



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO

Diseño y modelamiento de un intercambiador de calor tubo y carcasa bajo la normativa
TEMA y ASME

AUTORES

Fredy Gómez Daza – 1096223607
Pedro Antonio López Rico – 1096214313
Eliecer Villalobos Pérez - 1096223607

**UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIAS
INGENIERIA ELECTROMECHANICA
BARRANCABERMEJA
2017**



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO

Diseño y modelamiento de un intercambiador de calor tubo y carcasa bajo la normativa
TEMA y ASME

AUTORES

Fredy Gómez Daza – 1096223607
Pedro Antonio López Rico – 1096214313
Eliecer Villalobos Pérez - 1096223607

**Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO ELECTROMECHANICO**

DIRECTOR

Msc. Leidys Marleyn Rodríguez Castro

**GRUPO DE INVESTIGACION EN CIENCIAS SOCIALES, CIENCIAS NATURALES E
INGENIERIA – DIANOIA**

**UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIAS
INGENIERIA ELECTROMECHANICA
BARRANCABERMEJA
2017**

Nota de Aceptación


Firma del jurado

Firma del Jurado

DEDICATORIA

A Dios

A mis padres

A mis hermanos

A mi familia

A mis maestros

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por permitirnos lograr una meta más en nuestras vidas, a nuestros padres por su apoyo y comprensión incondicional en cada etapa de nuestra vida y finalmente a todos los profesores que nos formaron académicamente a lo largo de nuestra carrera permitiendo culminar de manera exitosa este proceso.

Un agradecimiento especial para nuestra directora de proyecto Leidys Marleyn Rodríguez Castro y el profesor Edwin Davian Quiñonez, por su apoyo y colaboración durante la realización de esta investigación y a lo largo de nuestra carrera.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN EJECUTIVO.....	10
INTRODUCCIÓN.....	11
1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN	13
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	13
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	15
1.3. OBJETIVOS.....	16
1.3.1. OBJETIVO GENERAL	16
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES	17
2. MARCOS REFERENCIALES	22
2.1. MARCO TEORICO.....	22
2.1.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR	22
2.1.2. DISEÑO TÉRMICO.....	29
2.1.3. DISEÑO HIDRÁULICO	37
2.1.4. DISEÑO MECÁNICO	40
2.2. MARCO CONCEPTUAL	44
2.3. MARCO LEGAL.....	46
2.3.1. NORMAS ASME	46
2.3.2. NORMAS TEMA	49
2.4. MARCO AMBIENTAL.....	51
2.4.1. MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA. REGLAMENTO TÉCNICO DE CALDERAS Y RECIPIENTES DE CALOR. RESOLUCIÓN 2014.	51
3. DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO	53
3.1. METODOLOGIA	53
3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	57
3.2.1. SELECCIÓN DE LOS MATERIALES	57
3.2.2. PARÁMETROS INICIALES.....	59
3.2.3. SUMINISTRO DE LOS FLUIDOS	61
3.2.4. DISEÑO TÉRMICO.....	63
3.2.5. DISEÑO HIDRAULICO	69
3.2.6. DISEÑO MECANICO.....	72
3.2.7. MODELAMIENTO.....	77
4. RESULTADOS	79
4.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	79

4.2.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	81
4.2.1.	COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS.....	82
4.3.	PLANOS DEL INTERCAMBIADOR	83
4.4.	COSTO ESTIMADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	86
5.	<u>CONCLUSIONES</u>	88
6.	<u>RECOMENDACIONES</u>	90
7.	<u>REFERENCIAS</u>	91
8.	<u>ANEXOS.....</u>	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Principales componentes de un intercambiador de tubos y carcasa.....	23
Figura 2. Clases de arreglos en placa deflectora.	25
Figura 3. Intercambiador de calor de flujo paralelo.	28
Figura 4. Intercambiador de calor de flujo contracorriente	29
Figura 5. Nomenclatura TEMA para intercambiadores de calor.....	50
Figura 6. Diagrama para el dimensionamiento del intercambiador de calor.....	56
Figura 7. Dimensiones brida ANSI 600 lb. RF-SO	75
Figura 8. Cambios en la temperatura del fluido a lo largo del intercambiador	83
Figura 9. Plano general del intercambiador de calor	84
Figura 10. Arreglo de tubos.....	85

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de los intercambiadores de calor.....	22
Tabla 2. Características del posible material de la tubería.....	58
Tabla 3. Características físicas de la tubería seleccionada.....	58
Tabla 4. Características del posible material de la carcasa.....	59
Tabla 5. Parámetros iniciales para el desarrollo del diseño.....	59
Tabla 6. Normas y esfuerzos mínimos de los componentes del intercambiador de calor.....	73
Tabla 7. Datos de entrada para el modelamiento del diseño.....	78
Tabla 8. Resumen diseño térmico.....	79
Tabla 9. Resumen diseño hidráulico.....	80
Tabla 10. Resumen diseño mecánico.....	80
Tabla 11. Resultados modelamiento en ASPEN HYSYS.....	80
Tabla 12. Error relativo de los cálculos teóricos vs modelamiento.....	81
Tabla 13. Costo estimado de los materiales.....	86
Tabla 14. Costo estimado de la mano de obra.....	86
Tabla 15. Costos varios.....	86
Tabla 16. Costo estimado software y papelería.....	87
Tabla 17. Costo estimado total.....	87

RESUMEN EJECUTIVO

El desarrollo de este proyecto de investigación tiene como finalidad proporcionar el diseño de un intercambiador de calor de tubos y carcasa a las Unidades Tecnológicas de Santander regional Barrancabermeja, con el fin de satisfacer las actuales necesidades en la realización de trabajos prácticos de los estudiantes de ingeniería electromecánica, mediante la posible construcción del intercambiador de calor por parte de los estudiantes de operación y mantenimiento electromecánico. Esta investigación se convierte en un aporte para el área de investigación de la institución.

En este documento se presenta detalladamente la metodología requerida para el diseño y modelamiento de un intercambiador de calor de tubos y carcasa, con agua y vapor como fluidos de trabajo, teniendo en cuenta las especificaciones establecidas por las normas internacionales TEMA y ASME, en busca de cumplir con los estándares legales y ambientales. De igual forma, se detallan cada uno de los resultados esperados mediante la realización de la presente investigación y se realiza un análisis completo de los resultados obtenidos.

PALABRAS CLAVE: TEMA, ASME, conducción, convección, flujo laminar, flujo turbulento.

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son equipos capaces de realizar la transferencia de calor entre dos fluidos a diferente temperatura, su importancia radica en la necesidad que tienen diferentes industrias de transferir el calor de un lugar a otro con el fin de llevar a cabo un determinado proceso o reducir las fallas en los componentes de un sistema. Existen muchos tipos de intercambiadores de calor en diferentes diseños, con el fin de proporcionar uno para cada necesidad. En la mayoría de intercambiadores de calor, los fluidos no están en contacto directo, esto quiere decir que la transferencia de calor entre los dos fluidos se da por medio de las paredes que los separan; es necesario tener claro que la transferencia de calor entre los fluidos se efectúa desde el de mayor temperatura hacia el de menor temperatura.

El primer intercambiador de tubos y carcasa fue inventado en 1852 por el ingeniero sueco John Ericsson, el cual fue utilizado en el condensador de las máquinas de vapor marinas. Su principio de funcionamiento se basaba en la termodinámica clásica del ciclo de Carnot, el cual establece que un equipo que trabaja absorbiendo calor a alta temperatura, lo cede a uno de menor temperatura, produciendo un trabajo en el exterior (Herrera, 2015). A partir de este descubrimiento, se fueron creando nuevos diseños de intercambiadores de calor cada vez más eficientes hasta llegar a convertirse en equipos de vital importancia en diferentes industrias a nivel mundial.

Actualmente, todos los elementos que integran la construcción de intercambiadores de calor tubulares, se encuentran regidos bajo la normativa TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), la cual especifica las

características mecánicas y térmicas para realizar el diseño de intercambiadores de calor a diversas condiciones de funcionamiento.

1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente los intercambiadores de calor constituyen una parte muy importante de la industria debido a la creciente necesidad de ahorrar energía. Por esta razón, es común que los profesionales en ingeniería electromecánica de las Unidades Tecnológicas de Santander, se encuentren ante labores de mantenimiento, diseño, rediseño, adecuaciones e incluso la ejecución de proyectos de ampliación o mejora relacionados a equipos de intercambio de calor o sistemas térmicos. Estas situaciones les permiten a los profesionales poner en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de toda su carrera, de igual manera permite a los empleadores evaluar las capacidades de los graduados de las Unidades Tecnológicas de Santander. Por estas razones es muy importante que a lo largo de su etapa de formación, el estudiante realice actividades en las cuales se simulen este tipo de escenarios y de esta manera estar preparados al enfrentarlos en el campo laboral.

Las Unidades Tecnológicas de Santander regional Barrancabermeja, no cuenta con equipos en los cuales poner en práctica los conocimientos adquiridos en asignaturas como termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor. Esto representa una gran falencia para la calidad de aprendizaje de los estudiantes de ingeniería electromecánica y los tecnólogos en operación y mantenimiento electromecánico, debido a que no pueden afianzar sus conocimientos teóricos mediante la realización de prácticas. De acuerdo con lo anterior, surge la siguiente interrogante ¿Cómo realizar el diseño y modelamiento de un intercambiador de calor de tubos y carcasa bajo los parámetros establecidos por las normas TEMA y ASME?

1.2. JUSTIFICACIÓN

La formación del ingeniero electromecánico requiere de un aprendizaje teórico – práctico, por esta razón en el presente trabajo se realizará el diseño y modelamiento de un intercambiador de calor de tubo y carcasa, siguiendo las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) y ASME (American Society Of Mechanical Engineers), encargadas de regir la realización de este tipo de diseños. Mediante la realización de esta investigación se pondrán en práctica cada uno de los conocimientos teóricos adquiridos en asignaturas tales como transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos. Esto a su vez será de suma importancia para los estudiantes de carreras como ingeniería Electromecánica y tecnología en operación y mantenimiento electromecánico de las Unidades Tecnológicas de Santander al permitirles afianzar sus conocimientos en el área de diseño de máquinas térmicas.

La realización del presente diseño y modelamiento también será de utilidad para los estudiantes de Tecnología en Operación y mantenimiento Electromecánico, al proveer un diseño con el fin de facilitar y evitar fallos en futuros proyectos de construcción de módulos de intercambiadores de calor de tubos y carcasa en las Unidades Tecnológicas De Santander. Esta investigación será de gran ayuda a la hora de realizar dichas construcciones, al proporcionar cada una de las variables a tener en cuenta en este tipo de montajes.

El presente trabajo también es de suma importancia para las Unidades Tecnológicas De Santander al tratarse de un gran aporte al área de investigación de transferencia de calor, así como incentivar a la población estudiantil a la realización de este tipo de investigaciones para futuras implementaciones en las instalaciones de la universidad.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un intercambiador de calor de tubo y carcasa, siguiendo las normas internacionales TEMA y ASME.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recopilar información sobre el diseño de intercambiadores de calor de tubo y carcasa, así como las normas que rigen el desarrollo de estos diseños.
- Establecer los parámetros de diseño del intercambiador de calor.
- Realizar el diseño térmico, hidráulico y mecánico del intercambiador de calor
- Modelar el intercambiador de calor en base al diseño realizado

1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES

Durante el proceso investigativo los siguientes trabajos relacionados con el diseño de intercambiadores de calor serán de gran ayuda a la hora de desarrollar la presente investigación, al ser utilizados como medio de referencia y aportar ideas referentes al tema de interés.

El diseño térmico y mecánico de un intercambiador de carcasa y tubo fue realizado por Fonseca & Riveros (2009). En esta investigación trabajaron con el intercambiador de calor de casco y tubo porque es el más común en las aplicaciones industriales en donde se demanda de manera significativa las altas temperaturas y presiones. Se utilizan para aquellos procesos que requieran enfriamiento, calentamiento o cambio de estado entre líquidos y gases, siendo equipos preparados para las más exigentes condiciones de trabajo y operación. Este tipo de intercambiadores está compuesto por una gran cantidad de tubos (a veces cientos) contenidos en un casco. Los tubos se disponen con sus ejes paralelos al eje del casco. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos mientras que el otro se mueve por fuera de estos, por el casco. Este tipo de intercambiadores se clasifican por el número de pasos por el casco y el número de pasos por el tubo.

De igual manera Cuadrado (2010). En su tesis de grado plantea el diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos. La construcción de este intercambiador de calor, donde los fluidos involucrados son vapor en el interior de los tubos y agua en la coraza está destinada a formar parte del laboratorio de térmicas en la facultad de mecánica. El diseño se ha dividido en tres fases: diseño térmico, diseño hidráulico y diseño mecánico. En el diseño térmico, se determinó el diámetro de la coraza y el diámetro, número y largo de los tubos. En el diseño hidráulico se calculó la caída de presión en el equipo.

Finalmente, en el diseño mecánico, se establecieron los espesores y materiales de cada una de las partes que conforman el Intercambiador.

Más adelante Llangari & Solís (2012) realizan el diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos, enfocando el análisis en el ámbito térmico – hidráulico, este diseño se realizó con la idea de ser implementado en la refinería de talara – Perú. Por esta razón se analizaron los procesos más comunes a realizarse en dicha refinería entre los cuales destacan: el calentamiento de crudo utilizando crudo reducido, razón por la cual se seleccionó un intercambiador de calor tipo AES. La generación de vapor utilizando MVGO (Gasóleo Mediano de Vacío), proceso que permite el cambio de fase del agua, por lo cual se seleccionó un intercambiador de calor tipo AKT.

Por otra parte, para la realización del diseño térmico se hizo uso del método LMTD (Diferencia de Temperatura Media Logarítmica), mediante la cual se logró determinar el tamaño del intercambiador de calor al permitir conocer las temperaturas de entrada/salida, así como el flujo másico del sistema (Llangari & Solis, 2012).

La validación de este diseño fue realizada por medio del software HTRI proporcionado por Industrias de Acero de los Andes. Por ultimo recomiendan tener un conocimiento previo del funcionamiento de los intercambiadores de calor, así como de las normas TEMA (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares) y ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos), antes de realizar los procesos de cálculo necesarios para la elaboración del diseño de un intercambiador de calor.

En esta misma labor de investigación y consulta se encontró el trabajo de Valverde (2014). Esta investigación consistía en el diseño de los intercambiadores de calor de tubo – carcasa pertenecientes al sistema de generación de vapor de

una central termo solar de 50MW, en el cual el fluido de trabajo sería aceite térmico. El sistema diseñado consta de 4 intercambiadores de calor correspondientes a las etapas de precalentamiento, evaporación, sobrecalentamiento y recalentamiento del circuito de la central termo solar.

En esta investigación se logró determinar que el aumento del diámetro de la carcasa en el intercambiador disminuye las velocidades transversales del paso del fluido, empeorando la transferencia de calor. De igual manera se logró determinar que el aumento del número de tubos en el intercambiador disminuye la velocidad del paso del agua de alimentación en el pre calentador, aumentando el ensuciamiento y por esto la sedimentación de impurezas (Valverde, 2014).

También se consultó la investigación de Herrera (2015). En esta investigación se realizó el diseño y modelamiento de un intercambiador de carcasa y tubos para enfriar agua (Purgue Cooler), haciendo uso de las normas internacionales ASME y TEMA, las cuales rigen la normativa de este tipo de diseños. Al finalizar la investigación se proponen una serie de recomendaciones tales como acortar la distancia de la tubería principal, cambiar de 4 pasos de tubo a 2, recortar deflectores y eliminar algunos de ellos, así como la sustitución de algunos de los materiales empleados, todo esto con el fin de mejorar la eficiencia del diseño y reducir costes de fabricación.

En el mismo año Flores (2015), realizó el diseño de un intercambiador de calor con el fin de lograr el secado de los granos de café y de igual manera reducir el costo y tiempo que toma la realización de este proceso. Para lograr esto se realizó el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de tipo gas – gas al cual se le acoplaron aletas con el fin de aumentar la transferencia de calor. Al finalizar la investigación se logró determinar que el intercambiador desarrollado

represento un beneficio económico en más del 50% razón por la cual se consideró viable su instalación.

En otra investigación Intriago (2015), tuvo como objetivo elevar la temperatura de 67 GPM de fuel N° 6 desde 80°C hasta 110°C, con el fin de disminuir la viscosidad del producto. La realización del diseño contaba con la siguiente restricción: el intercambiador de calor debía caber en un área de 8 metros de largo por 2,5 metros de ancho. Para la realización del diseño térmico se usó el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD), el cual implica un proceso iterativo.

El resultado del diseño fue un intercambiador de calor de tubo y carcasa, de un paso en la coraza y dos en los tubos tipo AEM. El fluido de calentamiento utilizado en este proyecto fue vapor saturado a 70 psi. Por último se concluyó que la elaboración de este intercambiador resulta en un 30% más económico comparándolo con equipos similares importados (Intriago, 2015).

Posteriormente Paredes & Barros (2015). Realizaron una investigación que consistía en el modelamiento matemático de un intercambiador de calor y la simulación en diferentes softwares tales como MATHLAB, SCILAB y MODELICA, con el fin de obtener las gráficas aproximadas en cada programa. Al finalizar la investigación lograron obtener un modelo matemático, teórico y experimental aproximado de un intercambiador de calor. De igual manera se logró determinar que el uso de MATHLAB/SIMULINK facilita el trabajo de diseño y prueba de sistemas dinámicos.

Se encontró la investigación de Canoura (2016). En esta investigación se realizó el diseño mecánico y térmico de un condensador de carcasa y tubos para su aplicación en una planta de producción de potencia con turbina de vapor. Este

condensador uso agua como fluido frio, con una temperatura de entrada de 22°C y con una salida de 29°C, para condensar el vapor del agua. Por otro lado la temperatura del vapor de agua suministrado fue de 46°C y a la salida del intercambiador fue de 36°C. Debido a que en el sistema de intercambio de calor no habían bajas temperaturas, todos los componentes fueron diseñados en acero inoxidable a excepción de las ménsulas, placa base y armaduras que fueron diseñadas en acero S275. De igual forma se determinó hacer uso de un condensador de cubiertas elipsoidales integradas de espejo fijo ya que no había importantes dilataciones térmicas ni presiones altas.

