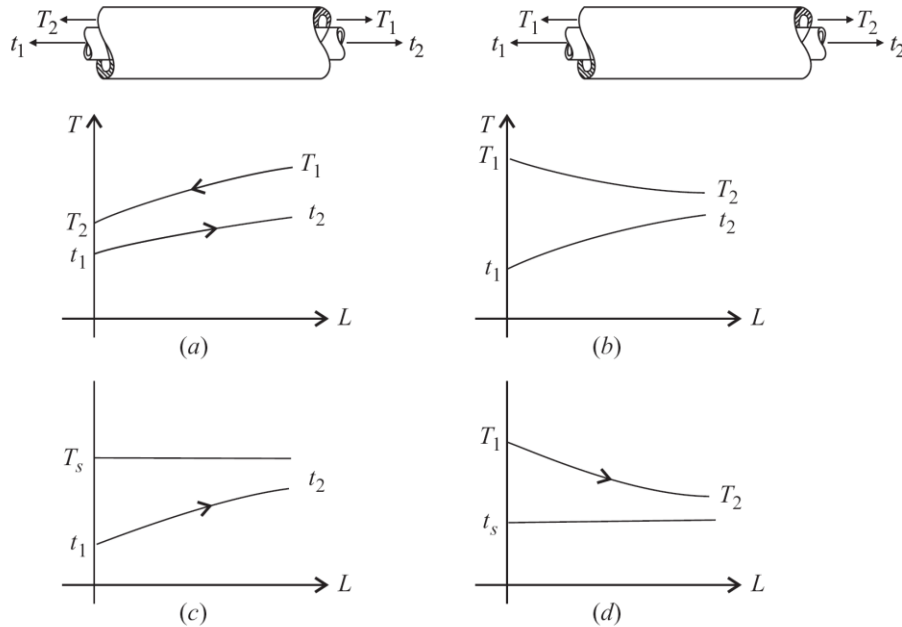


Figura 9. Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación anterior: (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento. [Figura], O. A. Jaramillo, UNAM (2007).

Debe quedar claro que estas expresiones simples para la diferencia de temperatura media logarítmica sólo son válidas para aquellos casos indicados (figura 9) y no pueden ser empleados para otro tipo de arreglos como el caso de flujo cruzado o intercambiadores de múltiple paso.

1.4.6. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado: uso de un factor de corrección (Yunus A. & Afshin J., 2011).

Para los intercambiadores de calor multipaso y de flujo cruzado, la diferencia de temperatura media logarítmica debe corregirse mediante un factor de corrección.

$$LMTD_{CR} = F * LMTD \quad (12)$$

Donde:

F : Factor de corrección; depende de la configuración geométrica del intercambiador y las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

$LMTD$: es la diferencia media logarítmica de la temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y salida, y se determina con base a la ecuación 7.

El factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la $LMTD$, con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo.

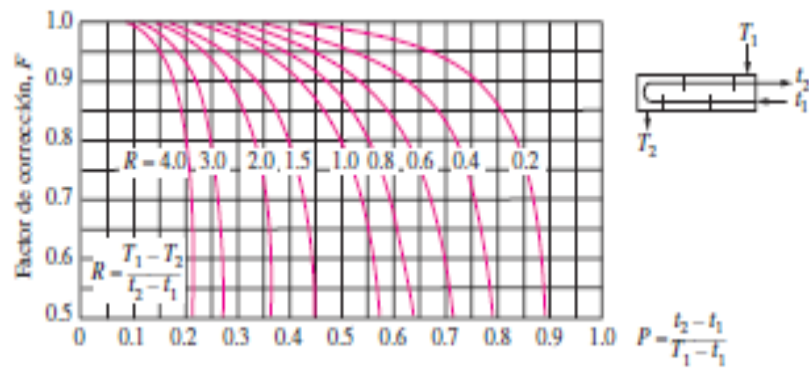
Se da el factor de corrección F (figura 10) para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de coraza y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas (ecuaciones 13 y 14)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (13)$$

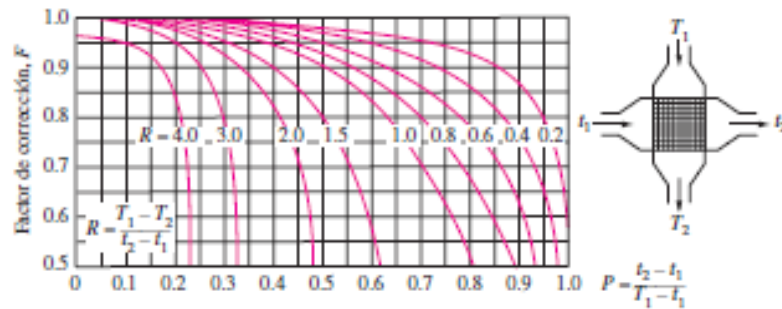
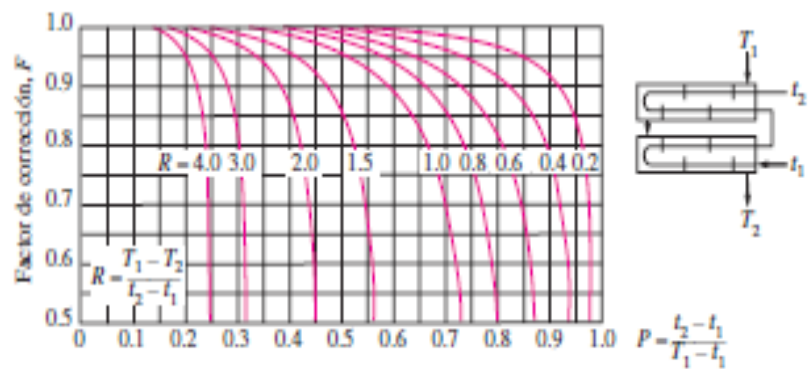
Y

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\text{lado del tubo}}}{(\dot{m}c_p)_{\text{lado de la coraza}}} \quad (14)$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y salida, respectivamente.



