

República de Cuba
Ministerio de Educación Superior
Universidad Cienfuegos



Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica

**Evaluación técnico económico del calentador de Fuel Oil
pertenciente a la Central Eléctrica de Cruces**

TRABAJO DE DIPLOMA

en opción al Título de Ingeniero Mecánico

Autor: Elis Cuevas Pérez

Tutor: Ing. Israel García Rodríguez

Categoría Docente: Auxiliar

Cienfuegos, Junio 2015

"Año 57 de la Revolución"

Declaración de autoría
Universidad Cienfuegos



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma

Vice Decano
Nombre y Apellidos. Firma

Firma del Tutor
Nombre y Apellidos. Firma

Sistema de Documentación y Proyecto
Nombre y Apellido. Firma

PENSAMIENTO

TODOS Y CADA UNO DE NOSOTROS PAGA PUNTUALMENTE SU CUOTA DE SACRIFICIO CONSCIENTE DE RECIBIR EL PREMIO EN LA SATISFACCIÓN DEL DEBER CUMPLIDO, CONSCIENTE DE AVANZAR CON TODOS HACIA EL HOMBRE NUEVO QUE VISLUMBRA EN EL HORIZONTE

ERNESTO CHE GUEVARA

AGRADECIMIENTOS

... A mi esposa por el apoyo incondicional que siempre me ha brindado, quien me ha acompañado por el largo sendero de la vida y me ha motivado a realizar todos mis sueños...

... A mis hijas por estar siempre a mi lado y brindarme todo ese amor infinito...

... A mi familia, por ofrecer sus manos y su corazón para hacer de estos años un ejemplo de dedicación, amor, constancia y apoyo en todas mis decisiones...

... a mis compañeros de trabajo por su disposición y ayuda a la hora de recopilar los datos necesarios para este trabajo y quienes estuvieron a mi lado en todo momento...

... a mi tutor quien con sus orientaciones y consejos oportunos permitió la terminación de la tesis...

... a todas aquellas personas que de una manera u otra han contribuido a la realización de este trabajo...

... a todos,

DEDICATORIA

“En especial a mi esposa e hijas por su apoyo incondicional y a mis padres por su ejemplo, amor y sacrificio sin límites y por ser hoy fuentes de inspiración y motivación en mi vida”

RESUMEN

Estudiar los intercambiadores de calor es importante para comprender el funcionamiento de su operación y aplicarlos en procesos industriales. Se analiza el intercambiador de tubo y coraza de la Central Eléctrica de Cruces. Con el objetivo de realizar un análisis técnico económico del intercambiador de calor horizontal de tubo y coraza mediante cálculo verificativo, para estudiar el comportamiento de resultados obtenidos. Utilizando libros de transferencia de calor, normas como TEMA y metodología cuantitativa de cálculo verificativo del coeficiente global de transferencia de calor según datos de diseño, coeficiente global limpio y de servicio mediante parámetros reales de operación, análisis de la eficiencia mediante resultados obtenidos según tiempo de operación desde su puesta en marcha y efectuar valoración económica. Resultados: reducción del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el exterior de los tubos del calentador, marcada diferencia del coeficiente global de diseño y área requerida de transferencia de calor entre el calculado y el dado por el fabricante, nivel de incrustación del calentador superior al de diseño. Conclusiones: el intercambiador no alcanza la temperatura de salida de diseño 155 °C, no fue dotado de bandas de sellaje para reducir el efecto bypass entre el exterior del haz de tubo y diámetro interior de la carcasa, el análisis realizado del calentador puede ser una de las causas del sobreconsumo de los motores el cual asciende a 54,6 toneladas para un costo total de \$ 34 218,91 pesos en moneda nacional, dejándose de generar al sistema eléctrico nacional de 223 020 KW.

Palabras clave: intercambiador de calor, intercambiador de tubo y coraza, coeficiente global de transferencia de calor.

SUMMARY

Study heat exchangers is important to understand how to operate and apply in industrial processes. The shell and tube heat exchanger of the Central Electric Cruces is analyzed. In order to perform an economic technical analysis of horizontal heat exchanger shell and tube verificative by calculation, to study the behavior of results. Using heat transfer books, TEMA standards as verificative methodology and quantitative calculation of the overall heat transfer coefficient as design data, clean and service overall coefficient through actual operating parameters, efficiency analysis by results obtained by time operation since its launch and conduct economic assessment. Results: reduction of film heat transfer coefficient on the outside of the heater tubes, marked difference of the global coefficient of design and required area of heat transfer between the calculated and given by the manufacturer, embedding level of the upper heater of design. Conclusions exchanger does not reach the outlet temperature design 155°C , was not provided with bands sellaje to reduce bypass effect between the outer beam tube and inner diameter of the housing, the analysis of the heater could be a the causes of overconsumption of engines which amounts to 54.6 tons for a total cost of \$ 34 218.91 pesos in national currency, leaving the national electricity generating system 223 020 KW.

Keywords: heat exchanger, shell and tube exchanger, overall heat transfer coefficient.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I GENERALIDADES	5
1.1 Generalidades de los intercambiadores de calor.	5
1.2 Característica del intercambiador de tubo y coraza.	11
1.3 Tendencias sobre métodos de evaluación técnica de intercambiadores de calor de tubo y coraza.....	23
CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO	25
2.1 Caracterización de una Central Eléctrica de Grupos Electrógenos Fuel oíl de Cruces.	25
2.2 Datos de los generadores	28
2.3 Esquema de flujo y ubicación del calentador.	31
2.4 Datos de diseño del calentador	32
2.5 Cálculo verificativo del coeficiente global limpio de transferencia de calor y del coeficiente global de diseño del calentador	34
2.5.1 Determinación de los grados API del fuel oíl	34
2.5.2 Propiedades físicas del fuel oíl.....	34
2.5.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado de la coraza	35
2.5.3.1 Cálculo del área del flujo mínimo.....	35
2.5.3.2 Cálculo de la velocidad másica	36
2.5.3.3 Cálculo del número de Reynolds	36
2.5.3.4 Determinación del factor de Colburn para la transferencia de calor.....	37

2.5.3.5 Coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido por el lado de la coraza	37
2.5.4 Resistencia de la pared del tubo	37
2.5.5 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor que condensa por el interior de los tubos	38
2.5.6 Cálculo de la temperatura de la pared del tubo	41
2.5.6.1 Recalculo de la resistencia de la pared.....	42
2.5.6.2 Recalculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por interior de los tubos.....	42
2.5.7 Cálculo del coeficiente global limpio de transferencia de calor.....	43
2.5.7.1 Cálculo del coeficiente global de diseño de transferencia de calor	43
2.5.8 Diferencia media logarítmica de temperatura	44
2.5.9 Calculo de la carga térmica del calentador	45
2.6 Área de transferencia de calor que requiere el equipo	46
2.7 Coeficiente global de diseño por el fabricante	47
2.7.1 Factor de obstrucción total que utilizo el fabricante.....	47
2.7.2 Factor de obstrucción total según las normas	48
2.8 Calculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fabricante a partir de su coeficiente global limpio	49
2.8.1 Recalculo del coeficiente de efecto Bypass por el lado de la carcasa	49
2.9 Método de la efectividad NTU.....	51
2.10 Datos de operación real del calentador (presión, temperatura y flujo).	54
2.10.1 Cálculo de la diferencia media logarítmica.....	55
2.10.2 Cálculo del coeficiente global de servicio del calentador.....	56

2.10.3 Cálculo del factor de obstrucción del calentador para las condiciones de servicio	58
2.11 Cálculo de la caída de presión por la coraza	60
CAPITULO III ANALISIS DE LOS RESULTADOS.....	66
3.1 Resultados obtenidos.....	66
3.2 Valoración económica	68
CONCLUSIONES.....	70
RECOMENDACIONES	71
BIBLIOGRAFÍAS	72
ANEXOS.....	74

INTRODUCCIÓN

La palabra intercambiador se aplica a cualquier tipo de equipo en el cual el calor es intercambiado, frecuentemente es usado en forma específica para denotar equipos donde se intercambia calor entre corrientes de proceso. Los intercambiadores de calor son equipos comunes en la mayoría de las industrias. El intercambio de calor entre los fluidos, es parte esencial en la mayoría de los procesos químicos. Existen muchos procesos de ingeniería que requieren de transferencia de calor. Para este proceso se necesitan intercambiadores de calor para enfriar o calentar fluidos. Por muchos años, el diseño de estos equipos ha sido un gran reto para los investigadores, debido a las exigencias del ahorro energético. (D.C., 2013)

El trabajo pretende realizar un análisis técnico y económico del intercambiador horizontal de tubo y coraza el cual lleva cierto tiempo de operación sin ser intervenido, realizar el cálculo verificativo del coeficiente global de transferencia de calor según los datos de diseño, calcular el coeficiente global limpio y de servicio del calentador teniendo en cuenta los parámetros reales de operación, analizar la eficiencia del calentador mediante los resultados obtenidos teniendo en cuenta el tiempo de operación desde su puesta en marcha y efectuar valoración económica.

Antecedentes

Existen varios tipos de intercambiadores de calor y actualmente alrededor de todo el mundo se ofrece en el mercado varios diseños de estos. Sus comienzos radican en el estudio de transferencias de calor y cantidad de movimiento como una forma necesaria para el aprovechamiento de la diferencia de temperatura en fluidos. Es por esta razón, que muchos científicos e ingenieros han investigado el funcionamiento, diseño y condiciones de operación.

Su origen se lo acredita a un prolífico ingeniero a mediados del siglo XIX. Fue Ericson, quien en 1852 inventó el cambiador de calor de tubos y carcasa, para el

INTRODUCCIÓN

condensador de máquinas de vapor marinas. Este se fundamenta en los principios de la termodinámica clásica, ciclo de Carnot (un equipo que trabaja absorbiendo una cantidad de calor de alta temperatura, lo cede a uno de baja temperatura, produciendo un trabajo sobre el exterior). Tras este descubrimiento, se fueron encontrando nuevos diseños de intercambiadores de calor. Es así como, la primera patente que se extendió para un intercambiador de calor por suspensión del crudo en los gases, fue en favor del ingeniero M. Vogel Jørgensen, de Frederiksberg y Copenhague, en la Oficina de Patentes de la República de Checoslovaquia, en Praga, el 1 de junio de 1932, con el título "Organización y tipo de alimentación de un horno rotatorio con material finamente pulverizado". La patente le fue concedida el 25 de julio de 1934.

En la antigüedad, los intercambiadores de calor eran construidos con materiales de acero al carbón o acero de baja aleación, debido a la falta de conocimientos sobre factores que acortan el tiempo de vida útil de un equipo, como la corrosión e incrustaciones. Es por ello, que durante el continuo uso de estos equipos iban presentando fallas de operación y mantenimiento. Al pasar los años, se realizaron estudios de cuáles son los materiales óptimos para la construcción de los intercambiadores de calor. Actualmente, la UOP (Universal Oil Products) y la ASM (American Society of Metals) ofrecen una amplia gama de consejos acerca del uso de distintos materiales dependiendo de las características de los fluidos, temperaturas y presiones a las que se vaya a operar un intercambiador.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son equipos ampliamente utilizados en la industria a nivel mundial. (D.C., 2013)

Pasado cierto tiempo en operación las superficies de transferencia de calor de un intercambiador de calor pueden cubrirse con diversos depósitos presentes en los sistemas de flujo, o las superficies pueden oxidarse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material usado para la construcción del aparato. En ambos casos, esta capa representa una resistencia adicional al flujo de calor y tiene como resultado una reducción en el rendimiento. El efecto total se representa

INTRODUCCIÓN

casi siempre por medio de un factor de incrustación o resistencia por incrustación (R_f), que debe incluirse junto con las demás resistencias térmicas que forman el coeficiente de transferencia de calor total. Los factores de incrustación deben obtenerse experimentalmente determinando los valores de U tanto para condiciones limpias como de incrustación en el intercambiador de calor. (J.P.Holman, 1999, pág. 383)

De igual manera en la industria cubana los intercambiadores de calor de tubo y coraza se utilizan bajo el mismo principio de enfriar o calentar fluidos.

El siguiente trabajo se realiza en la provincia de Cienfuegos, en la Central Eléctrica de Grupos Electrónicos de Fuel oil del municipio de Cruces (Batería número 2), donde se encuentra un intercambiador de calor de tubo y coraza el cual tiene como función calentar el fuel oil para el proceso de combustión de los motores, teniendo un periodo de ocho años de operación sin ser intervenido.

Justificación del trabajo: los parámetros reales del intercambiador de calor de tubo y coraza de fuel oil de la central eléctrica del municipio de Cruces (Batería número 2), no corresponden con las especificaciones del fabricante. El calentador en estudio, nunca ha sido objeto de mantenimiento.

Problema de investigación: no se ha realizado ningún análisis técnico económico del intercambiador de calor horizontal de fuel oil para verificar el comportamiento real en correspondencia con sus características de diseño, el cual lleva cierto tiempo de operación sin ser intervenido.

Objetivo General: realizar un análisis técnico económico del intercambiador de calor horizontal de tubo y coraza mediante un cálculo verificativo, que permita estudiar el comportamiento de los resultados obtenidos.

Objetivos Específicos:

1. Realizar búsqueda de información sobre las tendencias actuales en cuanto a intercambiadores de calor de tubo y coraza (generalidades, características, análisis técnico económico).

2. Realizar el cálculo verificativo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor según los datos de diseño y los datos reales de operación.
3. Analizar el comportamiento de los resultados obtenidos para efectuar valoración económica.

Tareas de la investigación:

1. Realizar búsqueda de información actualizada en cuanto a intercambiadores de calor de tubo y coraza.
2. Ejecutar una metodología de cálculo de los coeficientes de transferencia de calor según los datos de diseño del calentador.
3. Realizar el procesamiento y validación de los resultados con la elaboración del informe final.

El informe final de la tesis se estructura en 3 capítulos:

Capítulo I: Generalidades. Aborda las generalidades de los intercambiadores de calor, características del intercambiador de tubo y coraza y tendencias actuales sobre métodos de evaluación técnica económica de intercambiadores de tubo y coraza.

Capítulo II: Datos tecnológicos y metodología de cálculo. Afronta la caracterización de la Central Eléctrica de Grupos Electrónicos de Fuel Oil de Cruces, esquema de flujo y ubicación del calentador, datos de diseño del calentador, datos de los generadores, cálculo verificativo del coeficiente global limpio de transferencia de calor, coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor y fuel oil y coeficiente global de diseño del calentador, área de transferencia de calor que requiere el equipo, área de transferencia de calor con el coeficiente global limpio, método de la efectividad NTU, datos de operación real del calentador (presión, temperatura y flujo) para el coeficiente de servicio y factor de obstrucción, cálculo de la caída de presión por la coraza.

Capítulo III: Análisis de los resultados. Empeña la interpretación de los resultados obtenidos y valoración económica.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

1.1 Generalidades de los intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, de un fluido a otro, ya sea que estos estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son equipos importantes en instalaciones de procesos, centrales termoeléctricas, refinerías, entre otras.

Constituyen parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

Tipos de intercambiadores de calor

La clasificación más general que puede realizarse de los intercambiadores de calor, se efectúa **atendiendo al grado de contacto entre los fluidos**. Según este criterio, tenemos tres categorías importantes:

Regeneradores: son intercambiadores donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

Intercambiadores de tipo abierto: son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes. Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador, salen mezcladas en una sola.

Intercambiadores de tipo cerrado, o recuperadores: son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie

CAPÍTULO I GENERALIDADES

En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar además, basándose en la distribución de flujo:

En la distribución de flujo en paralelo: los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

En la distribución en contracorriente: los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

En la distribución en flujo cruzado de un solo paso: un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

En la distribución en flujo cruzado de paso múltiple: un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido. (C, 2010)

Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 1.1, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno de los tubos y el flujo externo de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

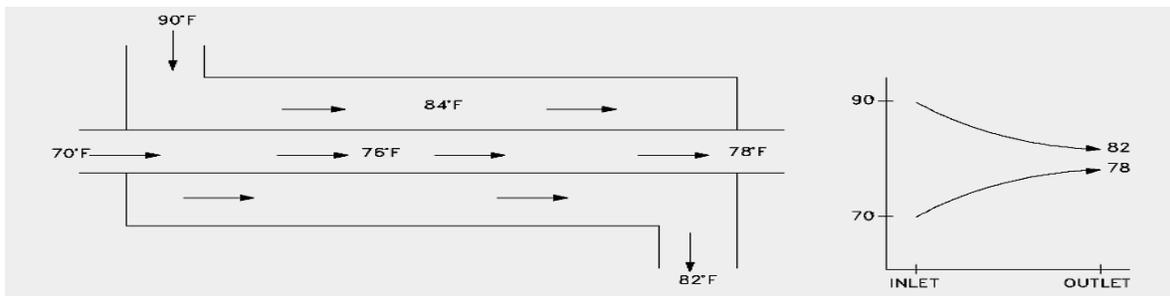


Figura 1.1 Intercambiador de calor de flujo paralelo

Contraflujo

Como se ilustra en la figura 1.2, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

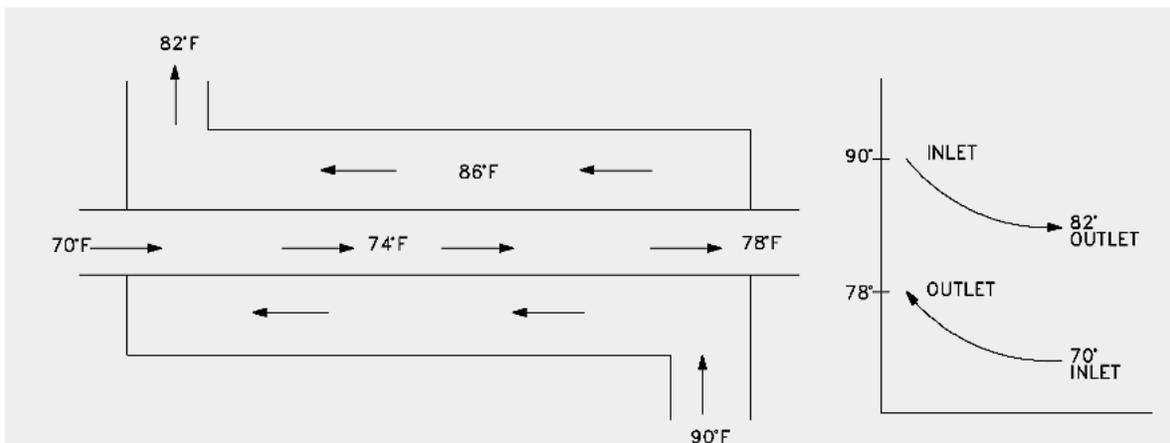


Figura 1.2 Intercambiador de calor de contraflujo.

Flujo cruzado

En la figura 1.3, se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usado donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utiliza este tipo de intercambiador de calor. En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un clasificación según su aplicación.