En el trabajo de Raó & Saroj (2016), se realizó un algoritmo con el fin de conseguir una optimización de los costos asociados al diseño de intercambiadores de calor de tubo y carcasa teniendo en cuenta algunas consideraciones con respecto al mantenimiento. El diseño del algoritmo denominado JAYA resulto muy útil a la hora de resolver problemas relacionados a la optimización de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, permitiendo un ahorro cercano al 30% de los costos totales de los métodos tradicionales de optimización. De igual manera, su implementación resulta muy sencilla y esto lo convierte en una opción muy atractiva a la hora de realizar el diseño térmico de un sistema de intercambio de calor.

Por último se encontró el artículo de Venkata & Ankit (2017) el cual define los intercambiadores de calor, como dispositivos utilizados para recuperar la energía térmica entre dos o más fluidos disponibles a diferentes temperaturas, de igual manera se realiza un comparativo de la eficiencia de los intercambiadores de calor de acuerdo con su construcción, tipo de fluido a manejar y el proceso en el cual será usado.

2. MARCOS REFERENCIALES

2.1. MARCO TEORICO

2.1.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transferencia de calor entre dos medios, los cuales pueden estar separados o en contacto. Estos dispositivos son de vital importancia en muchos sistemas encargados del acondicionamiento de aire, dispositivos de refrigeración y producción de energía. Según Llangari & Solís (2012), estos dispositivos se pueden clasificar de tres maneras:

Tabla 1. Clasificación de los intercambiadores de calor

Por su construcción:	Por su operación
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Intercambiadores de coraza y tubos ▪ Intercambiadores de calor de placa ▪ Intercambiadores de calor de paso simple 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Intercambiador de calor de flujo paralelo ▪ Intercambiador de calor de contra flujo ▪ Intercambiador de calor de flujo cruzado
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Intercambiadores de calor de múltiples pasos ▪ Intercambiadores de calor regenerador ▪ Intercambiadores de calor no regenerativos 	<p>Por su función</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Intercambiador de calor regenerativo ▪ Intercambiador de calor no regenerativo

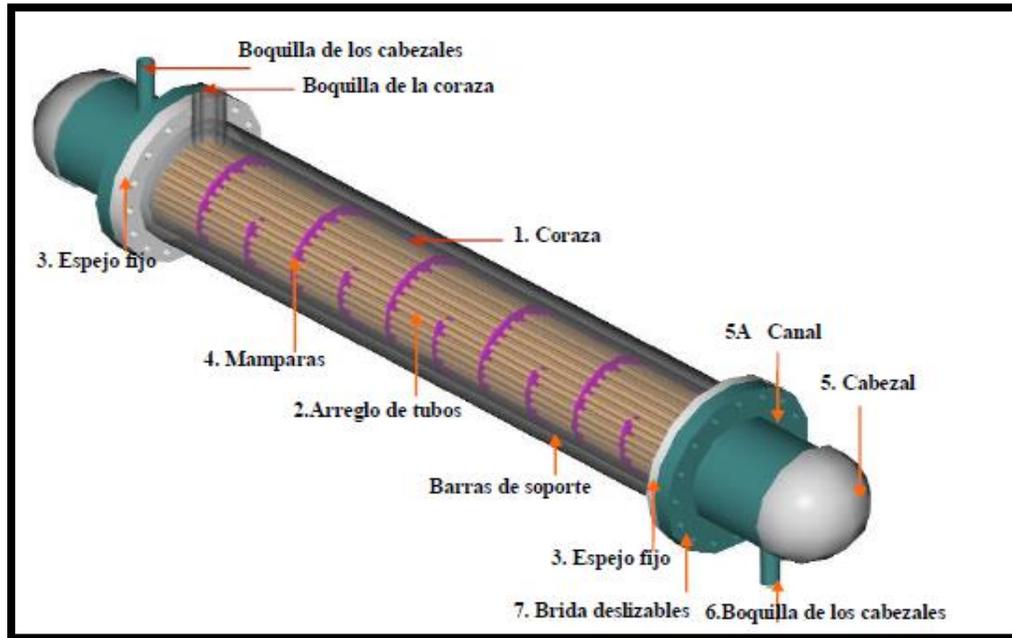
Fuente: Autores

En la presente investigación se realiza el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos de flujo contracorriente. A continuación se definen cada uno de estos conceptos:

2.1.1.1 Intercambiador de calor de carcasa y tubos

Este tipo de intercambiador de calor es el más usado en la industria y están formados por una coraza y multitud de tubos de tubos en paralelo. La transferencia de calor en este tipo de intercambiador ocurre cuando uno de los fluidos se desplaza por el interior de los tubos con una temperatura A, mientras que el otro fluido con una temperatura B se mueve por fuera de los mismos, pasando por el casco. Se clasifican por el número de veces que pasa el fluido por la coraza y los tubos. En la figura 1 se puede observar este tipo de intercambiador de calor.

Figura 1. *Principales componentes de un intercambiador de tubos y carcasa*



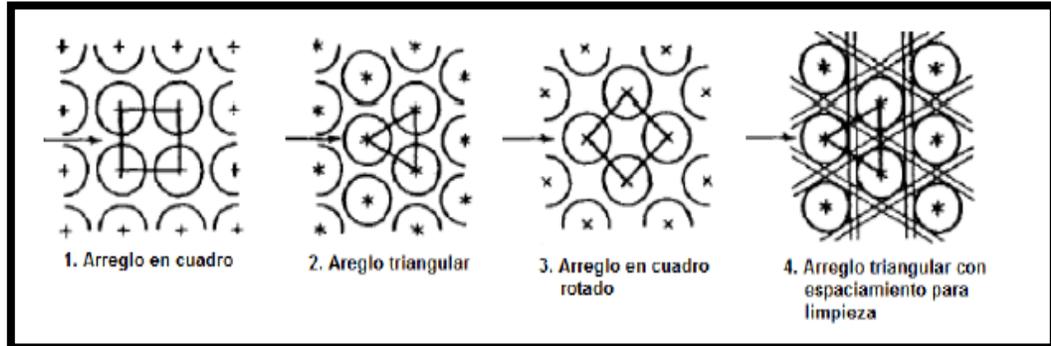
Fuente: Aguilar, Rodrigo. Metodología para el diseño de un intercambiador de tubo y carcasa.

- **Principales componentes**

Placa deflectora

La placa deflectora es la base en la cual van alojados cada uno de los tubos del intercambiador de calor, su función principal es la de producir un flujo cruzado e inducir una mezcla turbulenta en el fluido que va por la coraza, esto permite un mejor intercambio por convección. En la figura 2 se pueden identificar las diferentes distribuciones de tubería en la placa deflectora.

Figura 2. Clases de arreglos en placa deflectora.



Fuente: Burbano, Sonia. Diseño térmico y mecánico de un intercambiador de carcasa y tubos. Riobamba, 2014.

Espejos

Los espejos utilizados en intercambiadores de calor son placas planas de espesor constante, con agujeros circulares en los cuales se insertan los tubos de transferencia para ser rolados y/o soldados, con el fin de formar un sello hermético en la junta y evitar la contaminación de los fluidos.

Estos espejos cumplen tres funciones principales; la primera es la de servir como elementos divisor entre los flujos de la carcasa y los tubos, la segunda es la de servir como un elemento estructural para soportar las presiones del lado de la carcasa y los tubos, por ultimo servirá como un elemento de sujeción de los tubos. A continuación se presentan los diferentes ajustes disponibles para los espejos de un intercambiador de calor.

Ajuste cuadrado: La principal ventaja de esta configuración es permitir una mejor limpieza de los tubos, así como, permitir que haya una menor caída de presión en el lado de la carcasa. Generalmente es empleado cuando se trabaja con fluidos con un alto factor de ensuciamiento.

Ajuste cuadrado girado: Brinda las mismas ventajas que el ajuste cuadrado. Sin embargo, se usa cuando se trabaja con flujos turbulentos y la limpieza mecánica resulta crítica.

Ajuste triangular: Esta distribución permite una mayor superficie de distribución de transferencia de calor, sin embargo, si la distancia de tubo a tubo es muy pequeña, no se puede realizar la limpieza. Esta distribución generalmente se usa para fluidos de trabajo con un factor de ensuciamiento muy bajo.

- **Tubos**

Su función es la de proporcionar la superficie de transferencia de calor entre el fluido que fluye por ellos y el que se encuentra en el exterior de los mismos. Los tubos pueden estar desnudos o poseer aletas con el fin de elevar el coeficiente convectivo del fluido del exterior al proporcionar un área externa de transferencia de calor hasta 5 veces mayor. (Gonzalez, s.f)

Estos pueden ser fabricados en diversos materiales como: cobre, acero, acero inoxidable, etc. “El diámetro de la tubería debe estar dentro de las tolerancias dimensionales existentes comercialmente, ya que estos tendrán espesores de pared ya predeterminados y dados por la industria” (Burbano, 2014, pág. 26).

- **Coraza**

Las corazas de los intercambiadores de calor son construidas en acero con un espesor que varía según la presión de trabajo correspondiente. La norma TEMA establece diversos tipos de coraza para intercambiadores de calor, los cuales se

identifican con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas. “La primera letra indica el tipo de cabezal estacionario, los de tipo A representan el canal y la cubierta desmontable y los de tipo B representan el casquete, siendo estos los más comunes. La segunda letra indica el tipo de casco o coraza, la letra E representa una coraza de un paso y es la más común, la F representa la coraza de dos pasos, los de tipo G, H y J, son empleados para reducir las pérdidas de presión en la coraza, el K es utilizado en re hervidores de calderas y el de tipo U es el más económico” (Burbano, 2014, pág. 27).

- **Tapas**

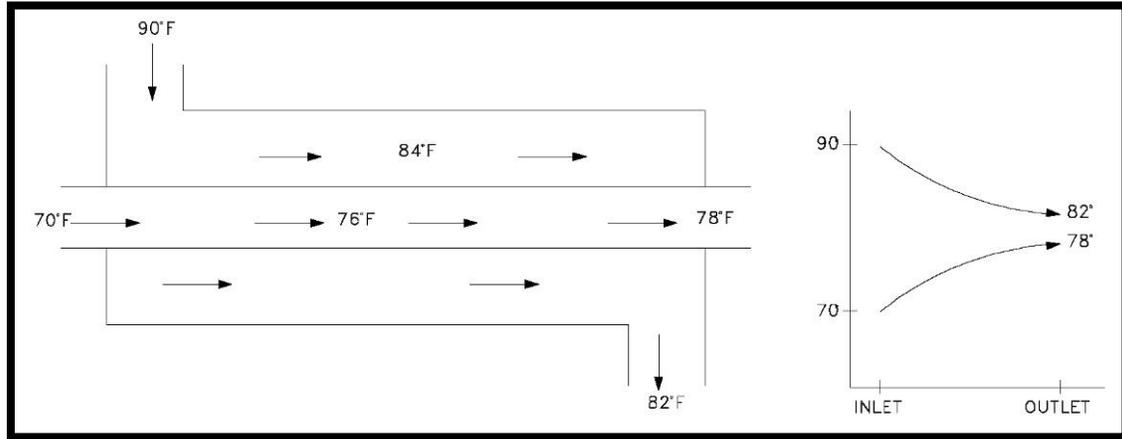
Son elementos empleados en los cabezales de entrada y salida con el fin de proporcionar el cierre de los extremos del intercambiador. Hay dos tipos de tapas (Abombadas y planas), las cuales se seleccionan teniendo en cuenta las condiciones de servicio (Burbano, 2014, pág. 28).

2.1.1.2 Tipos de flujo

- **Flujo paralelo**

Existe un flujo paralelo cuando el flujo de la carcasa y la tubería viajan en la misma dirección, tal como se evidencia en la figura 3. El calor se transfiere del fluido de mayor temperatura hacia el de menor temperatura logrando que la temperatura de los dos fluidos sea muy próxima, sin embargo, la temperatura del fluido frío jamás igualara a la del fluido caliente (Jaramillo O. , 2007, pág. 5).

Figura 3. Intercambiador de calor de flujo paralelo.

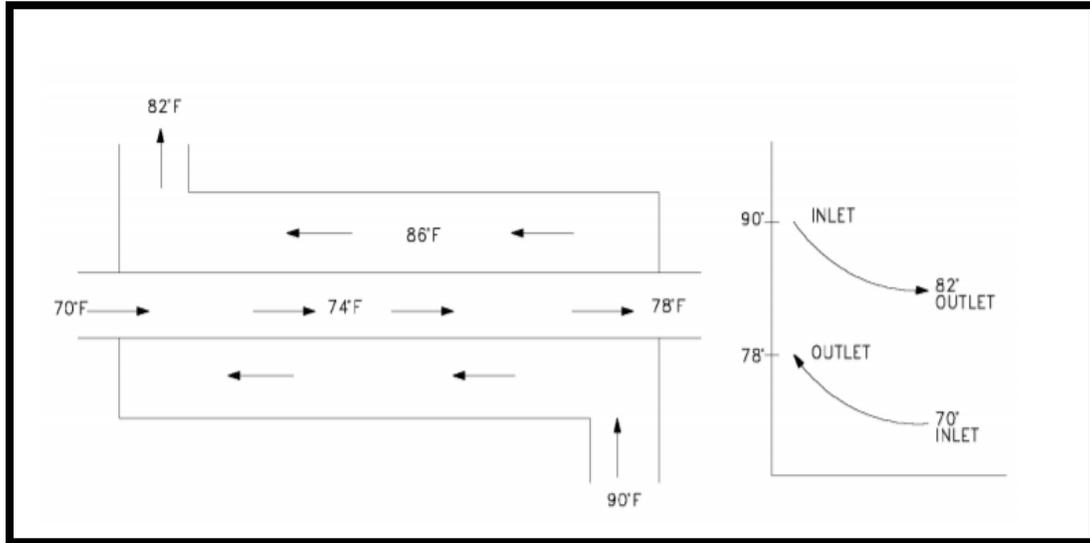


Fuente: Jaramillo, Oscar. Intercambiadores de calor, 2007.

- **Flujo a contracorriente**

El contraflujo o contracorriente se da cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto, tal como se muestra en la figura 4. A diferencia del intercambiador de calor de flujo paralelo, en este tipo de sistema la temperatura del fluido frío puede llegar a ser mayor que la del fluido caliente una vez sea realizada la transferencia de calor (Jaramillo O. , 2007, pág. 5).

Figura 4. Intercambiador de calor de flujo contracorriente



Fuente: Jaramillo, Oscar. Intercambiadores de calor, 2007.

2.1.2. DISEÑO TÉRMICO

Al realizar el diseño térmico de un intercambiador de calor se hace uso de los principios fundamentales de transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos. Burbano (2014, pág. 38), afirma que para el diseño térmico es necesario realizar el análisis termodinámico del intercambiador de calor de coraza y tubos, con esto se puede conocer la tasa de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica. Ahora para lograr determinar el área de transferencia de calor es necesario encontrar el coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos, por lo cual implica la resistencia de conducción y convección. Es aquí donde influyen muchos factores que implican características de flujo, propiedades de los fluidos, dimensiones de los conductos, entre otros que hacen de este diseño, un proceso que requiere muchas iteraciones, además de un considerable tiempo.

2.1.2.1 Recomendaciones para el diseño térmico

A la hora de realizar el diseño térmico será de gran utilidad conocer algunas recomendaciones, con el fin de realizar un correcto dimensionamiento del intercambiador de calor a diseñar. A continuación se presentan las recomendaciones realizadas por (Gonzalez, s.f) para el diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

- **Selección de la tubería**

El uso de tubería de diámetros pequeños permite obtener unidades más compactas y económicas; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse a un ritmo acelerado y debido a que son unidades compactas su limpieza resulta muy difícil por medios mecánicos. Esta situación se puede remediar haciendo uso de tubos de un diámetro mayor y amplio espaciamiento pero a su vez aumentara el costo del diseño.

En situaciones donde el coeficiente de convección en el exterior de los tubos resulta mucho menor que en el interior de los mismos, se recomienda hacer uso de tuberías aletadas; sin embargo, el costo de estos es de un 50 a 70% mayor que el de la tubería lisa. Además de esto, para poder hacer uso de tuberías aletas el factor de ensuciamiento en el lado de la coraza no debe ser mayor a $0,003 h.ft^{2\circ}f/Btu$.

Otro aspecto importante es la longitud de los tubos, se sabe que los diseños más económicos resultan ser los de tuberías de un diámetro pequeño y grandes longitudes debido a que entre más largo sea el tubo, se requiere de tubería de un menor diámetro para obtener la misma área de transferencia requerida produciendo un ahorro en las bridas de la carcasa.

- **Numero de pasos por la tubería**

Generalmente se trabaja de 2 a 8 pasos por los tubos. Si se trabaja con valores fuera de este rango la construcción se complica y el costo del intercambiador tiende a elevarse.

- **Numero de tubos**

El número de tubos que se puede alojar en una determina carcasa depende de los siguientes factores:

- El uso de cabezales flotantes puede reducir el límite exterior de los tubos.
- El número de pasos por los tubos, debido a que no se puede insertar tubería en los espacios ocupados por las particiones de los mismos.
- Factores tales como el diámetro de las boquillas, el sistema de fijación de los tubos, etc.

- **Arreglo de la tubería**

El modo en que se ordenan los tubos en el intercambiador de calor es de gran importancia, ya que se deben seleccionar un arreglo de acuerdo a las características de los fluidos del proceso. En general, el espaciado o “Pitch” de la tubería no debe ser mayor a 1,25 veces el diámetro de la misma; sin embargo, en

casos en los que se manejan fluidos muy limpios y tubos de pequeño diámetro, se puede reducir el "Pitch" a 1,20 veces el diámetro de la tubería empleada. Para obtener haces de tubos compactos, se recomienda utilizar ángulos de 30° y 60°, ya que permiten acomodar un 15% más de tubos que los demás arreglos.