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos



c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado

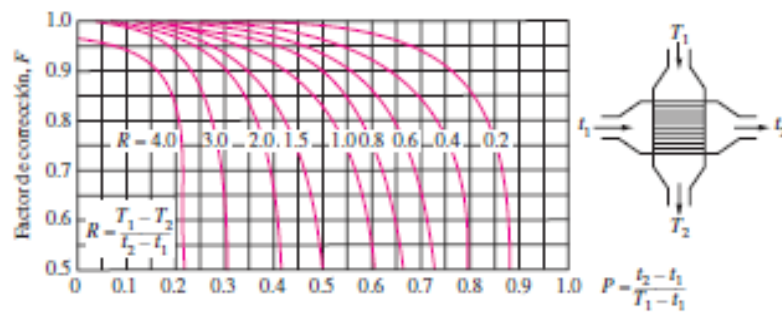


Figura 10. Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. [Figura], (Yunus A. & Afshin J., 2011)

II. DISEÑO

Los cálculos para el diseño del intercambiador de calor, dependen del tipo seleccionado.

2.1. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A DISEÑAR

La variedad existente de intercambiadores de calor es amplia, por lo que es de vital importancia hacer una buena selección para poder suplir los requerimientos que se necesitan.

Al revisar bibliografía nos damos cuenta que los intercambiadores de coraza y tubos le llevan una amplia ventaja a los de placas planas y a los dinámicos de superficie raspada, ya que su construcción resulta ser más sencilla y abonado a esto, al tener un intercambiador de calor liquido-liquido en los intercambiadores de coraza y tubos tienen coeficientes globales de transferencia altos, y la caída de presión es baja al compararlo con el intercambiador de calor de placas planas.

Por lo descrito anteriormente el intercambiador de calor a diseñar es uno de *coraza y tubos*.

2.2. METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Para poder hacer un buen dimensionamiento del intercambiador de calor, se deben hacer varios análisis como: análisis térmico, análisis hidráulico; luego de eso se debe de verificar el diseño y hacer una propuesta final.

2.3. PARAMETROS DEL LODO DE PERFORACIÓN

Estos datos son de vital importancia para el diseño del intercambiador, ya que todo está ligado a ellos.

En la tabla siguiente se muestran los datos del lodo de perforación.

Tabla 1. Parámetros del lodo de perforación

Variable	cantidad
Caudal máximo de lodos	170 m ³ /h
Temperatura de entrada	80 °C
Temperatura de salida	60 °C
pH	10
Densidad	1000-1080 kg/m ³
Viscosidad	50 Pa s

Los datos de la tabla 1 son los más críticos que el lodo puede tener, estos pueden variar dependiendo de la formación que se atraviese en la perforación.

Unos de los datos importantes con los que se debe contar es el del calor específico del lodo (Cp_{lodo}) y la conductividad térmica (k_{lodo}), pero para encontrarlos se hará una aproximación, diciendo que el 90% es agua y el 10% restante es bentonita, se encontrarán valores medios para cada una de las variables: $Cp_{lodo} = 4063 \text{ J/kg K}$ y $k_{lodo} = 0.635 \text{ W/m K}$

A continuación, se muestra a tabla 2 con diferentes valores de calor específico y conductividad térmica para el agua a diferentes temperaturas.

Tabla 2. Calores específicos y conductividades térmicas para diferentes valores de temperatura.

T (°C)	Calor específico (J/kg K)	Conductividad térmica (W/m K)
10	4194	0.580
20	4182	0.598
30	4178	0.615
40	4179	0.631
50	4181	0.644
60	4185	0.654
70	4190	0.663
80	4197	0.670

2.4. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS A DISEÑAR

Por razones de eficiencia térmica, practicidad, aspectos de mantenimiento más sencillo, se selecciona un intercambiador con cabezal anterior tipo A; tipo de coraza E; y cabezal posterior M; esto en base a lo que se describió anteriormente sobre los criterios según las normas TEMA.

2.5. ANÁLISIS TÉRMICO

- Flujo de calor a evacuar

Utilizando la ecuación 5 se obtendrá este flujo de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{lodo} Cp_{lodo} (T_{ent_{lodo}} - T_{sal_{lodo}})$$

Donde:

\dot{m}_{lodo} : flujo másico del lodo (51 kg/s)

Cp_{lodo} : calor específico del lodo (valor medio del agua a 80 °C y el de la bentonita para una dispersión del 10% es 4064 J/kg K)

$T_{ent_{lodo}}$: temperatura de entrada del lodo al intercambiador de calor (80 °C)

$T_{sal_{lodo}}$: temperatura de salida del lodo del intercambiador de calor (60 °C)

Obteniendo como resultado: $\dot{Q} = 4145.28 \text{ kJ/s}$

- Flujo másico del fluido secundario (agua fresca a 30 °C)

Como se hizo mención anteriormente, que al hacer el intercambio de calor de líquido a líquido se tienen coeficientes de transferencia elevados, es por eso que se utilizó agua como fluido secundario.

Para este análisis se utilizó la ecuación 4, realizando despejes obtenemos:

$$\dot{m}_{agua_fresca} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{agua}(T_{ent_agua} - T_{sal_agua})}$$

\dot{m}_{agua_fresca} : flujo másico del agua fresca

Cp_{agua} : calor específico del agua (valor medio entre la entrada y la salida 40 °C)

T_{ent_agua} : temperatura de entrada del agua al intercambiador de calor (30 °C)

T_{sal_agua} : temperatura de salida del agua del intercambiador de calor (49 °C)

El valor que se va a suponer para la temperatura de salida para el agua es de 49 °C.

Con lo anterior se obtiene un valor de: $\dot{m}_{agua_fresca} = 52.21 \text{ kg/s}$

Con un valor de densidad de 1000 kg/m³, se obtiene el caudal de agua: 188 m³/h.

- Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Para el cálculo de esta variable nos auxiliaremos de la ecuación 8, que es la que rige la temperatura media logarítmica para intercambiadores de calor a contraflujo.

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right)}$$

Donde:

T_1 : temperatura de entrada del lodo (80 °C)

T_2 : temperatura de salida del lodo (60 °C)

t_1 : temperatura de entrada del agua (30 °C)

t_2 : temperatura de salida del agua (49 °C)

Al sustituir y resolver se tiene un valor de: $LMTD = 30.50 \text{ °C}$

- Diferencia de temperatura media logarítmica corregida ($LMTD_{CR}$)

Esta corrección se hace porque como se mencionó anteriormente que es una medida de la desviación de la LMTD, y la obtendremos a partir de la ecuación 12.

$$LMTD_{CR} = F * LMTD$$

Donde F , es el factor de corrección y dependen de las variables P y R definidas en las ecuaciones 3.19 y 3.20 respectivamente.