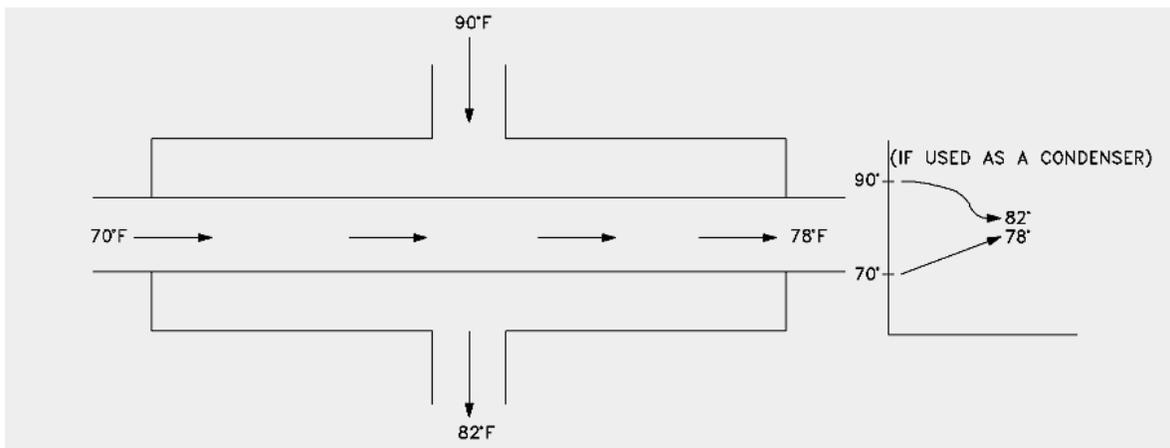


Figura 1.3 Intercambiador de calor de flujo cruzado. (A., 2007)

Para caracterizar los intercambiadores de calor **según su aplicación** se utilizan en general términos especiales. Los términos empleados para los principales tipos son:

CAPÍTULO I GENERALIDADES

Calderas: las calderas de vapor son unas de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor. Con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas en las que la fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

Condensadores: los condensadores se utilizan en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares para vehículos espaciales. Los tipos principales son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

El tipo más común es el condensador de superficie que tiene la ventaja de que el condensado se recircula a la caldera por medio del sistema de alimentación.

Otros tipos de intercambiadores de calor son los de carcasa y tubos, los cuales están compuestos por tubos cilíndricos, montados dentro de una carcasa también cilíndrica, con el eje de los tubos paralelos al eje de la carcasa. Un fluido circula por dentro de los tubos, y el otro por el exterior (fluido del lado de la carcasa). Son el tipo de intercambiadores de calor más usado en la industria.

Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Las unidades conocidas con este nombre están compuestas en esencia por tubos de sección circular montados dentro de una coraza cilíndrica con sus ejes paralelos al eje de la coraza.

Torres de enfriamiento: se han utilizado ampliamente para desechar en la atmósfera el calor proveniente de procesos industriales en vez de hacerlo en el agua de un río, un lago o en el océano.

Intercambiadores compactos de calor: con el fin de aumentar el rendimiento del intercambiador se fijan aletas a la superficie de menor coeficiente de transferencia de calor.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

Las dimensiones de la matriz del intercambiador así como el tipo, tamaño y dimensiones apropiadas de las aletas varían con la aplicación específica. Se han diseñado varios tipos que se han utilizado en numerosas aplicaciones.

Radiadores para plantas de fuerza espaciales: la remoción del calor sobrante en el condensador de una planta de fuerza que produce la electricidad para la propulsión, el comando y el equipo de comunicaciones de un vehículo espacial presenta problemas serios aún en plantas que generan sólo unos pocos kilovatios de electricidad. La única forma de disipar el calor sobrante de un vehículo espacial es mediante la radiación térmica aprovechando la relación de la cuarta potencia entre la temperatura absoluta de la superficie y el flujo de calor radiante. (C, 2010)

1.2 Característica del intercambiador de tubo y coraza.

Cuando se requieren grandes superficies de transferencia de calor, para satisfacer las demandas industriales, aquéllas pueden ser obtenidas más eficientemente por medio de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Todos los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores, han sido objeto de una normalización publicada por T.E.M.A (Estándar of Tubular exchanger Manufactures Association), que especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento.

Usos de los intercambiadores de coraza y tubos

Son diversos los usos que se le pueden acreditar a cada uno de los tipos de intercambiadores existentes, pero en general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Para los intercambiadores de calor de coraza y tubos, algunos de los usos que se conocen son los siguientes:

- Vapor/Agua, para condensar vapor y/o calentar agua.
- Aceite/Agua, para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos.
- Vapor/Combustóleo, para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Aire/Agua, para enfriar aire como Post - enfriadores de compresos de aire (alter coolers).
- Refrigerante/Agua, para condensar refrigerantes.
- Intercambiadores de calor para procesos químicos y/o petroquímicos; fabricados en acero al carbón, acero inoxidable y/o aceros especiales.

- Chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante para unidades de agua helada).
- Inter – Enfriadores y Post – Enfriadores para compresores Atlas Copco.
- Inter – enfriadores y Post – Enfriadores para compresores Ingellson Rand

Tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos

Un intercambiador de calor de casco y tubo conforme a TEMA se identifica con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas.

La primera letra es la indicativa del tipo del cabezal estacionario. Los de tipo A (Canal y cubierta desmontable) y B (Casquete) son los más comunes.

La segunda letra es la indicativa del tipo de casco o coraza. La más común es la E (coraza de un paso) la F de dos pasos es más complicada de mantener. Los tipos G, H y J se utilizan para reducir las pérdidas de presión en la coraza. El tipo K es el tipo de Rehervidor de caldera utilizado en torre de fraccionamiento.

La tercera letra nos indica el tipo de cabezal del extremo posterior, los de tipo S, T y U son los más utilizados. El tipo S (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo. El tipo T (Cabezal flotante sin contrabrida) puede sacarse sin desmontar, pero necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. El tipo U (haz de tubos en U) es el más económico, pero a la hora de mantenimiento necesita una gran variedad de tubos en stock.

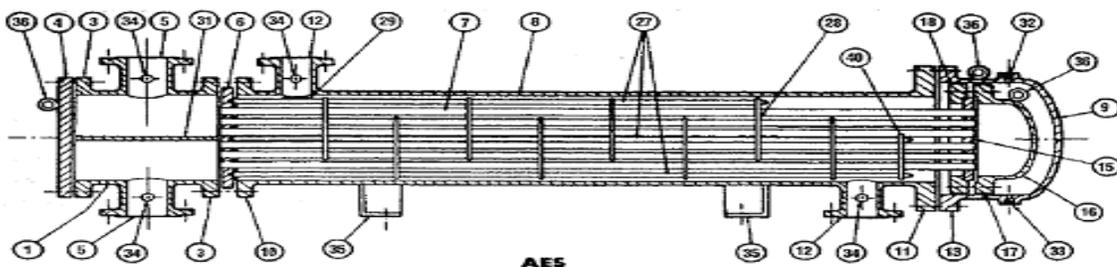


Figura 1.4 Intercambiador de calor flotante Interno

CAPÍTULO I GENERALIDADES

Es el modelo más común (figura 1.4), tiene casco (coraza) de un paso, tubos de doble paso con canal y cubierta desmontable, cabezal flotante con dispositivo de apoyo. Tiene desviadores transversales y placas de apoyo. Sus características son:

- Permite la expansión térmica de los tubos respecto al casco.
- Permite el desmontaje
- En lugar de dos pasos puede tener 4,6 u 8 pasos.
- Los desviadores transversales, con el porcentaje de paso y su separación modifican la velocidad en el casco y su pérdida de carga.
- El flujo es contracorriente y a favor de corriente en la mitad de los tubos.

Descripción de los componentes principales de los intercambiadores de calor de coraza y tubos:

- | | |
|--|--|
| 1. Cabezal estacionario. | 21. Cubierta de cabezal flotador, exterior |
| 2. Cabezal estacionario. | 22. Faldón de lámina de sierra tubular |
| 3. Pestaña de cabezal estacionario. | 23. Brida de prensaestopas. |
| 4. Cubierta de canal. | 24. Empaque. |
| 5. Tobera de cabezal estacionario. | 25. Anillo seguidor de empaque. |
| 6. Lamina estacionaria de tubo. | 26. Anillo de cierre hidráulico. |
| 7. Tubos. | 27. Bielas y espaciadores. |
| 8. Casco. | 28. Desviadores transversales. |
| 9. Cubierta de casco. | 29. Desviador de choque. |
| 10. Brida del casco, cabezal estacionario. | 30. Desviador longitudinal. |
| 11. Brida del casco, cabezal posterior. | 31. Separación de paso. |
| 12. Tobera del casco. | 32. Conexión de ventila. |
| 13. Brida de la cubierta del casco. | 33. Conexión de drenaje. |

- | | |
|--|------------------------------------|
| 14. Junta de expansión. | 34. Conexión de instrumentos. |
| 15. Lamina de cierre tubular del flotador. | 35. Albardilla de soporte. |
| 16. Cubierta del cabezal flotador. | 36. Talón elevador. |
| 17. Brida del cabezal flotador. | 37. Mensura de soporte. |
| 18. Apoyo del cabezal flotador. | 38. Vertedero. |
| 19. Anillo de cizalla dividida | 39. Conexión del nivel de líquido. |
| 20. Brida de apoyo dividida. | |

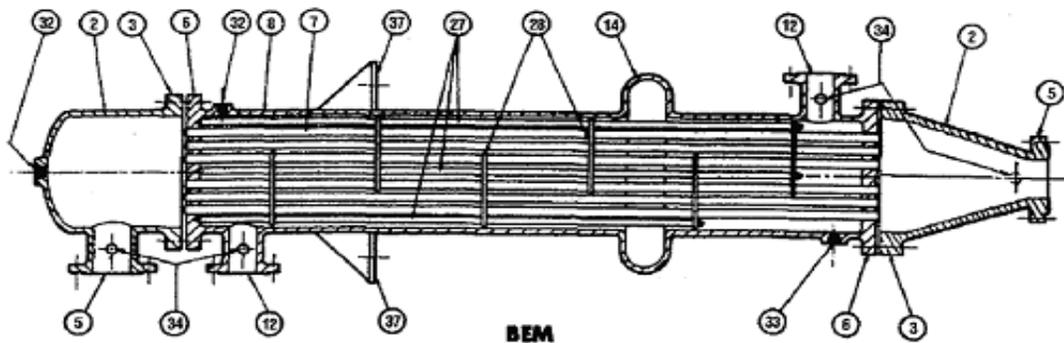


Figura 1.5 Intercambiador de lámina y tubo fijo

- Este intercambiador (figura 1.5), no tiene apenas diferencia entre ambos extremos, es de un solo paso en tubo y casco, lo que limita la velocidad dentro de los tubos, lo que reduce el coeficiente de transmisión de calor.
- Tiene junta de expansión en casco.
- Imposibilidad de apertura para limpieza en lado del casco.

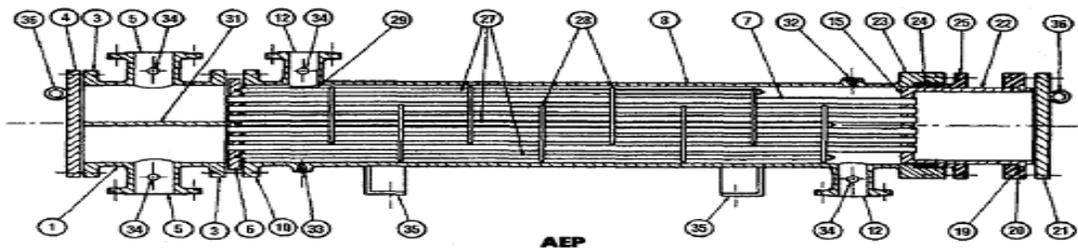


Figura 1.6 Intercambiador de cabezal flotante exterior

Este modelo (figura 1.6), permite cierto movimiento del cabezal flotante y puede desmontarse para limpieza. Tiene el inconveniente de necesitar más mantenimiento para mantener el empaquetado y evitar las fugas.

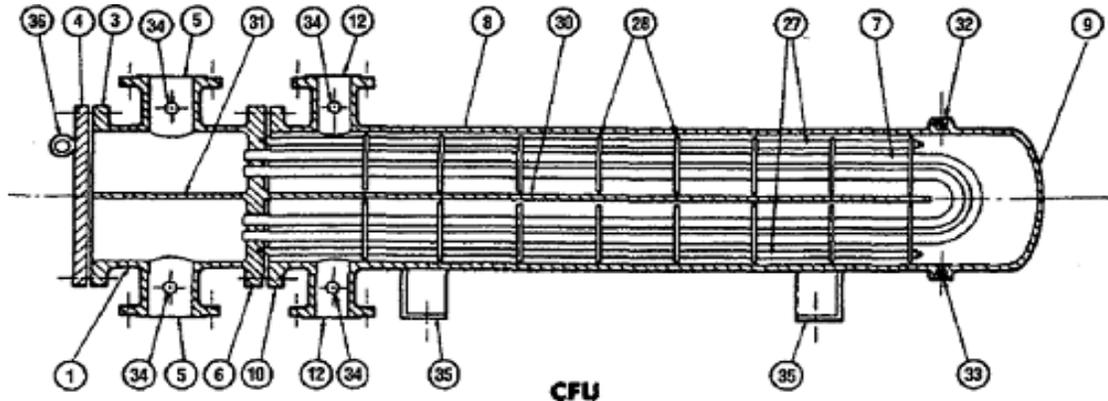


Figura 1.7 Intercambiador de cabezal y tubos integrados

Los intercambiadores de tubos en U (figura 1.7), tienen los tubos del haz doblados formando una U para evitar una de las dos placas de tubos, que al separar el espacio del fluido de la coraza del espacio del fluido de tubos ofrece un punto débil en la unión de los tubos con la placa que puede ser causa de fugas.

Además, los tubos en U presentan cambios de dirección más graduales, porque la curva que forman en el extremo es muy abierta, lo que ofrece menor resistencia al flujo.

Los números en cada círculo identifican las partes principales del equipo, cuyo significado se aclara anteriormente. Es uno de los tipos de intercambiador más usados.

Los servicios en los que se pueden usar son los siguientes:

- Condiciones de temperatura que causan severos esfuerzos térmicos, particularmente cambios repetitivos o de inversión cíclica de temperatura que requieren aliviarse por expansión. El haz en U se expande libremente, evitando así elevados esfuerzos de corte en el cabezal.

- A veces para servicios con hidrógeno a presiones extremas (síntesis de amoníaco, por ejemplo) usando una construcción totalmente soldada con haz no removible. Este tipo de servicio prácticamente no ensucia.
- Para permitir localizar la boca de entrada de coraza lejos del haz de tubos. Esto a veces es necesario cuando la velocidad del fluido de casco es demasiado alta, lo que puede causar vibraciones destructivas en el haz de tubos.

Problemas con este tipo de intercambiador:

- La limpieza mecánica del interior del haz es dificultosa si se produce ensuciamiento en el sector recto, y a menudo imposible si se produce en las curvas.
- Es imposible tener contracorriente pura (un paso en los tubos, un paso en la coraza) con la disposición en U que por naturaleza debe tener al menos dos pasos en los tubos.
- Los tubos no son fáciles de cambiar, y a veces no se pueden cambiar de ninguna manera. Si un tubo no se puede cambiar, habrá que cerrarlo. Si se espera que haya daño en los tubos, habrá que prever un exceso razonable de cantidad de tubos para cubrir la posible disminución de número de tubos debido a tubos clausurados.

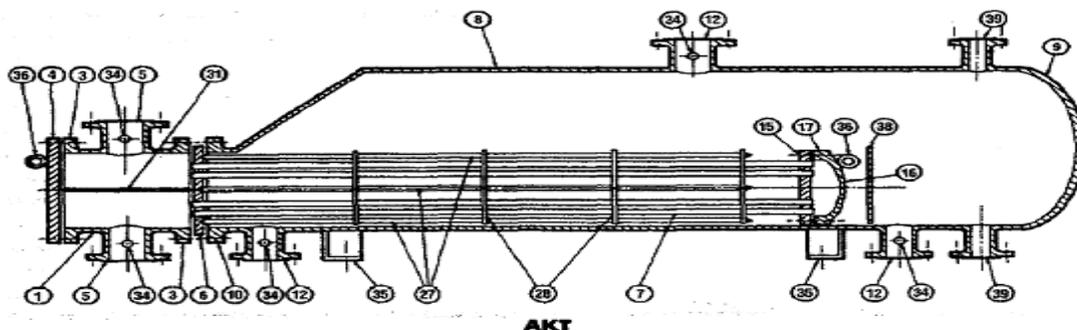


Figura 1.8 Rehervidor de caldera

Este intercambiador (figura 1.8), se caracteriza por la configuración del casco. El conjunto de tubos ser también A-U, dando lugar al AKU. El vertedero a la derecha de los tubos mantiene unido hirviendo sobre los tubos. El vapor sale por la tobera superior y el líquido caliente sale por la tobera inferior.

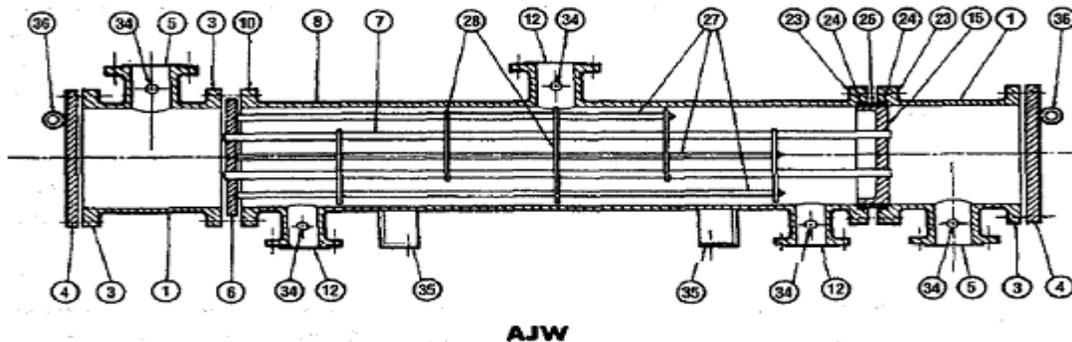


Figura 1.9 Condensador de flujo dividido

Este condensador (figura 1.9), se utiliza fundamentalmente para condensar vapores, pues disminuye la pérdida de carga (en un factor de 8).

Parte del intercambiador se utiliza como condensador y parte puede utilizarse como enfriador. El desviador central divide el flujo en dos y el resto de desviadores lo llevan a través de los tubos para enfriarse.

Tubos: componentes de una tubería para transportar fluidos a través de él. Los tubos son los componentes fundamentales, proporcionando la superficie de transferencia de calor entre el fluido que circula por el interior de los tubos, y la carcasa. Los tubos para los intercambiadores de calor, según los casos, pueden fabricarse en diversos tipos de materiales, como acero, cobre, latón, cobre -níquel, aluminio, aluminio - bronce, aceros inoxidables, entre otros. El diámetro exterior de los tubos se obtiene dentro de tolerancias dimensionales muy estrictas, con espesores de pared determinados.

En cuanto al espaciado de los tubos, los orificios correspondientes no pueden situarse muy cerca entre sí, ya que ello debilitaría estructuralmente cada cabezal de tubos o espejo.

La distancia más corta entre dos orificios adyacentes se denomina claro, y la distancia de centro a centro en tubos adyacentes es el espaciado de los tubos, estando ambas dimensiones casi siempre normalizadas.