El uso de arreglos cuadrados está limitado a intercambiadores de calor con un factor de ensuciamiento en el lado de la coraza superiores a $0,002 h.ft^2.°f/Btu$ o cuando se requiere realizar limpieza mecánica externa.

El arreglo de tubos para haces removibles puede ser cualquiera de los anteriormente mencionados, aunque generalmente se usa el arreglo triangular de 30°.

- **Disposición de los fluidos**

Para determinar el lugar de circulación de cada uno de los fluidos involucrados, se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones en base a las condiciones físicas de los fluidos y algunas condiciones del proceso:

- El fluido más corrosivo debe hacerse circular por el interior de la tubería, con el fin de evitar la corrosión de todo el intercambiador.
- Los fluidos con un alto factor de ensuciamiento es recomendable ubicarlos dentro de los tubos, ya que se puede modificar la velocidad de los mismos con el fin de reducir este efecto.
- Los fluidos con menor pérdida de presión admisible deben ser alojados dentro de los tubos.

- El fluido con mayor viscosidad debe ser colocado fuera de los tubos con el fin de obtener altos coeficientes de transferencia al crearse una mayor turbulencia.
- El fluido con menor flujo másico es recomendable alojarlo fuera de los tubos para que sea sometido a una mayor turbulencia y de esta manera mejorar el coeficiente global de transferencia de calor.

- **Ecuaciones empleadas**

Para realizar el diseño térmico de la presente investigación se debe hacer uso de una serie de ecuaciones, con el fin de obtener los valores necesarios para establecer si el diseño es viable. A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas para la realización del diseño térmico de la presente investigación:

Ecuación general de transferencia de calor

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad [1]$$

Temperatura media logarítmica flujo contracorriente

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln\left(\frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}\right)} \quad [2]$$

Temperatura media logarítmica flujo paralelo

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_i - t_i) - (T_o - t_o)}{\text{Ln}\left(\frac{T_i - t_i}{T_o - t_o}\right)} \quad [3]$$

Donde:

T_i = Temperatura caliente a la entrada

T_o = Temperatura caliente a la salida

t_i = Temperatura fría a la entrada

t_o = Temperatura fría a la salida

Factor de corrección

Para determinar el factor de corrección de la temperatura media logarítmica se deben calcular inicialmente algunos valores adicionales.

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad [4]$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad [5]$$

Para $R \neq 1$ el factor de corrección se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{\sqrt[2]{R^2 + 1} \text{Ln}\left(\frac{1 - R}{1 - RS}\right)}{(R - 1)\text{Ln}\left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt[2]{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt[2]{R^2 + 1})}\right)} \quad [6]$$

Donde:

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad [7]$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{\frac{1}{N}} \quad [8]$$

$N =$ Numero de pasos por la carcaza

Para $R = 1$ se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{S^2 \sqrt{2}}{(1 - S) \ln \left(\frac{2 - S(2 - \sqrt{2})}{2 - S(2 + \sqrt{2})} \right)} \quad [9]$$

Donde:

$$S = \frac{P}{N - (N - 1)P} \quad [10]$$

Coefficiente convectivo en los tubos

$$h_i = \frac{Nu k}{D_i} \quad [11]$$

Donde:

$$\text{Numero de nussel } [Nu] = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad [12]$$

$$\text{Numero de Reynolds} = \frac{4m n_p}{\mu D_i n_t \pi} \quad [13]$$

$$Prandtl [Pr] = C_p \frac{\mu}{K} \quad [14]$$

m = Flujo masico

n_p = Numero de pasos por los tubos

n_t = Numero de tubos

D_i = Diametro interno de la tuberia

K = Coeficiente de resistencia del fluido en los tubos

μ = Viscosidad dinamica del fluido en los tubos

Coeficiente convectivo en la carcasa

$$h_o = j_H \left(\frac{K}{D_e} \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad [15]$$

Donde:

$$j_H = 0.5 \left(1 + \frac{B}{d_s} \right) (0.08Re^{0.6821} + 0.7Re^{0.1772}) \quad [16]$$

B = Espacio entre bafles

d_s = Diametro interno de la carcaza

μ_w = Viscosidad a la temperatura de pared

Coeficiente de transferencia de calor requerido

$$U_{req} = \frac{q}{AF(\Delta T_{ln})} \quad [17]$$

Coefficiente de transferencia de calor limpio

$$U_c = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2K_{fluido}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad [18]$$

Coefficiente de transferencia de calor con factor de ensuciamiento

$$U_D = \left(\frac{1}{U_c} + R_D \right)^{-1} \quad [19]$$

Factor de ensuciamiento

$$R_D = R_{Di} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + R_{Do} \quad [20]$$

R_{Di} = Factor de ensuciamiento requerido dentro de los tubos

R_{Do} = Factor de ensuciamiento requerido en el lado de la carcaza

2.1.3. DISEÑO HIDRÁULICO

El diseño hidráulico permite conocer la caída de presión del fluido tanto en la coraza como en los tubos, asegurando que estos se encuentren dentro de los rangos permisibles para el correcto funcionamiento del equipo. Para evaluar el diseño hidráulico se debe contar con las caídas de presión admisibles tanto para la coraza como para los tubos y estos valores no deben superar bajo ninguna circunstancia los valores admisibles (LLangari & Solis, 2012).

A continuación se presentan las ecuaciones empleadas para la realización del diseño hidráulico de la presente investigación.

2.1.3.1 Caída de presión en la tubería (ΔP_i)

Factor de fricción

$$f = 0.4137Re^{-0.2585} \quad [21]$$

Numero de Reynolds

$$\#Re = \frac{4m n_p}{\mu D_i n_t \pi} \quad [22]$$

Densidad de flujo másico

$$G = \frac{m \left(\frac{n_p}{n_t} \right)}{\frac{\pi (D_i)^2}{4}} \quad [23]$$

Perdidas por fricción

$$\Delta P_f = \frac{f n_p L G^2}{7.50 \times 10^{12} D_i s} \quad [24]$$

Perdidas menores

$$\Delta P_r = \frac{1.334 \times 10^{-13} (2n_p - 1.5) G^2}{s} \quad [25]$$

Perdidas por las boquillas

$$\Delta P_n = \left(\frac{2 \times 10^{-13} N_s (G_n)^2}{s} \right) \quad [26]$$

Donde:

$$G_n = \frac{m}{\frac{\pi (D_n)^2}{4}} \quad [27]$$

$N_s =$ Numero de boquillas

Caída total de presión en los tubos

$$\Delta P_i = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n \quad [28]$$

2.1.3.2 Caída de presión en la carcasa (ΔP_o)

Factor de fricción

$$f = 144 \left[f_1 - 1.25 \left(1 - \frac{B}{d_s} \right) (f_1 - f_2) \right] \quad [29]$$

Donde:

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 d_s) Re^{-0.125} \quad [30]$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 \times 10^{-5} d_s) Re^{-0.157} \quad [31]$$

Perdidas por fricción

$$\Delta P_f = \frac{f G^2 d_s (n_b + 1)}{7.50 \times 10^{12} d_e s} \quad [32]$$

Donde:

$$n_b + 1 = \frac{L}{B} \quad [33]$$

Caída de presión total en la carcasa

$$\Delta P_o = \Delta P_f + \Delta P_n \quad [34]$$

2.1.4. DISEÑO MECÁNICO

En el diseño de un intercambiador de calor es necesario saber que el mismo está compuesto por un conjunto de elementos ensamblados tales como la coraza, placas y tubos. Por esta razón en cada componente se deben analizar las tensiones, fuerzas y deformaciones a la cuales están sometidos. Burbano (2014)

Afirma:

Además de calcular los espesores de la coraza y sus demás componentes, se debe verificar el espesor de pared de los tubos seleccionados en el diseño térmico para posteriormente calcular los elementos sujetos a presión y realizar el dimensionamiento de los no sujetos a presión (p.36).

En esta etapa se realizaran los cálculos necesarios para determinar el área de transferencia de calor, el diámetro y espesor de la carcasa, así como el diámetro externo, espesor y longitud de los tubos. De igual forma se realizara la selección

de los materiales que se emplearan en la fabricación del intercambiador de calor, de acuerdo al funcionamiento de sus componentes. A continuación se muestran las ecuaciones necesarias para realizar estos cálculos.

Espesor de la carcasa

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (35)$$

$$t_2 = \frac{PR}{2SE - 0,4P} \quad (36)$$

$t_1 =$ Espesor requerido [mm]

$t_2 =$ Espesor requerido [mm]

$P =$ Presion interna de diseño [pa]

$R =$ Radio interno de la coraza [mm]

$S =$ Esfuerzo disponible del material [pa]

$E =$ Eficiencia de la junta

Espesor de la tubería

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (37)$$

$P =$ Presion interna de diseño

$R =$ Radio interno de la tubería

$S =$ Esfuerzo disponible del material

$E =$ Eficiencia de la junta

Diámetro interno de la tubería

$$D_{it} = D_{et} - 2t_t \quad (38)$$

D_{it} = *Diámetro interno tubería*

D_{et} = *Diámetro exterior tubería*

t_t = *Espesor de pared del tubo*

Espesor de los espejos

$$T = \frac{FG}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{S}} \quad (39)$$

T = *Espesor efectivo [mm]*

F = *Constante del tipo de espejo*

G = *Diámetro medio del empaque [mm]*

P = *Presión de diseño [pa]*

S = *Esfuerzo disponible del material [pa]*

Espesor de las tapas

$$T = \frac{0.885PD}{SE - 0.1P} \quad (40)$$

P = *Presión interna de diseño*

D = *Diámetro interno de la tapa*

S = *Esfuerzo disponible del material*

$E = \text{Eficiencia de la junta soldada}$

Área de intercambio de calor

$$A = \frac{q}{U_{est} \cdot F \cdot LMTD} \quad (41)$$

$q = \text{Tasa de transferencia de calor}$

$U_{est} = \text{Coeficiente de transferencia de calor estimado}$

$F = \text{Factor de correccion}$

$LMTD = \text{Diferencia de temperatura logaritmica}$

Numero de tubos

$$\#tubos = \frac{A}{\pi \cdot \phi_{ext} \cdot L} \quad (42)$$

$A = \text{Area de transferencia requerida}$

$\phi_{ext} = \text{Diametro externo de la tuberia}$

$L = \text{Longitud de la tuberia}$

2.2. MARCO CONCEPTUAL

La transferencia de calor consiste en un proceso de propagación del calor en diferentes medios, este se puede llevar a cabo gracias a los siguientes procesos denominados conducción, convección, radiación o mediante la combinación de cualquier de estos.

A continuación se definen algunos de los términos más importantes a la hora de hablar de transferencia de calor:

- **Energía interna:** Se denomina energía interna de un sistema a la suma de todas las energías contenidas en el mismo, tales como las generadas por los movimientos de las moléculas y átomos. Esto quiere decir que la energía interna está compuesta tanto por la energía cinética de las partículas que forman el sistema, así como por la energía potencial generada por la posición de las partículas cargadas en los campos eléctricos existentes en el interior de los átomos y moléculas (Jaramillo, 2004, pág. 158).
- **Calor:** El calor se define como la forma de energía transferida de un sistema a sus alrededores debido a diferencias de temperatura. Por lo tanto el calor existe siempre y cuando sea causado por diferencias de temperatura. Es decir que no habrá transferencia de calor en sistemas cuya temperatura sea la misma (Cengel & Boles, 2003, pág. 122).
- **Conductividad térmica:** Esta se define como una medida de la capacidad de un material para conducir calor. Es decir, describe el transporte de la

energía en forma de calor a través de un cuerpo con masa como resultado de un gradiente de temperatura (Cengel & Boles, 2003, pág. 92).

- **Conducción:** La conducción se define como la transferencia de energía desde las partículas más energéticas hacia las menos energéticas debido a la interacción entre las mismas. En otras palabras, consiste en la propagación de calor entre dos cuerpos a diferente temperatura debido a la agitación térmica de las moléculas que los componen (Cengel & Boles, 2003, pág. 62).
- **Convección:** Se define como la transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento, está ligada a los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido (Cengel & Boles, 2003, pág. 62).
- **Radiación:** Se define como la transferencia de energía generada por la emisión de ondas electromagnéticas. Es decir, consiste en la transferencia de calor entre dos cuerpos sin la necesidad de un medio sólido conductor (Cengel & Boles, 2003, pág. 62).
- **Flujo turbulento:** es un movimiento en el cual las partículas se mueven en trayectorias irregulares, ocasionando un intercambio de cantidad de movimiento de una porción del fluido a otra (Valera negrete, 2005).
- **Flujo laminar:** Corresponde al flujo en el cual las partículas fluyen a lo largo de trayectorias uniformes en capas o láminas, deslizándose la una sobre la otra. En este tipo de flujo, la velocidad del fluido en movimiento en cualquier punto no cambia con el pasar del tiempo (Valera negrete, 2005).

2.3. MARCO LEGAL

2.3.1. NORMAS ASME

CODIGO PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION DE LA SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECANICOS

El código ASME (American Society of Mechanical Engineers) es un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios basados en muchos años de experiencia, todo esto aplicado al diseño, fabricación, instalación, inspección y certificación de recipientes sujetos a presión. Fue creado en los Estados Unidos de América en el año 1907, por iniciativa de varias compañías de seguros con el fin de reducir pérdidas y siniestros. El comité que lo forma está constituido por ingenieros de todas las especialidades y de todos los sectores, con el fin de mantenerlo siempre actualizado. La división I sección VIII, es la encargada de proveer las reglas y requerimientos necesarios para el diseño de recipientes sujetos a presión. (Salazar, 2001) Afirma que esta división consta de tres subsecciones, las cuales se explican a continuación:

- **División 1 – Subsección A**

Esta subsección también llamada UG, trata los requisitos mínimos que se han de cumplir con respecto a materiales, diseño, aberturas y refuerzos, superficies reforzadas y apoyadas, ligamentos, fabricación, inspección y prueba, estampados de reporte y dispositivos de alivio de presión.

- **UG-36 a UG-46:** en este espacio se trata acerca de los refuerzos que deben colocarse en las aberturas necesarias para las boquillas de la carcasa y cabeza.
- **UG-47 a UG-50:** Se proporcionan las ecuaciones necesarias para el cálculo de superficies forzadas y apoyadas, así como los tipos, dimensiones y localización de los pernos necesarios.
- **UG-53 a UG-55:** En este apartado se presentan las eficiencias de los ligamentos para distintos tipos de placas forzadas.
- **UG-75 a UG-85:** Acá se tratan los temas referentes a la fabricación tales como la identificación de materiales, reparación de defectos, formado de carcasas y tapas, redondez permitida en carcasa, pruebas de Charpy y tratamiento térmico.
- **UG-90 a UG-103:** Se define que es un inspector, las inspecciones que ha de realizar, así como los tipos de pruebas.
- **UG-115 a UG-120:** Este apartado corresponde a los requisitos que han de cumplir los fabricantes para que el producto cumpla con la norma. De igual manera se indican los datos que ha de contener la placa y el tipo de reporte que debe ser llenado por el fabricante y firmado por el inspector.
- **UG-125 a UG-136:** Características de los dispositivos.

- **División 1 – Subsección B**

Esta división trata sobre los requisitos que se han de cumplir al momento de fabricar recipientes sujetos a presión. Esta división está compuesta por las siguientes partes:

- **UW:** Aquí se establecen los requisitos mínimos que se han de tener en cuenta a la hora de fabricar por soldadura recipientes sujetos a presión. De igual manera se establecen las diferentes clases de materiales para la construcción de este tipo de recipientes.
- **UF:** Trata los aspectos referentes a la fabricación por forja de recipientes sujetos a presión.
- **UB:** Se tratan los requisitos que se han de cumplir al momento de fabricar por soldadura no ferrosa este tipo de recipientes.

- **División 1 – Subsección C**

Esta subsección trata lo referente a los materiales de construcción de recipientes sujetos presión. Está dividida en las siguientes partes:

- **UCS:** Establece los requisitos que se han de cumplir en la fabricación de recipientes sujetos a presión elaborados en acero al carbón y aceros de baja aleación.
- **UNF:** Requisitos a tener en cuenta a la hora de fabricar recipientes sujetos a presión con materiales no ferrosos.
- **UMA:** Trata los requisitos que se han de cumplir en la fabricación de recipientes sujetos a presión con aceros de alta aleación.
- **UCI:** En esta parte se establecen los requisitos a cubrir en la construcción de recipientes sujetos a presión con hierro fundido.
- **UTH:** Requisitos para la construcción con acero ferrítico de recipientes sujetos a presión.

Además de los requisitos, en cada una de las partes se proporcionan las tablas con los valores admisibles para el diseño de estos recipientes.