Teniendo definidos los valores de $P = 1.05$ y $R = 0.38$, de la figura 10a se obtiene el factor: $F = 0.94$, dando como resultado para $LMTD_{CR}$ de 28.67 °C.

- Coeficiente global de transferencia de calor (U)

para definir esta variable nos auxiliaremos de la tabla 11.1 de (Yunus A. & Afshin J., 2011), donde muestra valores representativos de coeficientes globales de transferencia. De referida tabla se toma un valor de $U = 300$ W/m^2 °C .

- Área total de transferencia de calor (A_t)

Está definida por la ecuación siguiente

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U LMTD_{CR}} \quad (15)$$

Donde:

\dot{Q} : flujo de calor a disipar (4145.28 kJ/s)

U : coeficiente global de transferencia (300 W/m^2 °C)

$LMTD_{CR}$: temperatura media logarítmica corregida (28.67 °C)

El valor para el área total de transferencia de calor A_t es 481.95 m^2 .

- Área efectiva de transferencia de calor (A_e)

Para tener un valor más significativo del área de transferencia se consideran una serie de factores como los menciona (Llangarí & Solís, 2012) que dependen del diámetro externo del tubo, el paso en la disposición de los tubos, el tipo de arreglo de los tubos, la cantidad de pasos de los tubos y el diámetro interno de la coraza. Por lo que el área efectiva A_e , viene dada por:

$$A_e = F_1 F_2 F_3 A_t \quad (16)$$

Donde

A_t : área total de transferencia de calor (481.95 m^2)

F_1 : factor de corrección por diámetro de tubo y arreglo de tubos (1.31)

Para poder encontrar el factor F_1 , es necesario saber el diámetro externo del tubo (se asumió de $D_t = 19$ mm o $3/4$ pulg y una longitud de paso de $L_p = 23.8$ mm)

F_2 : factor de corrección por el número de pasos en los tubos (igual a 1 para un paso)

F_3 : factor de corrección por tipo de coraza y tipo de arreglo de haz de tubos (1.0)

Este factor depende del tipo de cabezal posterior (para nuestro caso, TEMA M) y del diámetro interno de la coraza $D_s > 1.220$ m

Estos factores fueron obtenidos de (Hewitt G.F)

Después de sustituir todos los valores y realizar el cálculo se obtiene el valor del área efectiva $A_e = 559.062$ m^2 .

- Tubos y distribución de tubos

Paso 1: Diámetro interno de la coraza (D_s). En (Llangarí & Solís, 2012) se presentan tablas que muestran dimensiones sugeridas. Es importante hacer notar que el D_s es una dimensión básica, para todos los cálculos termo-hidráulicos.

Para nuestro caso se seleccionó un diámetro interno de coraza de $D_s = 980 \text{ mm}$.

Paso 2: Diámetro externo del tubo (D_t). Este parámetro sigue generalmente estándares aceptado, y en (Llangarí & Solís, 2012) se muestran estos valores. En nuestro análisis se decidió elegir un valor de $D_t = 31.75 \text{ mm}$

Paso 3: Espesor de la pared del tubo (L_{tw}). Este dato también se muestra en (Llangarí & Solís, 2012), por lo que para nuestro análisis se eligió $L_{tw} = 2.108 \text{ mm}$

Paso 4: Diámetro interno del tubo (D_{ti}). También este valor fue obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$D_{ti} = D_t - 2L_{tw} \quad (17)$$

Donde:

D_t : diámetro externo del tubo (31.75 mm)

L_{tw} : espesor de la pared del tubo (2.108 mm)

Obteniendo como resultado $D_{ti} = 27.534 \text{ mm}$

Paso 5: Conductividad térmica del tubo (k_{tubo}). Como el material elegido para los tubos es un acero al carbono, para este material se tiene $k_{tubo} = 38 \text{ W/m K}$.

Paso 6: Paso en la disposición de tubos (L_{tp}). Esta variable es la que determina el área de flujo. Debe de estar entre 1.25 y 1.5 veces mayor que el valor del diámetro exterior del tubo ($D_t = 31.75 \text{ mm}$). En este análisis se toma el valor máximo, determinándolo por la siguiente ecuación:

$$L_{tp} = 1.5D_t \quad (18)$$

Obteniendo como resultado: $L_{tp} = 47.625 \text{ mm}$

Paso 7: Angulo característico en la disposición de tubos (θ_{tp}). Esta variable depende de la disposición de tubos que se vaya a tener. Para nuestro análisis se tendrá un arreglo cuadrado, lo que da como resultado un Angulo característico de $\theta_{tp} = 90^\circ$; esto también define dos parámetros más, los cuales son: el paso en la disposición de tubos efectivo ($L_{tp,ef}$) y la distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección de flujo (L_{pp}), por el arreglo de tubos que se tiene que $L_{tp,ef} = L_{pp} = L_{tp} = 47.625 \text{ mm}$.

- Longitud de tubo

Paso 8: Longitud total de tubo (L_{to}). Muestra la longitud real, o mejor dicho la longitud de intercambio de la coraza. Anteriormente se había dicho que los tubos tendrían una longitud de 3.2 m, pero se aproximara a un valor de $L_{to} = 4 \text{ m}$.

Paso 9: Longitud del tubo en del deflector (L_{ti}). Antes de determinar esta longitud, es necesario encontrar el valor de la longitud de tubo en el espejo (L_{ts}) la cual se determina por la siguiente ecuación:

$$L_{ts} = 0.1D_s \quad (19)$$

Donde

D_s : diámetro interno de la coraza (980 mm)

Al realizar el respectivo cálculo se obtiene $L_{ts} = 98 \text{ mm}$.

La ecuación de la longitud del tubo en el deflector es:

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts} \quad (20)$$

Donde

L_{to} : longitud total del tubo (4.12 m)

L_{ts} : longitud de tubo en el espejo (98 mm)

Al calcular se tiene un valor para la longitud de tubo en el deflector de $L_{ti} = 3804 \text{ mm}$

Paso 10: Longitud efectiva de tubo para el área de transferencia de calor (L_{ta}). Por el diseño que se ha planteado $L_{ta} = L_{ti} = 3804 \text{ mm}$.

- Geometría del deflector

Este es un parámetro importante, porque es el que hace una distribución del fluido refrigerante al interior de la coraza (para nuestro caso agua a 30 °C).

Paso 11: Corte del deflector como porcentaje de D_s (B_c). Esta variable es el porcentaje de la cantidad que debe ser cortada del deflector para permitir el movimiento uniforme del fluido al interior de la coraza.