La disposición de los tubos puede ser triangular o en cuadro:

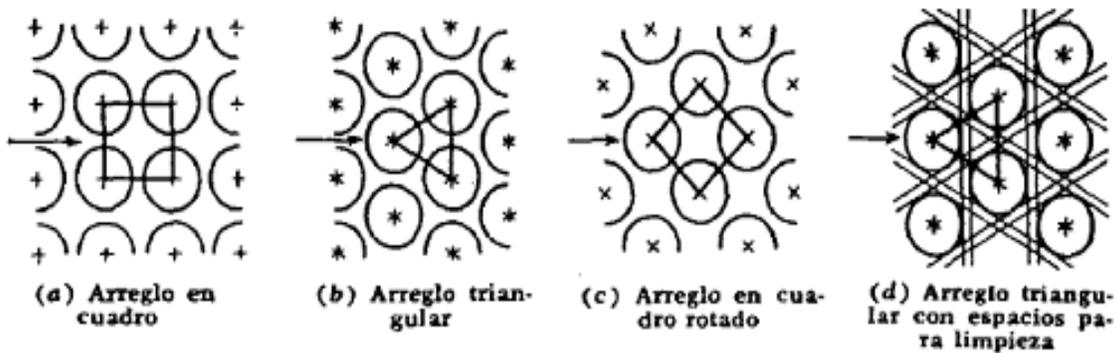


Figura 1.10 Disposiciones comunes para los tubos de intercambiadores

La ventaja del espaciado cuadrado consiste en que los tubos resultan accesibles para la limpieza externa y que tienen una baja caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Figura 1.10 (a). En cambio en la disposición triangular se produce mayor turbulencia, debido a que el fluido que circula entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente.

Esto supone que cuando la caída de presión y la limpieza son aspectos de menores consecuencias, la disposición triangular es mejor para alcanzar valores altos del coeficiente de transmisión de calor en el lado de la coraza (fuera del haz de tubo), consiguiéndose así coeficientes en torno al 25% mayores que con la disposición en cuadro bajo condiciones similares.

Una buena práctica para el arreglo de tubos es considerar un paso de 1.25 veces el diámetro y/o un mínimo de separación entre tubos de 3.2 mm. Generalmente un pequeño paso en arreglo triangular a 30° es preferible para flujo turbulento y laminar en procesos limpios, arreglos en 90° (cuadrado) o 45° (cuadrado rotado) con 6.4 mm de separación, para casos donde se requiere limpieza mecánica.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

Existen excepciones cuando se requiere regular la caída de presión o la velocidad de flujo.

Los factores que afectan la longitud de los tubos son: la disponibilidad comercial cuyas dimensiones van desde 8 (2438 mm), 10 (3048mm), 12 (3658 mm), 16 (4877 mm), 20 (6096 mm) y 24 pies (7315 mm), aunque se pueden obtener tuberías hasta de 48 pies (14630 mm); la disponibilidad de espacio en la planta y la restricción en la caída de presión permitida. Usualmente conviene seleccionar tubos largos, ya que el diseño resultante es más económico que uno de tubos cortos con un área equivalente. Cuando se requiere dar limpieza interior los diámetros menores que deben utilizarse son los de $\frac{3}{4}$ " (19.05 mm). El número de tubos se distribuye en función del diámetro de la coraza.

Coraza: armadura o vestidura de materiales resistentes y duraderos, cuya función principal es la de protección, por considerarse el envolvente del segundo fluido. Las corazas de los intercambiadores de calor se fabrican de tubos de acero, con un espesor normalizado y determinado según el diámetro de la coraza y la presión de trabajo correspondiente.

El material más usado para la construcción de las corazas es el acero al carbono. Para diámetros inferiores a 24" (609 mm), se puede construir de tubería comercial. Para más de 24" (609 mm) la coraza se realiza con planchas de aceros enrolladas y soldadas. Por cada extremo se sueldan las bridas que llevarán las tapas y las cajas de distribución.

Las toberas de entrada y salida se sueldan, o no, con una placa de refuerzo según la presión de servicio. La redondez de la coraza es importante al fijar el diámetro máximo de los deflectores y el efecto de la fuga entre la coraza y el deflector.

Tipos de corazas

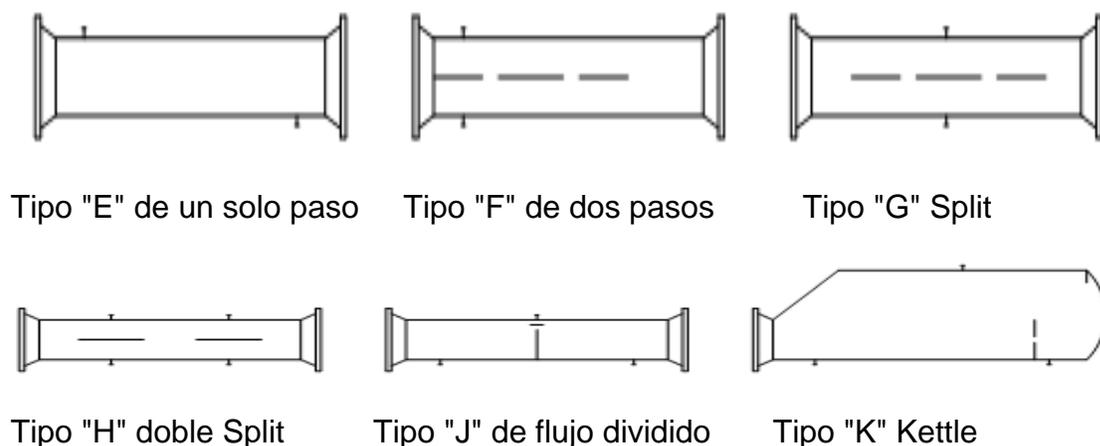


Figura 1.11 Tipos de corazas

Tomando como base la coraza tipo “E”, la coraza de dos pasos “F”, se utiliza cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y coraza o bien evitar un valor bajo en el factor de corrección F_t al utilizar dos pasos en la coraza y más de 4 en los tubos, evitando la utilización de dos equipos en serie. El área transversal de esta coraza, equivale a la mitad de una de un solo paso.

La coraza tipo “G” de flujo split, básicamente presenta las cualidades de la coraza tipo “F”, su uso principal está en la condensación de vapores. El vapor entra por la parte superior de la coraza dividiéndose en dos debido a la placa de soporte que divide a la coraza en dos compartimentos idénticos. Después que el vapor pasa por la parte superior de la placa longitudinal, cruza hacia el segundo paso de la coraza en dirección contraria para salir finalmente por la boquilla inferior.

Las velocidades y la longitud de travesía en la coraza, son las mismas que para una coraza tipo “E”, la ventaja consiste en que el condensado se mantiene por un tiempo más largo en contacto con los tubos. Para promover su subenfriamiento se puede perforar los extremos de la mampara longitudinal, a fin de que el condensado gotee encima de los tubos del paso inferior.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

La coraza tipo “H”, doble split se utiliza para reducir la caída de presión. En condensadores, la alimentación de vapor se divide en las dos boquillas de alimentación. La coraza se divide en dos compartimentos separados por un soporte transversal completo en el centro de la coraza; el vapor fluye por cada mitad de la coraza por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida y prácticamente se unen las dos salidas en una sola línea.

La coraza tipo “K” se utiliza para cuando se requiere generar vapor y por lo tanto, hay que mantener una parte líquida del fluido de alimentación y dejar un espacio encima del nivel del líquido para que el vapor producido pueda viajar a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas de líquido que arrastra tenga la oportunidad de caer.

En los “chilled”, en los cuales el fluido dentro de los tubos es enfriado por la evaporación de un refrigerante en la coraza, la construcción es similar a los Kettle, con una construcción en los cabezales del tipo “U” ya que normalmente los gradientes de temperatura son pequeños.

Para fijar el diámetro de la coraza es necesario tomar en cuenta el tipo de cabezal, la presión de diseño, el espacio disponible en la planta, el arreglo de tubos, el diámetro del haz de tubos, el número de pasos con respecto a los tubos y el número de tubos.

Espejos: son placas circulares barrenadas y ranuradas para la colocación de tubos, empaques, varillas tensoras y el círculo de tornillos para que embone con la coraza (cuando se requiera). Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en los orificios del espejo y posteriormente son expandidos o soldados a este. Cuando se desea asegurar que no se produzca el mezclado entre los fluidos debido a fugas en los barrenos del espejo, se puede utilizar espejos dobles (con un considerable aumento en el costo), el espacio entre los espejos queda abierto hacia la atmósfera a fin de que la fuga de cualquiera de los fluidos pueda ser rápidamente detectada. Los orificios en los espejos no deben taladrarse muy

cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. El espejo, en adición a sus requerimientos mecánicos, deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y deberá ser electroquímicamente compatible con el material de tubos y el material del canal. Normalmente se construyen los espejos de acero inoxidable cuando se van a trabajar con fluidos oxidantes.

Deflectores: pieza mecánica u otro dispositivo para modificar la dirección o características de un fluido. Se logran coeficientes de transmisión de calor más altos cuando el fluido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera del espacio de los tubos, es habitual emplear deflectores que hacen que el fluido circule a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya un caudal pequeño de fluido.

La distancia de centro a centro entre dos deflectores consecutivos se denomina espaciado de deflectores, y esta dimensión se determina en función de variables como la masa - velocidad del fluido y el diámetro de la coraza. Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, siendo los más comunes los deflectores segmentados que se muestran en la figura 1.12 (C, 2010)

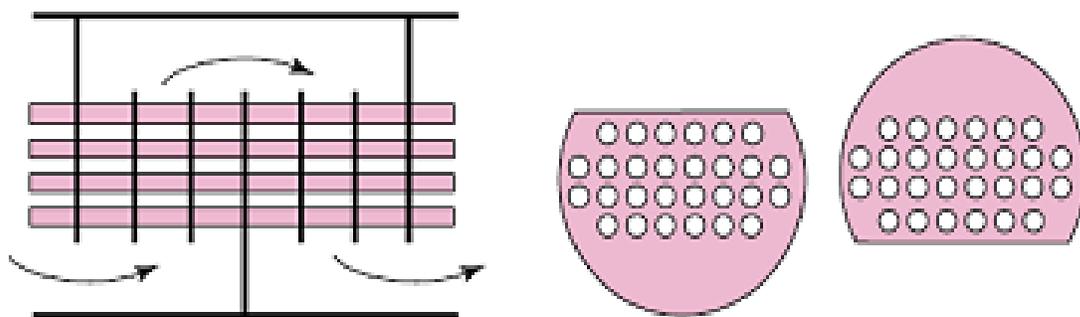


Figura 1.12 Detalle de deflector segmentado

1.3 Tendencias sobre métodos de evaluación técnica de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

La evaluación técnica es un instrumento para mejores resultados, es un proceso que permite tomar decisiones, determinar pertinencia, eficiencia, efectividad, impacto y sustentabilidad del uso de recursos y actividades, lo cual se traduce en un juicio y calificación sobre una situación basándose en una evidencia contrastable.

Las directrices sobre los métodos de evaluación técnica se dirigen hacia la acción de estimar, apreciar, certificar, calificar, señalar o calcular el valor de algo.

Cuando todos los cálculos y ecuaciones pertinentes se usan para computar la adaptabilidad de un intercambiador existente para ciertas condiciones de proceso, esta investigación se llama apreciación (evaluación) de un intercambiador.

La evaluación técnica de intercambiadores de calor de tubo y coraza permite identificar el inadecuado mantenimiento de estos, así como su funcionalidad.

Para cualquier equipo de transferencia de calor, el hecho de que trabaje con niveles elevados de incrustaciones o con superficies totalmente obstruidas, puede resultar en paradas de procesos imprevistos. Los equipos de transferencia de calor son sensibles a las deposiciones de sólidos y obstrucciones, dado que la superficie de los tubos y carcasa son por lo general porosas, pueden producir fuerte adherencia de sólidos, posteriores socavaduras y corrosión en los materiales.

En la bibliografía consultada existen similitudes en cuanto a las tendencias de utilización de métodos de análisis y evaluación técnica de intercambiadores de calor, teniendo en cuenta tres puntos de significación en la apreciación o evaluación de la adaptabilidad de un intercambiador:

1. ¿Qué coeficiente global limpio (U_c), puede “lograrse” por los dos fluidos como resultado de su flujo y sus coeficientes de película individuales (h_i) y (h_o)?

CAPÍTULO I GENERALIDADES

2. Del balance de calor $Q = WC (T_1 - T_2) = wc (t_2 - t_1)$, del área conocida (A), y de la diferencia verdadera de temperatura para las temperaturas de proceso, se obtiene un valor de diseño o coeficiente de obstrucción (U_D). El coeficiente global limpio (U_C) debe exceder al coeficiente global de diseño (U_D) suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida del exceso de superficie, permita la operación del intercambiador por un periodo de servicio razonable.

3. La caída de presión permitida para las dos corrientes no debe excederse.

Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para condiciones de proceso, para las que ha sido apreciado.

Al iniciar los cálculos el primer punto a atacar es determinar si el flujo caliente o frío deberá pasar por la coraza.

No hay una regla rápida para esto. Una corriente puede ser grande y la otra pequeña, el espaciado de los deflectores puede ser tal que en cierta vez el área de flujo del lado de la coraza (a_s) sea grande.

Afortunadamente cualquier selección se puede corroborar intercambiando las dos corrientes y viendo qué arreglo da los mayores valores del coeficiente global limpio (U_C), sin exceder la caída de presión permitida.

Particularmente y en preparación para métodos posteriores hay alguna ventaja sin embargo, de empezar los cálculos por el lado de los tubos y será conveniente establecer este hábito.

Los pasos detallados para apreciar un intercambiador son:

Los suscritos de la gravedad específica (s) y temperatura (t) se usan para distinguir entre coraza y tubos y para este bosquejo se supone que el flujo caliente está en la coraza. Colocando como siempre el flujo caliente a la izquierda, se retiene el método común de computar la variación media logarítmica (MLDT). (Kern, 1999, pág. 183 y 184).

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.1 Caracterización de una Central Eléctrica de Grupos Electrógenos Fuel oil de Cruces.

Los grupos electrógenos de fuel oil que se encuentran instalados en el municipio de Cruces, inaugurado el 17 de noviembre del 2007, cuentan con tres Baterías con doce motores los cuales tiene como función principal suministrar corriente eléctrica al Sistema Electroenergético Nacional. Los mismos son del tipo Hyundai Hinsen 9H21/32.

Cada batería está compuesta por:

- Cuatro Motores de Combustión Interna, con sus sistemas de combustible, lubricante, aire y agua de enfriamiento, principalmente.
- Cuatro Generadores Eléctrico.
- Sistema de Control.
- Caldera recuperativa.
- Planta estación de combustible.
- Estación de compresores.
- Además tienen incluido en común para la central una planta de tratamiento de agua.

El motor que forma parte del grupo electrógeno está compuesto por varios sistemas que garantizan el correcto funcionamiento del mismo, estos sistemas son:

- Sistema de combustión.
- Sistema de aire.
- Sistema de agua de enfriamiento.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

- Sistema de aceite de lubricación.
- Sistema control automático.

El mismo necesita alimentación de combustible y alimentación continua de aire para la combustión, agua de enfriamiento y aceite lubricante para operación normal y un sistema de control y protecciones automático para garantizar la operación segura y la protección del mismo. Posee un sistema modulado llamado Modulo de Alimentación, que consiste en el bloque de alimentación y componentes para cada sistema de fluido.

El bloque de alimentación es una estructura hecha de molde de hierro e instalado al lado libre del motor, el cual proporciona pasillos moldeados y espacios para montar el equipo de cada sistema de fluido, donde los circuitos internos para agua, aceite y aire pueden ser completados sin tubería y por lo tanto proporcionan un mantenimiento más fácil.

El sistema de control está designado por una seguridad confiable, eficiente, fácil supervisión y operación de la máquina, con los equipos auxiliares asociados y sistema eléctrico.

La caldera es una unidad de recuperación de calor sencilla que comprende un generador de vapor y su función principal es suministrar vapor para calentar el combustible desde el proceso de descarga y trasiego hacia las plantas de combustible donde se realiza su tratamiento y limpieza, para obtener la temperatura necesaria para ser utilizado en el proceso de combustión en el motor.

El sistema de combustible está formado por:

- Sistema de combustible exterior
- Sistema de combustible interior
- Sistema FHO.
- Sistema MDO.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

El sistema de combustible exterior es general para todas las baterías y es el que se ocupa de recibir el combustible en los tanques de recepción a través de una estación de bombas que son las que impulsan el combustible (precalentado en los tanques) hacia cada contenedor de preparación del mismo por batería.

El sistema de combustible interior es el que se ocupa de precalentar el combustible fuel sucio hacia la centrifuga y de esta al tanque de uso diario o de servicio.

En la planta de tratamiento de combustible de la batería número 2, se encuentra montado un intercambiador de tubo y coraza de forma horizontal, tipo cerrado, AEU, el cual tiene la función de calentar el combustible fuel oíl, para ser llevado hacia los motores con la viscosidad requerida y para utilizar en el proceso de combustión.

También está el sistema de combustible diesel que se utiliza para el arranque, la parada y salida por emergencia. En este sistema el combustible no se precalienta ni se centrifuga.

Estación de compresores, la unidad de aire comprimido está diseñada para suministrar aire comprimido para el correcto funcionamiento del grupo electrógeno. Como la operación satisfactoria de la unidad principal depende del aire comprimido ya que el mismo es utilizado en el sistema de arranque e instrumentación de los motores, es importante mantener el compresor de aire en buen estado técnico.

La planta de tratamiento de agua, tiene como función tratar el agua que se va a utilizar en los diferentes sistemas para prevenir la corrosión de los conductos y equipos. Es una planta de Osmosis Inversa que tiene la facilidad de eliminar (en el sistema de pretratamiento) los sólidos en suspensión que se encuentran en el agua cruda. La membrana con que cuenta la planta de osmosis, fácilmente se ensuciaría con estos sólidos en suspensión si no existiera este sistema de pretratamiento. (M., 2009), (Cheonha-Dong, 2005)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.2 Datos de los generadores.

El generador está diseñado para ser montado bajo techo, a una temperatura ambiente de 45 °C y una humedad relativa de más del 90%.

Los generadores están compuestos por una máquina de campo magnético giratorio, en la cual los rotores cilíndricos cargan el embobinado excitado magnéticamente por corriente directa y los embobinados de campos giran dentro del estator, el cual contiene el embobinado de salida de corriente alterna.

Los generadores incorporan un excitador de corriente y rectificadores giratorios montados en el eje, los cuales proveen la excitación de corriente para la maquina principal.

El enfriamiento interno del generador es con un abanico montado en el extremo del eje, que trae el aire de enfriamiento axialmente a través de la máquina.

El consumo de combustible en el terminal del generador es de 200 g/kWh.

Los cojinetes son de una sola manga y la lubricación es automática, el generador está provisto con un calentador de corriente alterna de 220 V para prevenir la condensación mientras la maquina este apagada.

Datos técnicos del rotor del generador eléctrico

Peso del rotor ----- 2655 kg

Momento de inercia ----- 648 kg- m²

Peso del generador ----- 7800 kg

Dimensiones del generador ----- W 1740 x L 2364 x H 1923

Insulación, protege el embobinado contra los gases corrosivos, vapor, polvo y aceite.

Embobinado del Rotor, el embobinado del estator de tres fases es del tipo capa doble y conectada en estrella. Los cuatro extremos del estator U, V, W, N y las

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

conexiones de los polos excitadores +F1 y –F2 son sacados a la caja de conexión de cables.

Sistema de auto excitación, giratoria sin escobilla está alojado en la cajuela con un excitador del rotor montado en el chasis del generador.

Ajuste de voltaje, voltaje nominal puede ser ajustado en más menos 10% usando un fijador de valor de referencia, cuando el factor de potencia este entre 0,8 y 1.