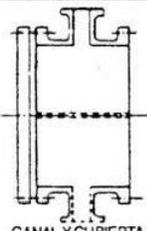
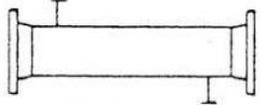
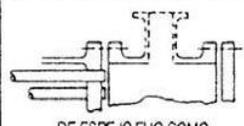
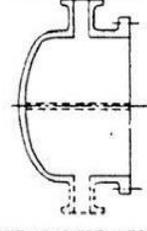
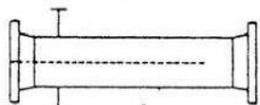
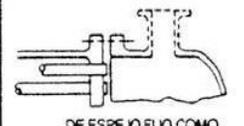
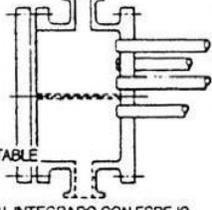
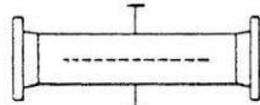
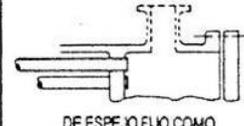
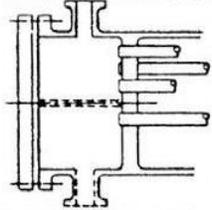
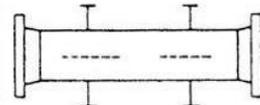
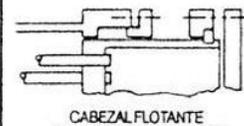
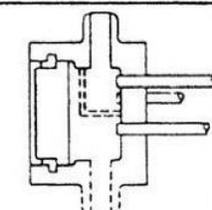
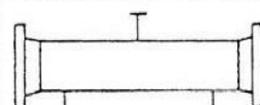
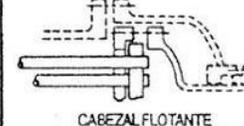
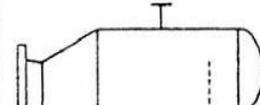
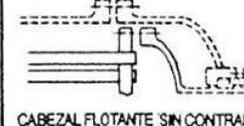
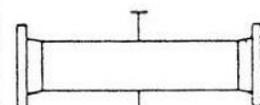
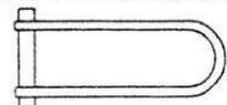
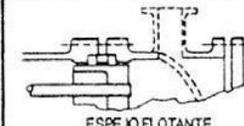
2.3.2. NORMAS TEMA

Las normas TEMA (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION) son las encargadas de reglamentar el diseño de los intercambiadores de calor tubulares, especificando las características mecánicas y térmicas para el diseño de los equipos necesarios para diversas condiciones de funcionamiento. Intriago (2015) refiere que la identificación de un intercambiador de calor se puede realizar por medio de tres letras correspondientes a la siguiente nomenclatura, ver figura 5:

La primera letra indica el tipo de cabezal de entrada, la segunda indica el tipo de coraza y la tercera indica el tipo de cabezal de retorno.

Esta norma define y establece aspectos tales como tolerancias de fabricación, mantenimiento, relaciones térmicas, propiedades físicas de los fluidos, recomendaciones prácticas, etc.

Figura 5. Nomenclatura TEMA para intercambiadores de calor

	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1999.

2.4. MARCO AMBIENTAL

El estado en cumplimiento del artículo 2 de la constitución nacional, le corresponde velar por la seguridad de los colombianos y el cumplimiento del presente reglamento. “Las calderas, cilindros para gases comprimidos y otros recipientes sometidos a presión, sus accesorios y aditamentos deberán ser diseños, contruidos y operados de acuerdo con las normas y regulaciones técnicas y de seguridad que establezcan las autoridades competentes” (Ley N° 9, 1987).

2.4.1. MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA. REGLAMENTO TÉCNICO DE CALDERAS Y RECIPIENTES DE CALOR. RESOLUCIÓN 2014.

El objetivo básico del Sistema General de Riesgos Laborales es la promoción de la salud ocupacional y la prevención de los riesgos laborales, con el fin de evitar accidentes de trabajo y enfermedades laborales. Este reglamento representa un medio adecuado para regular la instalación, operación y mantenimiento de las calderas y recipientes de alta presión.

El (ministerio de minas y energía, 2014), en su artículo 1 del reglamento técnico de calderas y recipientes afirma que la función del presente reglamento es:

Establecer los requisitos que deben cumplir las calderas y elementos de calor con sus instalaciones y espacios complementarios así como los de sus principales componentes, sistemas de control y seguridad, sus equipos auxiliares y, tales requisitos están orientados a proteger la vida, la salud y la seguridad de los trabajadores, la protección de la vida y la salud humana, protección de la vida animal y vegetal, preservación del medio ambiente, y

la prevención de prácticas que puedan inducir a error al usuario. El reglamento técnico de calderas y sistemas de calor, pretende eliminar, prevenir, o controlar, los riesgos presentes en el uso de calderas, mediante el establecimiento de especificaciones técnicas, con carácter obligatorio a través de disposiciones, relativas a requerimientos mínimos de diseño, materiales, dispositivos de control y seguridad, accesorios, construcción, requisitos de instalación y operación, mantenimiento y reparaciones, así como las inspecciones y pruebas a las que se deben someter estos equipos para demostrar la conformidad con el presente reglamento. (p.2)

- **Campo de aplicación**

El reglamento técnico de calderas y recipientes de calor aplica para las personas naturales o jurídicas, públicas o privadas, que tengan o pretendan tener en funcionamiento calderas, equipos auxiliares o tuberías sujetas a presión. De igual manera aplica para las personas naturales o jurídicas que emitan documentos de conformidad con el presente reglamento, en los productos o en el funcionamiento y seguridad de las calderas. Las calderas nuevas o usadas, rehabilitadas, reparadas o repotenciadas de instalación fija, temporal, convertidas, eléctricas o móviles que se instalen en la república de Colombia (Ministerio de Minas y Energía, 2014).

3. DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO

3.1. METODOLOGIA

El diseño adoptado para el desarrollo de la presente investigación es de tipo experimental, teniendo en cuenta que es necesaria la manipulación de variables tales como la longitud y diámetro de la tubería, con el fin de observar los cambios provocados por esto en otras variables de interés.

La investigación experimental es aquella en donde se manipula una variable experimental no comprobada, bajo condiciones rigurosamente controladas, con el fin de determinar el efecto que produce la variación de la misma dentro de un determinado sistema. De igual manera esta investigación tendrá un enfoque cuantitativo debido a la recolección y el análisis de los datos necesarios para llevar a cabo los diferentes objetivos planteados en la investigación. A continuación se describen las etapas que conforman la metodología planteada:

- **RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN**

En esta etapa se recopiló toda la información relacionada con el diseño de intercambiadores de calor, con el fin de tener unas bases sólidas a la hora de realizar los cálculos necesarios para lograr cada uno de los objetivos planteados en la presente investigación. Esta información será recopilada por medio de bases de datos, libros, repositorios, etc.

- **PARAMETRIZACIÓN**

En la parametrización se definieron cada uno de los parámetros que ha de cumplir el diseño realizado en la presente investigación. De igual manera se obtendrán

valores iniciales de acuerdo a las propiedades de los fluidos con los que operara el intercambiador diseñado. Algunos de los parámetros que se han de definir son:

- Fluidos de trabajo
- Temperaturas iniciales de los fluidos
- Cantidad de transferencia de calor
- Tipo de flujo en el intercambiador (flujo paralelo, cruzado o contraflujo)
- Caídas de presión permitidas

• **DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR**

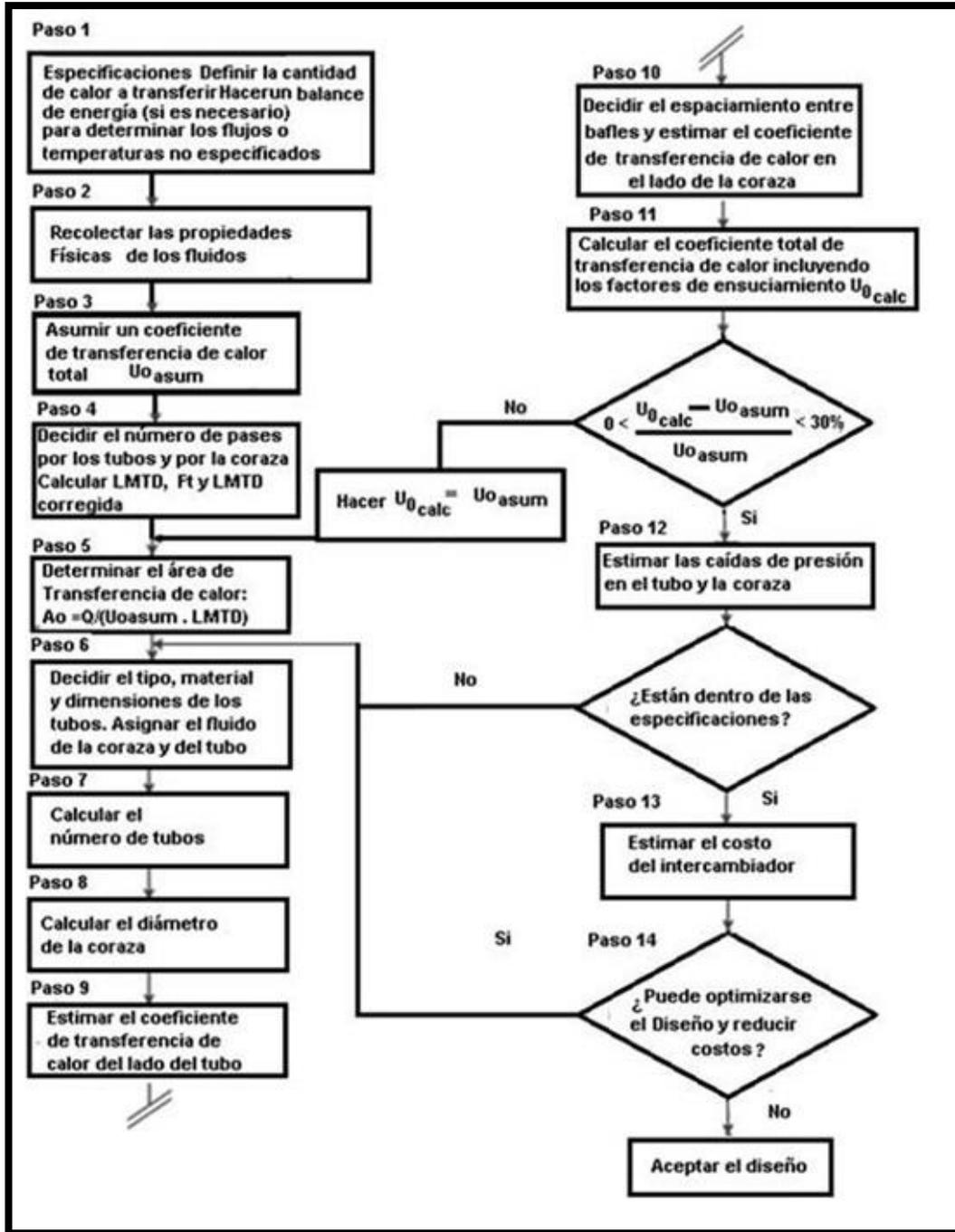
En esta fase se llevara a cabo el diseño térmico, hidráulico y mecánico del intercambiador de calor, mediante la variación experimental de diferentes variables tales como el diámetro y longitud de la tubería.

El diseño térmico e hidráulico se realizara mediante el método de Kern, el cual por medio de las propiedades físicas de los fluidos involucrados en el proceso, permite determinar diferentes variables tales como el coeficiente de transferencia de calor global y las pérdidas de presión en el lado de la carcasa y los tubos, en la figura 6 se puede observar de manera más clara el procedimiento necesario para el dimensionamiento térmico e hidráulico. Una vez se logren determinar las características necesarias para que el diseño cumpla con los diferentes parámetros establecidos inicialmente, se procederá a realizar el diseño mecánico, el cual consiste en la determinación de los espesores que requieren las piezas del intercambiador de calor con el fin de resistir las presiones a las que estarán sometidos.

- **MODELAMIENTO**

Mediante la simulación del diseño realizado en la presente investigación se verificará que este cumpla con cada uno de los parámetros establecidos. La simulación en el software ASPEN HYSYS permite conocer de manera más precisa los resultados obtenidos al cambiar las diferentes variables de la investigación, permitiendo conocer el comportamiento de los fluidos a lo largo del intercambiador y suministrando planos detallados para la futura construcción del mismo.

Figura 6. Diagrama para el dimensionamiento del intercambiador de calor



Fuente: Rodríguez, Maida. Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método Taborek

3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El diseño que se realiza corresponde al de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, por el cual circulará agua y vapor como fluidos de trabajo. Se seleccionó el intercambiador de calor de carcasa y tubos (AES), por las siguientes razones: Es un equipo ampliamente utilizado en la industria, lo que le permite al estudiante tener un acercamiento a la aplicación industrial de estos equipos, facilidad de construcción y la variedad de prácticas disponibles con las cuales los estudiantes podrán afianzar los conocimientos adquiridos en las áreas de transferencia de calor, mecánica de fluidos y termodinámica.

En la presente investigación se emplea el método de Kern, con el fin de realizar el diseño del intercambiador de calor de tubos y carcasa. Para emplear este método es necesario conocer algunos datos, como lo son: las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, así como el flujo másico de los mismos. Mediante el uso de este método se busca determinar el área de transferencia de calor necesaria en el intercambiador.

3.2.1. SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

- **Tubería**

Para realizar la selección del material del que estarían compuestos los tubos del intercambiador de calor, se tuvieron en cuenta aspectos tales como su resistencia a la corrosión, conductividad térmica y durabilidad. A continuación se presenta una tabla comparativa de los materiales que se estudiaron para la selección de la tubería. Teniendo en cuenta los parámetros anteriores, se decide seleccionar la tubería de cobre al poseer la mayor conductividad térmica de los materiales bajo estudio y su baja necesidad de mantenimiento, ver tabla 2.

Tabla 2. Características del posible material de la tubería

Material	Conductividad	Resistencia a la corrosión	Ventajas
Cobre	226 Btu/h.ft.°F	Excelente	Excelente conductividad y maleabilidad
Acero al carbón	35 Btu/h.ft.°F	Tiende a oxidarse	Buena resistencia a la tracción, maleable y dúctil
Acero Inox 302	8,7 Btu/h.ft.°F	Muy alta	Resistente a suciedad, oxidación y altas temperaturas

Fuente: Autores

Para el desarrollo de la presente investigación se emplearan los datos correspondientes a tubería de acero al carbono de 3/4" calibre 14, con un diámetro interno de 0,584", ver tabla 3.

Tabla 3. Características físicas de la tubería seleccionada

Material	D.ext [ft]	D.int [ft]	Longitud [ft]	K [Btu/h.ft.°F]
Cobre	0,062475	0,04864	5	226

Fuente: Autores

- **Coraza y tapas**

Para la selección del material de la coraza y las tapas, se tuvieron en cuenta aspectos tales como la disponibilidad del mismo en el mercado, precio, resistencia a la corrosión y mantenimiento. A continuación se presenta una tabla con las principales características de los materiales bajo estudio, ver tabla 4.

Tabla 4. Características del posible material de la carcasa

Características	Cobre	Acero al carbón	Acero inoxidable
Disponibilidad en el mercado	Media	Alta	Media
Resistencia a la corrosión	Alta	Baja	Alta
Mantenimiento	Baja	Media	Baja
Precio	Alta	Media	Alta

Fuente: Autores

De acuerdo con las ventajas ofrecidas por cada uno de los materiales estudiados, se estableció el acero al carbono como el material adecuado para la construcción de la carcasa y las tapas, debido a su bajo costo, baja conductividad, alta resistencia y elevada disponibilidad en el mercado nacional.

3.2.2. PARÁMETROS INICIALES

Para realizar el diseño del intercambiador de calor de tubos y carcasa mediante el método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD), es necesario establecer algunos parámetros iniciales, como lo son: Las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, flujos máxicos, y las propiedades de los fluidos de trabajo. En la tabla 5 se presentan los parámetros iniciales para el desarrollo de la presente investigación:

Tabla 5. Parámetros iniciales para el desarrollo del diseño

Parámetro	Valor	Obtención
Q [Btu/h]	285187,15	Calculado
M.agua [lb/h]	7936,647	Suministro bomba
M.vapor [lb/h]	3426,369	Calculado
T1 agua [°F]	86	Parámetro de diseño

T2 agua [°F]	122	Parámetro de diseño
T1 vapor [°F]	392	Parámetro de diseño
T2 vapor [°F]	248	Parámetro de diseño
Tm agua [°F]	104	Calculado
Tm vapor [°F]	320	Calculado
Cp agua [Btu/lb.°F]	0,9981	Tabla A-9 cengel a Tm
Cp vapor [Btu/lb.°F]	0,578	Tabla A-9 cengel a Tm
K.agua [Btu/h.ft.°F]	0,3648	Tabla A-9 cengel a Tm
K.vapor [Btu/h.ft.°F]	0,0191	Tabla A-9 cengel a Tm
μ agua [lb/ft.h]	1,5796	Tabla A-9 cengel a Tm
μ vapor [lb/ft.h]	0,0346	Tabla A-9 cengel a Tm
Pr agua	4,32	Tabla A-9 cengel a Tm
Pr vapor	1,05	Tabla A-9 cengel a Tm
ρ agua [lb/ft3]	61,9348	Tabla A-9 cengel a Tm
ρ vapor [lb/ft3]	0,2032	Tabla A-9 cengel a Tm
Fe agua	0,001	Tabla 3.3 Serth
Fe vapor	0,0001	Tabla 3.3 Serth
Sg agua	0,9921	Calculada
Sg vapor	2,6579	Calculada

Fuente: Autores.

A continuación se realizan los cálculos correspondientes a los valores anteriormente mencionados:

Balance termodinámico agua

$$Q = m_{agua} \times C_{p_{agua}} \times (\Delta T)$$

$$Q = 285187,15 \frac{Btu}{h}$$

Flujo másico de vapor requerido

$$m_{vapor} = \frac{Q}{Cp_{vapor} \times \Delta T}$$

$$m_{vapor} = 3426,369 \frac{lb}{s}$$

Gravedad específica del agua

$$Sg = \frac{\rho_{agua}}{\rho_{agua}}$$

$$Sg_{agua} = 0,9921$$

Gravedad específica del vapor

$$Sg_{vapor} = \frac{\rho_{vapor}}{\rho_{aire}}$$

$$Sg_{vapor} = 2,6579$$

3.2.3. SUMINISTRO DE LOS FLUIDOS

- Agua

Para el suministro de agua hacia el intercambiador de calor, se utilizarán los datos provenientes de una electrobomba autocebante tipo jet marca Pedrollo modelo JCR 1A, cuya potencia es de 0,75 HP con un caudal máximo de $[60 \frac{L}{min} = 1 \frac{kg}{s} = 7936,647 lb/h]$ y

una presión de descarga de 24 Psi. En el anexo A se pueden observar las características de esta bomba.

$$P_{descarga} = \frac{H \cdot S_g}{2,31} = \frac{55ft \cdot 1}{2,31} = 24 Psi$$

$P_d =$ Presion de descarga

$H =$ Altura de la bomba

$S_g =$ Gravedad especifica del fluido en la bomba

- **Vapor**

Para el suministro de la línea de vapor se seleccionó una caldera VITOPLEX 100-LS, con un flujo másico de $\left[250 \text{ hasta } 2500 \frac{kg}{h}\right] = \left[551,152 \text{ hasta } 5511,557 \frac{lb}{h}\right]$, salida de vapor hasta 204 °C. La presión a la temperatura máxima de operación de la caldera es de aproximadamente 232 psi. La ficha técnica de la presente caldera se puede observar en el anexo B.