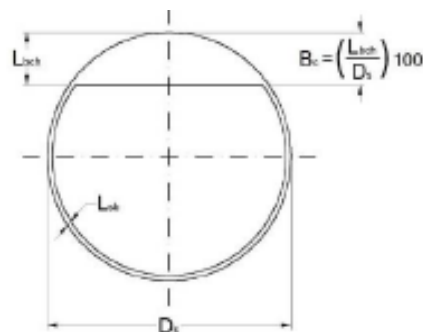


Figura 12. Geometría del deflector

El valor de esta variable debe de estar entre el 20 y el 25% según lo dice (Llangarí & Solís, 2012).

La ecuación para obtener esta variable es:

$$B_c = 20 \frac{L_{bch}}{D_s} + 15 \quad (21)$$

Y L_{bch} es el 25 % del diámetro interno de la coraza (D_s), con un valor de 245 mm. Al realizar el cálculo para se tiene $B_c = 20\%$.

Paso 12: Espaciado central de deflectores (L_{bc}). Según (Llangarí & Solís, 2012) el espaciado que es más común utilizar entre deflectores es el 25% del diámetro interno de la coraza (D_s).

Por lo que al realizar el cálculo se tiene: $L_{bc} = 245 \text{ mm}$.

Paso 13: Espaciado del deflector de entrada (L_{bi}) y el de salida (L_{bo}). Para el cálculo de este parámetro se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_{bi} = L_{bo} = 1.25L_{bc} \quad (22)$$

Obteniendo como resultado para $L_{bi} = L_{bo} = 306.25 \text{ mm}$.

- Geometría del haz de tubos

Paso 14: Número total de tubos en la coraza (N_{tt}). La ecuación para determinar esta variable se muestra a continuación.

$$N_{tt} = (N_{tt})_1(1 - FC) \quad (23)$$

Y

$$(N_{tt})_1 = \frac{0.78D_{ctl}^2}{C_1(L_{tp})^2} \quad (24)$$

Donde:

FC : factor de corrección (0.11), este valor está ligado al paso 15 y se obtiene de una gráfica presentada en (Llangarí & Solís, 2012).

D_{ctl} : diámetro exterior de la última fila de tubos (930.25 mm), (este valor es calculado en el apartado de área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector)

L_{tp} : paso en la disposición de los tubos (47.625 mm)

C_1 : valor constante en dependencia del ángulo de disposición de tubos. Para un ángulo de 90° el valor es de 1.

Al realizar los cálculos correspondientes se tiene:

$$(N_{tt})_1 = 297.59 \cong 298$$

Y

$$N_{tt} = 265.22 \cong 266 \text{ tubos}$$

Paso 15: Numero de pasos en los tubos (N_{tp}). Para esto existe una relación del máximo número de pasos de tubos según el diámetro interno de la coraza (D_s). (Llangarí & Solís, 2012) presenta una tabla con estos valores, para un diámetro de coraza de entre 800 y 1300 mm, el número de pasos va desde 6 hasta 8; para nuestro caso, que el diámetro interno de la coraza es de 980 mm corresponde el rango anteriormente mencionado, por lo que se tomó un valor de $N_{tp} = 6$.

Paso 16: Espacio diametral interior de la coraza-deflector (L_{sb}). Este valor es determinado por la siguiente ecuación;

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004D_s \quad (25)$$

De donde se obtiene un valor de $L_{bs} = 7.02 \text{ mm}$.

Paso 17: Espacio diametral interior de la coraza-haz de tubos (L_{bb}). Este depende del tipo de cabezal seleccionado y del diámetro interno de la coraza. (Llangarí & Solís, 2012) presenta una gráfica de donde se puede leer este valor; para nuestro caso el tipo de cabezal es M y el $D_s = 980 \text{ mm}$, por lo que se tiene una $L_{bb} = 18 \text{ mm}$

- Temperaturas

Para esta variable se hará una tabla en forma de resumen de las temperaturas de entrada y salida, tanto para los tubos como para la coraza.

Tabla 3. Resumen de las temperaturas de los fluidos que circularan por el intercambiador de calor

Paso	Descripción	Símbolo	temperatura
18	Temperatura de entrada del agua a la coraza	t_1	30 °C
19	Temperatura de salida del agua de la coraza	t_2	49 °C
20	Temperatura de entrada del lodo a los tubos	T_1	80 °C
21	Temperatura de salida del lodo de los tubos	T_2	60 °C

- Propiedades del agua al interior de la coraza

Tabla 4. Propiedades del agua al interior de la coraza.

Paso	Descripción	Símbolo	valor	unidad
22	Flujo másico de agua	\dot{m}_{agua_fresca}	52.21	Kg/s
23	Densidad del agua	ρ_{agua_fresca}	1000	Kg/m ³
24	Conductividad térmica del agua	k_{agua}	0.631	W/m K
25	Calor específico del agua	Cp_{agua}	4179	J/kg K
26	Viscosidad dinámica del agua	μ_{agua}	0.653x10 ⁻³	Pa s

- Propiedades del lodo al interior de los tubos

Tabla 5. Propiedades del lodo al interior de los tubos.

Paso	Descripción	Símbolo	valor	unidad
27	Flujo másico de lodo	\dot{m}_{lodo}	51	Kg/s
28	Densidad del lodo	ρ_{lodo}	1080	Kg/m ³
29	Conductividad térmica del lodo	k_{lodo}	0.635	W/m K
30	Calor específico del lodo	Cp_{lodo}	4063	J/kg K
31	Viscosidad dinámica del lodo	μ_{lodo}	0.0385	Pa s

- Otra información

Aquí se muestran datos que se usan como factores de corrección para otras variables.

- Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (S_m).