Variación del voltaje en estado fijo, desde el estado de cero cargas hasta tener carga al factor de potencia establecido y la velocidad nominal con el sistema de control de excitación nominal, la variación de voltaje y condicional fija está dentro de más menos 2,5% del voltaje nominal.

Eficiencia, se garantiza en un valor de 94 %.

Sobrecarga del generador, puede ser operado al 110% de la corriente nominal en cualquier periodo de 12 horas sin riesgos de una subida crítica de temperatura.

Subida de temperatura, en carga completa y factor de potencia nominal

- Bobinas del estator no exceder los 100°C
- Bobinas del rotor no exceder los 105°C

La subida de temperatura está basada en que el aire de entrada no exceda los 45°C.

Datos técnicos del generador eléctrico

Es un Generador eléctrico, el fabricante HYUNDAI, del tipo sin escobillas y rotando con el embobinado de campo.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Tabla 2.1: Parámetros del generador HYUNDAI

Parámetro	Unidad	Valor
Salida nominal	kVA	2127 (1701 kV)
Voltaje nominal	V	4160
Corriente nominal	A	295.1
Frecuencia Nominal	Hz	60
Factor de potencia nominal	Cos Φ	0.8
Velocidad nominal	RPM	900
Sobre velocidad	RPM	1080
Números de polos	-	8
Tipo de excitación	-	Sin escobilla y autoexcitable
Voltaje de excitación	V	95
Corriente de excitación	A	6,5
Tipo de cojinete	-	Manga
Numero de cojinete	-	1
Tipo de enfriamiento	-	Aire
Eficiencia a 100 % carga	%	96 (con FP 1), 94 (con FP 0,8)
Conexión de embobinado	-	Estrella
Momento de inercia GD^2	Kg – m ²	648
Peso	kg	Estator ----- 5145 Rotor ----- 2655 Total ----- 7800
Temperatura de aire de entrada	°C	Máxima 45
Temperatura de aire de salida	°C	Baja 100
Cantidad aire enfriamiento	M ³ /seg	Aproximadamente 3.0

Fuente: Procedimiento de operación. Sistema motor generador. Grupos Electrógenos en Batería. HYUNDAI. Empresa de Generación Distribuida Cruces. Emplazamiento Cruces. Cienfuegos. 2007. (J.C., 2007)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.3 Esquema de flujo y ubicación del calentador.

Esquema de flujo

Los esquemas de flujo constituyen la representación gráfica de un algoritmo o proceso y se utiliza en disciplinas como los procesos industriales, mediante la utilización de símbolos con significados bien definidos que representan los pasos del algoritmo y representan el flujo de ejecución de los métodos, mediante flechas que conectan los puntos de inicio y de fin del proceso en cuestión para favorecer la comprensión del mismo al mostrarlo como un dibujo.

El esquema de flujo del sistema de combustible fuel oíl está conformado por dos purificadoras las cuales tienen como función la limpieza del mismo, el cual se encuentra en el tanque de combustible sucio y lo envían al tanque de servicio donde es succionado por las bombas de suministro que tiene como función succionar el combustible limpio del tanque de servicio después de ser purificado y lo envía al tanque de mezcla, éste es succionado por las bombas de impulso que lo envía al calentador el cual posee una válvula reguladora de vapor la cual suministra vapor al calentador por el interior de los tubos para calentar el fuel oíl y a su vez adquiere la temperatura y viscosidad necesaria la cual es controlada por un sensor de viscosidad, después de este proceso pasa por el autofiltro el cual efectúa el último trabajo de limpieza y es enviado a los motores para el proceso de combustión. Todo los equipos antes mencionado como son las bombas y las purificadoras tiene un régimen de explotación de una trabajando y la otra de reserva para evitar que ante cualquier avería pueda ocasionar la interrupción del proceso. **(Anexo 1)** (Cheonha-Dong, 2005)

Ubicación del calentador

El calentador de combustible fuel oíl, está ubicado en un determinado espacio y lugar, instalado en la parte posterior de un contenedor, situado en el lado derecho del mismo, dispuesto entre las bombas de impulso y el autofiltro. **(Anexo 2)** (Cheonha-Dong, 2005)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.4 Datos de diseño del calentador.

Cuando un conjunto de datos se examinan simultáneamente, pueden revelar una información.

La información obtenida de un conjunto de datos, permite la comunicación o adquisición de conocimientos para ampliar o precisar los que se poseen sobre una materia determinada.

Los datos convenientemente agrupados, estructurados e interpretados, se consideran que son la base de la información humanamente relevante, los cuales se pueden utilizar para la toma de decisiones, reducción de la incertidumbre o realización de cálculos, lo cual constituye un empleo muy común en cualquier disciplina científica y técnica.

En la ingeniería, se formulan y calculan una serie de datos para el diseño o proyectos (esquemas o planes de cualquier trabajo que se hace a veces como prueba antes de darle la forma definitiva) de equipos mecánicos.

En este acápite se muestran los datos requeridos para el diseño y construcción de un calentador (conector o dispositivo cuya función principal es la transferencia de calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto).

La Tabla 2.2, muestra los datos de diseño del calentador horizontal de tubo y coraza, tipo MX 20 marca AALBORG. (Cheonha-Dong, 2005)

Dichos datos se utilizarán para efectuar el cálculo verificativo de coeficientes globales de transferencia de calor según datos del fabricante.

Luego estos se utilizan para realizar el análisis de los resultados que se obtengan teniendo en cuenta la importancia del calentador en el proceso de combustión de los motores, el cual constituye un elemento importante en la generación de electricidad de los grupos electrógenos de fuel oíl, ubicados en el municipio de Cruces (Batería número 2) en la provincia de Cienfuegos.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Tabla 2.2: Datos de diseño y constructivos del calentador de fuel oil.

		SPECIFICATION SHEET						
Standard heat exchanger								
Customer	Youngkwang		Quotation no.		332396	Date	13-01-06	
Application	HFO Heater		Customer reference no.		Cuba projekt	Item no.	02	
Heat exchanger type	MX20	Nominal length	1400	mm	Calculated by:		I	
TEMA designation	AEU	Mounting style	Horizontal		Heating surface	8.5	m ²	
Heat exchanger performance								
Fluid allocation		Shell side			Tube side			
Fluid name		HFO 700 cSt			Steam			
Fluid quantity		Total	kg/h	5190.0		332.2		
		Total	m ³ /h	5.58		Liquid only flow	0.35 m ³ /h	
		Liquid	kg/h	5190.0		332.2		
		Steam	kg/h			332.2		
		Water	kg/h			332.2		
Temperature (in/out)		°C		95.0	155.0	170.3	170.3	
Density (liquid/steam)		kg/m ³		930.7	893.1	4.148	897.2	
Viscosity		cP		64.09	10.61	0.01469	0.15927	
Inlet pressure		bar(abs)		11.0		8.0		
Velocity		m/s		0.62		4.8		
Pressure drop		bar		0.31656		0.02349		
Heat exchanged		kW		188.984		Mean Temperature Difference	37.07 °C	
Heat transfer rate (clean)		W/m ² K		733.8		Fouling margin by area	22 %	
Heat exchanger mechanical design								
		Shell side			Tube side			
Design/test pressure		barg		16.0	24	16.0	24	
Design temperature		°C		160.0		204.0		
No. of passes				1		2		
Corrosion allowance		mm		0		1.0		
Nozzle size and type		In	DN	40.0	x	DIN/EN PN16	32.0	
		Out	DN	40.0	x	JIS 16K	25.0	
Number of tubes		184	Tube outer diameter	10.0	mm	Wall thickness	1.0 mm	
Tube type		U-tubes	Tube straight length	1400	mm	Tube pitch	12.5 mm	
Tube layout (deg.)		30	Tube material	Carbon steel		Tube type	plain	
Shell inner diameter		210	mm	Shell material	Carbon steel		Shell cover	Welded flat end
Channel type		Dividing ring		Channel material		Carbon steel		
Tube sheet		Removable		Tube sheet material		Carbon steel		
Baffle type		Single Segmental		Baffle material		Carbon steel		
Baffle spacing		60.0	mm	Number of baffles		21		
Gaskets		DIN 2690 PN16, Non.asbestos			Dry weight of heat exchanger		195 kg	
Design code		AD-Merkblätter 2002			Classification requirement		FTC	

Fuente: Manual de operación y mantenimiento. Volumen 5. HYUNDAI. 2005.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.5 Cálculo verificativo del coeficiente global limpio de transferencia de calor y del coeficiente global de diseño del calentador.

2.5.1 Determinación de los grados API del fuel (HFO 700 cSt).

Densidad del fuel a 16 °C _____ 980,2 Kg/m³

Gravedad especifica del fuel a 16 °C _____ 0,9802

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141,5}{G_s(16^{\circ}\text{C})} - 131,5 \quad (2.1)$$

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141,5}{0,9802} - 131,5$$

$$^{\circ}\text{API} = 12,86$$

2.5.2 Propiedades físicas del fuel oíl.

Estas se buscan por la temperatura media y por los grados °API

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (2.2)$$

Donde:

t_1 – temperatura de entrada del fuel (°C)

t_2 – temperatura de salida del fuel (°C)

$$t_m = \frac{95 + 155}{2} = 125^{\circ}\text{C}$$

Densidad (ρ) _____ 911,9 Kg/m³

Viscosidad dinámica (μ) _____ 37,35 cP

Viscosidad cinemática (V) _____ 40,96 cSt

Calor especifico (Cp) _____ 2184,8 J/Kg*°C

Conductividad térmica (K) _____ 0,1172 W/m*°C

Número de Prandtl (Pr) _____ 737

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.5.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado de la coraza (Shell).

2.5.3.1 Cálculo del área del flujo mínimo.

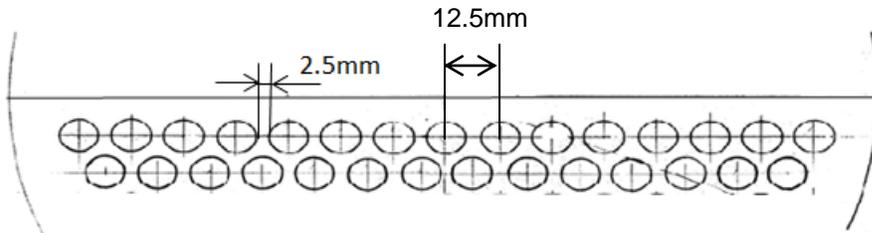


Figura 2.1 Esquema de la disposición de los tubos en la parte central del equipo

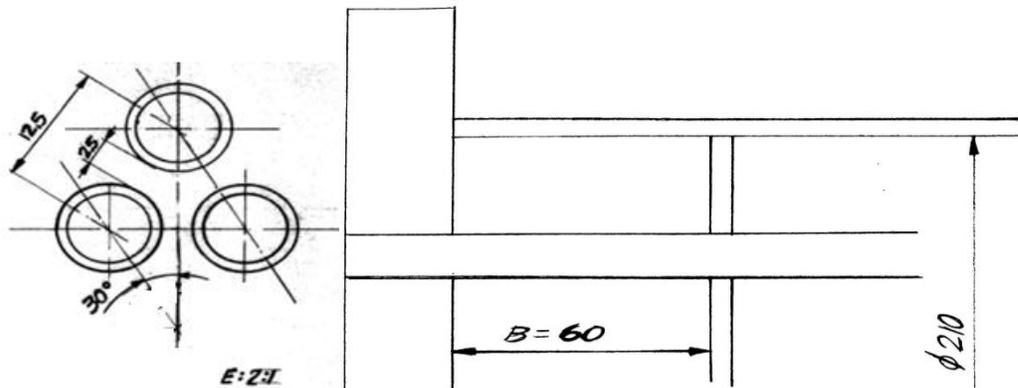


Figura 2.2 Disposición de los tubos del intercambiador. Esquema de la distancia entre los deflectores y diámetro interior de la carcasa.

El área del flujo mínimo (A_s) tiene lugar en la hilera de tubo en la parte central del equipo en la cual existen 15 tubos. Se calcula por la siguiente expresión (Kern, 1999, pág. 185)

$$A_s = n_t * C' * B \quad (\text{m}^2) \quad (2.3)$$

Donde:

n_t – número de tubos en la hilera central

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

C' – holgura exterior entre los tubos (m)

B – distancia entre los deflectores (Baffles) (m)

$$A_s = 15 * 0,0025 \text{ m} * 0,060 \text{ m}$$

$$A_s = 0,00225 \text{ m}^2$$

2.5.3.2 Cálculo de la velocidad másica (Gs) (Kern, 1999, pág. 172)

$$G_s = \frac{G}{A_s} \quad (\text{Kg/h} * \text{m}^2) \quad (2.4)$$

Donde:

G – Caudal másico de fuel oíl (Kg/h)

A_s – área de flujo mínimo (m²)

$$G_s = \frac{5190 \text{ Kg/h}}{0,00225 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 2\,306\,667 \text{ Kg/h} * \text{m}^2 = 640,74 \text{ Kg/sm}^2$$

2.5.3.3 Cálculo del número de Reynolds (Re) (Kern, 1999, pág. 185)

$$Re = \frac{G_s * D_o}{3,6 * \mu} \quad (2.5)$$

Donde:

G_s – velocidad másica (Kg/h * m²)

D_o – diámetro exterior del tubo (m)

μ – viscosidad dinámica media (Cpoise)

$$Re = \frac{2\,306\,667 * 0,010}{3,6 * 37,35}$$

$$Re = 171,55$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.5.3.4 Determinación del factor de Colburn para la transferencia de calor (JH).

El factor JH se halla mediante la gráfica, interpolando el valor en porcentaje de los deflectores y el número de Reynolds. **(Anexo 3 y 4)**

Para deflectores (baffles) cortados a 18,1 % _____ JH = 0,0432

2.5.3.5 Coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido por el lado de la coraza (ho), se calcula por la siguiente expresión (Kern, 1999)

$$h_o = JH * \frac{C_p * G_s * F}{Pr^{2/3}} \text{ (w/m}^2\text{°C)} \quad (2.6)$$

Donde:

JH – factor de Colburn

C_p – calor específico (J/Kg°C)

G_s – velocidad másica del fluido por la coraza (Kg/sm²)

Pr – número de Prandtl

F – efecto de bypass

$$h_o = 0.0432 * \frac{2184,8 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} * 640,74 \text{ Kg/sm}^2 * 0.9}{(737)^{2/3}}$$

$$h_o = 667 \text{ W/m}^2 * \text{ }^\circ\text{C}$$

2.5.4 Resistencia de la pared del tubo (rw)

Primeramente se estima la temperatura de la pared por la siguiente expresión (t_w)

$$t_w = \frac{T_v + t_m}{2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2.7)$$

Donde:

T_v – temperatura del vapor (°C)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

t_m – temperatura media del fuel oíl (°C)

$$t_w = \frac{170,3^\circ\text{C} + 125^\circ\text{C}}{2} = 148^\circ\text{C}$$

El material es de Acero al Carbono, a esta temperatura la conductividad térmica buscada por tabla es de: (Byrne, 2007, pág. 241) **(Anexo 5)**

$K = 50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

Expresión para calcular la resistencia de la pared del tubo (r_w) (Byrne, 2007)

$$r_w = \frac{D_o}{2 * k} * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \text{ (m}^2\text{°C/W)} \quad (2.8)$$

Donde:

d_i – diámetro interior del tubo (mm)

d_o – diámetro exterior del tubo (mm)

K – conductividad térmica del material, se determina por tabla

$$r_w = \frac{0.010\text{m}}{2 * 50 \text{ W/m} * ^\circ\text{C}} * \ln\left(\frac{10\text{mm}}{8\text{mm}}\right)$$

$$r_w = 0.00002231 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

2.5.5 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor que condensa por el interior de los tubos (h_i)

Se calcula por la siguiente expresión siempre que: (Incropera, 1999, pág. 568)

$Re \square 35000$

$$h_i = 0,555 \left[\frac{g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * (K)^{3/4} * h_{fg}}{\mu_l * (T - t_w) * Di} \right]^{1/4} \text{ [W/m}^2 * ^\circ\text{C]} \quad (2.9)$$

Donde:

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

g – aceleración de la gravedad (m/s^2)

ρ_l – densidad del vapor que condensa (Kg/m^3)

ρ_v – densidad del vapor (Kg/m^3)

K – conductividad térmica del vapor que condensa ($W/m^\circ C$)

h_{fg}' – calor latente, modificado (J/Kg)

μ_l – viscosidad dinámica ($Pa*s$)

T_v – temperatura del vapor ($^\circ C$)

t_w – temperatura media entre el vapor y fuel oíl ($^\circ C$)

D_i – diámetro interior del tubo (m)

Calculo del número del número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{4G}{\pi * D_i * \mu_v * n_t} \quad (2.10)$$

Donde:

G – Caudal másico (Kg/h)

D_i – diámetro interior del tubo (m)

μ_v – viscosidad del vapor ($Pa*s$)

n_t – número de tubo por pase

π – constante

$$Re = \frac{4 * 332,2 Kg/h * 10^3}{3600s * 3,1416 * 0,008m * 0,01469 * 92}$$

$$Re = 10867 < 35000$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Para realizar el cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor que se condensa (h_i) es necesario el del calor latente modificado (h'_{fg}) (Incropera, 1999, pág. 568)

$$h'_{fg} = H_{fg} + \frac{3}{8} * (C_p) * (T - t_w) \quad (\text{J/Kg}) \quad (2.11)$$

Donde:

h_{fg} – calor latente del vapor, se determina por tabla de mediante el valor de la temperatura de saturación

C_p – calor específico (J/Kg°C)

T_v – temperatura del vapor (°C)

t_w – temperatura media entre el vapor y fuel oíl (°C)

Las propiedades físicas del condensado para evaluar a la temperatura de la película del líquido

$$t_f = \frac{T_v + t_w}{2} = \frac{170,3^\circ\text{C} + 148^\circ\text{C}}{2} = 159^\circ\text{C} \quad (2.12)$$

A esta temperatura las propiedades físicas del líquido son:

$$\rho_l = 907 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_v = 4,122 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_l = 173,6 * 10^{-6} \text{ Pa * s}$$

$$K_l = 0,683 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4346 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$h_{fg} = 2049500 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$h'_{fg} = 2\,049\,500 \text{ J/Kg} + \frac{3}{8} * (4382 \text{ J/Kg} * ^\circ\text{C}) * (170,3^\circ\text{C} - 159^\circ\text{C})$$

$$h'_{fg} = 2\,067\,427 \text{ J/Kg}$$

1/4

$$h_i = 0,555 \left[\frac{9,8 * 907 * (907 - 4,122) * (0,683)^3 * 2\,067\,427}{173,6 * 10^{-6} * (170^\circ\text{C} - 159^\circ\text{C}) * 0,008 \text{ m}} \right]$$

$$h_i = 13460,88 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

2.5.6 Cálculo de la temperatura de la pared del tubo (T_w) (Byrne, 2007)

Se calcula por la expresión siguiente

$$T_w = T_v - \left[\frac{\left(\frac{1}{h_o} + r_o \right) + \frac{r_w}{2}}{\left(\frac{1}{h_o} + r_o \right) + r_w + \left(r_i + \frac{1}{h_i} \right) * \frac{d_o}{d_i}} \right] * (T_v - t_{mf}) \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.13)$$

Donde:

T_v – temperatura del vapor ($^\circ\text{C}$)

h_o – coeficiente pelicular de transferencia de calor para el fuel oíl ($\text{Wm}^2/^\circ\text{C}$)

r_o – factor de obstrucción del fluido frío ($\text{m}^2/^\circ\text{C/W}$)

r_w – resistencia de la pared del tubo ($\text{m}^2/^\circ\text{C/W}$)

r_i – factor de obstrucción del fluido caliente ($\text{m}^2/^\circ\text{C/W}$)

h_i – coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor ($\text{Wm}^2/^\circ\text{C}$)

d_o – diámetro exterior del tubo (mm)

d_i – diámetro interior del tubo (mm)

t_{mf} – temperatura media del fuel ($^\circ\text{C}$)

Los factores de obstrucción para un fuel oíl tomados son los siguientes

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Para fuel 15°API se corresponde un fuel oíl número 6 según (Byrne, 2007, pág. 266) **(Anexo 6)**

$$r_o = 0,0009 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Para el vapor condensado también por la (Byrne, 2007, pág. 287) **(Anexo 7)**

$$r_i = 0,0001 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$T_w = 170,3^\circ\text{C} - \left[\frac{\left(\frac{1}{667} + 0,0009\right) + \frac{0,00002231}{2}}{\left(\frac{1}{667} + 0,0009\right) + 0,00002231 + \left(0,0001 + \frac{1}{13460,88}\right) * \frac{10}{8}} \right] * (170,3 - 125)$$

$$T_w = 129^\circ\text{C}$$

2.5.6.1 Recalculo de la resistencia de la pared.

$$\text{A } 129^\circ\text{C} \quad k = 49,8 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

No es necesario recalcular

2.5.6.2 Recalculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por interior de los tubos.

$$t_f = \frac{T_v + t_w}{2} = \frac{170,3^\circ\text{C} + 129^\circ\text{C}}{2} = 150^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

A esta temperatura las propiedades físicas del líquido son:

$$\rho_l = 917 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_v = 4,122 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_l = 186,4 * 10^{-6} \text{ Pa * s}$$

$$K_l = 0,684 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4313 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$h_{fg} = 2049500 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$h'_{fg} = 2\,049\,500 \text{ J/Kg} + \frac{3}{8} * (4313 \text{ J/Kg} * ^\circ\text{C}) * (170,3^\circ\text{C} - 129^\circ\text{C})$$

$$h'_{fg} = 2\,116\,298 \text{ J/Kg}$$

¼

$$h_i = 0,555 \left[\frac{9,8 * 917 * (917 - 4,122) * (0,684)^3 * 2\,116\,298}{186,4 * 10^{-3} * (170^\circ\text{C} - 129^\circ\text{C}) * 0,008 \text{ m}} \right]$$

$$h_i = 9636 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

2.5.7 Cálculo del coeficiente global limpio de transferencia de calor.

- Se calcula por la siguiente expresión (U_c) (Byrne, 2007)

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_i} * \left(\frac{do}{di}\right) + r_w + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Wm}^2/^\circ\text{C}) \quad (2.15)$$

Donde:

h_i – coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor ($\text{Wm}^2/^\circ\text{C}$)

do – diámetro exterior del tubo (mm)

di – diámetro interior del tubo (mm)

h_o – coeficiente pelicular de transferencia de calor para el fuel oíl ($\text{Wm}^2/^\circ\text{C}$)

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{9636 \text{ Wm}^2/^\circ\text{C}} * \left(\frac{10\text{mm}}{8\text{mm}}\right) + 0,00002231 \text{ m}^2\text{C/W} + \frac{1}{667 \text{ Wm}^2/^\circ\text{C}}}$$

$$U_c = 606 \text{ W/m}^2\text{C}$$

2.5.7.1 Cálculo del coeficiente global de diseño de transferencia de calor

- Se calcula por la siguiente expresión (U_D) (Byrne, 2007)

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + r_i * \frac{do}{di} + r_w + \frac{1}{h_o} + r_o} \quad (\text{W/m}^2\text{C}) \quad (2.16)$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Donde:

h_i – coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor ($Wm^2/°C$)

d_o – diámetro exterior del tubo (mm)

d_i – diámetro interior del tubo (mm)

r_w – resistencia de la pared del tubo ($m^2/°CW$)

r_i – factor de obstrucción para el vapor condensado ($m^2°C/W$)

r_o – factor de obstrucción para fuel oíl pesado ($m^2°C/W$)

Los factores de obstrucción para un fuel oíl tomados son los siguientes

Para fuel 15°API se corresponde un fuel oíl número 6 según

r_o _____ 0,0009 $m^2°C/W$

Para el vapor condensado también por la

r_i _____ 0,0001 $m^2°C/W$

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{9636} + 0,0001 * \frac{10}{8} + 0,00002277 + \frac{1}{667} + 0,0009}$$

$$U_D = 373,54 \text{ W}/m^2°C$$

2.5.8 Diferencia media logarítmica de temperatura (ΔT_{log})

Se calcula por: (Kakaç, 2002, pág. 300)

$$\Delta_{log} = \frac{\Delta T_M - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_M}{\Delta T_m} \right)} \quad (2.17)$$

Donde:

ΔT_M – es la mayor diferencia terminal de temperatura ($°C$)

Δt_m – es la menor diferencia terminal de temperatura ($°C$)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

En nuestro caso

$$95\text{ °C} \text{-----} 155\text{ °C}$$

$$170,3\text{ °C} \text{-----} 170,3\text{ °C}$$

$$\Delta T_M = T_V - t_1$$

Donde:

T_V – temperatura del vapor (°C)

t_1 – temperatura de entrada del fuel oíl (°C)

$$\Delta T_M = 170,3\text{ °C} - 95\text{ °C} = 75,3\text{ °C}$$

$$\Delta T_m = T_V - t_2$$

t_2 – temperatura de salida del fuel oíl (°C)

$$\Delta T_M = 170,3\text{ °C} - 155\text{ °C} = 15,3\text{ °C}$$

$$\Delta_{\log} = \frac{75,3 - 15,3}{\ln\left(\frac{75,3}{15,3}\right)} = 37,65$$

2.5.9 Calculo de la carga térmica del calentador (Q)

Se calcula por: (Kakaç, 2002, pág. 300)

$$Q = G * C_p * \Delta t \text{ (W)} \quad (2.18)$$

Donde:

G – caudal másico (Kg/h)

C_p – calor específico (J/Kg°C)

Δt – variación de temperatura de fuel oíl (°C)

$$Q = \frac{5190\text{Kg/h}}{3600\text{s}} * 2184,8\text{J/Kg°C} * (155\text{ °C} - 95\text{ °C}) = 188\ 984\ \text{W}$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.6 Área de transferencia de calor que requiere el equipo (A_D)

Se calcula por la expresión siguiente: (Byrne, 2007)

$$A_D = \frac{Q}{\Delta T_{\log} * U_D} \quad (\text{m}^2) \quad (2.19)$$

Donde:

Q – carga térmica (W)

ΔT_{\log} – diferencia media logarítmica

U_D – coeficiente global de servicio ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

$$A_D = \frac{188\,984\text{W}}{37.65 * 373.54 \text{ W}/\text{m}^2\text{°C}}$$

$$A_D = 13,437 \text{ m}^2$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.7 Coeficiente global de diseño por el fabricante (U_D)

Se calcula por la expresión siguiente: (Byrne, 2007)

$$U_D = \frac{Q}{A * \Delta T_{log}} \text{ (W/m}^2\text{°C)} \quad (2.20)$$

Donde:

Q – carga térmica (W)

ΔT_{log} – diferencia media logarítmica

A – Área (m²)

$$U_D = \frac{188\,984\text{W}}{8,5\text{m}^2 * 37,65}$$

$$U_D = 590,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2.7.1 Factor de obstrucción total que utilizo el fabricante (r_i)

Se calcula por la expresión siguiente: (Kern, 1999)

$$\frac{U_c - U_D}{U_c * U_D} = r_o + r_i \quad (2.21)$$

Donde:

U_c – coeficiente global limpio del fabricante (W/m²°C)

U_D – coeficiente global de diseño del fabricante (W/m²°C)

$$\frac{733,8 - 590,5}{733,8 * 590,5} = 0,0003307\text{m}^2\text{°C/W}$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.7.2 Factor de obstrucción total según las normas (Byrne, 2007)

Donde:

r_o – factor de obstrucción del fluido frío = $0,0001 \text{ m}^2\text{°C/W}$

r_i – factor de obstrucción del fluido caliente = $0,0009 \text{ m}^2\text{°C/W}$

$r_t = r_o + r_i = 0,0001 + 0,0009 = 0,001 \text{ m}^2\text{°C/W}$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.8 Calculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fabricante (h_o) a partir de su coeficiente global limpio

Donde:

- Coeficiente global limpio dado por el fabricante $U_c = 733,8 \text{ W/m}^2\text{°C}$
- Coeficiente pelicular de transferencia de calor para el vapor en condensación $h_i = 9636 \text{ W/m}^2\text{°C}$
- Resistencia térmica de la pared del tubo $r_w = 0,00002231 \text{ m}^2\text{°C/W}$
- Diámetro exterior del tubo $D_o = 10 \text{ mm}$
- Diámetro interior del tubo $D_i = 8 \text{ mm}$

Por definición:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_i} * \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + r_w - \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Wm}^2/\text{°C}) \quad (2.22)$$

Se despeja (h_o)

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_i} * \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + r_w - \frac{1}{h_o} \quad (2.23)$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{U_c} - \left(\frac{1}{h_i} * \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + r_w\right)$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{733,8} - \left(\frac{1}{9636} * \left(\frac{10}{8}\right) + 0,00002231\right)$$

$$h_o = 826 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2.8.1 Recalculo del coeficiente de efecto Bypass por el lado de la carcasa

Se calcula por la siguiente expresión:

$$F = \frac{h_{ocalc}}{h_{ofabric}} = \frac{741}{826} = 0,897 \quad (2.24)$$

Coincide con el valor tomado $F=0,9$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Donde:

$h_{o\text{calc}}$ – Coeficiente pelicular de transferencia de calor calculado ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

$h_{o\text{fabric}}$ – Coeficiente pelicular de transferencia de calor por el fabricante ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.9 Método de la efectividad NTU (Número de unidades de transferencia de calor). Este método lo aplicamos para determinar con los resultados obtenido del coeficiente global de diseño (U_D) cual sería la temperatura de salida del calentador.

- **Se calcula por la siguiente expresión** (Incropera, 1999, pág. 600)

$$NTU = \frac{U_D * A}{C_{min}} \quad (2.25)$$

Donde:

U_D – coeficiente global de diseño ($W/m^2\text{°C}$)

A – área del calentador por datos de diseño (m^2)

C_{min} – es el menor valor entre la capacidad calorífica del fluido caliente y el fluido frío. ($W/\text{°C}$)

$$NTU = \frac{373,54 W/m^2\text{°C} * 8,5 m^2}{3149,753 W/\text{°C}}$$

$$NTU = 1,0$$

Cálculo del (C_{min}) (Incropera, 1999, pág. 609)

Donde:

G – caudal másico de diseño (Kg/h)

C_p – calor específico ($J/Kg\text{°C}$)

$$C_{min} = G * C_p \quad (W/\text{°C}) \quad (2.26)$$

$$C_{min} = \frac{5190 Kg/h}{3600s} * 2184,8 J/Kg\text{°C}$$

$$C_{min} = 3149,753 W/\text{°C}$$

El valor de la efectividad (ϵ) se busca en la siguiente tabla (Incropera, 1999)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

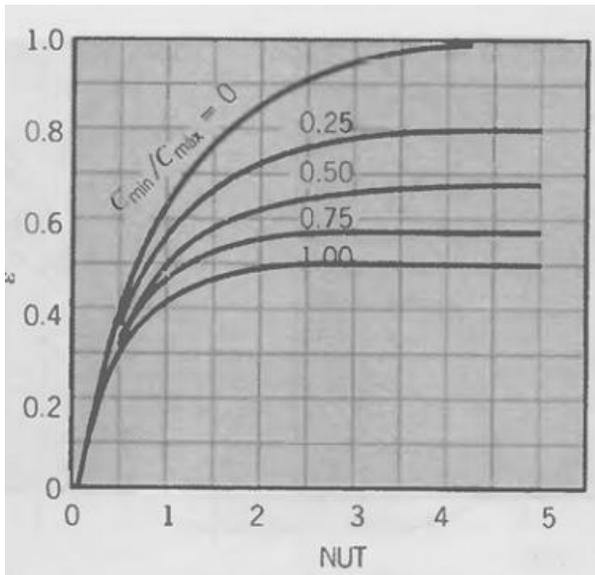


Figura 2.5 Valores de la eficiencia del intercambiador de calor

$$\varepsilon = 0.63$$

La carga térmica máxima (Q_{\max}) se calcula por la siguiente expresión (Incropera, 1999, pág. 605)

$$Q_{\max} = C_{\min} * (T_{hi} - t_{ci}) \text{ (W)} \quad (2.27)$$

Donde:

C_{\min} – es el menor valor entre la capacidad calorífica del fluido caliente y el fluido frío. (W)

T_{hi} – temperatura del fluido caliente (°C)

T_{ci} – temperatura de entrada del fluido frío (°C)

$$Q_{\max} = 3149,75 \text{ W/}^{\circ}\text{C} * (170,3^{\circ}\text{C} - 95^{\circ})$$

$$Q_{\max} = 236\ 231,25 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$$

- La carga térmica real de transferencia de calor (Q_{real}) se calcula por la siguiente expresión (Incropera, 1999, pág. 609)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$Q_{\text{real}} = \varepsilon(Q_{\text{max}})(W) \quad (2.28)$$

Donde:

ε – efectividad (adimensional)

Q_{max} – carga térmica máxima de transferencia de calor

$$Q_{\text{real}} = 0,63 * (236\ 231,25\ W)$$

$$Q_{\text{real}} = 148\ 825,68\ W$$

La temperatura de salida (t_{co}) del fuel se calcula con la siguiente expresión (Incropera, 1999, pág. 609)

$$t_{\text{co}} = t_{\text{ci}} + \frac{Q_{\text{real}}}{C_{\text{min}}} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2.29)$$

Donde:

t_{ci} – temperatura de entrada del fuel ($^\circ\text{C}$)

Q_{real} – carga térmica real de transferencia de calor (W)

$$t_{\text{co}} = 95^\circ\text{C} + \frac{148\ 825,68\ W}{3149,75\ W/^\circ\text{C}}$$

$$t_{\text{co}} = 142,24^\circ\text{C}$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.10 Datos de operación real del calentador (presión, temperatura y flujo).

Estos datos son tomados por el autor durante el funcionamiento del intercambiador de calor de fuel oíl de tubo y coraza, para verificar parámetros de presión, temperatura y flujo. Valores de temperaturas de salida del intercambiador tomados de los libros de lectura de la Central Eléctrica de Cruces. **(Anexo 8)**

Tabla 2.3 Parámetros de la planta de estación de combustible

TABLA DE PARAMETROS TOMADOS EN LA BATERIA No. 2 CENTRAL ELECTRICA DE CRUCES								
No. Muestra	Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C	Hora	Flujometro m ³	Flujo por hora m ³	Temperatura del Tk de venteo °C	Presión de vapor (bar)	Presión de vapor (Kgf/cm ²)
1	136	145	8:00	2278,69	1,53	138	7,0	8,0
			9:00	2280,22		-	-	-
2	136	147	9:00	2280,22	1,54	138	7,0	8,0
			10:00	2281,76		-	-	-
3	135	146	10:00	2281,76	1,53	138	7,0	8,0
			11:00	2283,29		-	-	-
4	134	142	11:00	2283,29	1,51	135	7,0	8,0
			12:00	2284,80		-	-	-
5	134	143	12:00	2284,80	1,5	135	7,0	8,0
			13:00	2286,30		-	-	-
6	132	144	13:00	2286,30	1,52	135	7,0	8,0
			14:00	2287,82		-	-	-
7	134	145	14:00	2287,82	1,5	137	7,0	8,0
			15:00	2289,32		-	-	-
8	135	145	15:00	2289,32	1,55	136	7,0	8,0
			16:00	2290,87		-	-	-
9	134	143	16:00	2290,87	1,52	135	7,0	8,0
			17:00	2292,39		-	-	-
10	134	144	17:00	2292,39	1,53	135	7,0	8,0
			18:00	2293,92		-	-	-
Media	134,4	144,4	-	-	1,52	136,2	7,0	8,0

Fuente: Lectura de parámetros en la batería número 2. Central eléctrica de Cruces. Cienfuegos. Abril. 2015.

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.10.1 Cálculo de la diferencia media logarítmica (Δ_{log})

- El cálculo de la diferencia media logarítmica (Δ_{log}) se realiza mediante los parámetros reales de operación

Se calcula por:

$$\Delta_{log} = \frac{\Delta T_M - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_m}{\Delta T_M} \right)} \quad (2.30)$$

Donde:

ΔT_M – es la mayor diferencia terminal de temperatura (°C)

Δt_m – es la menor diferencia terminal de temperatura (°C)

en nuestro caso

134,4 °C _____ 144,4°C

170,3°C _____ 170,3°C

$$\Delta T_M = T_V - t_1$$

Donde:

T_V – temperatura del vapor (°C)

t_1 – temperatura de entrada del fuel oíl (°C)

$$\Delta T_M = 170,3^\circ\text{C} - 134,4^\circ\text{C} = 35,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = T_V - t_2 \quad (2.31)$$

t_2 – temperatura de salida del fuel oíl (°C)

$$\Delta T_m = 170,3^\circ\text{C} - 144,4^\circ\text{C} = 25,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta_{log} = \frac{35,9 - 25,9}{\ln \left(\frac{35,9}{25,9} \right)} = 30,62$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.10.2 Cálculo del coeficiente global de servicio del calentador

- Para realizar el cálculo de coeficiente global de servicio se necesita conocer las siguientes propiedades físicas

Temperatura media del combustible fuel oíl (T_m)

$$T_m = \frac{t_s + t_e}{2} = \frac{144,4^\circ\text{C} + 134,4^\circ\text{C}}{2} = 139,4^\circ\text{C} = 283^\circ\text{F} \quad (2.32)$$

Con el valor de la temperatura media (283°F) se procedió a buscar en tabla la conductividad térmica (K), el calor específico (Cp), la gravedad específica para el cálculo de la densidad (ρ).