3.2.4. DISEÑO TÉRMICO

Balance térmico

En el apartado 3.2 de la presente investigación se logró determinar la tasa de transferencia de calor necesaria a las condiciones iniciales.

$$Q = m_{agua} \times C_{p_{agua}} \times (\Delta T)$$

$$Q = 285187,15 \frac{Btu}{h}$$

Temperatura media logarítmica

Empleando la ecuación [2] se obtiene:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln\left(\frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 211,422^\circ F$$

Parámetros R, P, S y α

Estos parámetros permiten el cálculo del factor de corrección para el intercambiador de calor a diseñar. Mediante el uso de las ecuaciones [4], [5], [7] y [8] se obtuvieron los siguientes valores:

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} = 4 \quad \text{Adimensional}$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} = 0,1176 \quad \text{Adimensional}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} = 0,1176 \quad \text{Adimensional}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{\frac{1}{N}} = 0,6 \quad \text{Adimensional}$$

Factor de corrección

Mediante el uso de la ecuación [6], se determinó que:

$$F = \frac{\sqrt[2]{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - R}{1 - RS} \right)}{(R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt[2]{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt[2]{R^2 + 1})} \right)} = 0,98 \quad \text{Adimensional}$$

Estimación del coeficiente de transferencia de calor [U]

Los valores típicos del coeficiente de transferencia de calor para intercambiadores de tubo y carcasa con agua y vapor como fluidos de trabajo, generalmente se encuentran en el rango de $200 \text{ a } 700 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$ (Kern, 1965). Sin embargo, estos valores están dados para aplicaciones industriales a gran escala, los valores para aplicaciones a menor

escala como la de la presente investigación suelen ser valores aproximados a $80 \frac{Btu}{h.ft^2.°F}$, como se puede evidenciar en la investigación de Armijos & Morales (2012).

$$U_{est} = 88 \frac{Btu}{h.ft^2.°F}$$

Área de transferencia requerida

Empleando la ecuación [41] se obtuvo el siguiente resultado:

$$A = \frac{q}{U_{est} \cdot F \cdot LMTD} = 15,639 ft^2$$

Pitch

Para el diámetro de tubería seleccionada y un arreglo triangular se recomienda el siguiente valor pitch:

$$Pt = 15/16" = 0.9375 in$$

Calculo del número de tubos

Mediante la ecuación [42] se obtiene el siguiente resultado

$$\#tubos = \frac{A}{\pi \cdot \phi_{ext} \cdot L} = 15,936 \quad Adimensional$$

Numero de pasos por la tubería

Resultado de múltiples iteraciones se logra establecer el siguiente número de pasos:

$$\#pasos\ por\ tubos = 4$$

#Reynolds en tubería

Se calculó mediante el uso de la ecuación [22]

$$\#Re = \frac{4m n_p}{\mu D_i n_t \pi} = 33005,319 \quad Adimensional$$

Velocidad del fluido tubos

La velocidad del fluido dentro de los tubos debe estar en el rango de $3 a 8 \frac{ft}{s}$.

$$V = \frac{m_{agua} \cdot \left(\frac{n_p}{n_t}\right)}{\rho_{agua} \cdot \pi \cdot (\phi_{int})^2} = 4,8 \frac{ft}{s}$$

Selección de la carcasa

La selección del diámetro de la carcasa del intercambiador a diseñar, se realizó mediante heurísticas en base al número de pasos por la carcasa y el tipo de intercambiador de calor, en el anexo C se puede observar la heurística empleada en esta sección. Se selecciona el diámetro de coraza con el haz de tubos más próximo al calculado anteriormente.

$$\phi_{carcasa} = 8"$$

$$\#tubos = 16$$

Calculo del coeficiente de transferencia de calor requerido

Aplicando la ecuación [17]

$$U_{req} = \frac{q}{n_t \cdot \pi \cdot \Phi_{ext} \cdot L \cdot F \cdot LMTD} = 87,652 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

3.2.4.1 Calculo del coeficiente de película en los tubos

Numero de Prandtl

$$Pr = C_p \frac{\mu}{K} = 4,3218 \text{ Adimensional}$$

Numero de Reynolds

Mediante la ecuación [22]

$$\#Re = \frac{4m_{agua} \cdot \left(\frac{n_p}{n_t}\right)}{\pi \cdot \Phi_{in} \cdot \mu_{agua}} = 32874,943 \text{ Adimensional}$$

Numero de Nusselt

Calculo del número de Nusselt para régimen

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 153,853 \text{ Adimensional}$$

Coeficiente de película dentro de los tubos

Se realiza el cálculo por medio de la ecuación [11]

$$h_i = \frac{Nu k}{D_i} = 1153,8247 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}$$

3.2.4.2 Calculo del coeficiente de película en la carcasa

Empleando la ecuación [15], se obtuvo el siguiente valor:

$$C' = 0,1875 \text{ (Ver anexo D)}$$

$$d_e = 0,55 \text{ in} = 0,046 \text{ ft (Ver anexo D)}$$

$$\frac{B}{d_s} = 0,3$$

$$[B] = \frac{B}{d_s} \cdot d_s = 0,3 * 8 \text{ in} = 2,4 \text{ in}$$

$$as = \frac{d_s \cdot C' \cdot B}{144 \cdot \text{Pitch}} = 0,0267 \text{ ft}^2$$

$$G = \frac{m_{vapor}}{as} = 128488,836 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h}}$$

$$\#Reinolds [Re] = \frac{G \cdot d_e}{\mu_{vapor}} = 169764,35$$

$$JH = 1,6 * 10^{-3} \quad \text{Adimensional (Ver anexo E)}$$

$$h_o = \frac{JH \cdot \#Reinolds \cdot Pr^{0.33} \cdot K_{vapor}}{d_e} = 115,256 \frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{f}}$$

3.2.4.3 Calculo del coeficiente global limpio (Uc)

Calculado mediante la ecuación [18]

$$U_c = \left[\frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2K_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} = 101,792 \frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

3.2.4.4 Calculo del coeficiente global sucio (U_D)

Obtenido mediante la ecuación [19]

$$U_D = \left[\frac{1}{U_c} + R_D \right]^{-1} = 89,22 \frac{btu}{h.ft.^{\circ}F}$$

$$R_D = \frac{R_{di} \cdot \phi_{ext}}{\phi_{int}} + R_{do} = 0,001384 \frac{h.ft.^2.^{\circ}F}{Btu}$$

3.2.4.5 Calculo del sobrediseño y sobredimensionamiento

Overdesign

$$Overdesign = \frac{U_D}{U_{req}} - 1 = 2\%$$

Oversurface

$$Oversurface = \frac{U_c}{U_{req}} - 1 = 16\%$$

3.2.5. DISEÑO HIDRAULICO

3.2.5.1 Caída de presión en la tubería

Pérdidas por fricción

Calculada por medio de la ecuación [24]

$$\Delta P_f = \frac{f \cdot N_p \cdot L \cdot G^2}{7,5 \times 10^{12} \cdot \phi_{int} \cdot S g_{agua} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_{agua}} \right)} = 1,79 \text{ psi}$$

Donde:

$$\text{factor de fricción } [f] = 0,4137 \cdot \#Re^{-0,2585} = 0,02817$$

$$G = \frac{m_{agua} \cdot \left(\frac{N_p}{N_t}\right)}{\frac{\pi \cdot \phi_{int}}{4}} = 1067509 \frac{lb}{h \cdot ft^2}$$

$$\left(\frac{\mu_w}{\mu_{agua}}\right) = 1$$

Pérdidas menores a lo largo de la tubería

Calculada por medio de la ecuación [25]

$$\Delta P_r = \frac{1,334 * 10^{-13} (2n_p - 1,5) G^2}{Sg_{agua}} = 1,005 \text{ psi}$$

Pérdidas por boquillas

Obtenidas mediante la ecuación [26]

$$\Delta P_n = \frac{2x10^{-13} \cdot N_s \cdot (G_n)^2}{Sg} = 0,027 \text{ psi}$$

$$N_s = \text{Numero de boquillas} = 1$$

$$G_n = \frac{m}{\frac{\pi \cdot (\phi_n)^2}{4}} = 363818,248 \frac{lb}{h \cdot ft^2}$$

$$\phi_n = \text{Diametro de la boquilla} = 2 \text{ in (Ver anexo D)}$$

Pérdidas totales en la tubería

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n = 2,82 \text{ psi}$$

3.2.5.2 Caídas de presión en la carcasa

Perdidas por fricción

Calculada mediante la ecuación [32]

$$\Delta P_f = \frac{f \cdot G^2 \cdot d_s \cdot (N_b + 1)}{7,50 \times 10^{12} \cdot d_e \cdot Sg \cdot \varphi} = 0,65 \text{ psi}$$

$$\text{factor de fricción } [f] = 144 \left[f_1 - 1,25 \left(1 - \frac{B}{d_s} \right) (f_1 - f_2) \right] = 0,075$$

$$f_1 = (0,0076 + 0,00016 d_s) Re^{-0,125} = 0,00198 \frac{ft^2}{in^2}$$

$$f_2 = (0,0016 + 5,8 \times 10^{-5} d_s) Re^{-0,157} = 0,000311 \frac{ft^2}{in^2}$$

$$N_b + 1 = \frac{L}{B} = 25$$

$$d_s = 8 \text{ in}$$

$$d_e = 0,55 \text{ in}$$

$$Sg \text{ vapor} = 2,657$$

$$\varphi = 1 \text{ valor supuesto}$$

$$\text{Mass flux } [G] = 128488,836 \frac{lb}{ft^2 \cdot h}$$

Pérdidas por boquillas

Obtenidas mediante la ecuación [26]

$$\Delta P_n = \frac{2 \times 10^{13} \cdot N_s \cdot (G_n)^2}{Sg \text{ vapor}} = 0,000366 \text{ psi}$$

$$G_n = \frac{m}{\frac{\pi \cdot (\phi_n)^2}{4}} = 69801,415 \frac{lb}{h \cdot ft^2}$$

Numero de boquillas (N_s) = 1

$\phi_n = 3 \text{ in} = 0,25 \text{ ft}$

Perdida de presión total en la carcasa

$$\Delta P_o = \Delta P_f + \Delta P_n = 0,65 \text{ psi}$$

3.2.6. DISEÑO MECANICO

Primero se debe determinar la presión y la temperatura de diseño tanto en lado de la tubería como en la carcasa.

$$\text{Presión de diseño} = P_d = 1,5 \times P_o$$

$$P_{d_{tuberia}} = 1,5 \times 24 \text{ psi} = 36 \text{ psi}$$

$$P_{d_{carcasa}} = 1,5 \times 232 \text{ psi} = 348 \text{ psi}$$

Por lo general la temperatura de diseño es 14°C más alta que la temperatura máxima de servicio (Cuadrado, 2010).

$$\text{Temperatura diseño de la tubería } (T_t) = 100^\circ C + 14^\circ C = 114^\circ C = 237,2^\circ F$$

$$\text{Temperatura diseño de la carcasa } (T_c) = 200^\circ C + 14^\circ C = 214^\circ C = 417,2^\circ F$$

En la tabla 6 se muestra la norma que rige las propiedades de los materiales empleados en la presente investigación, así como el esfuerzo máximo permisible (S) de cada uno de ellos.

Tabla 6. Normas y esfuerzos mínimos de los componentes del intercambiador de calor

Descripción	Material	Norma	S [psi]	Referencia
Tubería	Cobre	ASME B-42	4800	Anexo F
Carcasa	Acero al carbón	ASME A-106	13700	Anexo G
Espejos	Acero al carbón	ASME A-515	20000	Anexo H
Baffles	Acero al carbón	ASME A-515	-	Anexo H
Empaques	Asbesto	-	-	-
Boquillas	Acero al carbón	ASME A-105	-	-

Fuente: Autores

3.2.6.1 Espesor de la carcasa

Para calcular el diámetro de la carcasa se hace uso de las ecuaciones 35 y 36.

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0,6P} = 2.62 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{PR}{2SE - 0,4P} = 1.296 \text{ mm}$$

Presión interna de diseño [P] = 348 psi = 2399000 pa

Radio interno de la coraza [R] = 4 in = 101,6 mm

Esfuerzo disponible del material [S] = 13700 psi = 94458175 pa

Eficiencia de la junta [E] = 1

Se toma el mayor valor y se le suman 3 mm por efectos de corrosión.

$$t = 5,62 \text{ mm}$$

Según TEMA (1999) para carcasas de diámetros en el rango de 8 – 12 in, se recomienda emplear como mínimo tuberías cedula 40. Por esta razón, se seleccionó tubería de 8" SCH 40, con un espesor de 8,18 mm, en el anexo I se pueden evidenciar las características de la tubería seleccionada.

3.2.6.2 Espesor de la tubería

Mediante la realización del cálculo del espesor de la tubería por medio de la ecuación 37, se busca verificar que la tubería seleccionada para el dimensionamiento del intercambiador de calor, cumpla con los requerimientos establecidos en este apartado.

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} = 0,0558 \text{ mm}$$

$$\text{Presión interna de diseño } [P] = 36 \text{ psi} = 248211 \text{ pa}$$

$$\text{Radio interno de la tubería } [R] = 7,4168 \text{ mm}$$

$$\text{esfuerzo máximo disponible del material } [S] = 4800 \text{ psi} = 33095000 \text{ pa}$$

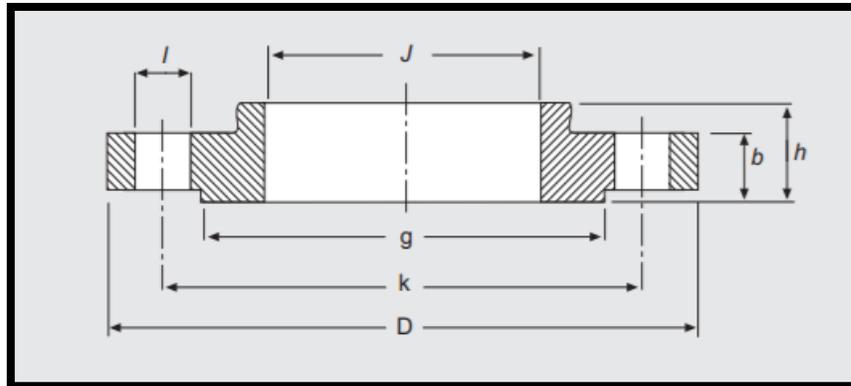
$$\text{Eficiencia de la junta } [E] = 1$$

El espesor calculado resulta mucho menor que el de la tubería empleada en el dimensionamiento del intercambiador de calor (2,10 mm), de tal modo que se opta por trabajar con el utilizado en el dimensionamiento debido a que es una medida que se puede encontrar comercialmente.

3.2.6.3 Acoples

Se han seleccionado bridas de 8" tipo slip-on bajo la Norma ANSI B 16.5 equivalente a la Norma ASME en cuanto a medidas, tolerancias y presiones de trabajo (JHG ingeniería, 2006). Se han seleccionado estas bridas debido a que la presión de diseño es mucho menor que la tolerada por estos acoples, como se evidencia en el anexo J. De igual manera, se seleccionaron bridas tipo Slip-on debido a su bajo costo y poca dificultad para su montaje. En la figura 7 se pueden observar las medidas de la brida seleccionada.

Figura 7. Dimensiones brida ANSI 300 lb. RF-SO



Fuente: Bridas ANSI

$$D = 381,2 \text{ mm}$$

$$b = 41,3 \text{ mm}$$

$$g = 269,9 \text{ mm}$$

$$m = 260,3 \text{ mm}$$

$$J = 221,5 \text{ mm}$$

$$h = 61,9$$

$$k = 330,2 \text{ mm}$$

$$I = 25,4 \text{ mm}$$

3.2.6.4 Espesor de los espejos

A continuación se presentan los cálculos realizados para la obtención del espesor de los espejos, mediante el uso de la ecuación 39.

$$T = \frac{FG}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{S}}$$

$$F = \text{Constante del tipo de espejo} = 1$$

$$G = \text{Diametro medio del empaque} = 269,9 \text{ mm}$$

$$P = \text{Presion de diseño en la carcasa} = 348 \text{ psi} = 2399000 \text{ pa}$$

$$S = \text{Esfuerzo maximo disponible del material} = 20000 \text{ psi} = 1,379 \times 10^8 \text{ pa}$$

$$T = \text{Espesor efectivo del espejo}$$

$$T = \frac{269,9 \text{ mm}}{2} \cdot \sqrt{\frac{2399000 \text{ pa}}{1,379 \times 10^8 \text{ pa}}} = 17,8 \text{ mm}$$

Según TEMA (1999, pág. 45), el espesor mínimo recomendado para los espejos de un intercambiador de calor clase C, es de $\frac{3}{4}$ del diámetro exterior de la tubería cuando este es menor o igual a 1". Es decir que el espesor mínimo recomendado por la norma vendría dado de la siguiente manera:

$$T_{min} = \frac{3}{4} \cdot 0,75 \text{ in} = 0,5625 \text{ in} = 14,28 \text{ mm}$$

De acuerdo con lo anterior y el espesor calculado, se ha tomado una platina con un espesor comercial de $\frac{3}{4} \text{ in} = 19 \text{ mm}$, para la fabricación de los espejos del intercambiador de calor.