Es el área mínima de flujo en dirección del fluido que circula por la coraza (perpendicular al corte del deflector). Se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,ef}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (26)$$

También

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (27)$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_t \quad (28)$$

Donde

D_{otl} : diámetro primitivo de la última fila de tubos

D_{ctl} : diámetro exterior de la última fila de tubos

D_s : diámetro interior de la coraza (980 mm)

D_t : diámetro externo del tubo (31.75 mm)

L_{tp} : paso en la disposición de tubos (47.625 mm)

$L_{tp,ef}$: paso efectivo en la disposición de tubos (47.625 mm)

L_{bc} : espaciado central de deflectores (245 mm)

L_{bb} : espaciado interior de la coraza-haz de tubos (18 mm)

Al calcular se tiene: $D_{otl} = 962 \text{ mm}$ y $D_{ctl} = 930.25 \text{ mm}$

Para finalmente tener un valor de $S_m = 80,380.42 \text{ mm}^2$

- Temperaturas promedio ($T_{\text{agua_promedio}}$ y $T_{\text{lodo_promedio}}$)

Son las temperaturas promedio de los fluidos que circulan por el intercambiador de calor.

$$T_{\text{agua_promedio}} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (29)$$

Donde:

t_1 : temperatura de entrada del agua a la coraza (30 °C)

t_2 : temperatura de salida del agua de la coraza (49 °C)

Obteniendo como valor para $T_{\text{agua_promedio}} = 39.5 \text{ °C}$

$$T_{\text{lodo_promedio}} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (30)$$

Donde:

T_1 : temperatura de entrada del lodo a los tubos (80 °C)

T_2 : temperatura de salida del lodo de los tubos (60 °C)

Obteniendo como valor para $T_{\text{lodo_promedio}} = 70 \text{ °C}$

- Numero de Reynolds para el fluido en la coraza y en los tubos (Re_{agua} y Re_{lodo})

Estos valores nos mostraran cual es el régimen de flujo que se tiene en cada uno de los fluidos.

Para el agua:

$$V_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua_fresca}}}{0.25\pi\rho_{\text{agua_fresca}}D_s^2} \quad (31)$$

$$m_s = \frac{\dot{m}_{\text{agua_fresca}}}{S_m} \quad (32)$$

$$Re_{\text{agua}} = \frac{D_t m_s}{\mu_{\text{agua}}} \quad (33)$$

Donde:

V_{agua} : velocidad del agua que fluye por la ^{coraza}

$\dot{m}_{\text{agua_fresca}}$: flujo másico del agua que fluye por la coraza (52.21 kg/s)

m_s : velocidad másica del agua en la coraza por unidad de área

D_s : diámetro interno de la coraza (980 mm)

D_t : diámetro externo del tubo (31.75 mm)

ρ_{agua_fresca} : densidad del agua que fluye por la coraza (1000 kg /m³)

μ_{agua} : viscosidad dinámica del agua en la coraza a una temperatura de 40 °C (0.653x10⁻³ pa s)

S_m : área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (80380.42 mm²)

Al realizar los cálculos se tiene: $V_{agua} = 0.069 \text{ m/s}$ y $m_s = 649.54 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

Obteniendo un valor de Reynolds de $Re_{agua} = 31,581.77$.

Para el lodo:

$$m_t = \frac{\dot{m}_{lodo}}{N_{tt}/N_{tp}} \quad (34)$$

$$V_{lodo} = \frac{m_t}{0.25\pi\rho_{lodo}D_t^2} \quad (35)$$

$$Re_{lodo} = \frac{\rho_{lodo}V_{lodo}D_t}{\mu_{lodo}} \quad (36)$$

Donde:

V_{lodo} : velocidad del agua que fluye por la coraza

\dot{m}_{lodo} : flujo másico del lodo que fluye por los tubos (51 kg/s)

m_t : velocidad másica del lodo en los tubos por unidad de área

D_t : diámetro externo del tubo (31.75 mm)

ρ_{lodo} : densidad del lodo que fluye por los tubos (1080 kg /m³)

μ_{lodo} : viscosidad dinámica del lodo en los tubos (0.0385 pa s)

N_{tt} : número total de tubos (266 tubos)

N_{tp} : número de pasos en los tubos (6)

Al realizar los cálculos se tiene: $V_{lodo} = 1.34 \text{ m/s}$ y $m_t = 1.15 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

Obteniendo un valor de Reynolds de $Re_{agua} = 1,1393.47$

- Numero de Prandtl en el lodo que fluye por los tubos y el agua que fluye por la coraza.

Estos valores los podemos obtener por medio de las siguientes ecuaciones:

Para el lado de la coraza

$$Pr_{coraza} = \frac{Cp_{agua}\mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (37)$$

Donde

Cp_{agua} : calor específico del agua a una temperatura de 40 °C (4179)

μ_{agua} : viscosidad dinámica a una temperatura de 40 °C (0.653×10^{-3} pa s)

k_{agua} : conductividad térmica del agua a una temperatura de 40 °C (0.631 W/m K)

Al realizar el cálculo se tiene $Pr_{coraza} = 4.324$

Para el lado de los tubos

$$Pr_{tubos} = \frac{Cp_{lodos}\mu_{lodos}}{k_{lodos}} \quad (38)$$

Donde

Cp_{lodos} : calor específico del lodo (4063 J/kg K)

μ_{lodos} : viscosidad dinámica del lodo (0.0385 pa s)

k_{lodos} : conductividad térmica del lodo (0.635 W/m K)

Al realizar el cálculo se tiene $Pr_{coraza} = 246.34$

- Numero de deflectores (N_b)

Determina la cantidad de deflectores que deben de colocarse a lo largo de la coraza del tubo. Se determinan con la ecuación siguiente.

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (39)$$

Donde

L_{ti} : longitud de tubo en el deflector (3804 mm).

L_{bc} : espaciado central de deflectores (245 mm).

- Comprobación del diseño térmico.

Esta comprobación consiste en determinar con todas las características que se diseñó el intercambiador de calor, cumpla con los parámetros de salida de temperatura del lodo de perforación.

Para esto es necesario obtener los siguientes parámetros:

- Área de transferencia de calor de diseño ($A_{diseño}$)

$$A_{diseño} = \pi D_t L_{ta} N_{tt} \quad (40)$$

Donde

D_t : diámetro externo de los tubos (31.75 mm)

L_{ta} : longitud efectiva de tubo para el área de transferencia de calor (3804 mm)

N_{tt} : numero total de tubos (266)

Al realizar el cálculo se obtiene: $A_{diseño} = 100.93 \text{ m}^2$

- Coeficiente global de transferencia de calor de diseño.