Propiedades físicas

Densidad (ρ) _____ 890 Kg/m^3

Calor específico (Cp) _____ $2189,69\text{J/Kg}^\circ\text{C}$

Conductividad térmica (K) _____ $0,1125 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

- **Conductividad térmica del vapor**

$$K = 0,065 \text{ BTU/h(Pie}^2\text{)}(^\circ\text{F}) * 1,73 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 0,1125 \text{ W/m}^\circ\text{C} \quad (\text{Kern, 1999, pág. 908})$$

(Anexo 9)

Donde:

t_e – temperatura de entrada del fuel oíl ($^\circ\text{C}$)

t_s – temperatura de salida del fuel oíl ($^\circ\text{C}$)

- **Formula de la carga térmica (Q) para despejar el coeficiente de servicio (Us)**

$$Q = U_s * A * \Delta_{\log} \quad (2.33)$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Despejando (U_s)

$$U_s = \frac{Q}{A * \Delta_{log}} \text{ (W/m}^2\text{°C)} \quad (2.34)$$

$$U_s = \frac{8229,58W}{8,5m^2 * 30,73} = 31,50 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Donde:

U_s – coeficiente global de servicio ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

Q – carga térmica (W)

Δ_{log} – diferencia media logarítmica (adimensional)

- Para calcular el coeficiente global de servicio se necesita tener el resultado de la carga térmica y se determina por la siguiente expresión (Q)

$$Q = G * C_p * \Delta t \text{ (W)} \quad (2.35)$$

$$Q = \frac{1353 \text{ Kg/m}^3}{3600s} * 2189,69\text{J/Kg}^\circ\text{C} * 10^\circ\text{C}$$

$$Q = 8229,58W$$

donde:

Q – carga térmica

G – caudal másico

C_p – calor específico, se determina por el grafico del calor específico de los hidrocarburos líquidos (Kern, 1999, pág. 911) (Anexo 10)

$$C_p = 0,523\text{BTU/l}_b \text{ (}^\circ\text{F)} = 2189,69\text{J/Kg}^\circ\text{C}$$

Δt – diferencia de temperatura del fluido frío

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

- Para calcular la carga térmica, se determina el caudal másico (**G**) por la siguiente expresión

$$G = Q * \rho \text{ (Kg/h)} \quad (2.36)$$

$$G = 1,52 \text{ m}^3 / \text{h} * 890 \text{ Kg/m}^3$$

$$G = 1353 \text{ Kg/h}$$

Donde:

Q – caudal volumétrico

ρ – densidad del fuel, por lo que se procedió al grafico de la gravedad específica para derivados del petróleo y se determina con la siguiente expresión (**Anexo 11**) (Kern, 1999, pág. 914)

$$\rho = g_e * 1000 = 0,89 * 1000 \text{ Kg/m}^3 = 890 \text{ Kg/m}^3 \quad (2.37)$$

Donde:

g_e – gravedad específica

2.10.3 Cálculo del factor de obstrucción del calentador para las condiciones de servicio (R_d)

- Se calcula mediante la siguiente expresión (Kern, 1999)

$$r_d = \frac{U_c - U_s}{U_c * U_s} \left[\right] r_o * \frac{d_o}{d_i} * r_i \quad (2.38)$$

$$r_d = \frac{613,06 - 31,50}{613,06 * 31,50} \left[\right] 0,0009 * \frac{10}{8} + 0,0001$$

$$r_d = 0,03014 > 0,001225$$

donde:

U_c – coeficiente global limpio ($W/m^2\text{°C}$)

U_s – coeficiente global de servicio ($W/m^2\text{°C}$)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

r_o – factor de obstrucción del fluido frío ($m^2\text{°C}/W$)

d_o – diámetro exterior del tubo (mm)

d_i – diámetro interior del tubo (mm)

r_i – factor de obstrucción del fluido caliente ($m^2\text{°C}/W$)

- **Factor de obstrucción del combustible fuel oíl y el vapor** (Byrne, 2007)

$$r_o = 0,0009 \text{ m}^2\text{°C}/W$$

$$r_i = 0.0001 \text{ m}^2\text{°C}/W$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.11 Cálculo de la caída de presión por la coraza (Chemical Engineering, 1971),
(Chemical Engineering, 1970)

- Expresión para el cálculo de la caída de presión por la carcasa (ΔP)

$$\Delta P = 4.41 * 10^{-6} * M * (W)^2 * L_s * \frac{(n_p)^3}{\rho_m * D_i * (B)^3} \text{ (Pa)} \quad (2.39)$$

Donde:

M – factor según le arreglo de los tubos (adimensional)

W – miles de (Kg/h) de fluidos por la carcasa

L_s – longitud de la carcasa (m)

n_p – número de recorrido por la carcasa

ρ_m – densidad media del fluido por la carcasa (Kg/m³)

D_i – diámetro interior de la carcasa (m)

B – distancia entre los deflectores (m)

$$\Delta P = 4.41 * 10^{-6} * 63 * (5.19)^2 \text{ Kg/h} * 1.4\text{m} * \frac{(1)^3}{911,9 \text{ Kg/m}^3 * 0.210\text{m} * (0.060)^3\text{m}}$$

$$\Delta P = 24840,24 \text{ Pa} = 0.2533 \text{ Kg/cm}^2$$

- Cálculo de la caída de presión por ventana

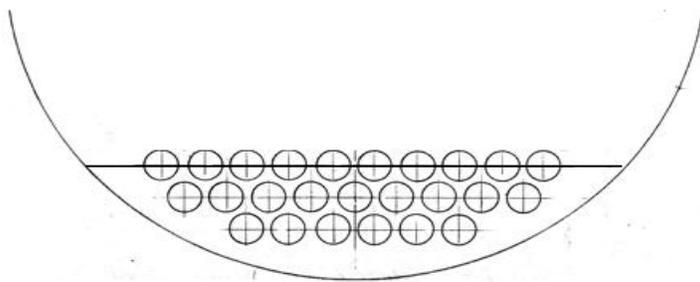


Figura 2.3 Esquema de la ventana del intercambiador de calor

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Expresión para calcular la velocidad del fluido por la ventana (ϑ)

$$\vartheta = \frac{G}{\rho_m * A_s} \text{ (m/s)} \quad (2.40)$$

Donde:

G – Caudal másico del fuel (Kg/h)

ρ_m – densidad media del fuel (Kg/m³)

A_s – área de flujo mínimo (m²)

$$\vartheta = \frac{5190 \text{ Kg/h} / 3600s}{911,9 \text{ Kg/m}^3 * 0,0025m^2}$$

$$\vartheta = 0,6323 \text{ m/s}$$

- Expresión para calcular la caída de presión por la ventana (ΔP_v)

$$\Delta P_v = \frac{\vartheta^2 * \rho_m * N_B}{2} \text{ (Pa)} \quad (2.41)$$

Donde:

ϑ – velocidad del fluido por la ventana (m/s)

ρ_m – densidad media del fluido por la carcasa (Kg/m³)

N_B – número de deflectores (adimensional)

$$\Delta P_v = \frac{(0,6323)^2 * 911,9 \text{ Kg/m}^3 * 21}{2}$$

$$\Delta P_v = 3828 \text{ Pa} = 0,039 \text{ Kgf/cm}^3$$

- Cálculo de la caída de la presión por la boquilla de entrada

Expresión para calcular la velocidad inicial del fluido entrada a la boquilla del calentador (ϑ_i)

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$\theta_i = \frac{4 * G}{\rho_1 * \pi * D_i^2} \text{ (m/s)} \quad (2.42)$$

Donde:

G – Caudal másico (Kg/h)

ρ_1 – densidad de entrada a la boquilla (Kg/m³)

D_i – diámetro interior de la boquilla de entrada (m)

$$\theta_i = \frac{4 * 5190 \text{ Kg/h}}{3600s * 930,7 \text{ Kg/m}^3 * 3,1416 * (0,041\text{m})^2}$$

$$\theta_i = 1,17 \text{ m/s}$$

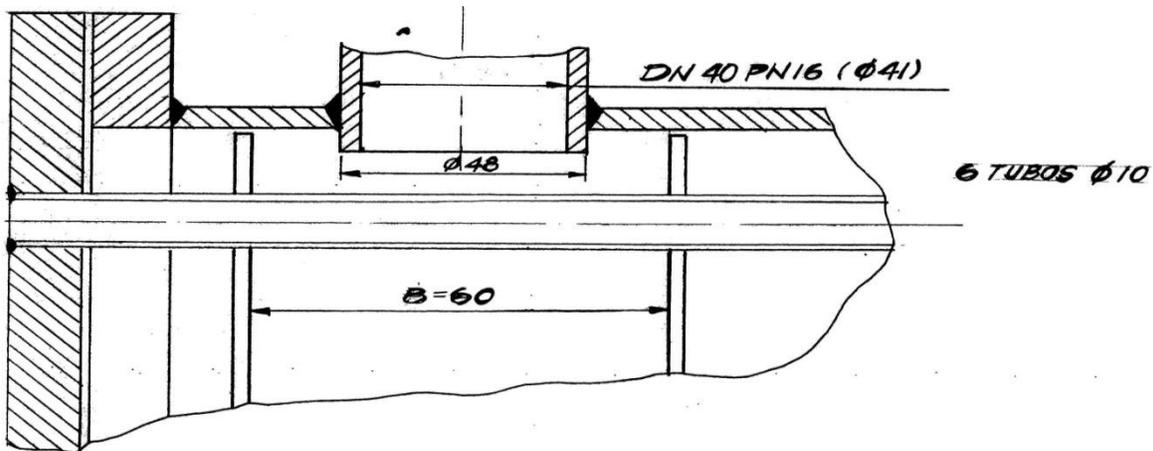


Figura 2.4 Esquema de la boquilla de entrada y salida del intercambiador

Expresión para calcular el caudal volumétrico (V)

$$V = \frac{\pi * D_i^2}{4} * \theta_i \text{ (m}^3\text{/s)} \quad (2.43)$$

Donde:

D_i – diámetro interior de la boquilla de entrada (m)

θ_i – velocidad inicial del fluido entrada a la boquilla (m/s)

π – constante

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$V = \frac{3,1416 * (0,041m)^2}{4} * 1,17 \text{ m/s}$$

$$V = 0,0015447 \text{ m}^3/\text{s} = 5,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Expresión para calcular el área libre a la entrada del haz de tubo (A_1)

$$A_1 = \frac{C'}{10^5} * n_t * \frac{B}{10^5} \text{ (m}^2\text{)} \quad (2.44)$$

Donde:

C' – espacio entre los tubos (m)

B – distancia entre los deflectores (m)

n_t – número de tubo

$$A_1 = \frac{2,5\text{mm}}{10^3} * 6 * \frac{60\text{mm}}{10^3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_1 = 0,0009 \text{ m}^2$$

- Expresión para calcular la velocidad de expansión del fluido en la primera hilera de tubo (ϑ_{op})

$$\vartheta_{op} = \frac{V}{A_1} \text{ (m/s)} \quad (2.45)$$

Donde:

V – caudal volumétrico (m^3/h)

A_1 – área libre a la entrada del haz de tubo (m^2)

$$\vartheta_{op} = \frac{0,0015447 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0009 \text{ m}^2}$$

$$\vartheta_{op} = 1,72 \text{ m/s}$$

- Expresión para calcular la caída de presión en la primera hilera de tubo (ΔP_{in})

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

$$\Delta P_{in} = \frac{\theta_{op}^2}{2} * \rho_1 \text{ (Pa)} \quad (2.45)$$

Donde:

θ_{op} – velocidad de expansión del fluido en la primera hilera de tubo (m/s)

ρ_1 – densidad de entrada a la boquilla (Kg/m³)

$$\Delta P_{in} = \frac{(1,72 \text{ m/s})^2}{2} * 930,7 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Delta P_{in} = 1376.7 \text{ Pa} = 0,014 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Expresión para calcular la caída de presión a la entrada de la boquilla del intercambiador (ΔP_{en})

$$\Delta P_{en} = 1,5 * \frac{\theta_i^2}{2 * g} * \rho * g \text{ (Pa)} \quad (2.46)$$

Donde:

θ_i – velocidad inicial del fluido entrada a la boquilla (m/s)

g – aceleración de la gravedad (m/s²)

ρ_1 – densidad de entrada a la boquilla (Kg/m³)

$$\Delta P_{en} = 1,5 * \frac{(1,17 \text{ m/s})^2}{2 * 9,8 \text{ m/s}} * 930,7 \text{ Kg/m}^3 * 9,8 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{en} = 956 \text{ Pa} = 0,097 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Expresión para calcular la caída de presión a la salida de la boquilla (ΔP_{sa})

Se utiliza el mismo resultado de la velocidad de entrada, ya que las boquillas de entrada y salida poseen las mismas medidas.

$$\Delta P_{sa} = \frac{1}{2} * \frac{\theta^2}{2 * g} * \rho * g \text{ (Pa)} \quad (2.47)$$

CAPITULO II DATOS TECNOLÓGICOS Y METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Donde:

θ_i – velocidad inicial del fluido entrada a la boquilla (m/s)

g – aceleración de la gravedad (m/s²)

ρ_2 – densidad de salida de la boquilla (Kg/m³)

$$\Delta P_{sa} = \frac{1}{2} * \frac{(1,17 \text{ m/s})^2}{2 * 9,8 \text{ m/s}} * 893 \text{ Kg/m}^3 * 9,8 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{sa} = 305,61 \text{ Pa} = 0,0031 \text{ Kgf/cm}^2$$

- **Suma de todas las caídas de presión por la carcasa mediante la siguiente expresión (ΔP_T)**

$$\Delta P_T = \Delta P + \Delta P_v + \Delta P_{in} + \Delta P_{en} + \Delta P_{sa} \text{ (Pa)} \quad (2.48)$$

Donde:

ΔP – caída de presión por la carcasa (Pa)

ΔP_v – caída de presión por la ventana (Pa)

ΔP_{in} – caída de presión en la primera hilera de tubo (Pa)

ΔP_{en} – caída de presión a la entrada de la boquilla (Pa)

ΔP_{sa} – caída de presión a la salida de la boquilla (Pa)

$$\Delta P_T = 24840,24 \text{ Pa} + 3828 \text{ Pa} + 1376,7 \text{ Pa} + 956 \text{ Pa} + 305,61 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = 31306,45 \text{ Pa} = 0,31924 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_T = 0.31306 \text{ bar}$$

En los **(Anexo 12,13 y 14)** se representaron gráficamente la estructura del haz de tubo del intercambiador donde se muestra el efecto bypass y qué medidas se toma para evitar que ocurra este fenómeno.

CAPITULO III ANALISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Resultados obtenidos

Tabla 3.1: Resultados del coeficiente global limpio y de diseño del calentador

Aspectos	Especificaciones del fabricante	Resultado de los cálculos efectuados
Coeficiente global limpio (U_c)	733,8 W/m ² °C	606 W/m ² °C
Coeficiente pelicular de transferencia de calor (h_o)	826 W/m ² °C	741 W/m ² °C
Coeficiente global de diseño (U_D)	590,53 W/m ² °C	373,54 W/m ² °C
Factor de obstrucción (r_d)	0,00033116 m ² °C/W	Requerido por la norma 0,001 m ² °C/W
Área de transferencia de calor (A)	8,5 m ²	13,4 m ²

Fuente: Trabajo investigativo. Evaluación técnico económica del intercambiador de tubo y coraza de fuel oíl. Batería número 2. Emplazamiento Cruces. Cienfuegos. 2015.

Resultado 1

El coeficiente global de transferencia de calor global limpio calculado, contrasta con el fabricante, ya que existe en este intercambiador un efecto bypass del fuel oíl entre el haz de tubo y la carcasa, que es muy grande debido a la gran holgura existente y la ausencia de bandas de sellaje. Como resultado de esto, se tiene una reducción del coeficiente pelicular de transferencia de calor, por el exterior de los tubos.

Resultado 2

En cuanto a la marcada diferencia del coeficiente global de diseño entre el calculado y el dado por el fabricante, esto se debe fundamentalmente a:

- Bajo valor del valor del coeficiente global limpio como ya se explicó anteriormente.

CONCLUSIONES

- Bajo factor de obstrucción combinado que tomó el fabricante de 0,00033116 $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ cuando debió escoger para un fuel oíl pesado y vapor condensado de 0,001 $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ para un año de operación.

Resultado 3

El resultado del área requerida de transferencia de calor de 13,4 m^2 , contra el instalado de 8,5 m^2 , se debe al coeficiente global de diseño que se correspondió tener para este equipo por las razones antes expuesta.

Resultado 4

El coeficiente global de servicio (Us) 31,50W/ m^2C , calculado para las condiciones reales de operación, nos dice que el nivel de incrustación que tiene este calentador de 0,03014 $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$, es muy superior al de diseño 0,001 $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ y esto se debe a que a este calentador no se le ha ejecutado ninguna limpieza mecánica desde hace más de dos años que lleva en operación.

Resultado 5

Mediante el método de la efectividad (NTU), con el valor del coeficiente global de diseño, se determina que la temperatura de salida del fuel oíl (tco) es de unos 142°C, lo cual coincide con el valor real que se alcanza con estos calentadores en operación desde hace varios años.

3.2 Valoración económica

La evaluación de un proyecto es el proceso de medición de su valor, que se basa en la comparación de los beneficios que genera y los costos o inversiones que requiere, desde un punto de vista determinado.

La mejor forma, de evaluar un proyecto es mostrando las ventajas económicas del mismo y proporcionando los indicadores que demuestran su viabilidad técnico económica.

Los métodos de evaluación más confiables, son aquellos que toman en consideración el valor del dinero en el tiempo, al analizar los beneficios y costos esperados durante la vida útil del equipamiento.

El valor del dinero en el tiempo significa que un determinado capital que se tiene en la actualidad, va incrementando su valor en el futuro a determinada tasa de interés fijada. Dicho de otra forma, una cantidad de dinero tiene más valor que otra a recibir en el futuro, debido a que la primera ganará cierto interés o rendimiento al ser invertida.

En la actualidad se ejecutan muchos proyectos de diploma y de curso donde los cálculos de la parte monetaria son la base para la valoración del proyecto realizado desde el punto de vista de la utilidad económica, en cada proyecto deben valorarse los índices económicos más significativos y sin ellos sería imposible hablar de las ventajas de un proyecto en general.

De igual manera en el presente trabajo se realiza un análisis económico, para el cual se tienen en cuenta los parámetros histórico del consumo específico de combustible en (g/KWh) teniendo como referencia el que establece el fabricante de (207,79 g/KWh) el cual se ha ido incrementando con el transcurso de los años (de 2013 a mayo 2015).

Después del estudio realizado al calentador el autor determina que uno de los aspectos a tener en cuenta en el sobreconsumo del combustible en los motores es que el valor de temperatura de salida real no se corresponde con los datos para el

CONCLUSIONES

cual fue diseñado (155°C) y puede afectar el proceso de combustión, estos valores se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.2 Índice de consumo específico de combustible y temperatura promedio de salida del calentador de 2011 a Mayo 2015

Consumo específico (CEF)	2011	2012	2013	2014	2015
Plan programado (g/kWh)	211,5	211,5	211,6	211,7	211,6
Consumo real (g/kWh)	210,3	208,2	212,5	213,4	213,1
Temperatura promedio de salida del calentador	135,3	137,2	138,5	139	139,4

Fuente: Registro de datos históricos. Generación distribuida. UEB Generación distribuida. Cienfuegos. 2015.

La tabla 3.2 muestra como a partir del año 2013 el indicador de consumo específico de combustible se ha deteriorado y el comportamiento de la temperatura promedio del calentador nunca ha rebasado los 140°C.

Teniendo en cuenta que el precio de la tonelada del fuel oíl en el mercado en el año 2015 tiene como promedio \$ 626,72 pesos en moneda nacional, el autor realiza la siguiente valoración.

En la Central Eléctrica de Cruces, en el año 2015 en el periodo de Enero a Mayo de un plan acumulado de 211,6 g/kWh, se obtuvo un consumo específico real acumulado es de 213,1 g/kWh, lo cual implica una diferencia de 1,5 g/kWh, esto significa en combustible fuel 54,6 toneladas para un costo total de \$ 34 218,91 pesos en moneda nacional. Por este concepto se dejó de generar al sistema eléctrico nacional de 223 020 KW.

Un aspecto importante a tener en cuenta es el costo del intercambiador en el mercado por un valor \$ 12 624.00 dólares.