3.2.6.5 Espesor de las tapas

A continuación se presentan los cálculos correspondientes al espesor de las tapas empleadas en el diseño del intercambiador de calor. Se seleccionaron tapas toriesférica ASME debido a que son las de mayor aceptación por su costo y resistencia ante altas presiones. Aplicando la ecuación [40] se obtiene:

$$T = \frac{0,885PD}{SE - 0,1P} = 5,134 \text{ mm}$$

$P = \text{Presion interna de diseño} = 2399000 \text{ pa}$

$D = \text{diametro interno de la tapa} = 203,2 \text{ mm}$

$S = \text{Esfuerzo maximo disponible del material} = 93623909 \text{ pa}$

$E = \text{Eficiencia de la junta soldada} = 0,9$

La normatividad TEMA establece que ninguna tapa debe tener un espesor de pared menor al de la coraza a la cual se va a unir. En base a lo anterior, se establece que el espesor de las tapas será igual al espesor de la carcasa debido a que el espesor calculado resultó mucho menor al espesor de la carcasa seleccionada.

$\text{Espesor tapas} = T = 8,18 \text{ mm}$

Este espesor corresponde a tapas toriesférica SCH 40.

3.2.7. MODELAMIENTO

Para el modelamiento del intercambiador de calor de la presente investigación en el software ASPEN HYSYS, se utilizaron los siguientes datos de entrada para su posterior simulación, ver tabla 7. Los resultados obtenidos se detallan en el capítulo 4.

Tabla 7. Datos de entrada para el modelamiento del diseño

DATOS DE ENTRADA		
DESCRIPCION	UNIDADES	VALOR
<i>Temp. Entrada vapor</i>	$^{\circ}F$	392
<i>Temp. Salida vapor</i>	$^{\circ}F$	248
<i>Temp. Entrada agua</i>	$^{\circ}F$	86
<i>Temp. Salida agua</i>	$^{\circ}F$	122
<i>Transf. Calor [q]</i>	<i>Btu/h</i>	285187,1538
<i>Flujo másico vapor</i>	<i>lb/h</i>	3426
<i>Flujo másico agua</i>	<i>lb/h</i>	7936
<i>Δp permitida en tubos</i>	<i>psi</i>	5
<i>Δp permitida en carcasa</i>	<i>psi</i>	5
<i>F. ens. Agua</i>	<i>h.$^{\circ}F$/Btu</i>	0,001
<i>F. ens. Vapor</i>	<i>h.$^{\circ}F$/Btu</i>	0,0001
<i>Tipo de intercambiador</i>	----	AES
<i>Diámetro ext. tubería</i>	<i>in</i>	$\frac{3}{4}$
<i>Numero de tubos</i>	<i>Adimensional</i>	16
<i>Longitud tubería</i>	<i>in</i>	5
<i>Material de los tubos</i>	----	Cobre
<i># pasos por tubos</i>	<i>Adimensional</i>	4
<i>Pitch</i>	<i>in</i>	0,9375
<i>Diámetro de carcasa</i>	<i>in</i>	8
<i>Material de la carcasa</i>	-----	Acero al carbón
<i>Arreglo de la tubería</i>	<i>Adimensional</i>	Triangular a 60° rotado
<i>Espaciado de los baffles</i>	<i>in</i>	2,4

Fuente: Autores

4. RESULTADOS

4.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

En las siguientes tablas se pueden observar de manera detallada cada uno de los resultados obtenidos durante cada una de las fases requeridas para el diseño del intercambiador de calor de tubos y carcasa tipo AES.

Tabla 8. Resumen diseño térmico

DISEÑO TERMICO		
DESCRIPCION	UNIDADES	RESULTADO
<i>Transf. Calor [q]</i>	<i>Btu/h</i>	285187,1538
<i>LMTD corregido</i>	<i>°F</i>	207,214
<i>Diámetro tubería</i>	<i>in</i>	¾
<i>Longitud tubería</i>	<i>ft</i>	5
<i>Numero de tubos</i>	<i>Adimensional</i>	16
<i>Diámetro de carcasa</i>	<i>in</i>	8
<i>Área de transferencia</i>	<i>ft²</i>	15,819
<i>U requerido</i>	<i>Btu/h</i>	87,652
<i>Coefficiente de película tubos [hi]</i>	<i>Btu/h.ft.°F</i>	1153,82
<i>Coefficiente de película carcasa [ho]</i>	<i>Btu/h.ft.°F</i>	115,25
<i>U limpio [Uc]</i>	<i>Btu/h</i>	101,792
<i>U sucio [Ud]</i>	<i>Btu/h</i>	89,22
<i>Over - Surface</i>	<i>Adimensional</i>	16,13%
<i>Over - Design</i>	<i>Adimensional</i>	2%

Tabla 9. Resumen diseño hidráulico

DISEÑO HIDRÁULICO		
DESCRIPCION	UNIDADES	RESULTADO
<i>Δp permitida en tubos</i>	<i>psi</i>	5
<i>Δp permitida en carcasa</i>	<i>psi</i>	5
<i>Caída de presión en tubos (Δpi)</i>	<i>psi</i>	2,82
<i>Caída de presión en la carcasa (Δpo)</i>	<i>psi</i>	0,65

Fuente: Autores

Tabla 10. Resumen diseño mecánico

DISEÑO MECANICO			
DESCRIPCION	ESPESOR [mm]	MATERIAL	CANTIDAD
<i>Tubos</i>	2,10	Cobre	16
<i>Carcasa</i>	7,04	Acero al carbón	1
<i>Acoples o bridas</i>	28,6	Acero al carbón	2
<i>Espejos</i>	19	Acero al carbón	2
<i>Tapas</i>	7,04	Acero al carbón	1
<i>Deflectores</i>	3,175	Acero al carbón	24
<i>Empaques</i>	-	Asbesto	2

Fuente: Autores

Tabla 11. Resultados modelamiento en ASPEN HYSYS

RESULTADOS DE LA SIMULACION EN ASPEN HYSYS		
DESCRIPCION	UNIDADES	VALOR
<i>Transf. Calor [q]</i>	<i>Btu/h</i>	272555
<i>LMTD corregido</i>	<i>°F</i>	216
<i>U requerido</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	92,98
<i>Coeficiente de película [hi]</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	1014,41
<i>Coeficiente de película [hi]</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	119,83

<i>U limpio [Uc]</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	106,77
<i>U sucio [Ud]</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	93,02
ΔP_{tubos}	<i>psi</i>	2,48
$\Delta P_{carcasa}$	<i>psi</i>	2,84
<i>Numero de baffles</i>	<i>Adimensional</i>	15
<i>Longitud intercambiador</i>	<i>in</i>	80,297

Fuente: Autores

4.2. ANALISIS DE RESULTADOS

En la siguiente tabla se encuentra una comparación de los datos más relevantes obtenidos mediante cálculos teóricos vs los datos obtenidos mediante la modelación del intercambiador de calor en el software ASPEN HYSYS. Esto se hace con el fin de tener una visión más clara de los errores relativos porcentuales de los cálculos realizados.

Tabla 12. Error relativo de los cálculos teóricos vs modelamiento

DESCRIPCION	UNIDADES	VALOR EXCEL	VALOR HYSYS	% ERROR
<i>Trans. Calor [q]</i>	<i>Btu/h</i>	285187,15	272555	4,43%
<i>Flujo de vapor</i>	<i>lb/h</i>	3426,36	3352	2,17%
<i>Flujo de agua</i>	<i>lb/h</i>	7936,65	7937	0%
<i>LMTDcorregido</i>	<i>°F</i>	207,214	216,09	4,14%
<i>U req</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	87,65	92,98	5,73%
<i>hi</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	1153,82	1014,41	12%
<i>ho</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	115,26	119,83	3,81%
<i>Uc</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	101,79	106,77	4,66%
<i>Ud</i>	<i>Btu/h. ft. °F</i>	89,22	93,02	4%
ΔP_{tubos}	<i>psi</i>	2,82	2,48	12%

$\Delta P_{carcasa}$	<i>psi</i>	0,65	2,84	77,11%
Longitud tubos	<i>ft</i>	5	5	0%
\emptyset ext tubos	<i>in</i>	3/4	3/4	0%
\emptyset int tubos	<i>in</i>	0,584	0,584	0%
# tubos	<i>Adimensional</i>	16	16	0%
# Baffles	<i>Adimensional</i>	24	15	37,5%

De acuerdo con la información reflejada en la anterior tabla, se puede decir que los porcentajes de error son bastantes bajos debido a la variación de temperaturas y flujo másico que realiza el software con el fin de realizar cálculos más precisos. Sin embargo, el porcentaje de error de las caídas de presión en el lado de la carcasa resulta bastante alto y esto se debe principalmente a que el software realiza cálculos de pérdida de presión mucho más rigurosos que los calculados mediante el método de Kern, utilizado en el desarrollo de la presente investigación.

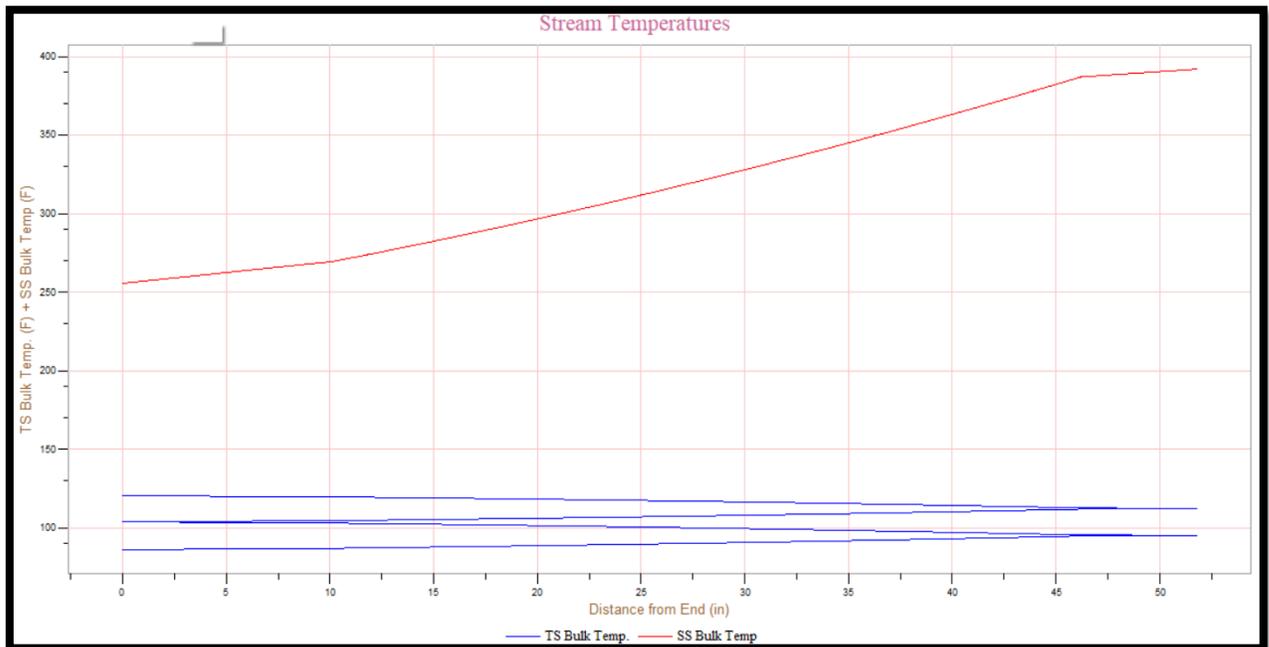
Los cálculos de caída de presión realizados mediante el método de Kern permiten únicamente establecer las caídas de presión originadas por los baffles del intercambiador de calor mientras que el software realiza los cálculos de caída de presión ocasionados por los baffles, tipo de flujo, arreglo de los tubos, etc. Todos los resultados obtenidos mediante el software, se encuentran en el Anexo K de la presente investigación.

4.2.1. COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS

En la figura 7, se puede observar los cambios de temperatura en los fluidos a lo largo del intercambiador de calor. En la carcasa se puede observar como la temperatura va descendiendo a medida que hace su recorrido por el intercambiador, mientras que al observar el comportamiento de la temperatura del fluido que circula por la tubería, se

observa claramente el aumento de la misma mientras recorre 4 veces el largo de los tubos.

Figura 8. Cambios en la temperatura del fluido a lo largo del intercambiador

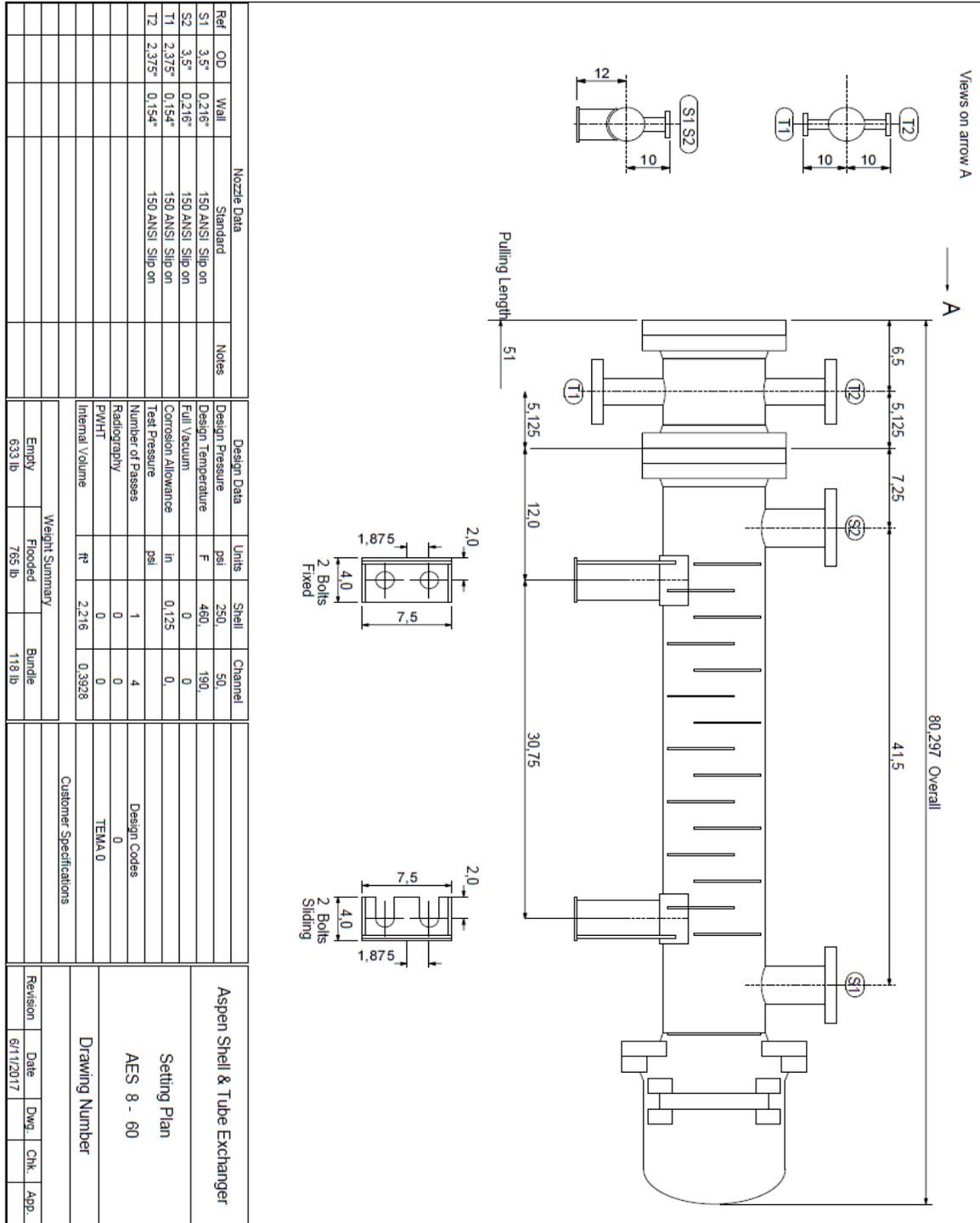


Fuente: Autores

4.3. PLANOS DEL INTERCAMBIADOR

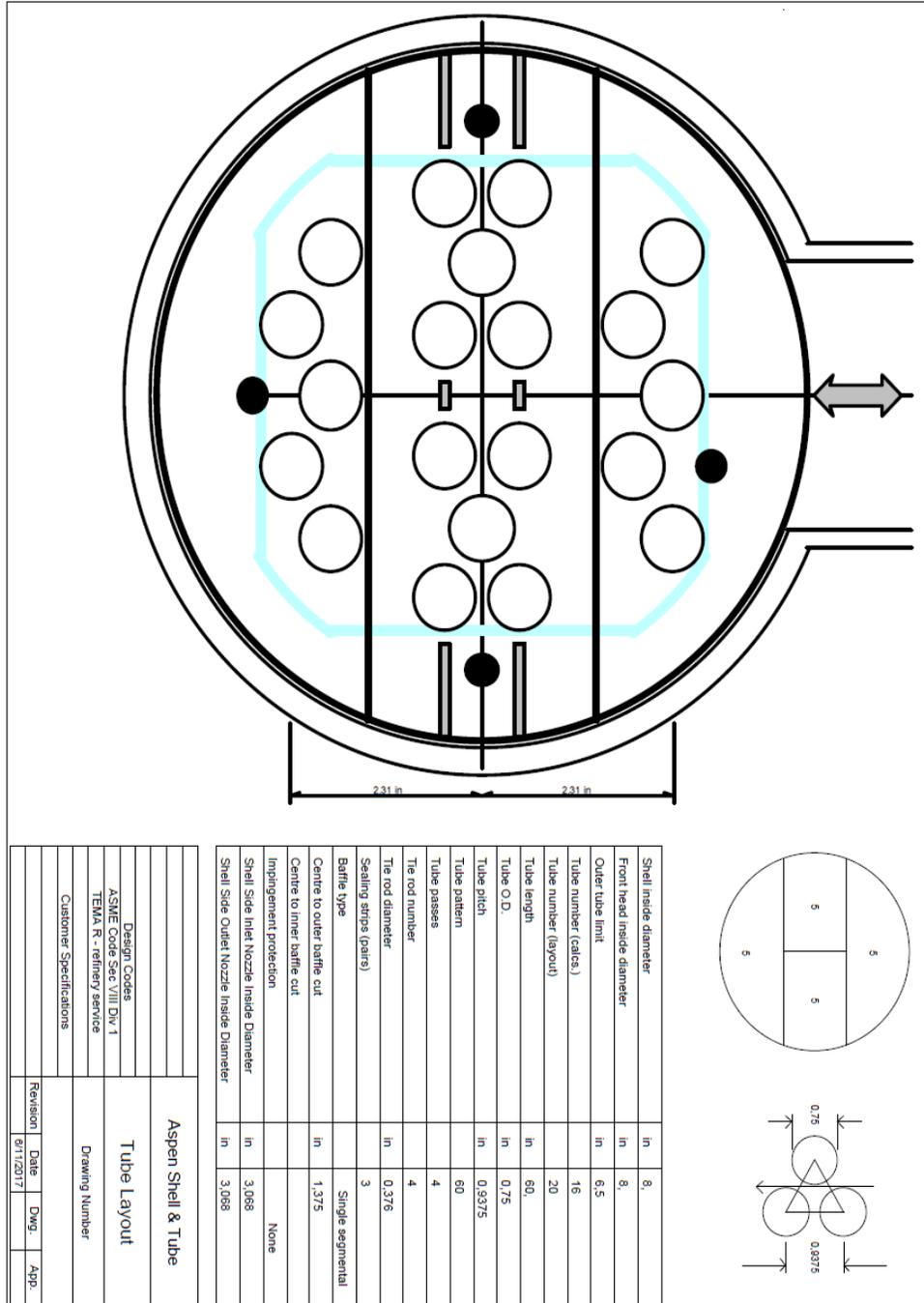
En la figura 8, se puede observar de manera detallada el plano obtenido mediante el modelamiento del intercambiador de calor en el software ASPEN HYSYS. De igual manera, en la figura 9 se puede observar el plano correspondiente al arreglo de tubos generado por el software.