Este valor fue determinado en un gran número de pasos, por lo que solo se resumirá el valor final obtenido.

$$U_{diseño} = 455.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Con los parámetros anteriores definidos podemos encontrar la cantidad de calor que puede extraerse con el intercambiador de calor diseñado, y así poder comparar el valor diseñado con el valor de flujo de calor a disipar para lograr el delta de temperatura propuesto.

$$\dot{Q}_{diseñado} = A_{diseño} U_{diseño} LMTD_{CR} \quad (41)$$

Donde

$A_{diseño}$: área de transferencia de calor de diseño (100.93 m²)

$U_{diseño}$: coeficiente global de transferencia de calor de diseño (455.6 W/m² K)

$LMTD_{CR}$: diferencia de temperatura media logarítmica corregida (28.67 °C)

Realizando el cálculo se tiene que el $\dot{Q}_{diseñado} = 1,318.35 \text{ KJ/s}$

Ya obtenido el valor del flujo de calor de diseño ($\dot{Q}_{diseñado}$) se debe hacer la relación con el flujo de calor a disipar ($\dot{Q} = 4145.28 \text{ kJ/s}$). si la relación presenta los siguientes valores:

Relación < 1: selección en este rango debe de tener la precaución de sobredimensionamiento.

Relación = 1: selección ideal para el diseño del intercambiador de calor.

Relación > 1: selección indeseable, dado que el intercambiador de calor no cumple con los valores requeridos.

$$Relación = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{diseñado}} \quad (42)$$

Al hacer el cálculo se obtiene: $Relación = 3.14$

En conclusión, se verifica que el intercambiador de calor diseñado no cumple con los parámetros planteados, por lo que es necesario colocar 3 intercambiadores de calor para poder suplir el delta de temperatura que se planteó, también no se eligen 4 intercambiadores de calor por que se caería en sobredimensionamiento.

III. RESULTADOS

A continuación, se muestra un resumen de las variables más relevantes obtenidas y una serie de imágenes que ilustran el intercambiador de calor.

Tabla 6. Tabla resumen

Descripción	Valor
Caudal de lodos	170 m ³ /h
Caudal de agua	188 m ³ /h
Temperatura de entrada del lodo	80 °C
Temperatura de salida del lodo	60 °C
Temperatura de entrada del agua	30 °C
Temperatura de salida del agua	49 °C
Longitud de los tubos	4000 mm
Diámetro externo de la coraza	1000 mm
Diámetro interno de la coraza	980 mm
Diámetro interno de los tubos	27.534 mm
Diámetro externo de los tubos	31.75 mm
Numero de tubos	266
Numero de deflectores	14
Numero de pasos en la coraza	1
Numero de pasos en los tubos	6
Paso en la disposición de los tubos	47.625 mm
Arreglo de los tubos	Cuadrada
Espaciamiento de los deflectores	245 mm
Longitud total del intercambiador de calor	4807.10 mm

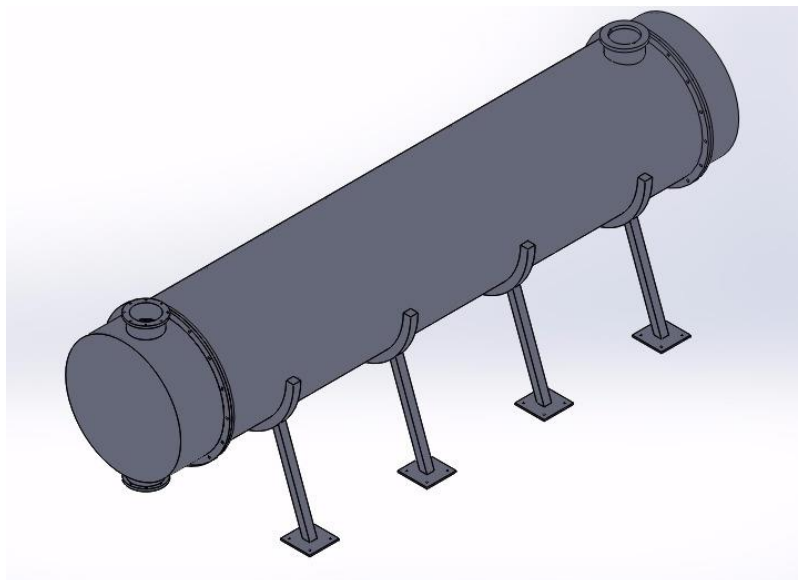


Figura 13. Vista 3D del intercambiador de calor diseñado

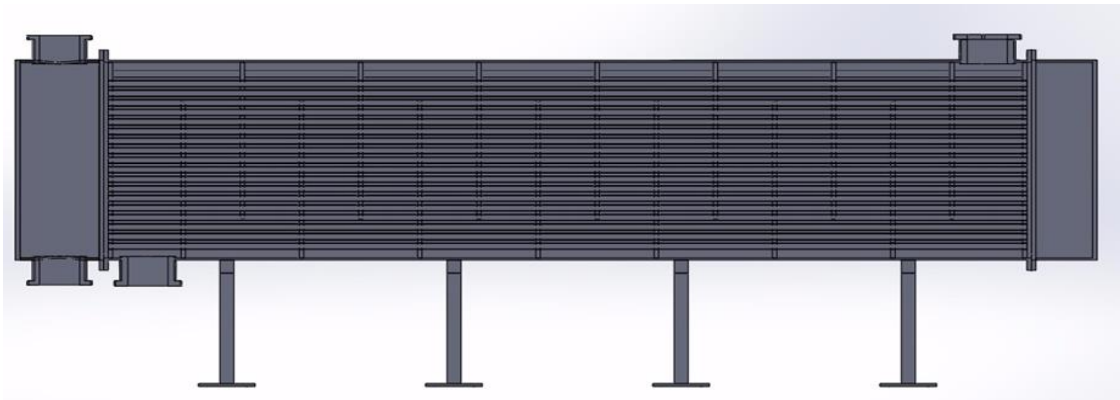


Figura 14. Vista en corte del intercambiador de calor. Vista de la configuración de los deflectores