CONCLUSIONES

1. La superficie de calentamiento que requiere este calentador para las condiciones de diseño es de 13,4 m² y no de 8,5 m² como fue construido. Debido a que no alcanza la temperatura de salida de diseño 155 °C.
2. El 22% de margen de área de superficie de transferencia de calor que da el fabricante corresponde con un factor de ensuciamiento muy por debajo que el requerido para el fuel oíl pesado.
3. El calentador no fue dotado de bandas de sellaje para reducir al mínimo el efecto bypass entre el exterior del haz de tubo y el diámetro interior de la carcasa del calentador, esto ocasiona una drástica reducción del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el fuel oíl por fuera de los tubos.
4. El análisis realizado del calentador puede ser una de las causa del sobreconsumo de los motores, el cual asciende a 54,6 toneladas para un costo total de \$ 34 218,91 pesos en moneda nacional. Por este concepto se dejó de generar al sistema eléctrico nacional de 223 020 KW.

RECOMENDACIONES

1. Montar en la entrada y salida de vapor al intercambiador manómetros de presión para tener control en cuanto al nivel de incrustación mediante la variación de presión.
2. Darle a conocer al departamento de adquisiciones de la Empresa Nacional los resultados de este trabajo para que lo analicen y lo tengan en cuenta cuando decidan adquirir nuevos intercambiadores.
3. Que se le realice al calentador una limpieza debido a que en 8 años de trabajo nunca se le ha efectuado ningún tipo de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍAS

2005. Libros de Instrucción. Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. División de Motores y Maquinarias. Cheonha-Dong, Dong-Gu, Ulsan, Korea. Disponible. <http://www.hhi.co.kr>. <http://as.hyundai-engine.com>.
2010. Heat Exchanger, Design Hadbok, Reprinted from hydrocarbon processing, Gul Publishing Company 1968.
- Aguilar Osorio R. Enero - Junio de 2010. Flores González R. Metodología de la Ciencia. Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación, A.C. Metodología para el diseño de un intercambiador de calor de tubo de coraza 1 Instituto Politécnico Nacional, México. raguilero@ipn.mx Ponencia presentada en el V Congreso Internacional de Metodología de la Ciencia y de la Investigación para la Educación. Ciudad de Villahermosa, Tab. México. Año 2, Volumen 2, Número 1, México.
- Almeida Barragán A.C...Armas Landázuri D.C. 2013. Diseño, construcción, y operacionalización de un intercambiador de calor tipo tubo y carcasa, destinado para el laboratorio de operaciones unitarias de la facultad de ciencias ambientales de la Universidad Internacional SEK. Tesis de Grado previo a la obtención del Título de Ingeniero Químico Industrial. Facultad de Ciencias Ambientales. Quito. Ecuador.
- Blanco González J.C. 2007. Procedimiento de operación. Sistema motor generador. Grupos Electrógenos en Batería. HYUNDAI. Descripción general. Empresa de Generación Distribuida Cruces. Emplazamiento Cruces; Cienfuegos;
- Byner C. Richard. 2007. TEMA (tubular exchanger manufacturers association, inc), Paulin Research Group.

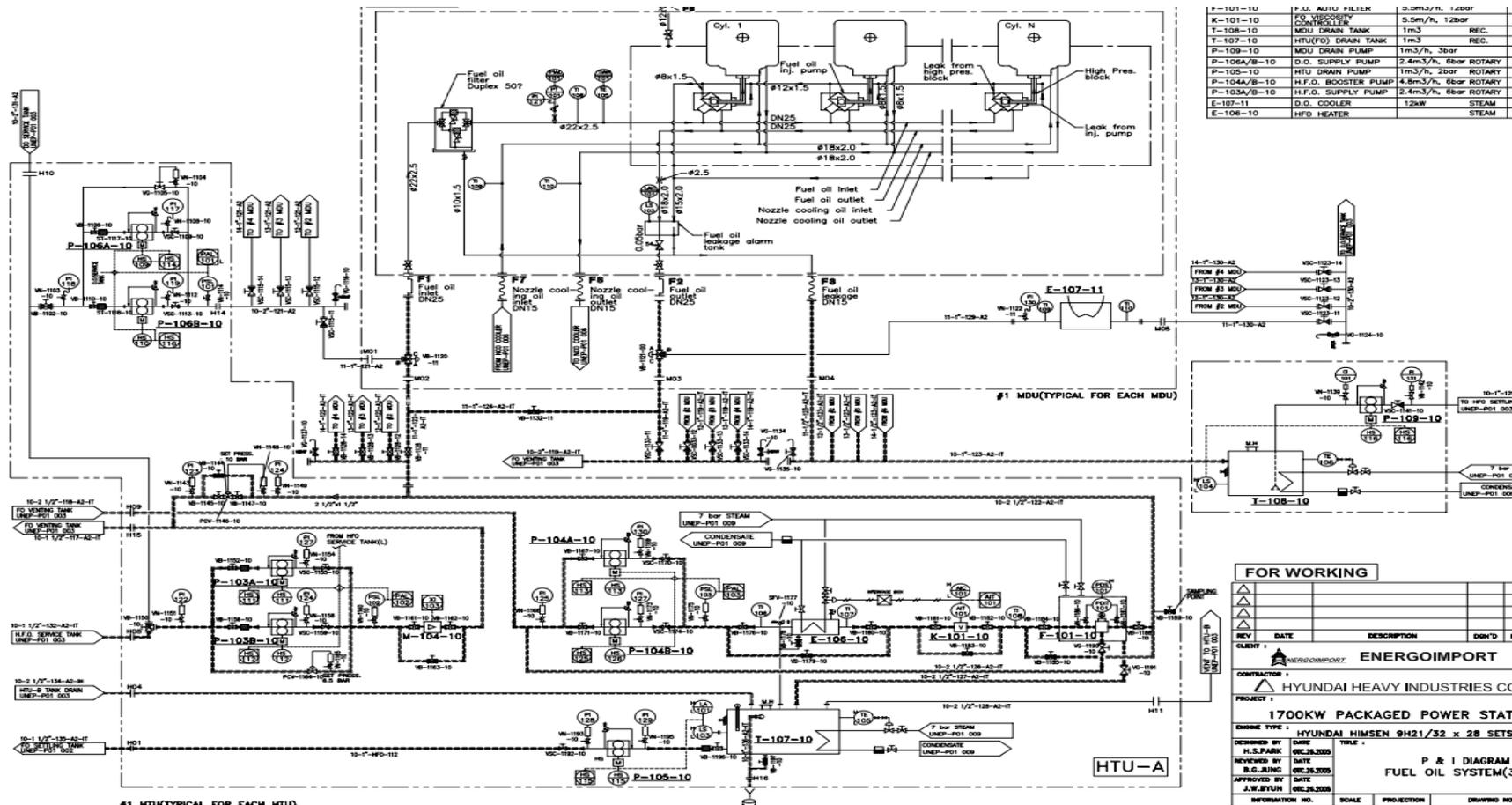
BIBLIOGRAFÍAS

- Cuadrado Mazón K. C. 2010 “Diseño, Construcción y Pruebas de un Intercambiador de Calor De Carcasa y Tubos para Laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica”. Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica. Tesis de Grado previa a la obtención del Título de Ingeniera Mecánica. Riobamba, Ecuador
- Donald Q. Kern. 1965. Procesos de transferencia de calor. 1999th ed. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México;
- Dorta Herrera S. García Barreiro R. Guerra Campaña R. Martínez Álvarez Y. Mayo de 2009. Pías Gómez A. Denis Aspillaga M..Manual de gestión. Generación Distribuida de Electricidad en Cuba. Producido por: Generación Distribuida de Electricidad Cubana (GDECU). Editado por: Ing. Silvio Dorta Herrera. No. de Edición.
- Frank P. Incropera, David P. 1999. Dewitt. Introduction to Heat Transfer. Cuarta edición.
- J. P. Holman. 1999. Transferencia de Calor. 8th ed. España: Concepción Fernández Madrid Compuesto e impreso en Fernández Ciudad, S. L.;
- Jaramillo O. A. Noviembre 20, 2007. Intercambiadores de calor, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México,
- Schmidt F. Paul, 1985. Fuel Oil Manual, Fourth Edition, First Printing, Industrial Press Inc, New York.

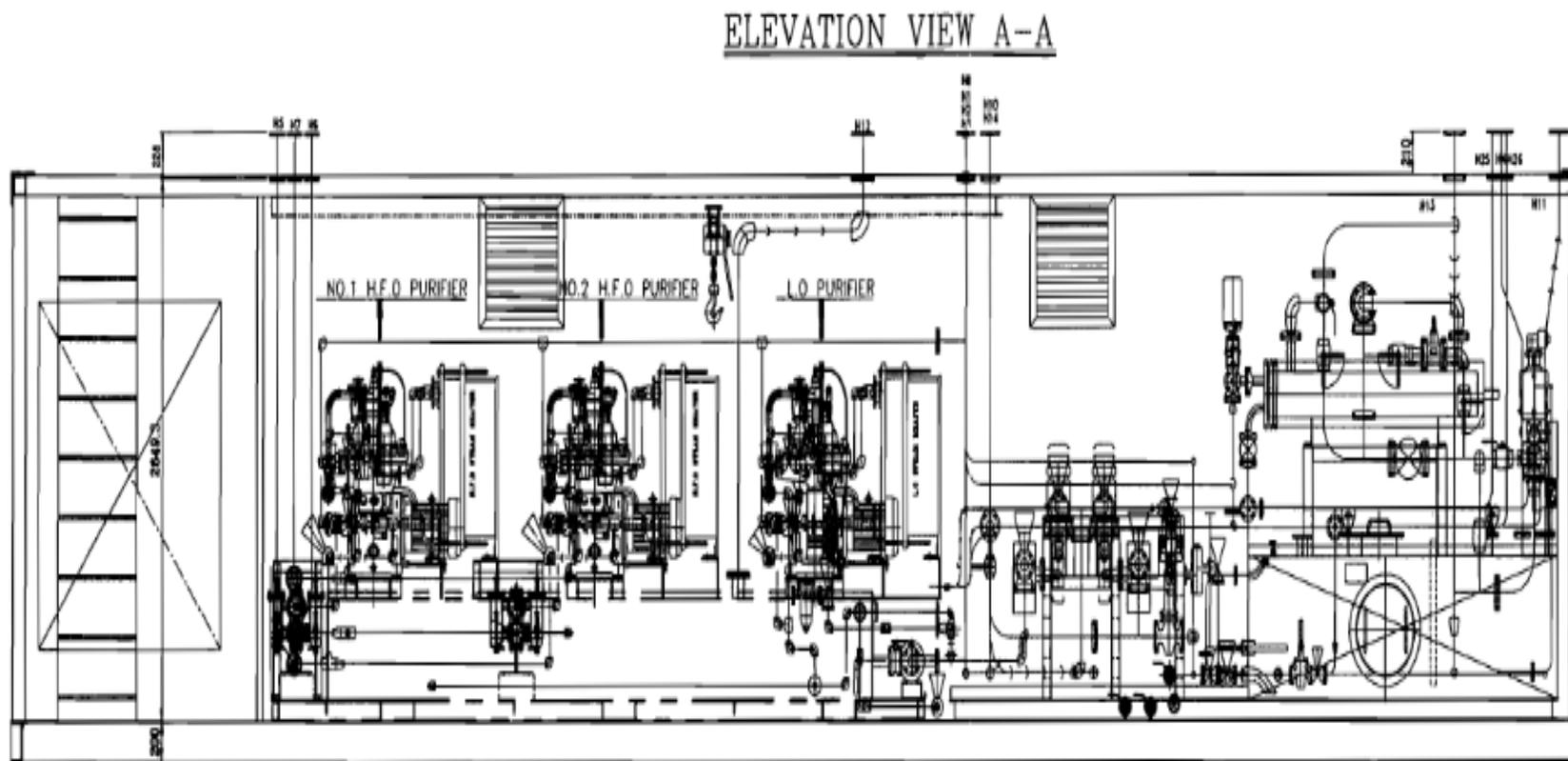
ANEXOS

ANEXO 1 Esquema de flujo del sistema de combustible fuel oil según Manual de operación y mantenimiento.

Volumen 5. HYUNDAI. 2005. EMGEF.



ANEXO 2 Ubicación del calentador de fuel oíl según Manual de operación y mantenimiento. Volumen 5. HYUNDAI. 2005. EMGEF.



ANEXO 3 Grafica del factor de transferencia con has de tubo con los deflectores segmentados.

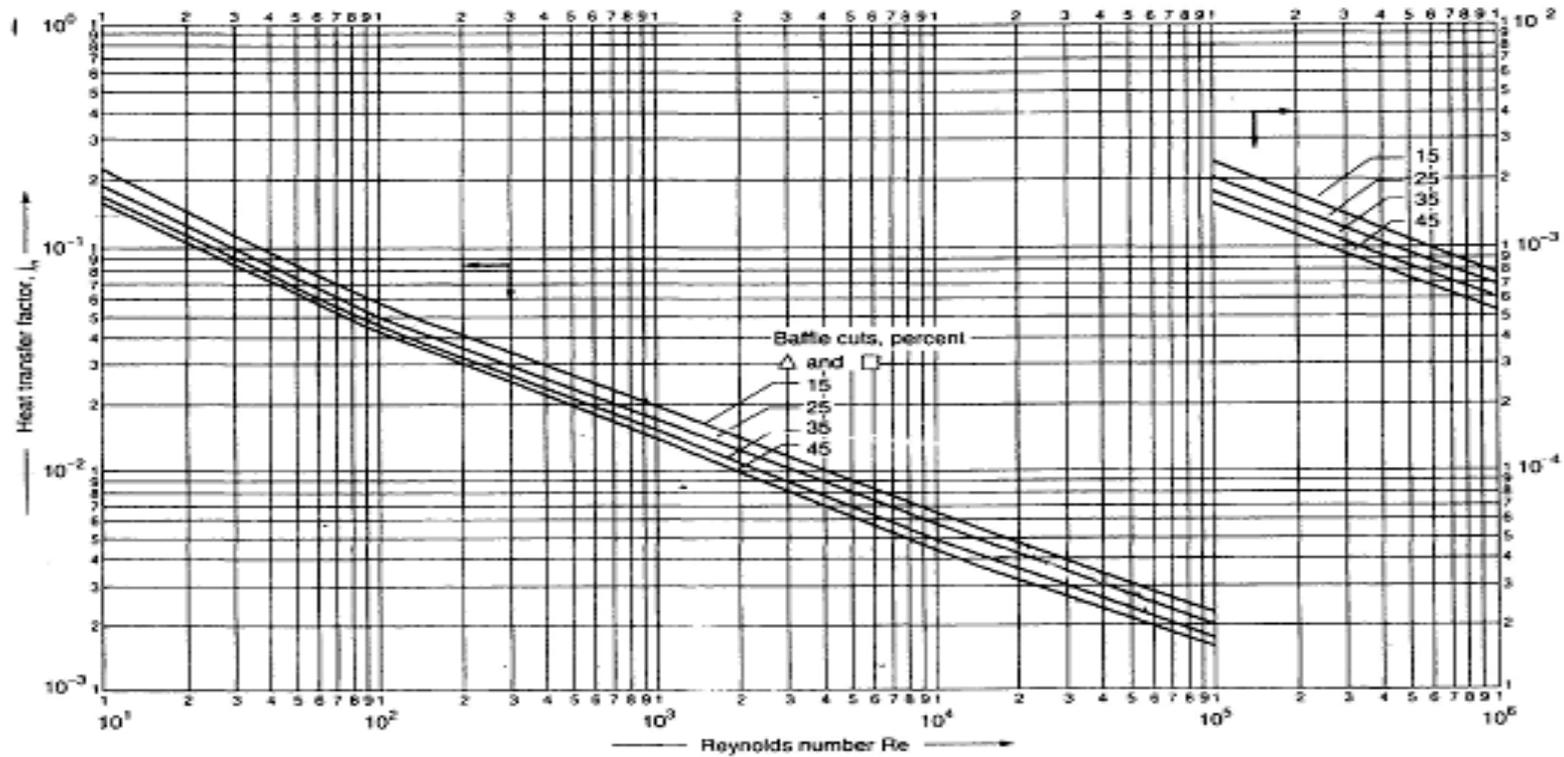


Figure 12.29. Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

ANEXO 4 Valores de los coeficientes J.

COEFICIENTES J PARA BAFFLES CORTADOS AL 25%

$$10 < Re \leq 100 \quad J = 0,6503 Re^{-0,5549}$$

$$100 < Re \leq 1000 \quad J = 0,4411 Re^{-0,4726}$$

$$1000 < Re \leq 10000 \quad J = 0,4368 Re^{-0,4691}$$

$$10000 < Re \leq 100000 \quad J = 0,4040 Re^{-0,4595}$$

COEFICIENTES J_H (Fig 28 KERN)

$$10 < Re \leq 70 \quad J_H = 0,6492 Re^{0,4328}$$

$$70 < Re \leq 300 \quad J_H = 0,5481 Re^{0,49}$$

$$300 < Re \leq 2000 \quad J_H = 0,4852 Re^{0,51048}$$

$$2000 < Re \leq 10000 \quad J_H = 0,4069 Re^{0,5328}$$

$$10000 < Re \leq 40000 \quad J_H = 0,3645 Re^{0,54515}$$

$$40000 < Re \leq 100000 \quad J_H = 0,3568 Re^{0,5476}$$

ANEXO 5 Tabla de conductividad termica de los metales.