Figura 9. Plano general del intercambiador de calor



Fuente: Autores

Figura 10. Arreglo de tubos



Fuente: Autores

4.4. COSTO ESTIMADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tabla 13. Costo estimado de los materiales

MATERIALES	APLICACIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Tubería 8" A-134	Carcasa	MT	2	197000	394.000
Tubería ¾ ASME B-42	Tubos	FT	100	10850	1.085.000
Brida Slip-on 2"	Boquilla agua	UN	2	22500	45.000
Brida Slip-on 3"	Boquilla vapor	UN	2	48000	96.000
Brida Slip-on 8"	Acoples	UN	3	120000	360.000
Tapa toriesférica 8"	Tapas	UN	1	40000	40.000
Platina A-135 ¾ espesor	Espejos	UN	2	58.000	116.000
Platina A-135 1/8 espesor	Deflectores	UN	15	9000	135.000
Empaques brida 8"	Empaques	UN	3	20000	60.000
Empaques brida 3"	Empaques	UN	2	10000	20.000
Empaques brida 2"	Empaques	UN	2	7000	14.000
Otros materiales	Intercambiador	-	-	300.000	300.000
Costo total	Los costos asociados están dados en pesos colombianos.			\$ 2.665.000	

Fuente: Autores

Tabla 14. Costo estimado de la mano de obra

MANO DE OBRA	CANTIDAD	DURACION	UNIDAD	COSTO DIA	COSTO TOTAL
Soldador	1	7	Día	80000	560.000
Metalmecánico	1	7	Día	80000	560.000
Mecánico	1	7	Día	80000	560.000
Ingeniero	3	30	Día	100000	9.000.000
Costo total	Los costos asociados están dados pesos colombianos.			\$ 10.680.000	

Fuente: Autores

Tabla 15. Costos varios

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Equipos de soldadura	7	DIA	100.000	700.000
Compresor	7	DIA	100.000	700.000
Espacio de trabajo	1	MES	1.000.000	1.000.000
Costo total	Los costos asociados están dados pesos colombianos.			\$ 2.600.000

Fuente: Autores

Tabla 16. Costo estimado software y papelería

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
<i>Aspen hysys</i>	1	600.000	600.000
<i>Microsoft Excel</i>	1	100.000	100.000
<i>Resma papel</i>	1	12.000	12.000
<i>Impresora</i>	1	200.000	200.000
<i>Computador</i>	1	1.000.000	1.000.000
<i>Costo total</i>	<i>Los costos asociados están dados pesos colombianos.</i>		\$ 1.912.000

Fuente: Autores

Tabla 17. Costo estimado total

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
<i>Costo estimado materiales</i>	1	2.665.000	2.665.000
<i>Costo estimado mano de obra</i>	1	10.680.000	10.680.000
<i>Costos varios</i>	1	2.600.000	2.600.000
<i>Costos de software y papelería</i>	1	1.912.000	1.912.000
<i>Costo total</i>	<i>Los costos asociados están dados pesos colombianos.</i>		\$ 17.857.000

Fuente: Autores

5. CONCLUSIONES

Durante la realización de la presente investigación, se lograron identificar las diferentes clases de intercambiadores de calor, determinando que los intercambiadores de calor más usados actualmente en la industria corresponden a los denominados AES, AEP, AKT y AJW, debido a su alta eficiencia en la transferencia de calor de los fluidos involucrados. Por esta razón, se determinó realizar el diseño de un intercambiador tipo AES con agua y vapor como fluidos de trabajo, debido a que esta configuración es una de las más usadas en la industria. La primera letra indica que posee canal y cubierta desmontable, la segunda letra corresponde a intercambiadores de calor con un solo paso por la carcasa y la tercera letra corresponde a los cabezales flotantes con dispositivo de apoyo.

Mediante la recopilación de información relacionada con intercambiadores de calor, se lograron establecer las ecuaciones y el método adecuado para el desarrollo de la investigación, con el fin de realizar un diseño fiable y de acuerdo a los parámetros establecidos por las normas TEMA y ASME.

Al realizar el dimensionamiento térmico del intercambiador, se lograron establecer los diámetros y longitudes requeridos por los tubos y la carcasa, con el fin de proveer el área de transferencia de calor necesaria para cumplir con las condiciones establecidas inicialmente. Por otra parte, al finalizar el diseño hidráulico se logró establecer que las caídas de presión en el lado de los tubos eran de 2,81 psi y en la carcasa de 0,65 psi, demostrando que estas se encuentran dentro de los valores establecidos inicialmente para las caídas de presión permisibles, las cuales corresponden a 5 psi en los tubos y 5 psi en la carcasa.

En el diseño mecánico, se realizaron los cálculos correspondientes a los espesores requeridos por los diferentes componentes del intercambiador, con el fin de soportar las presiones a las que estarán sometidos. Esto se realizó teniendo en cuenta los parámetros establecidos por la norma ASME, brindándole una mayor fiabilidad al diseño realizado.

Al realizar la simulación del diseño propuesto se calcularon los porcentajes de error relativo entre los resultados obtenidos mediante el método de Kern y los obtenidos mediante la simulación en el software ASPEN HYSYS. Lo anterior, permitió evidenciar que los resultados obtenidos por ambos métodos eran bastante similares a excepción de las caídas de presión en la carcasa. Sin embargo, al analizar más a fondo los datos arrojados por el software, se determinó que esto se produce debido a que este realiza cálculos adicionales como: pérdidas por el arreglo de tubos, pérdidas por el tipo flujo, etc. Aumentando de esta manera las pérdidas calculadas, permitiendo una estimación mucho más exacta.

Por último, se determinó el costo estimado para la construcción del intercambiador de calor de tubos y carcasa propuesto, obteniendo un valor de 17.857.000 pesos colombianos

6. RECOMENDACIONES

- Se recomienda la construcción del diseño realizado, con el fin de proveer un equipo de transferencia de calor para la realización de prácticas de los estudiantes de ingeniería Electromecánica y tecnólogos en operación & mantenimiento electromecánico de las Unidades Tecnológicas de Santander regional Barrancabermeja.
- Para futuros diseños relacionados con intercambiadores de calor, se recomienda el uso de métodos de dimensionamiento más precisos como el de Bell-Delaware o Wills-Johnson, con el fin de obtener una estimación mucho más precisa de las pérdidas de presión originadas en la carcasa.
- Realizar el diseño de radio de aislamiento con el fin de evitar los riesgos asociados a las altas temperaturas del intercambiador, pérdidas de calor y disminución de la eficiencia del equipo.
- Se recomienda emplear la presente investigación como punto de partida para la realización de futuros proyectos relacionados con intercambiadores de calor.

7. REFERENCIAS

- Aguilar, R. (sf). *Metodología para el diseño de un intercambiador de tubo y coraza*.
- Armijos Correa, N., & Morales Muyulema, L. (2012). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CURTIDURIA CUEROS Y CUEROS*. RIOBAMBA: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICO DE CHIMBORAZO.
- Burbano, S. (2014). *DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS*. Riobamba, Ecuador.: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DE CHIMBORAZO.
- Canaura, J. (2016). *DIÑO DE UN CONDENSADRO PARA PLANTA DE PRODUCCION INDUSTRIAL*. España: UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2003). *TERMODINAMICA*. Mexico: McGraw-Hill.
- Cuadrado, K. (2010). *Diseño, Construcción Y Pruebas De Intercambiadores De Carcasa Y Tubos Para Laboratorio De Termicas De La Facultad De Mecanica*. Riobamba, Ecuador: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DE CHIMBORAZO.
- Flores, C. (2015). *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL SECADO DE CAFE CEREZA EN EL BENEFICIO HUMEDO DE BAXTLA*. Veracruz, Mexico: UNIVERSIDAD VERACRUZANA.
- Fonseca, L., & Riveros, L. (2009). *Diseño Termico Y Mecanico De Intercambiadores De Casco Y Tubo*. BUCARAMANGA: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.
- Gonzalez, M. A. (s.f). *Intercambiadores de calor*. Falcon: Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda.
- Herrera, P. (2015). *DISEÑO, MODELACION Y CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBO*. España: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.
- Intriago, A. (2015). *DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA*. Guayaquil, Ecuador.: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.
- Jaramillo, J. (2004). *ACCESO A LA UNIVERSIDAD PARA MAYORES DE 25 AÑOS, PRUEBA ESPECIFICA FISICA*. Sevilla: MAD.
- Jaramillo, O. (20 de 11 de 2007). <http://www.cie.unam.mx>. Obtenido de Intercambiadores de calor: <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node8.html>

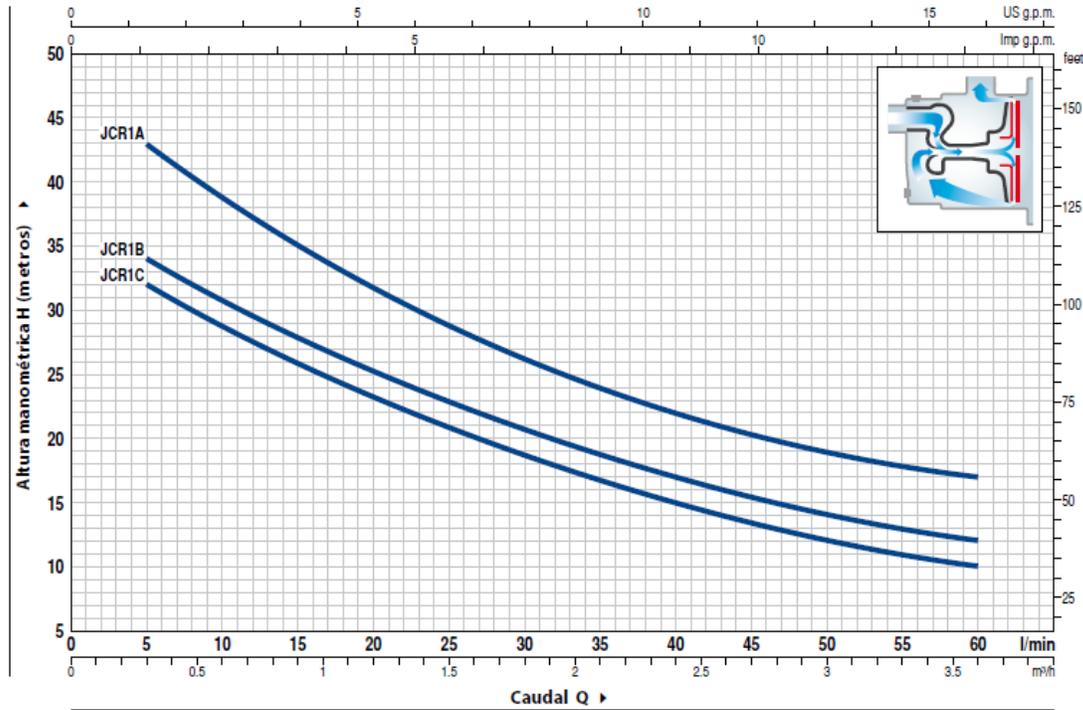
- Jaramillo, O. (2007). Intercambiadores de calor. Mexico: Universidad Nacional Autonoma de Mexico.
- JHG ingenieria. (2006). *Manual para la identificacion y seleccion de flanges*. Santiago de Chile.
- Kern, D. (1965). Process Heat Transfer. En K. Donald, *Process Heat Transfer* (pág. 840). USA: McGRAW-HILL INTERNATIONAL BOOK COMPANY.
- Llangari, V., & Solis, G. (2012). *Diseño Termico E Hidraulico De Un Intercambiador De Coraza Y Tubos*. Riobamba, Ecuador: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DE CHIMBORAZO.
- Paredes, A., & Barros, C. (2015). *MODELAMIENTO Y SIMULACION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR*. Guayaquil, Ecuador.: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.
- Rao, R. V., & Saroj, A. (2016). Economic optimization of shell-and-tube heat exchanger using Jaya. *elsevier*.
- Salazar, J. (2001). *DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*. San nicolas de los garza, Mexico.: UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1999). *Standars of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. New york: Tubular Exchanger Manufacturers Association.
- Valera negrete, a. (2005). *Apuntes de fisica general*. Mexico: Universidad Nacional Autonoma de Mexico.
- Valverde, D. (2014). *DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO-CARCASA DEL SISTEMA DE VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDRICOS DE 50MW DE POTENCIA*. Madrid, España.: UNIVERSIDAD CARLOS III.
- Venkata, R., & Ankit, S. (2017). *Economic optimization of shell-and-tube heat exchanger using Jaya algorithm with maintenance consideration*. india: Saradar Vallabhbai National Institute of Technology.

8. ANEXOS

ANEXO A

CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n= 3450 rpm HS= 0 m



MODELO		POTENCIA (P ₂)		Q	Flow Rate (Q)											
Monofásica	Trifásica	kW	HP		m³/h	0	0.3	0.6	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.0	3.6	
				l/min	0	5	10	20	25	30	40	45	50	60		
JCRm 1C	JCR 1C	0.37	0.50	H metros	35	32	28.5	23.5	21	18.5	15	13.5	12	10		
JCRm 1B	JCR 1B	0.48	0.65		37	34	30.5	25.5	23	20.5	17	15.5	14	12		
JCRm 1A	JCR 1A	0.55	0.75		48	43	39	31.5	28.5	26	22	20.5	19	17		

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

ANEXO B



GENERADOR DE VAPOR HK 250 A 2500 KG VAPOR/H.

Generador de vapor rápido con tres pasos de humos, para una producción más rápida y eficiente de vapor saturado, gracias a su gran superficie de calefacción y reducido volumen de agua.

Modelo totalmente automático, con capacidades de producción de 250 a 2500 kg vapor/h.

El generador HK puede satisfacer cualquier necesidad de vapor, con o sin periodos de interrupción. Trabajando como generador principal o auxiliar, individualmente o conjuntamente con otros generadores.

Ventajas:

- Disponibilidad de vapor en pocos minutos.
- No necesita sala de calderas, al estar englobado en Clase 1ª (según R.D. 2060/2008 de 12 de diciembre).
- Indicado para instalaciones con poca disponibilidad de espacios libres.
- Su diseño lo convierte en seguro contra explosiones por sobrecalentamiento.
- Mínimas pérdidas por radiación gracias a la reducida superficie de aireación.
- Mantenimiento simple.

Modelo	HK
Fluido	Vapor saturado - alta presión
Tipo	Caldera acuotubular vertical
Producción	de 250 a 2.500 kg/h
Presión de diseño	hasta 16 bar
Temperatura máx.	hasta 204 °C
Combustibles	Gas, gasóleo, fuelóleo



ANEXO C

C / 730 APPENDIX

Table C.2 Tube Counts for 3/4-in. OD Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
66	4292	4228	4088	4044							
72	5116	5044	4902	4868							
78	6034	5964	5786	5740							
84	7005	6934	6766	6680							
90	8093	7998	7832	7708							
96	9203	9114	8896	8844							
108	11696	11618	11336	11268							
120	14459	14378	14080	13984							

ANEXO D

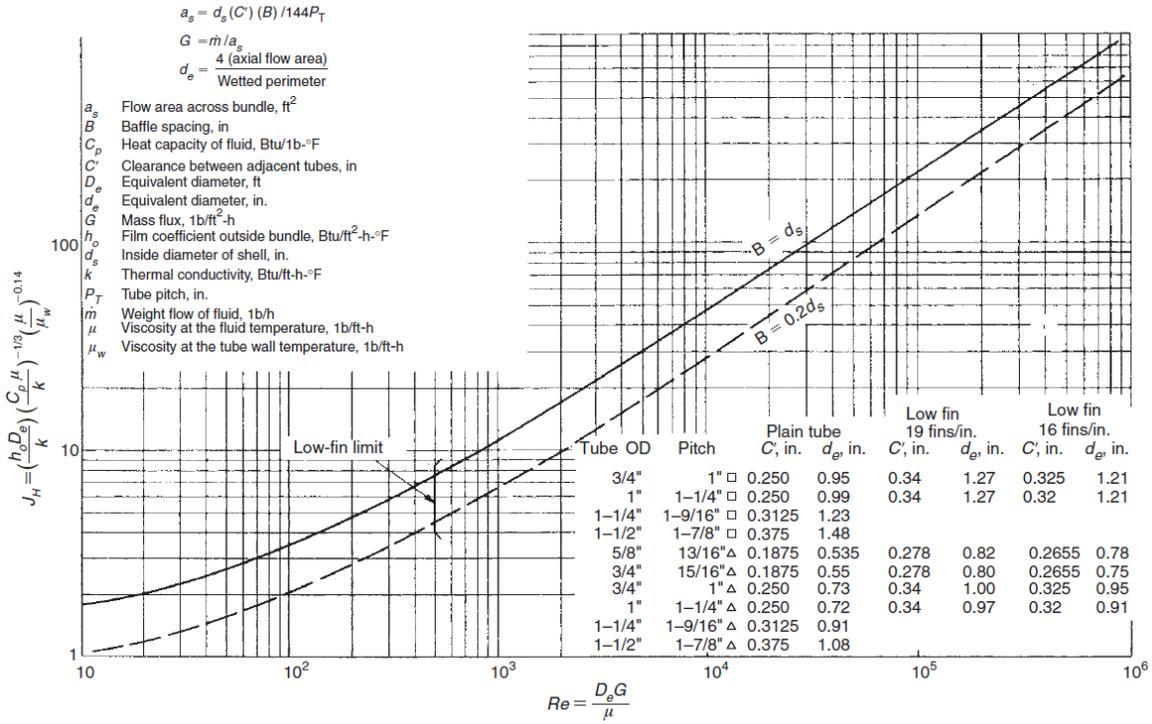


Table 5.3 Guidelines for Sizing Nozzles

Shell size, inches	Nominal nozzle diameter, inches
4-10	2
12-17.25	3
19.25-21.25	4
23-29	6
31-37	8
39-42	10

ANEXO E

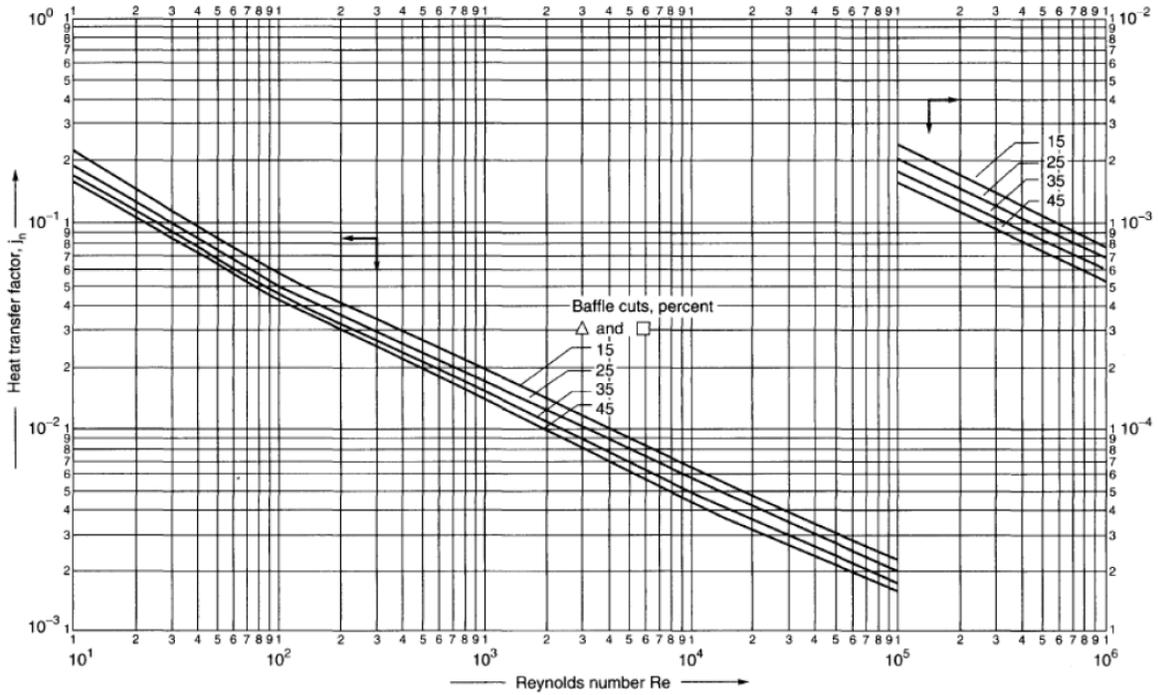


Figure 12.29. Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

ANEXO F

Tabla A-1 Esfuerzos permitidos básicos en tensión para metales¹ (cont.)

Los números en paréntesis se refieren a las notas para las Tablas del apéndice A; las especificaciones son ASTM a menos que se especifique de otra forma.

Esfuerzo permitido básico, S, ksi (1), a temperatura de metal, °F														Grado	No. espec.
Temp. mín. a 100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700			
														Cobre y aleación de Cobre Tuberías y tubos (2)	
6,0	5,1	4,9	4,8	4,7	4,0	3,0	2,3	1,7	C10200, C12000, C12200	B 42	
6,0	5,1	4,9	4,8	4,7	4,0	3,0	2,3	1,7	C10200, C12000, C12200	B 75	
6,0	5,1	4,9	4,8	4,7	4,0	3,0	2,3	1,7	C12200	B 68	
6,0	5,1	4,9	4,8	4,7	4,0	3,0	2,3	1,7	C12200	B 88	
6,0	5,1	4,9	4,8	4,7	4,0	3,0	2,3	1,7	C12200	B 280	
8,0	7,9	7,9	7,9	7,9	7,0	5,0	2,0	C23000	B 43	
8,7	8,4	8,2	8,0	7,8	7,7	7,5	7,4	7,3	7,0	6,0	C70600	B 467	
8,7	8,4	8,2	8,0	7,8	7,7	7,5	7,4	7,3	7,0	6,0	C70600	B 466	
10,0	9,7	9,5	9,3	9,1	8,9	8,7	8,5	8,0	7,0	6,0	C70600	B 467	
10,0	9,6	9,4	9,2	9,0	8,8	8,6	8,4	8,2	8,1	8,0	7,9	7,8	C71500	B 467	
10,7	10,6	10,5	10,4	10,2	10,1	9,9	9,6	9,3	8,9	8,4	7,7	7,0	C71000	B 466	
12,0	11,6	10,9	10,4	10,0	9,8	9,5	C10200, C12000, C12200	B 42	
12,0	11,6	10,9	10,4	10,0	9,8	9,5	C10200, C12000, C12200	B 75	
12,0	11,6	10,9	10,4	10,0	9,8	9,5	C12200	B 88	

ANEXO G

2010 SECTION II, PART D (CUSTOMARY)

TABLE 1A
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
16	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/A	K02504	1	1
17	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/A	K02504	1	1
18	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/A	K02504	1	1
19	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	F/A	1	1
20	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/A	K02504	1	1
21	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/A	K02504	1	1
22	Carbon steel	Smls. pipe	SA-106	A	K02501	1	1
23	Carbon steel	Wld. pipe	SA-135	A	1	1
24	Carbon steel	Forged pipe	SA-369	FPA	K02501	1	1
25	Carbon steel	Wld. pipe	SA-587	...	K11500	1	1
26	Carbon steel	Wld. pipe	SA-587	...	K11500	1	1

TABLE 1A
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
16	11.7	...	11.7	...	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	10.6	9.1	7.7	6.1	4.3
17	13.7	...	13.7	...	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.0	7.1	5.0
18	11.7	11.7	11.7	...	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	10.6	9.1	7.9	6.7	5.5
19	8.2	...	8.2	...	8.2	8.2	8.2	8.2	8.2	7.5	6.4
20	13.7	...	13.7	...	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.0	7.1	5.0
21	13.7	13.7	13.7	...	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.3	7.9	6.5
22	13.7	13.7	13.7	...	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.3	7.9	6.5
23	11.7	11.7	11.7	...	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	10.6	9.1	7.9	6.7	5.5
24	13.7	...	13.7	...	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.0	7.1	5.0
25	13.7	...	13.7	...	13.7
26	11.7	11.7	11.7	...	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	10.6	9.1	7.9	6.7	...

ANEXO H

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR	2.4 < t ≤ 4	1	1
2	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR	1.5 < t ≤ 2.4	1	1
3	Carbon steel	Plate	SA-455	...	K03300	...	0.58 < t ≤ 3/4	1	2
4	Carbon steel	Bar	SA-675	70	1	2
5	Carbon steel	Forgings	SA-105	...	K03504	1	2
6	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	70	...	1	2
7	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	1	2
8	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	1	2
9	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	1	2
10	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	1	...	1	2
11	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	2	...	1	2
12	Carbon steel	Forgings	SA-508	1	K13502	1	2
13	Carbon steel	Forgings	SA-508	1A	K13502	1	2
14	Carbon steel	Forgings	SA-541	1	K03506	1	2
15	Carbon steel	Forgings	SA-541	1A	K03020	1	2
16	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCB	J03003	1	2
17	Carbon steel	Forgings	SA-765	II	K03047	1	2
18	Carbon steel	Plate	SA-515	70	K03101	1	2
19	Carbon steel	Plate	SA-516	70	K02700	1	2
20	Carbon steel	Plate	SA/JIS G3118	SGV480	1	2

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	19.1	19.1	19.1	19.1	19.1	19.1	19.1
2	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5
3	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3
4	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3	16.7	14.8	12.0	9.3	6.7
5	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
6	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
7	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
8	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
9	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
10	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
11	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
12	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
13	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
14	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
15	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
16	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
17	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
18	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
19	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
20	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	...

ANEXO I

**Tabla espesores tubería Acero al Carbono según ASME
Diámetros Nominales 8in a 24in (DN200 a DN600)**

Tamaño		Diam. exter.	SCH 5	SCH 10	SCH 20	SCH 30	STD	SCH 40	XS
NPS in	DN mm	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)
8	200	8.625 (219.08)	0.109 (2.77)	0.148 (3.76)	0.25 (6.35)	0.277 (7.04)	0.322 (8.18)	0.322 (8.18)	0.5 (12.7)
10	250	10.75 (273.05)	0.134 (3.4)	0.134 (3.4)	0.25 (6.35)	0.307 (7.8)	0.365 (9.27)	0.365 (9.27)	0.5 (12.7)
12	300	12.75 (323.85)	0.156 (3.96)	0.156 (3.96)	0.25 (6.35)	0.33 (8.38)	0.375 (9.53)	0.406 (10.31)	0.5 (12.7)
14	350	14 (355.6)	0.156 (3.96)	0.156 (3.96)	0.312 (7.92)	0.375 (9.53)	0.375 (9.53)	0.438 (11.13)	0.5 (12.7)
16	400	16 (406.4)	0.165 (4.19)	0.165 (4.19)	0.312 (7.92)	0.375 (9.53)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.5 (12.7)
18	450	18 (457.2)	0.165 (4.19)	0.165 (4.19)	0.312 (7.92)	0.438 (11.13)	0.375 (9.53)	0.562 (14.27)	0.5 (12.7)
20	500	20 (508)	0.188 (4.78)	0.188 (4.78)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.375 (9.53)	0.594 (15.09)	0.5 (12.7)
22	550	22 (558.8)	0.188 (4.78)	0.188 (4.78)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.375 (9.53)	... (...)	0.5 (12.7)
24	600	24 (609.6)	0.218 (5.54)	0.218 (5.54)	0.375 (9.53)	0.562 (14.27)	0.375 (9.53)	0.688 (17.48)	0.5 (12.7)

ANEXO J

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5-2003

Table 2-1.1 Pressure-Temperature Ratings for Group 1.1 Materials

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1), (2)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. (4)		
3½ Ni	A 350 Gr. LF3		A 537 Cl. 1 (3)

Working Pressure by Classes, bar							
Class Temp., °C	150	300	400	600	900	1500	2500
-29 to 38	19.6	51.1	68.1	102.1	153.2	255.3	425.5
50	19.2	50.1	66.8	100.2	150.4	250.6	417.7
100	17.7	46.6	62.1	93.2	139.8	233.0	388.3
150	15.8	45.1	60.1	90.2	135.2	225.4	375.6
200	13.8	43.8	58.4	87.6	131.4	219.0	365.0
250	12.1	41.9	55.9	83.9	125.8	209.7	349.5
300	10.2	39.8	53.1	79.6	119.5	199.1	331.8
325	9.3	38.7	51.6	77.4	116.1	193.6	322.6
350	8.4	37.6	50.1	75.1	112.7	187.8	313.0
375	7.4	36.4	48.5	72.7	109.1	181.8	303.1
400	6.5	34.7	46.3	69.4	104.2	173.6	289.3
425	5.5	28.8	38.4	57.5	86.3	143.8	239.7
450	4.6	23.0	30.7	46.0	69.0	115.0	191.7
475	3.7	17.4	23.2	34.9	52.3	87.2	145.3
500	2.8	11.8	15.7	23.5	35.3	58.8	97.9
538	1.4	5.9	7.9	11.8	17.7	29.5	49.2

NOTES:

- (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 425°C, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible but not recommended for prolonged use above 425°C.
- (2) Not to be used over 455°C.
- (3) Not to be used over 370°C.
- (4) Not to be used over 260°C.

ANEXO K

Heat Exchanger Thermal Design Shell&Tube V8.0 (ASME 2012) Page 1

File: D:\Proyecto\...Diseño exitoso\Simulacion exitosa.EDR

Printed: 17/11/2017 at 11:19:28 a. m.

1	Size	8 x 60	In	Type	AES	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	15,7 /	13,6 /				Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	15,7 /	13,6 /							
4										
5	Simulation PERFORMANCE OF ONE UNIT									
6	Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters	
7	Process Data		In	Out	In	Out	Total heat load	BTU/h	272555	
8	Total flow	lb/h	3352	3352	0	7937	Eff. MTD/ 1 pass MTD	*F	216,09/ 219,74	
9	Vapor	lb/h	3352	3352	0	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1 / 1,15	
10	Liquid	lb/h	0	0	7937	7937				
11	Noncondensable	lb/h	0	0	0	0	Coef./Resist.	BTU/(h °F)	ft² h F/BTU	%
12	Cond./Evap.		0	0	0	0	Overall fouled	93,02	0,0107	
13	Temperature	*F	392	255,6	86	120,33	Overall clean	106,77	0,0094	
14	Dew / Bubble point	*F					Tube side film	1014,41	0,001	9,17
15	Quality		1	1	0	0	Tube side fouling	778,63	0,0013	11,95
16	Pressure (abs)	psi	225	222,16	24	21,52	Tube wall	28780,1	0	0,32
17	DeltaP allowicall	psi	5	2,84	4,75	2,48	Outside fouling	9999,53	0,0001	0,93
18	Velocity	ft/s	38,32	31,23	4,76	4,79	Outside film	119,83	0,0083	77,63
19										
20	Liquid Properties				Shell Side Pressure Drop				psi	%
21	Density	lb/ft³			62,262	61,861	Inlet nozzle	0,1	3,52	
22	Viscosity	cp			0,7998	0,5602	Inlet space Xflow	0,13	4,56	
23	Specific heat	BTU/(lb F)			1,0008	0,9999	Baffle Xflow	1,94	68,1	
24	Therm. cond.	BTU/(ft h F)			0,351	0,364	Baffle window	0,51	18,07	
25	Surface tension	lb/ft					Outlet space Xflow	0,11	3,74	
26	Molecular weight				18,01	18,01	Outlet nozzle	0,06	2,01	
27	Vapor Properties				Intermediate nozzle					
28	Density	lb/ft³	0,472	0,578			Tube Side Pressure Drop	psi	%	
29	Viscosity	cp	0,0162	0,0134			Inlet nozzle	0,01	0,58	
30	Specific heat	BTU/(lb F)	0,691	0,5247			Entering tubes	0,31	12,46	
31	Therm. cond.	BTU/(ft h F)	0,021	0,018			Inside tubes	1,67	67,35	
32	Molecular weight		18,01	18,01			Exiting tubes	0,48	19,27	
33	Two-Phase Properties				Outlet nozzle				0,01	0,33
34	Latent heat	BTU/lb					Intermediate nozzle			
35										
36	Heat Transfer Parameters				Velocity / Rho*V2				ft/s	lb/(ft² s²)
37	Reynolds No. vapor		103671,8	125843,3			Shell nozzle inlet	38,44	697	
38	Reynolds No. liquid				26831,13	38307,86	Shell bundle Xflow	38,32	31,23	
39	Prandtl No. vapor		1,28	0,96			Shell baffle window	23,41	19,08	
40	Prandtl No. liquid				5,52	3,72	Shell nozzle outlet	31,35	569	
41	Heat Load	BTU/h					Shell nozzle interm			
42	Vapor only	BTU/h	272555	0				ft/s	lb/(ft² s²)	
43	2-Phase vapor	BTU/h	0	0			Tube nozzle inlet	1,52	144	
44	Latent heat	BTU/h	0	0			Tubes	4,76	4,79	
45	2-Phase liquid	BTU/h	0	0			Tube nozzle outlet	1,53	145	
46	Liquid only	BTU/h	0	272555			Tube nozzle interm			
47										
48	Tubes		Baffles			Nozzles: (No./OD)				
49	Type		Plain	Type	Single segmental		Inlet	Shell Side	Tube Side	
50	ID/OD	In	0,584 / 0,75	Number	15		Outlet	1 / 3,5	1 / 2,375	
51	Length act/eff	ft	5 / 4,3178	Cut(%d)	32,81		Other	1 / 3,5	1 / 2,375	
52	Tube passes		4	Cut orientation	H		Impingement protection			
53	Tube No.		16	Spacing: c/c	In	2,4			None	
54	Tube pattern		60	Spacing at inlet	In	9,1065				
55	Tube pitch	In	0,9375	Spacing at outlet	In	9,1065				
56	Insert		None							
57	Vibration problem		No / No			Rho/V2 violation			No	