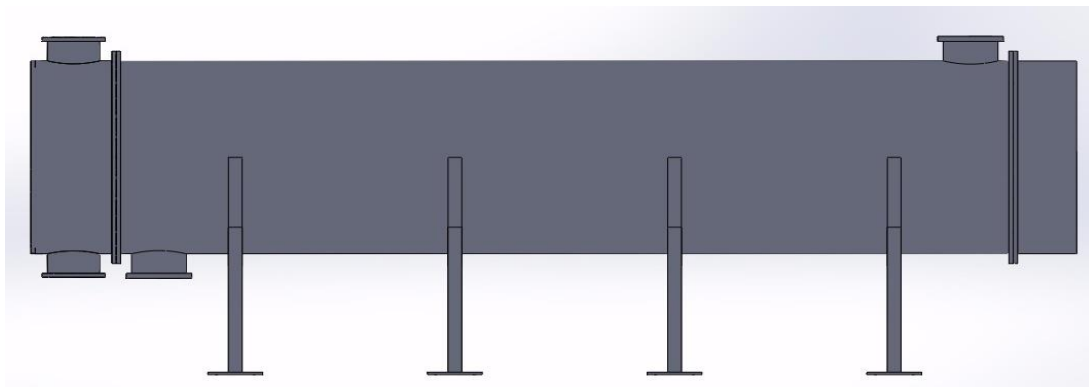


Figura 15. Vista lateral del intercambiador de calor

CONCLUSIONES

Con el intercambiador de coraza y tubos se logra una mayor extracción de calor de los fluidos de perforación, ya que con las torres de enfriamiento convencionales no se logra descender la temperatura en un intervalo mucho mayor. El mantenimiento de los intercambiadores de tubo y coraza es bastante sencillo, ya que se debe de programar una limpieza cada cierto número de horas trabajadas, así el intercambiador trabaja de forma más eficiente.

Al lograr enfriar los fluidos de perforación se tienen mejores resultados en el proceso de perforación, así se evita que el pozo o la herramienta de perforación sufra algún daño. Cabe resaltar la importancia de los lodos de perforación que son utilizados como lubricantes, refrigerantes y estabilizadores del pozo geotérmico por eso siempre se debe de hacer énfasis en ellos.

Debido a los requerimientos de disminución de temperatura es necesario la utilización de tres unidades en serie para lograr extraer el flujo de calor especificado de los fluidos de perforación. Los parámetros de diseño pueden variar dependiendo de los requerimientos ya que si se necesita un diferencial de temperatura mayor o menor así se ve afectado el número de intercambiadores de coraza a utilizar.

RECOMENDACIONES

El fluido a utilizar en los intercambiadores es agua con bajo índice de sólidos disueltos, se podría utilizar algún tipo de refrigerante, pero esto incrementaría los costos, pero al mismo tiempo aumentaría la eficiencia de extracción de calor.

Se debe de utilizar un sistema de enfriamiento auxiliar para el agua del circuito de enfriamiento de lodos, bien puede ser del tipo radiador con su sistema de convección forzada (ventilador) y una bomba encargada de hacer circular el agua por todo el circuito.

Para el transporte de los tres intercambiadores, pueden ser montados en un remolque o en dos dependiendo del largo de la cama del mismo.

La instalación de los intercambiadores requiere de una cimentación con espárragos de $\frac{3}{4}$ pulgadas para fijar dicho dispositivo a la base que lo soportara. Además, se debe de colocar entre la base y la placa de sujeción un material que absorba las vibraciones mecánicas, puede ser caucho. De esta forma se aíslan las vibraciones y se evita generar altos niveles de ruido por parte de los intercambiadores de calor.

Los requerimientos de trabajo pueden variar, dependiendo del flujo del fluido de perforación utilizado y la disminución de temperatura deseada, por lo tanto, el número de intercambiadores puede variar. Así como las dimensiones del mismo pueden aumentar o disminuir, pero la metodología a utilizar para diseñar un equipo de este tipo es la misma.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por permitir realizar este trabajo y culminar el Diplomado, al Fondo Nórdico y la Universidad de las Naciones Unidas por su apoyo económico y profesional al desarrollo de la Geotermia en Latinoamérica; a la Universidad de El Salvador por su invaluable apoyo de coordinación académica y organizativa; a LaGeo S.A. de C.V. una empresa del grupo CEL por su valioso aporte en conocimiento técnico y organizativa.

A todo el personal docente por compartir su conocimiento y experiencia profesional en el área de la Geotermia; al personal administrativo por su aporte al desarrollo del diplomado y demás personal de LaGeo por la ayuda proporcionada en diferentes ocasiones.

A nuestro asesor el Ing. Jaime Armando Arévalo por compartirnos su experiencia en el área de la perforación geotérmica y por el apoyo técnico que nos brindó en la realización de este proyecto.

A nuestras familias por el apoyo incondicional que nos brindaron durante este periodo de formación académica.

Diego; Manuel; Gerardo.

BIBLIOGRAFÍA

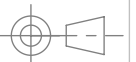
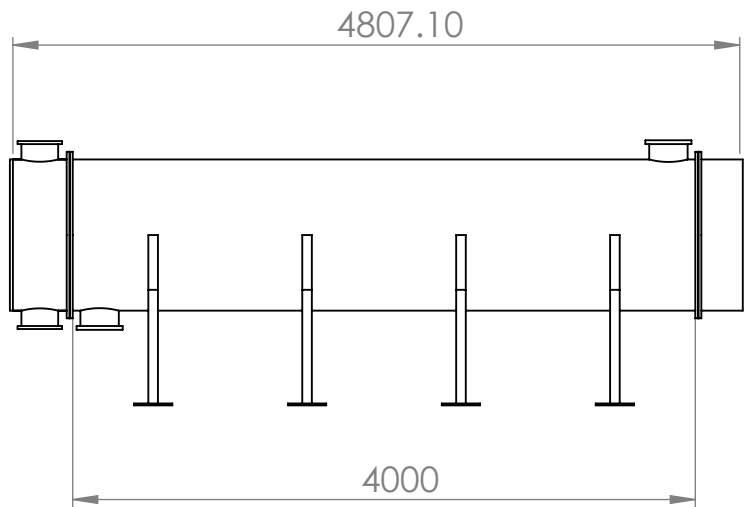
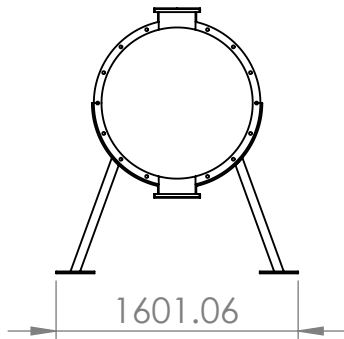
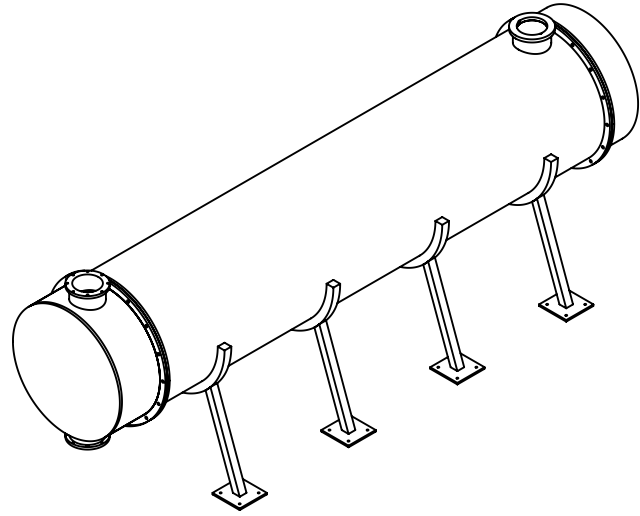
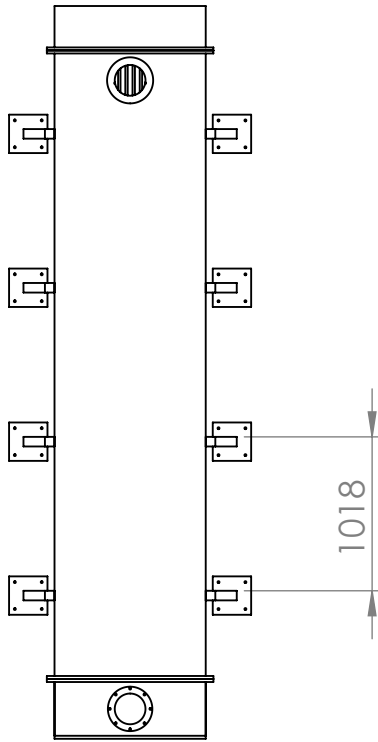
Hewitt G.F. (s.f.). *Heat exchanger design handbook*.