GENERAL INFORMATION

SECTION 9

TABLE D-12 M
THERMAL CONDUCTIVITY OF METALS

MATERIAL	TEMP. DEG C		W/W DEG. C															
	21.1	37.8	93.3	148.9	204.4	260.0	315.6	371.1	426.7	482.2	537.8	593.3	648.9	704.4	760.0	815.6		
CARBON STEEL	51.9	51.7	50.5	49.2	47.8	45.0	44.3	42.6	40.7	38.9	37.0	35.0	32.9	30.5	28.0	27.0		
C-1/2 MOXLY STEEL	42.9	43.3	43.6	43.4	42.9	42.1	41.0	39.6	38.4	37.0	35.3	33.7	31.8	29.9	26.5	26.0		
1 CR-1/2 MO & 1-1/4 CR-1/2 MO	36.9	37.2	37.9	38.1	37.9	37.6	36.9	36.0	35.0	34.1	33.1	32.0	30.6	28.6	26.0	25.6		
1-1/4 CR-7 MO	36.2	36.3	36.9	37.2	37.2	37.0	36.5	35.4	35.0	34.1	33.1	32.0	31.2	29.8	27.0	26.5		
3 CR-1/2 NO	29.2	29.9	31.3	32.4	33.1	33.2	33.2	32.3	31.4	30.5	29.5	28.5	27.4	26.1	27.7	27.3		
7 CR-1/2 MO	24.4	24.9	25.5	27.7	28.6	29.2	29.6	29.8	29.9	29.8	29.6	29.1	28.1	26.0	27.0	26.4		
3 CR-1 MO	22.2	22.7	24.2	25.4	26.3	27.0	27.5	27.7	27.9	27.9	27.9	27.7	27.3	27.0	26.3	26.0		
5-1/2 NICKEL	39.6	40.2	41.2	41.7	41.4	40.5	39.6	38.6	37.4	36.1	34.6	33.2	31.5	29.2	26.8	24.5		
12 CR & 1.3 CR	26.3	26.5	26.8	27.0	27.3	27.3	27.3	27.5	27.5	27.5	27.3	27.0	26.1	24.1	26.0	24.1		
15 CR	24.6	24.6	24.9	25.1	25.3	25.4	25.4	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6		
17 CR	21.8	22.0	22.2	22.5	22.7	22.8	22.8	23.2	23.4	23.5	23.7	23.9	24.1	24.4	24.7	24.1		
17-19 CR (TP 439)			24.2															
TP 304 STN STL	14.9	15.1	16.1	17.0	18.0	18.9	19.6	20.4	21.1	21.8	22.8	23.5	24.2	25.1	25.8	26.5		
TP 316 & 317 STN STL	13.3	13.7	14.5	15.6	16.4	17.3	18.2	19.0	19.9	20.6	21.5	22.3	23.0	23.7	24.6	24.3		
TP 321 & 347 STN STL	14.0	14.5	15.2	16.3	17.1	18.0	18.9	19.7	20.6	21.3	22.2	23.0	23.7	24.4	25.3	26.0		
TP 310 STN STL	12.6	13.0	13.8	14.9	15.7	16.6	17.5	18.4	19.2	20.1	20.9	21.8	22.7	23.5	24.4	24.1		
2205 (S31803)	13.8	14.7	15.6	16.4	17.3	18.2	19.0	19.9	20.8									
3RE60 (S31500)	14.5	14.7	15.6	16.3	17.0	17.7	18.3	19.0	19.6									
NICKEL 200			67.2	64.4	61.3	59.0	56.2	53.0	56.2	57.3	58.5							
NI-CU (N04400)	21.8	22.3	24.1	26.0	27.9	29.4	31.0	32.7	34.3	36.2	38.1							
NI-CR-Fe (N06600)	14.9	15.1	15.7	16.6	17.5	18.4	19.2	20.1	20.9	21.8	22.8	23.9	24.7	25.6	26.8	27.7		
NI-Fe-CR (N06020)	11.8	11.8	12.6	13.8	14.9	15.7	16.6	17.5	18.4	19.2	20.1	20.9	22.0	22.8	23.9	25.1		
NI-Fe-CR-MO-CU (N08825)			12.3	13.2	14.0	14.9	15.7	16.6	17.3	18.0	18.9	19.7	20.4	21.9	22.3	24.5		
NI-MO ALLOY B		10.6	11.1	11.8	12.1	12.8	13.1	14.2	15.1	16.1	17.2	18.5						
NI-MO-CR ALLOY C-276 (N10275)		10.2	11.1	12.1	13.0	14.0	15.1	15.9	17.0	18.0	19.0	19.9	20.9					
ALUMINUM ALLOY 3003	177.1	77.9	180.3	182.1	183.6													
ALUMINUM ALLOY 6061	186.3	87.7	171.3	174.1	178.4													
TITANIUM (GRADES 1,2,3 & 7)	22.0	21.6	20.8	19.9	19.9	19.4	19.4	19.4	19.6	19.6	19.7	20.1						
ADMIRALTY			121.1	123.8	130.7	145.4	54.0											
NAVY BRASS			122.9	128.1	133.3	138.5	43.6											
COPPER			388.4	384.4	387.7	387.7	389.9											
90-10 CU-NI			51.9	53.7	53.8	54.0	72.7	81.3	88.8	88.3	91.7							
70-30 CU-NI (C71500)			31.2	32.3	36.9	39.8	43.3	46.7	51.9	57.1	64.0							
7 MO (S32900)		15.2	16.1	17.0	17.8	18.7	19.6											
7 MO PLUS (S32950)		14.9	16.3	17.7	19.2	20.4	22.4											
WUJZ			122.9															
ZIRCONIUM			20.8															
CR-W ALLOY X-27			8.6															
CR-NI-Fe-MO-CU-CB (ALLOY 20C)			8.1															
NI-CR-MO-CB (ALLOY 625)	9.9	10.0	10.0	11.8	12.5	13.3	14.2	14.9	15.7	16.6	17.5	18.3	19.0	19.5	20.8	21.8		
AL 4-2	15.2																	
SEA-CURE	16.3	16.6	17.8	18.9	20.1	21.1	22.3	23.7										
AL-6XN (N06367)			11.7															

REFERENCES:

ASME SECTION II, D, 1998 EDITION
 HUNTINGTON ALLOY, INC. BULLETIN#15M1-76T-42
 A.I.M.E. TECH. PUBLICATIONS NOS 291, 380 & 648
 ALLEGHENY LUOLUM STEEL CORP.
 TELEDYNE WAH CHANG ALBANY
 TRANS. A.S.S.T. VOL. 21. PAGES 1061-1078
 BABCOX & WILCOX co.

AMERICAN BRASS CO.
 TRENT TUBE
 AIRCO, INC.
 CABOT-STELLITE
 CARPENTER TECHNOLOGY
 INTERNATIONAL NICKEL CO.
 SANDVIK TUBE

ANEXO 6 Tabla de de los coeficientes de obstrucción del fue oil.

SECTION 10 RECOMMENDED GOOD PRACTICE

Fouling Resistances For Industrial Fluids

Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

ANEXO 7 Tabla de de los coeficientes de obstrucción del vapor.

SECTION 10 RECOMMENDED GOOD PRACTICE

Fouling Resistances For Chemical Processing Streams

Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquefied Petroleum Gases	0.001-0.002

ANEXO 8 Valores de temperatura de salida del intercambiador. Año 2011.

Temperaturas de salida (°C) del intercambiador en el año 2011			
Marzo	Abril	Julio	Octubre
135	138	136	129
136	138	135	129
137	137	136	128
136	138	133	130
137	138	134	128
136	137	135	131
138	135	137	130
137	138	138	131
136	138	139	130
137	135	136	133
137	136	139	134
138	136	138	130
137	134	135	129
137	137	136	130
139	137	137	131
Media del Año 2011	135,03		

Fuente: Documentos de toma de lectura. Central Eléctrica de Cruces. Cienfuegos. 2011.

ANEXO 9 Tabla de conductividad termica del vapor.

908

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

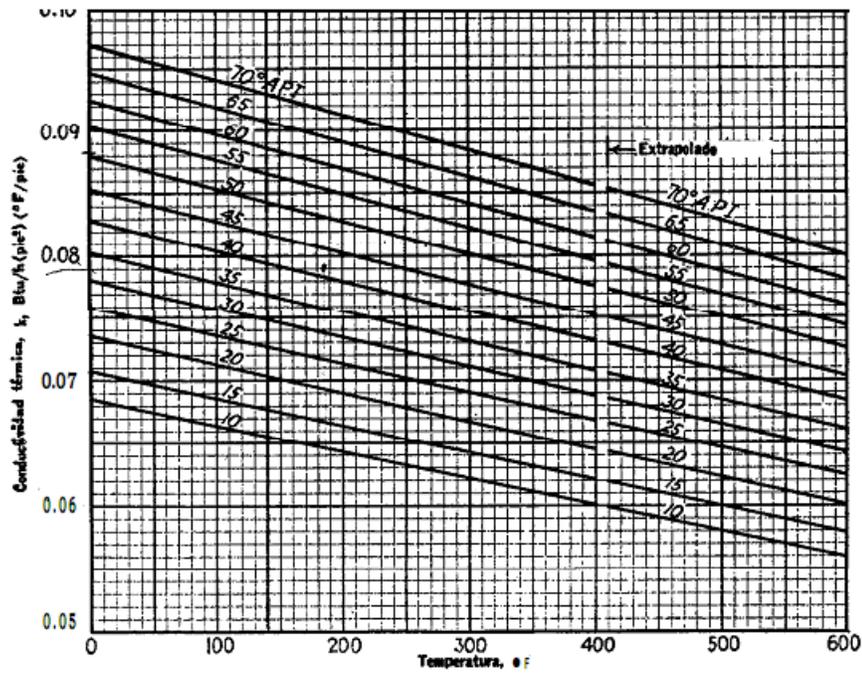


FIG. 1. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos. (Adaptado del *Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97*)

ANEXO 10 Grafica de calor especifico de los hidrocarburos.

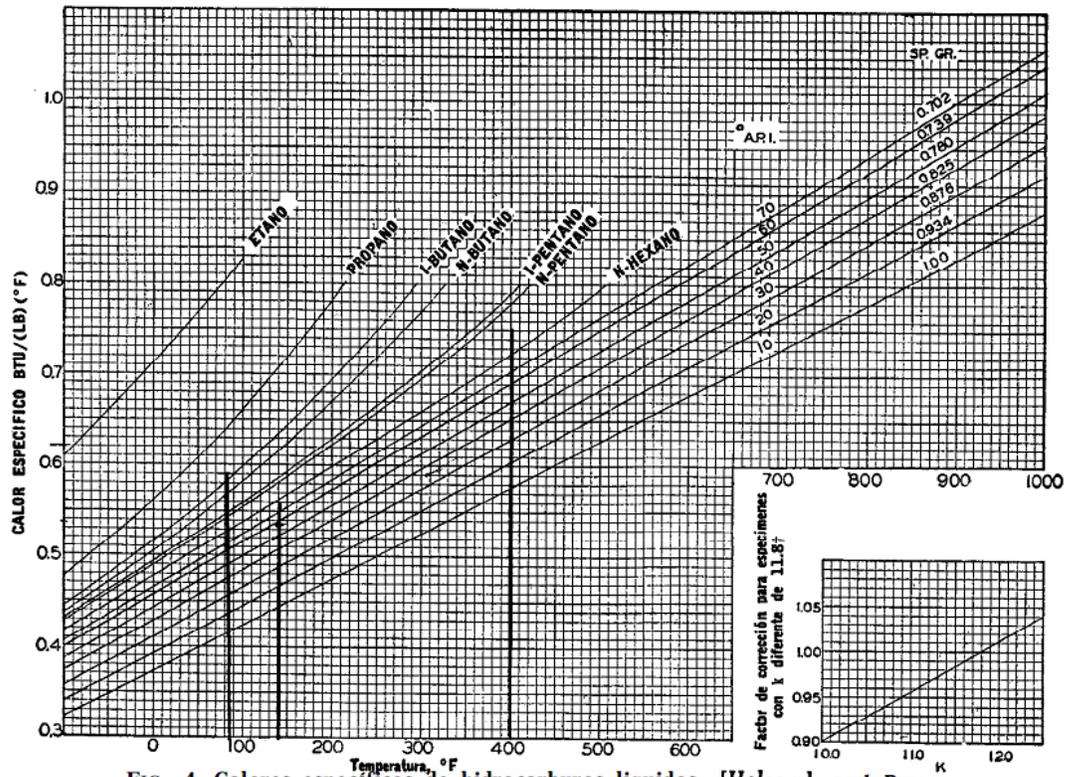


FIG. 4. Calores específicos de hidrocarburos líquidos. [Holcomb and Brown, *Ind. Eng. Chem.* 34, 505 (1942)]

† K = Factor de caracterización

ANEXO 11 Grafico de la grvedad especifica hidrocarburos.

914

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

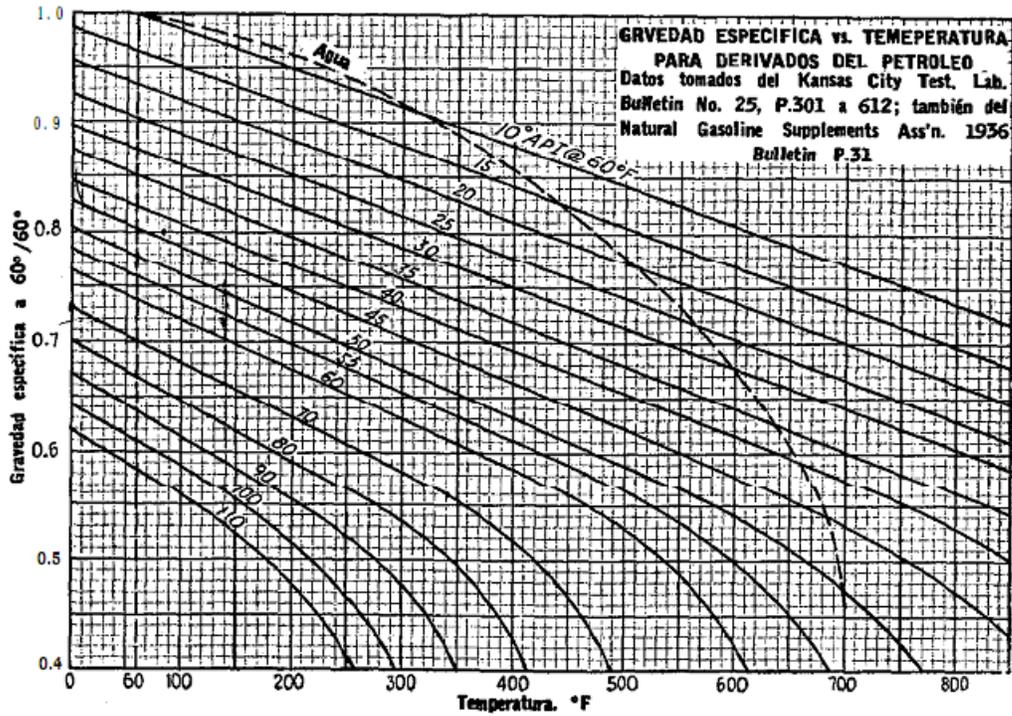
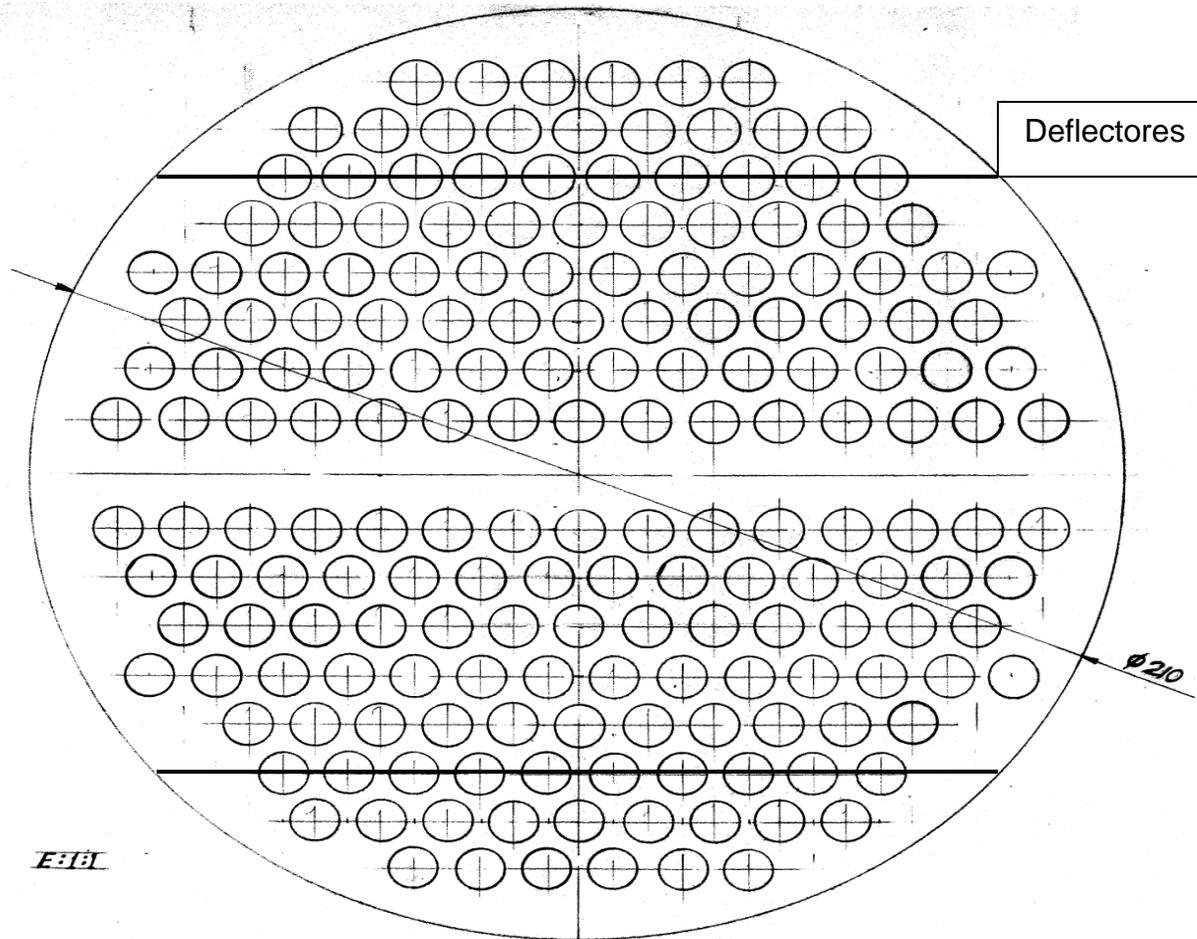
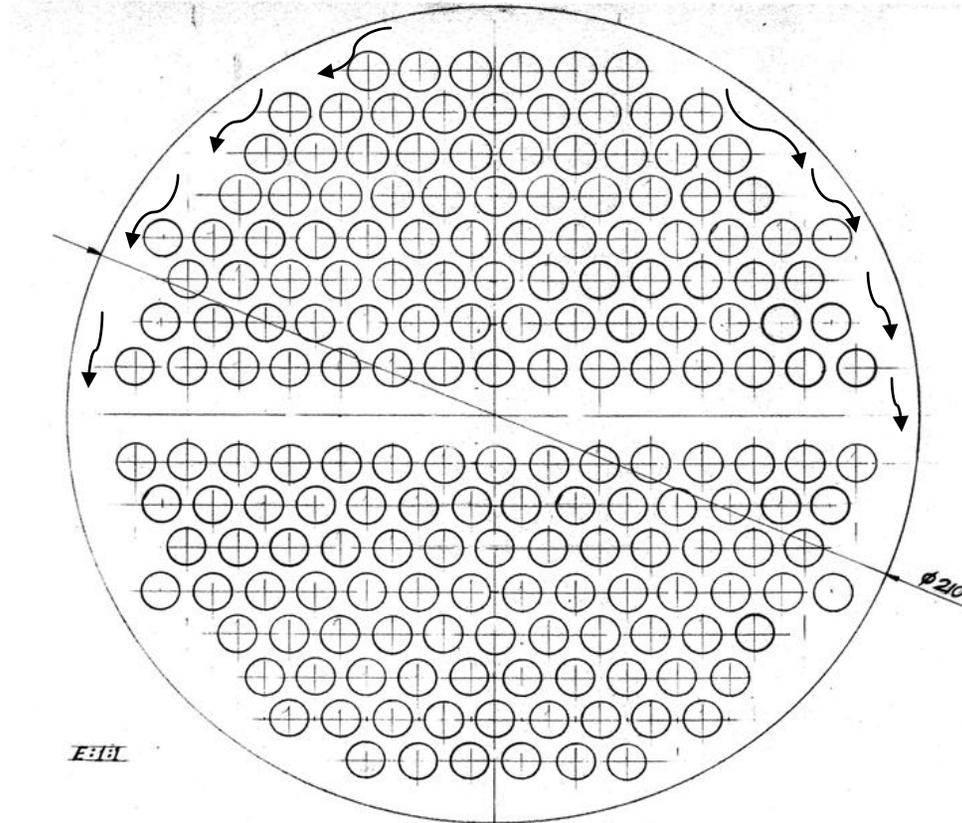


FIG. 6. Gravedades especificas de hidrocarburos

ANEXO 12 Representación grafica del haz de tubo del calentador.



ANEXO 13 Representación gráfica del efecto bypass.



ANEXO 14 Representación gráfica del montaje de las bandas de sellaje.