Llangarí, V., & Solís, G. (2012). *Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos*. Ecuador: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Yunus A., C., & Afshin J., G. (2011). *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*. Mexico: McGraw Hill.

ANEXOS

Planos del intercambiador de tubos y coraza diseñado.

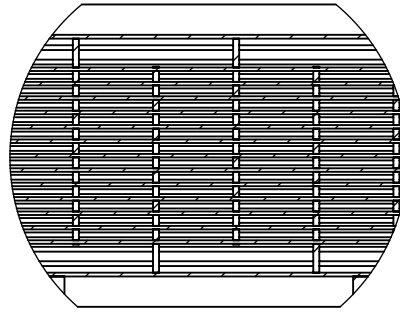


ESCALA	Diego Gerardo Arriola Trigueros	23/11/2017
1:50	DISEÑARON:	Manuel de Jesús Avalos Soto
		Amilcar Gerardo Menjivar Morales
	REVISÓ:	Ing. Jaime Armando Arévalo Martínez
	PROYECTO FINAL	
	Propuesta de mejora de sistema de intercambio de calor para enfriamiento de lodos de perforación geotérmica	
Cuando no se especifique	NOMBRE	Plano General
Unidades: mm		

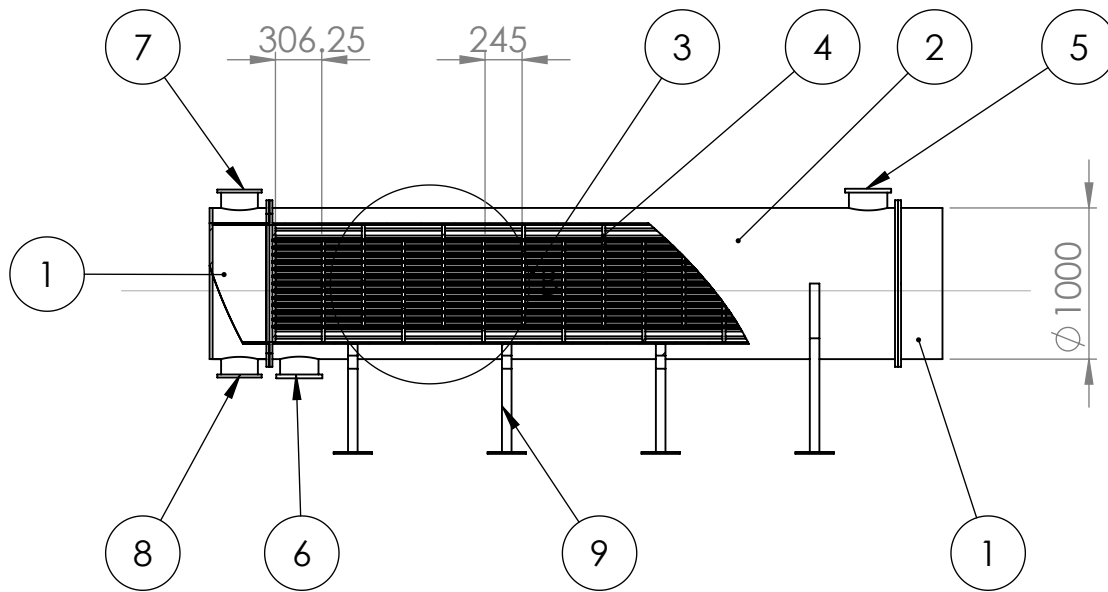


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA
 Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE POSGRADO
 DIPLOMADO EN GEOTERMIA
 PARA AMERICA LATINA 2017

Autopista Norte y Final Avenida Heroes y
 Martires del 30 de Julio,
 Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador

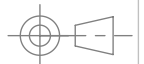


DETALLE B
ESCALA 1 : 25



VISTA DE
SECCION PARCIAL

ITEM	DESCRIPCION
1	CABEZAL
2	CORAZA
3	TUBOS
4	DEFLECTORES
5	ENTRADA AGUA
6	SALIDA AGUA
7	ENTRADA LODO
8	SALIDA LODO
9	SOPORTES



ESCALA	Diego Gerardo Arriola Trigueros	23/11/2017
1:50	DISEÑARON:	Manuel de Jesús Avalos Soto
		Amilcar Gerardo Menjivar Morales
	REVISÓ:	Ing. Jaime Armando Arévalo Martínez
	PROYECTO FINAL	
	Propuesta de mejora de sistema de intercambio de calor para enfriamiento de lodos de perforación geotérmica	
Cuando no se especifique	NOMBRE	
Unidades: mm	VISTA DE SECCION PARCIAL	



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA
Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE POSGRADO
DIPLOMADO EN GEOTERMIA
PARA AMERICA LATINA 2017

Autopista Norte y Final Avenida Heroes y
Martires del 30 de Julio,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador