



**UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”**



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

**XVIII PROGRAMA DE TITULACIÓN EXTRAORDINARIA
TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL**

Para Optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**“DISEÑO DE UN CALENTADOR DE
AGUA DE ALIMENTACIÓN A LA
CALDERA N°6 EN LA EMPRESA
AGROINDUSTRIAL TUMÁN PARA
MEJORAR SU EFICIENCIA DE
GENERACIÓN DE VAPOR”**

Presentado Por:

Br. ELÍ BARBOZA GUEVARA

LAMBAYEQUE – PERÚ

2017



**UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”**



Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

XVIII PROGRAMA DE TITULACIÓN EXTRAORDINARIA

TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para Optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**“DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA
DE ALIMENTACIÓN A LA CALDERA N°6
EN LA EMPRESA AGROINDUSTRIAL
TUMÁN PARA MEJORAR SU EFICIENCIA
DE GENERACIÓN DE VAPOR”**

Presentado Por:

Br. Elí Barboza Guevara

Aprobado por el Jurado Examinador:

PRESIDENTE : ING. MSC. JUAN ANTONIO TUMIALAN HINOSTROZA.

SECRETARIO : ING. MSC. JORGE LUIS NOMBERRA TEMOCHE.

VOCAL : ING. MSC. DANIEL CARRANZA MONTENEGRO.

ASESOR : ING. CARLOS ENRIQUE NECIOSUP INCIO.

Lambayeque – Perú

2017



UNIVERSIDAD NACIONAL “PEDRO RUIZ GALLO”
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
XVIII PROGRAMA DE TITULACIÓN EXTRAORDINARIA
TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL



TÍTULO:

“DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN A LA CALDERA N° 6 EN LA EMPRESA AGROINDUSTRIAL TUMÁN PARA MEJORAR SU EFICIENCIA DE GENERACIÓN DE VAPOR”

CONTENIDOS:

- CAPÍTULO I** : PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN.
CAPÍTULO II : MARCO TEÓRICO.
CAPÍTULO III : MARCO METODOLÓGICO.
CAPÍTULO IV : DISEÑO DEL CALENTADOR DE AGUA.
CAPÍTULO V : METODOLOGÍA DEL DISEÑO DEL CALENTADOR.
CAPÍTULO VI : ANÁLISIS DE COSTOS.
CAPÍTULO VII : CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.
CAPÍTULO VIII : REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.
CAPÍTULO IX : ANEXOS, PLANOS Y OTROS.

AUTOR: Br. ELÍ BARBOZA GUEVARA

PRESIDENTE

SECRETARIO

VOCAL

ASESOR

Lambayeque – Perú

2017

DEDICATORIA

Este TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL está dedicado de manera especial a mis padres, hermanos y a todos mis seres queridos por ayudarme incondicionalmente en todo momento.

AGRADECIMIENTO

Doy gracias a Dios, por estar conmigo en cada paso de mi vida, por guiarme por los senderos de bien, por permitirme compartir alegría y tristezas con las personas que más amo y poder descubrir día a día su gracia y poder.

Agradecer hoy y siempre a mis padres, hermanos, familiares y amigos, que apoyaron de manera directa e indirecta en el desarrollo de este trabajo.

Al Ingeniero Asesor, Carlos Enrique Neciosup Incio. Por su constante apoyo académico, por los acertados consejos que lograron el desarrollo de este Examen de Suficiencia Profesional.

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño de un calentador de agua de alimentación para una central térmica constituida por la caldera N° 6 que produce vapor para generar energía eléctrica en la casa de fuerza (planta eléctrica) y también generar vapor para obtener energía mecánica de accionamiento de los molinos del trapiche, ventiladores y bombas.

Los calentadores de agua son alimentados con extracciones que se realizan en las turbinas para el calentamiento del agua de alimentación a la caldera con el consiguiente ahorro energético.

El correcto diseño de estos equipos tendrá gran influencia en la vida útil del equipo para soportar los arranques y paradas de la planta.

Se deberá tener en cuenta el diseño térmico del calentador que se realizará siguiendo ciertas normas al respecto. La selección de materiales es otro punto a tomar en cuenta en la vida del equipo. Respecto al aspecto mecánico se debe considerar el equipo sometido a presión.

Palabras Claves: Calentador de agua de alimentación, calderas de vapor, transferencia de calor.

ABSTRACT

The present project consists of the design of a power water heater for a thermal power station constituted by boiler N ° 6 that produces steam to generate electrical energy (in the powerhouse) and also generate steam to obtain mechanical energy of drive of mills, blowers and pumps.

The water heaters are fed with extractions that are realized in the turbines for the heating of the water of feed to the boiler with the consequent energetic saving.

The correct design of these equipment will have a great influence on the life of the equipment to withstand the starts and stops of the plant.

The thermal design of the heater must be taken into account. The selection of materials is another point to take into account in the life of the team. Regarding the mechanical aspect must be considered the equipment under pressure.

Key word: Feed water heater, steam boilers, heat transfer.

ÍNDICE:

RESUMEN.

INTRODUCCIÓN.

CAPITULO I:

1. PROBLEMA DE LA INVESTIGACION.....	3
1.1. Realidad problemática - antecedentes:.....	3
1.2. Formulación del problema.....	3
1.2.1. Objeto del estudio.....	4
1.3. Justificación e importancia del proyecto.....	4
1.4. Objetivos.....	4
1.4.1. Objetivos Generales.....	4
1.4.2. Objetivos Específicos.....	4
1.5. Justificación e Importancia.....	5
1.6. Alcances.....	5

CAPITULO II:

2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1. Antecedentes del proyecto.....	7
2.2. Descripción general de un intercambiador.....	7
2.3. Clasificación.....	9
2.3.1. De acuerdo al proceso de transferencia.....	9
2.3.2. De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor.....	10
2.3.3. De acuerdo al número de fluidos involucrados.....	11
2.3.4. De acuerdo a la disposición de los fluidos.....	11
2.3.4.1. Int. de calor de paso único.....	12
2.3.4.2. Int. de calor de pasos múltiples.....	13
2.3.5. De acuerdo a la compactación de la superficie.....	13
2.3.6. De acuerdo al tipo de construcción.....	14
2.3.6.1. Intercambiador de doble tubo.....	14
2.3.6.2. Intercambiador de tubo y carcasa.....	16
2.3.6.3. Int. enfriados por aire y radiadores.....	18
2.3.6.4. Intercambiador de placas empacadas.....	19
2.3.6.5. Intercambiador en espiral.....	20

2.4. Guia para la selección del mejor intercambiador.....	21
2.5. Intercambiador de tubo y carcaza.....	23
2.5.1. Tubos.....	24
2.5.2. Placa de tubos.....	28
2.5.3. Carcaza.....	29
2.5.4. Deflectores o baffles.....	32
2.5.5. Cabezales.....	35

CAPITULO III:

3. MARCO METODOLÓGICO.....	38
3.1. Tipos de Investigación.....	39
3.2. Población y muestra.....	39
3.3. Muestra.....	39
3.4. Hipótesis.....	39
3.5. Variables.	40
3.6. Métodos y técnicas de investigación.....	41
3.7. Descripción de los instrumentos utilizados.....	41
3.8. Análisis estadístico e interpretación de datos.....	42

CAPITULO IV:

4. BASES TEÓRICAS PARA EL DISEÑO DEL CALENTADOR DE AGUA..43

4.1. Intercambio de calor.....	45
4.2. Transferencia de calor.....	45
4.2.1. Modos de transferencia de calor.....	46
4.2.2. Variables térmicas fundamentales.....	48
4.2.3 Superficie efectiva.....	50
4.3. Zonas Funcionales de un calentador.....	51
4.3.1. Zonas de condensación.....	51
4.3.2. Zona de subenfriamiento.....	52
4.3.3. Zona de desrecalentamiento.....	53
4.4 Sistemas De Venteo.....	54
4.4.1. Sistema de eliminación de Incondensables.....	55
4.5. Válvulas de seguridad.....	56

CAPITULO V:

5. METODOLOGÍA DEL DISEÑO DEL CALENTADOR.....58

5.1. Condiciones de operación y diseño.....59

5.2. Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.....60

5.3. Procedimiento general de diseño.....62

5.4. Cálculo típico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.....65

5.5. Datos de diseño.....73

5.5.1. Método de la diferencia de temperatura media logarítmica.....74

5.5.2. Estudio de la demanda energética.....80

5.5.3. Diseño Térmico.....80

5.5.3.1. Datos de entrada necesarios para los cálculos.....80

5.5.3.2. Cálculo de la LMTD.....82

5.5.3.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor..84

5.5.3.4. Cálculo del área de transferencia de calor.....90

5.5.3.5. Cálculo de la longitud de la tubería.....90

5.5.3.6. Cálculo del diámetro del calentador.....91

CAPITULO VI:

6. ANÁLISIS DE COSTOS.....	94
6.1. Generalidades.....	95
6.2. Costos directos.....	95
6.2.1. Costos de materiales y equipos.....	95
6.3. Costos indirectos.....	96
6.4. Costo total del equipo.....	97
6.5. Estudio financiero.....	97
6.6. Costos de instalación.....	98

CAPITULO VII:

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	99
7.1. Conclusiones.....	100
7.2. Recomendaciones.....	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: Intercambiador de calor de casco y tubos.....	9
Figura 2-2. Intercambiadores de paso simple y múltiples pasos.....	13
Figura 2-3. Intercambiador de calor de doble tubo.....	15
Figura 2-4: Intercambiador de tubo y carcaza.....	16
Figura 2-5: Intercambiador de flujo cruzado.....	18
Figura 2-6: Intercambiador de placas empacadas (PHE).....	19
Figura 2-7: Intercambiador en espiral (SHE).....	20
Figura 2-8: Entubado de un intercambiador de Tubo y coraza.....	26
Figura 2-9: Disposiciones comunes para los tubos de intercambiadores.....	27
Figura 2-10: Uniendo los tubos a la placa de tubos.....	29
Figura 2-11: Placas de impacto.....	30
Figura 2-12: Esquema de in intercambiador con deflector longitudinal	33
Figura 2-13: Tipos de deflectores transversales.....	34
Figura 4-1: Calentador de jugo (FIVES LILLE)	45
Figura 4.2: Diagrama entrada-salida flujos al calentador.....	49
Figura 4-3: Superficie total exterior de los tubos del calentador.....	50

Figura 4-4: Zona de condensación.....	52
Figura 4-5: Zona de sub-enfriamiento.....	53
Figura 4-6: Zona de desrecalentamiento.....	54
Figura 4-7: Válvula de seguridad.....	57
Figura 5-1: Método de la diferencia de temperatura media logarítmica.....	74

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.3-1. Conexiones típicas para intercambiadores de doble tubo.....	15
Tabla 2.4-1. Características de los intercambiadores de calor.....	22
Tabla 2.5-1. Máxima temperatura admisible en los tubos.....	25
Tabla 2.5-2. Datos de tubos intercambiadores de calor.....	28
Tabla 2.5-3. Diferentes tipos de carcazas y cabezales.....	32
Tabla 2.5-4. Criterios para escoger la orientación del corte del deflector.....	36
Tabla 2.5-5. Tipos de cabezales anteriores: Resumen de aplicaciones.....	37
Tabla 2.5-6. Tipos de cabezales posteriores: Resumen de aplicaciones.....	51
Tabla 5.5-1. Datos de diseño.....	73
Tabla 5.5-2. Valores aproximados de los coeficientes globales de diseño.....	79
Tabla 5.5-3. Dimensiones del tubo.....	81

INTRODUCCIÓN

La caña de azúcar es un cultivo de elevada relevancia a nivel mundial y se procesa en los ingenios azucareros donde se muele en el trapiche, accionando los molinos con turbinas de vapor que se generan en las calderas de vapor, cuya materia prima es el agua de óptima calidad. Esta se alimenta a la caldera a una determinada temperatura que puede ser 80, 90, 125 °C con lo cual se obtiene una cierta cantidad de vapor; pero si queremos mejorar la eficiencia de generación, esta agua de alimentación se le puede aumentar su temperatura hasta 160 °C, esta operación se puede realizar en un calentador de agua que se ubicará después de la bomba de agua de alimentación y antes de la caldera de vapor.

Los calentadores de agua de alimentación a caldera, se utilizan en las centrales térmicas para aumentar la temperatura del agua proveniente del desaireador, antes de que el agua entre en la caldera.

El propósito o la ventaja de utilizar calentadores de agua en el ciclo térmico, es aumentar o incrementar la eficiencia térmica de dicho ciclo, es decir, aumentar el rendimiento global de la planta.

Los calentadores de agua de alimentación evitan el “shock térmico” a la caldera y reducen el consumo de combustible necesario para convertir el agua a vapor. El resultado es una ganancia neta de energía (debido esencialmente a la gran cantidad de calor latente recuperado en el calentador).

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA - ANTECEDENTES:

En la industria azucarera se utiliza el vapor generado en las calderas para producir KW-h en la planta de fuerza, y a la vez para generar energía mecánica de accionamiento de los molinos del trapiche, ventiladores de tiro de las calderas y también para el accionamiento de las bombas de agua de alimentación a las mismas.

Por ello es que se debe tratar de producir una eficiente generación de vapor en las calderas para cubrir las demandas de vapor que se les solicitan.

Por ello, los expertos en generación de vapor indican que para obtener una eficiente generación de vapor debe calentarse el agua de alimentación a la caldera.

Los expertos en generación de vapor consideran que el agua de alimentación a la caldera puede ser 20 °C menor que la temperatura de saturación del vapor en la caldera.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA:

Es por ello que estamos considerando calentar el agua de alimentación a la caldera a una temperatura aproximada de 160 °C, operación que se realizara en un calentador de agua ubicado después de la bomba de agua de alimentación que bombea el agua del desaireador y antes del domo de agua de la caldera.

1.2.1. OBJETO DEL ESTUDIO:

Se va a evaluar cómo influye el calentamiento de agua en la generación de vapor.

1.3. JUSTIFICACION E IMPORTANCIA DEL PROYECTO:

El mejoramiento de la infraestructura del proyecto en el área de calderas de la planta industrial de Tumán, permitirá que se genere mayor producción de vapor, para satisfacer las necesidades de molienda y producir mayor cantidad de azúcar por tonelada de caña molida.

1.4. OBJETIVOS:

1.4.1. Objetivos generales:

El objetivo del presente trabajo es diseñar un calentador de agua tubular, después de la bomba de agua de alimentación, en donde se calentará el agua desde 125°C hasta 165°C.

1.4.2. Objetivos específicos:

- a) Analizar el estado actual del rendimiento de la caldera sin calentador.
- b) Diseñar mediante cálculos el calentador, su ubicación y verificar su rendimiento post – instalación.
- c) Determinar el presupuesto que se necesita para su instalación.

1.5. JUSTIFICACION E IMPORTANCIA:

Con el propósito de optimizar el proceso de la fabricación del azúcar los ingenios azucareros deben mejorar su eficiencia en todo el proceso productivo de modo de satisfacer las necesidades para tal fin.

Esta mejora de la eficiencia se logrará mediante la incorporación del calentador de agua de alimentación a la caldera.

1.6. ALCANCES:

- A) Este proyecto comprende realizar un estudio en la generación de vapor y su incremento para poder mejorar la producción sin interrupciones de molienda.
- B) Dar a conocer los cálculos para el diseño del calentador, para que cumpla con los requisitos planteados.
- C) Ubicación y resultados.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO:

Con este proyecto se pretende mejorar la eficiencia del generador de vapor con el aumento de la temperatura del agua de alimentación a la caldera; se debe mencionar que este aumento de aumento de la temperatura del agua de alimentación actualmente se consigue de dos maneras:

- a) Aumento de la temperatura del agua de alimentación en las calderas 2 y 5 con un economizador que aprovecha la temperatura de los gases de la combustión. El economizador esta después de la bomba que alimenta al agua de la caldera
- b) Aumento de la temperatura del agua de alimentación en un equipo conocido como desaireador en donde se calienta el agua de alimentación con vapor de escape de las turbinas a 30 psig, este equipo es exterior a la caldera y el agua sale a 125°C.

En la Empresa Agroindustrial Paramonga se calentaba el agua de alimentación en un calentador de tubos con vapor de extracción de las turbinas de vapor de la planta eléctrica.

2.2. DESCRIPCION GENERAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Un intercambiador se puede definir como una unidad formada por una carcasa cerrada y tubos rectos o en U, el cual calienta el agua de

circulación o el paso del condensado (a lo largo de los tubos) con el vapor de la extracción de turbina que circula por el cuerpo.

Cuando se requiere grandes demandas industriales, se requieren superficies grandes de transferencia de calor, que pueden ser obtenidas mejor por medio del equipo de tubos y coraza.

Un intercambiador de calor es un equipo de transferencia de calor cuya función es cambiar la entalpia de una corriente fluida. En otras palabras, un intercambiador de calor transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas. Usualmente no existen partes móviles en un intercambiador de calor.

Sus partes diferenciadas son:

- a) Una carcasa cilíndrica (Shell): Lado vapor.
- b) Tubos: Proporcionan la superficie para el intercambio de calor necesario.
- c) Placa tubular: Disco taladrado donde se insertan los tubos.
- d) Placas Soporte y baffles: Soportan el peso de los tubos y direccionan el vapor o condensado por la superficie de los tubos.
- e) Cámara de agua: Recibe las conexiones de entrada y salida de agua de alimentación.

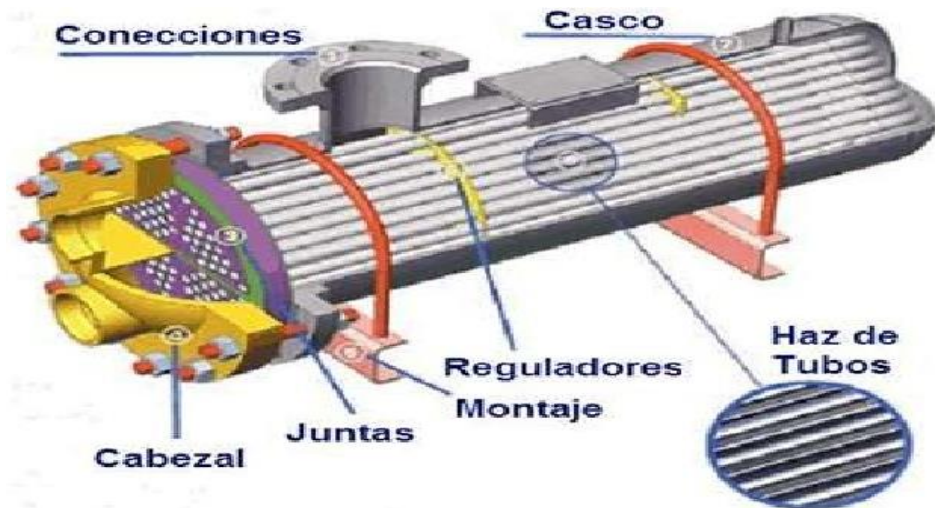


Figura 2-1: Intercambiador de calor de casco y tubos.

Fuente: portalhuarpe/Industrial/explicacióncascoytubo.

2.3. CLASIFICACION:

2.3.1. DE ACUERDO AL PROCESO DE TRANSFERENCIA

a) DE CONTACTO DIRECTO:

En este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes en distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

b) DE CONTACTO INDIRECTO:

En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisoria, o desde el calor interior hacia

el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente regenerador. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos precalentadores de aire para hornos.

Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría a través de una delgada pared divisoria son llamados intercambiadores tipo transferencia directa o simplemente recuperadores; estos son los más usados a nivel industrial.

2.3.2. DE ACUERDO A LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- a) Convección en una sola fase, forzada o libre.
- b) Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación o ebullición.

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro lado se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

2.3.3. DE ACUERDO AL NÚMERO DE FLUIDOS INVOLUCRADOS.

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos o más fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos.

Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire – helio, síntesis de amoníaco, etc.

2.3.4. DE ACUERDO A LA DISPOSICION DE LOS FLUIDOS.

La selección de una disposición de flujo en particular depende de la eficiencia de intercambio requerida, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura de los fluidos, entre otros factores. Algunas disposiciones de flujo más comunes son:

2.3.4.1. Intercambiadores de calor de paso único.

Se distinguen tres tipos básicos:

- a) Flujo en paralelo o co-corriente: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición.
- b) Flujo en contracorriente o contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Esta es la disposición del flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.
- c) Flujo cruzado: En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

2.3.4.2. Intercambiadores de calor de pasos múltiples.

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo – cruzado, contracorriente – paralelo, contracorriente – cruzado y combinaciones de estos.

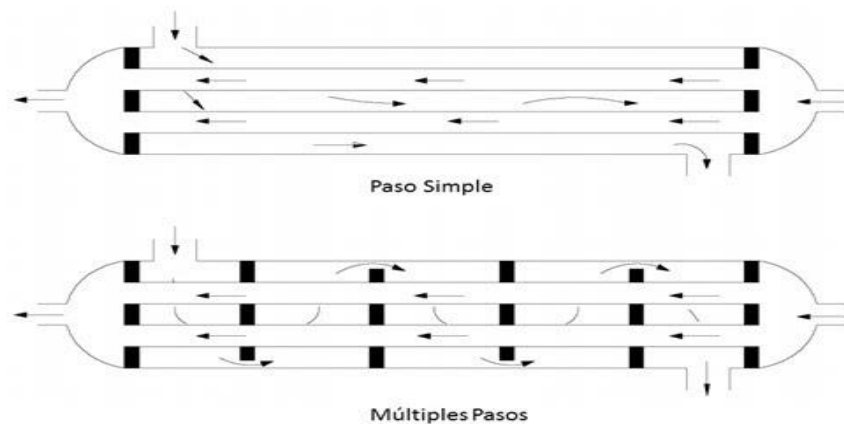


Figura 2-2. Intercambiadores de paso simple y múltiples pasos.

Fuente: Unam/HeatExchangerInstitute.

2.3.5. DE ACUERDO A LA COMPACTACION DE LA SUPERFICIE:

De acuerdo a la relación superficie de transferencia de calor a volumen ocupado, los equipos también pueden ser clasificados como compactos o no compactos. Un intercambiador compacto es aquel cuya relación superficie a volumen es alta, mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($2.13 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) valor que es arbitrario. Las ventajas más resaltantes de un intercambiador compacto son los ahorros de material, espacio ocupado (volumen) y costo, pero tienen como desventajas que los

fluidos deben ser limpios, poco corrosivos y uno de ellos generalmente en estado gaseoso.

2.3.6. DE ACUERDO AL TIPO DE CONSTRUCCION:

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial.

2.3.6.1. Intercambiador de doble tubo:

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el anulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

Las partes principales de este tipo de intercambiador (figura 2-3) son dos juegos de tubos concéntricos, dos “T” conectoras (7), un cabezal de retorno (4) y un codo en “U” (1).

La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el anulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno.

La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

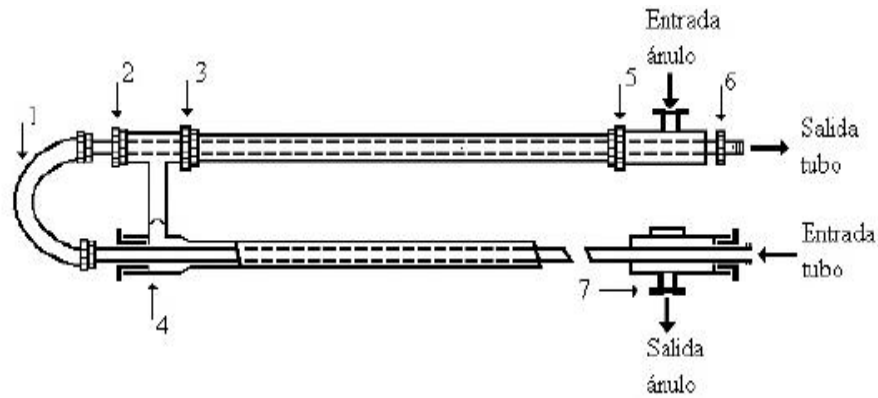


Figura 2-3. Intercambiador de calor de doble tubo.

Fuente: Procesosbio.wikispaces.com/Equiposparatransmisiondecalor.

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo.

Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones.

Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

Tubo exterior, IPS	Tubo interior, IPS
2	1 ¹ / ₄
2 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄
3	2
4	3

Tabla 2.3-1 Conexiones típicas para intercambiadores de doble tubo.

Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que, si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de estos conectados en serie lo que necesariamente involucra una gran cantidad de espacio físico en la planta.

2.3.6.2. Intercambiadores de tubo y carcaza o de tubo y coraza:

De los diversos tipos de intercambiador de calor, este es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- a) Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- d) Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

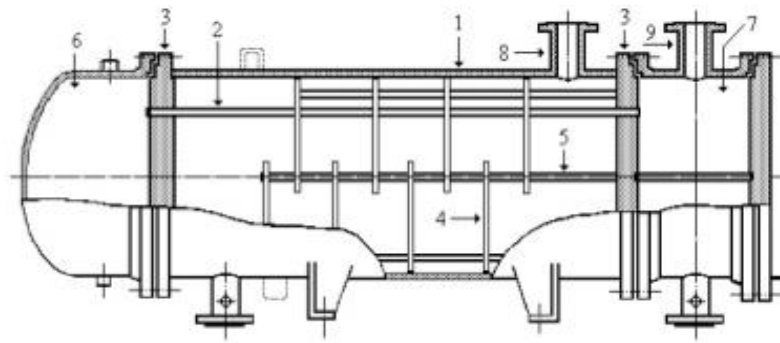


Figura 2-4: Intercambiador de tubo y carcasa

Fuente: Procesosbio.wikispaces.com/EquiposparatransmisiondeCalor.

Este tipo de equipo consiste en una carcasa cilíndrica (1) que contiene un arreglo de tubos (2) paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos a cada extremo por laminas perforadas (3).

Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (baffles) (4) que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales (6 y 7).

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y coraza: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la coraza, y el que tiene un solo extremo de los tubos sujeto a la coraza.

En el primer caso se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo.

En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

2.3.6.3. Intercambiadores enfriados por aire y radiadores:

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos (figura 1.1-3) Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al de los tubos.

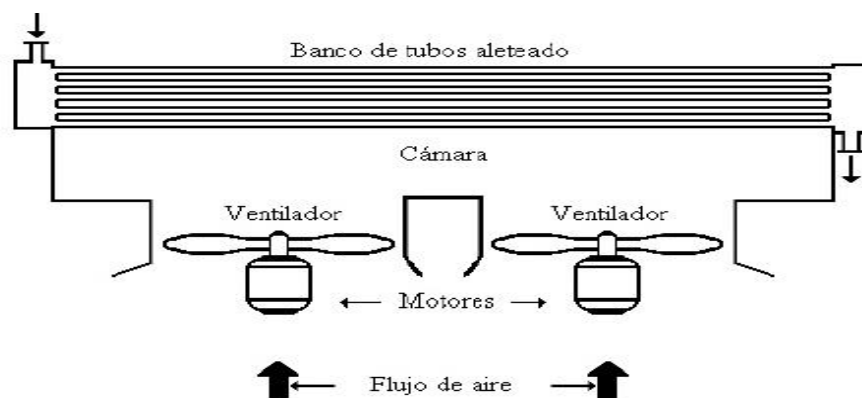


Figura 2-5: Intercambiador de flujo cruzado

Fuente: Procesosbio.wikispaces.com/EquiposparatransmisiondeCalor.

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado.

2.3.6.4. Intercambiadores de placas empacadas (PHE):

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: Plate Heat Exchanger, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias.

En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de presión

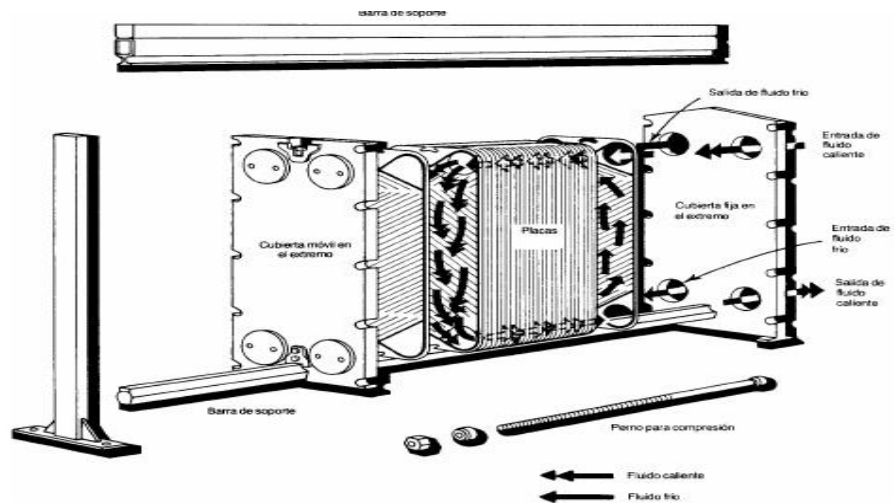


Figura 2-6: Intercambiador de placas empacadas (PHE)

Fuente: Domínguez. <https://es.slideshare.net/intercambiadordecalor/phe>.

2.3.6.5. Intercambiadores en espiral (SHE):

Estos intercambiadores se originaron en Suecia hace más de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE debido a sus siglas en inglés: Spiral Heat Exchanger.

Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas (fig. 2-7) alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. Los canales que se forman en el espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen.

El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de

fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización.

Entre sus características más resaltantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez.



Figura 2-7: Intercambiador en espiral (SHE)

Fuente: Albeiro Galvis. Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos.

2.4. GUIA PARA LA SELECCIÓN DEL MEJOR TIPO DE INTERCAMBIADOR.

La mejor guía para la selección del tipo de intercambiador de calor, es la experiencia basándose en equipos similares operando en condiciones semejantes. No obstante, si no se posee experiencia previa, deben ser tomados en cuenta los siguientes factores:

Si la presión de operación por debajo de 30 bar y la temperatura de operación por debajo de 200°C, los intercambiadores de placas deben ser tomados en consideración, particularmente el de placas empacadas.

A altas temperaturas y presiones, la elección debe estar entre uno de tubo y coraza o uno de doble tubo, el ultimo es particularmente competitivo para aplicaciones que involucren pequeñas cantidades de transferencia de calor y altas presiones.

<i>Tipos</i>	<i>Características Constructivas</i>	<i>Aplicaciones</i>
Tubo y Carcaza	Haz de tubos dentro de una carcaza cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcaza y puede estar fijo o ser de cabezal flotante.	Multiuso. Prácticamente se amolda a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplicación
Enfriadores con Aire y Radiadores	Haces de tubos soportados por una estructura sobre los que sopla aire en forma cruzada. Los tubos pueden ser lisos o poseer aletas.	Se emplean mucho cuando el costo del agua es elevado o cuando se requiere de una torre de enfriamiento para el agua. Condensación o enfriamiento de fluidos, sistemas de enfriamiento de vehículos.
Doble Tubo	Dos tubos concéntricos en forma de “U” u horquilla. El tubo interno puede ser liso o poseer aletas.	Se utilizan cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas (100 a 200 ft ²). Útiles en operaciones a altas presiones
Láminas empacadas: PHE con empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí por empacaduras.	Muy utilizado en la industria alimenticia, sobre todo con fluidos viscosos. Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas.

Láminas empacas: PHE sin empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes.	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o altas presiones
Espiral	Láminas metálicas enrolladas una sobre la otra en forma de espiral.	No presentan problemas de expansión diferencial. Muy empleados en servicios criogénicos y cuando se manejan fluidos muy viscosos, lodos o líquidos con sólidos en suspensión (industria del papel)

Tabla 2.4.1. Características de los intercambiadores de calor

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association. TEMA

2.5. INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCAZA.

Los intercambiadores de tubo y carcaza (o tubo y coraza) se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares, conocida como TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). En Europa por lo general, se emplean DIN.

TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y carcaza. Estos son:

Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.

Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.

Clase B: Para servicio en procesos químicos.

Aplicables con las siguientes limitaciones:

- a) Diámetro interno de la carcasa ≤ 1.524 mm (60 in)
- b) Presión ≤ 207 bar (3.000 psi)
- c) Relación (diámetro interior carcaza) * (presión) ≤ 105.000 mm bar
(60.000 in psi)

La intención de cumplir con los parámetros anteriores es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la carcasa a 50,8 mm, aproximadamente.

TEMA también propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal anterior o estacionario empleado; la segunda el tipo de carcaza y la última al tipo de cabezal posterior.

Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la carcasa en milímetros. Por lo tanto, la descripción completa de estos equipos es como sigue: diámetro carcaza / longitud tubos XXX, donde XXX son las letras que lo definen.

Para determinar la longitud de los tubos, en caso que sean tubos en U, se mide desde el extremo hasta la tangente que pasa por el fondo de la "U"; en caso de no tener este tipo de tubos, se toma sencillamente la longitud de los mismos.

La selección del tipo de equipo es gobernada por factores tales como la facilidad de limpieza del mismo, la disponibilidad de espacios para la expansión en el haz de tubos y la carcasa, previsión de empaquetaduras en las juntas internas y sobre todo la función que va a desempeñar. A continuación, se detallarán los componentes básicos de este tipo de equipos.

2.5.1. TUBOS:

Proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa. Se encuentran disponibles en varios metales como: acero de bajo carbono, cobre, aluminio, admiralty, 70-30 cobre-níquel, aluminio – bronce, aceros inoxidable, etc. Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la tabla 2.5-2 se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ y 1 in de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

MATERIAL	TEMPERATURA °F
Cobre Arsenical	400
Admiralty	450
Cobre-Níquel (90-10)	600
Cobre-Níquel (80-20)	700
Cobre-Níquel (70-30): Recocido	700
Cobre-Níquel (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800
Níquel-Cobre (70-30): Recocido	900
Níquel-Cobre (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800
Acero al carbono (SA-556 C2)	800
Acero inoxidable (SA-688 tp.304)	800

Tabla 2.5-1 Máxima temperatura admisible en los tubos.

Fuente: Heat Exchange Institute. HEI

Los tubos pueden estar desnudos o tener aletas en la superficie exterior, cuando se trata de un fluido con un coeficiente de convección substancialmente menor al del fluido interno. Estas aletas pueden proporcionar de 2(1/2) a 5 veces más el área externa de transferencia de calor que el tubo desnudo.

Los orificios no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que unan franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo.

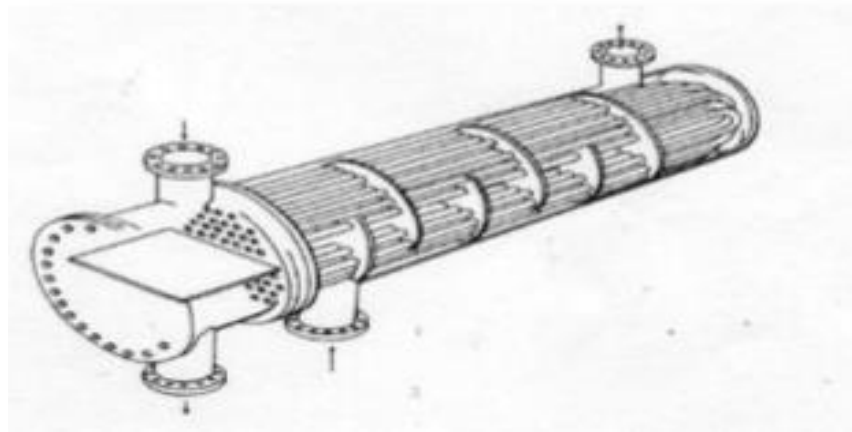


Figura 2-8 : Entubado de un intercambiador de Tubo y coraza

Fuente: Grupo Metalurgia Marina <http://www.aratt.es/IntercambiadoresCalor>.

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y estos son casi estándar.

Los tubos se colocan en arreglos, ya sean triangulares o cuadrados.

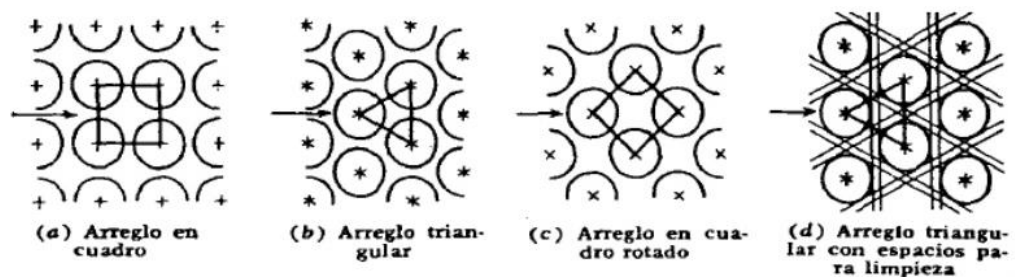


Figura 2-9 Disposiciones comunes para los tubos de intercambiadores.

Fuente: Torrealba, <https://www.diseño-de-un-intercambiador-de-calor>.

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos permiten la limpieza externa y tiene pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada.

El espaciado de los tubos P_T es la distancia menor de centro a centro en los tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ de plg. DE en un espaciado cuadrado de 1 plg. y de 1 plg. DE en un espaciado cuadrado de $1 \frac{1}{4}$ plg. DE.

Para arreglos triangulares, estos son, de $\frac{3}{4}$ plg. DE en espaciado triangular de $\frac{15}{16}$ plg. Y 1 plg. DE. En un arreglo triangular de $1 \frac{1}{4}$ plg.

d_e , in	BWG	ϵ , in	d_i , in	A_F in ² /tubo	$A_{S,o}$ ft ² /ft _{lineal}	$A_{S,i}$ ft ² /ft _{lineal}	W , lbacero/ft _{lineal}
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204		0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223		0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247		0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268		0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289		0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302		0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314		0,1660	0,469
	18	0,049	0,652	0,344		0,1707	0,401
	8	0,165	0,670	0,355	0,2618	0,1754	1,61
1	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515		0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
	18	0,049	0,902	0,639		0,2361	0,545
1 1/4	8	0,165	0,920	0,665	0,3271	0,2409	2,09
	9	0,148	0,954	0,714		0,2198	1,91
	10	0,134	0,982	0,757		0,2572	1,75
	11	0,120	1,01	0,800		0,2644	1,58
	12	0,109	1,03	0,836		0,2701	1,45
	13	0,095	1,06	0,884		0,2775	1,28
	14	0,083	1,08	0,923		0,2839	1,13
	15	0,072	1,11	0,960		0,2896	0,991
	16	0,065	1,12	0,985		0,2932	0,900
	17	0,058	1,13	1,01		0,2969	0,808
1 1/2	18	0,049	1,15	1,04	0,3925	0,3015	0,688
	8	0,165	1,17	1,075		0,3063	2,57
	9	0,148	1,10	1,14		0,3152	2,34
	10	0,134	1,23	1,19		0,3225	2,14
	11	0,120	1,26	1,25		0,3299	1,98
	12	0,109	1,28	1,29		0,3356	1,77
	13	0,095	1,31	1,35		0,3430	1,56
	14	0,083	1,33	1,40		0,3492	1,37
	15	0,072	1,36	1,44		0,3555	1,20
	16	0,065	1,37	1,47		0,3587	1,09

Tabla 2.5-2: Datos de tubos intercambiadores de calor.

Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

2.5.2. PLACA DE TUBOS:

Es generalmente una placa (Figura 2-10) que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empaquetaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos, por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.

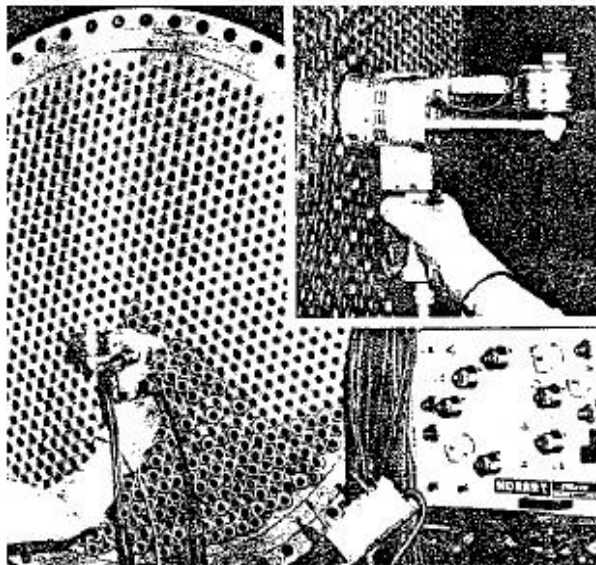


Figura 2-10: Uniendo los tubos a la placa de tubos.

Fuente: Díaz. <http://www.intercambiadores-tipos-generales>.

Las juntas de los tubos constituyen los puntos más probables de goteo de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema

consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos.

2.5.3. CARCAZA:

La carcaza es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono, aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente, cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión.

La carcaza posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto (figura 2-11) para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración.

Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la carcaza, puede que sea necesario omitir algunos tubos o tener expansión en la boquilla donde se une a la carcaza. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

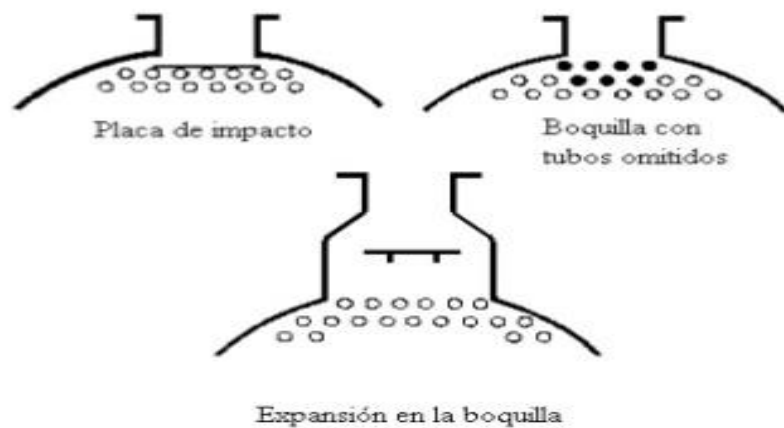


Figura 2-11. Placas de impacto.

Fuente: Diaz. <http://www.intercambiadores-tipos-generales>.

Existen 6 arreglos estandarizados de carcazas en las normas TEMA (figura2.5-3) clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador.

El arreglo más común es el de un paso (TEMA E) por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en los extremos opuestos y adyacentes de la carcaza, dependiendo del tipo y numero de deflectores empleados.

Cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la carcaza (especialmente en servicios donde ocurre condensación) puede resultar ventajoso emplear una carcasa de flujo dividido (Tema J) en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con una de tipo E del mismo diámetro; ya

que la mitad de fluido del lado carcaza atraviesa la misma área transversal y solo la mitad de la longitud del intercambiador.

La carcaza de dos o más pasos (tipo F) se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos carcazas tipo E en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primer y segundo paso, además la remoción del haz de tubos se dificulta bastante.

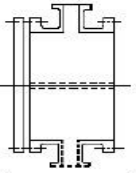
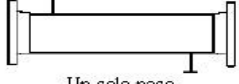

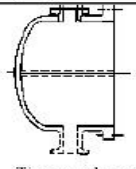
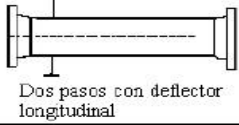

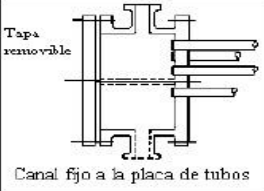
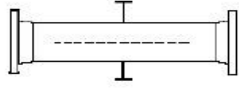

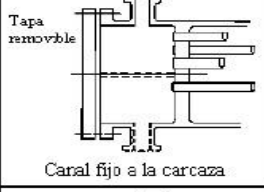
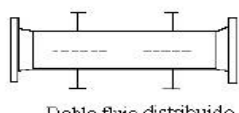
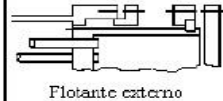

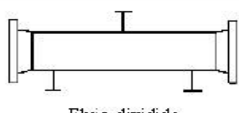
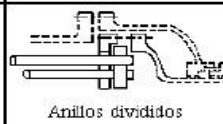
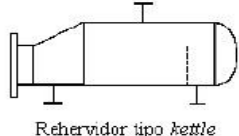
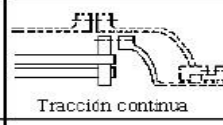
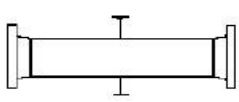
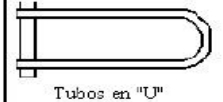

CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FLUJOS		TIPOS DE CARCAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
A	 Canal y tapa removibles	E	 Un solo paso	L	 Cabezal fijo tipo "L"
B	 Tipo sombrero	F	 Dos pasos con deflector longitudinal	M	 Cabezal fijo tipo "M"
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G	 Flujo distribuido	N	 Cabezal fijo tipo "N"
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcaza	H	 Doble flujo distribuido	P	 Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Anillos divididos
		K	 Rehervidor tipo <i>kettle</i>	T	 Tracción continua
		X	 Flujo cruzado	U	 Tubos en "U"
				W	 Flotante sellado externamente

Tabla 2.5-3. Diferentes tipos de carcazas y cabezales. Nomenclatura TEMA.

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)

2.5.4. DEFLECTORES O BAFFLES:

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado carcaza, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la carcaza o para sustituir dos carcazas tipo E en serie. Estos deflectores son denominados también divisores de paso.

Los deflectores longitudinales pueden ser de diseño removible o soldado. Los primeros se emplean con cabezales flotantes y requieren de bandas de sello flexibles o un dispositivo entre el deflector y la carcaza que evite la fuga del fluido. Los segundos se usan con cabezales fijos y no requieren de juntas de expansión.

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración y para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre baffles, el diseñador puede modificar la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia.

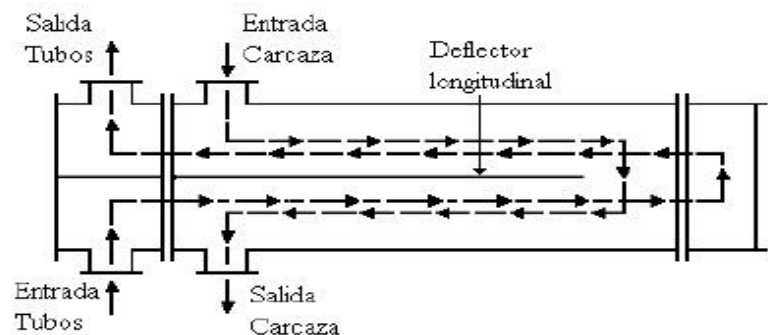


Figura 2-13. Esquema de un intercambiador de tubo y carcaza.

Fuente: Díaz. <http://www.intercambiadores-tipos-generales>.

Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multi-segmentados o de disco y anillo. Tal como se muestra en la figura 2-13 los cortes se alternan 180° lo que causa que el fluido pase sobre los tubos más o menos en forma perpendicular (flujo cruzado).

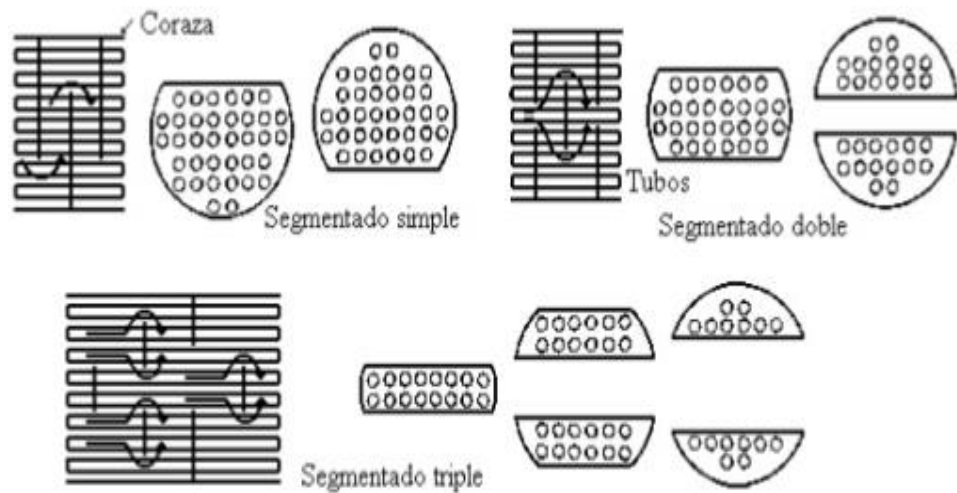


Figura 2-14. Tipos de deflectores transversales.

Fuente: Diaz. <http://www.intercambiadores-tipos-generales>.

Los deflectores segmentados son los más comunes, pero cuando la caída de presión del lado de la carcasa es elevada, ésta se puede reducir considerablemente al usar deflectores multi-segmentados doble o triple. En todos los casos, el espacio abierto en el deflector por donde pasa el fluido de la carcasa de un deflector a otro se denomina ventana del deflector. La altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la carcasa se denomina corte del deflector.

El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje de área de la ventana a área de la sección total del intercambiador. El área de los segmentos debe ser tal que los deflectores se solapen permitiendo que al menos una fila de tubos este soportada por segmentos adyacentes.

Servicio	Orientación del corte de los deflectores	Observaciones
Una fase - fluido limpio	Cualquiera - la horizontal es la más común	---
Una fase - fluido sucio	Vertical	Previene sedimentos
Condensación	Vertical	Permite condensar el flujo libremente
Vaporización	Cualquiera	La orientación horizontal previene la estratificación

Tabla 2.5-4. Criterios para escoger la orientación del corte del deflector.

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)

2.5.5. CABEZALES:

Corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos. Existen dos tipos de cabezales; estacionarios o fijos (anteriores) y los posteriores. La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empaquetaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del material posterior

2.5.5.1. Cabezales anteriores o fijos:

Hay dos tipos básicos de cabezales fijos: los de tipo canal (Chanel) y los de tipo sombrero (Bonnet). En la tabla 2.5-5. se resumen las aplicaciones más comunes de los cabezales estacionarios.

Cabezal	Aplicaciones
A	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
B	Se emplea con placa de tubos fija, tubos en U, banco de tubos removible y carcaza de tubos removible
C	Se emplea en bancos de tubos removible y en diseños de placa de tubos fijas
D	Se emplea especialmente a altas presiones (presiones de diseño del lado de los tubos > 1.000 psi)

Tabla 2.5-5. Tipos de cabezales anteriores: Resumen de aplicaciones.

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)

2.5.5.2. Cabezales posteriores:

Estos cabezales pueden ser de tres tipos principales: fijos, flotantes o tubos en “U” (figura 1.2-4). Los cabezales fijos (L, M y N) constituyen un sistema rígido ya que la placa de los tubos está adherida a la carcaza, razón por la cual a los intercambiadores con este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja.

Cabezal	Aplicaciones
L	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, cuando se requiere de limpieza mecánica en el lado de los tubos
M	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, para servicios a altas presiones
N	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija
P	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado externamente. Permite expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Los dos fluidos no se mezclan en caso de presentarse fugas en las empacaduras. Es un diseño muy costoso
S	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de anillo dividido. Tiene a la placa de tubos entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene un diámetro mayor que la coraza. Es el recomendado para bancos de tubos removibles
T	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de arrastre. Puede ser removido de la carcasa. Sólo permite un número par de pasos para los tubos
U	Es un diseño muy sencillo que requiere de una placa de tubos sin junta de expansión y es muy fácil de remover. No es posible remover tubos individuales, se requiere un número par de pasos para los tubos y la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño más económico
W	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado con anillo de faro. Es posible un arreglo de uno o dos pasos para los tubos. El sistema tubos más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico

Tabla 2.5-5. Tipos de cabezales posteriores: Resumen de aplicaciones.

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)

CAPITULO III

MARCO METODOLÓGICO:

3.1. TIPO DE INVESTIGACION:

La base tomada para realizar el proyecto de investigación es la información recopilada sobre las excesivas paradas de molienda por falta de vapor. El tipo de investigación es descriptiva, explorativa y experimental.

3.2. POBLACION Y MUESTRA:

En un Ingenio Azucarero, existen calentadores de tipo vertical donde se calientan los jugos que vienen del trapiche en dos etapas. Estos calentadores usan vapor de baja presión a 15 psig ($1,0546 \text{ kg/cm}^2$ - $1,03421 \text{ Bar}$) y calientan el jugo de la caña de azúcar en una primera etapa de 30°C a 60°C y en una segunda etapa de 60°C hasta 105°C .

3.3. MUESTRA.

Se toma como muestra estos calentadores de jugo.

3.4. HIPOTESIS.

Se está considerando la gestión y el diseño de un calentador de agua de alimentación a la caldera N° 6 del Ingenio Azucarero Tumán con el propósito de mejorar su eficiencia de generación.

3.5. VARIABLES: Operacionalización.

En un proyecto de ingeniería de equipamiento térmico son importantes no solo las características de eficiencia térmica, sino también los referentes a la economía del sistema, más importantes, y que habrá que conjugar adecuadamente.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no solo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad, cantidad de energía y de materias primas necesaria para cumplir una determinada función.

Desde el momento en que un intercambiador de calor se instala y pone en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor, la magnitud de este gradiente se puede deducir utilizando un intercambiador mayor, pero esto a su vez implica un mayor coste, tanto de tipo económico como energético.

3.6. MÉTODOS Y TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN.

Teniendo el problema de generación de vapor, se plantea solucionarlo con la implementación del intercambiador de calor para mejorarla.

Los pasos de la investigación son los siguientes: Tema, delimitación del tema, formulación del problema, determinación de las unidades de análisis, recolección de datos, análisis de datos, informe final.

Las técnicas utilizadas son la observación, entrevista, encuestas, evaluaciones, análisis de datos, etc.

3.7. DESCRIPCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS.

Los instrumentos que se han utilizado para recoger información son los siguientes:

- Termómetro: Para registrar la temperatura del agua de alimentación.
- Registro en cartas circulares de la temperatura del agua de alimentación.
- Registro en cartas circulares de la producción de vapor que genera la caldera.
- Libro de ocurrencias en el funcionamiento diario de la unidad.
- Manómetros de presión para medir la presión del ingreso a la caldera de vapor, etc.

3.8. ANÁLISIS ESTADÍSTICO E INTERPRETACIÓN DE DATOS.

Los datos a partir de los cuales iniciaremos el análisis, son datos cuantificados, o elaborados, que se obtienen de las medidas a realizar, Los datos recogidos se tabulan con el propósito de observar la frecuencia con que ocurren. Esto nos permitirá llegar a las conclusiones.

CAPITULO IV

BASES TEÓRICAS PARA EL DISEÑO DEL CALENTADOR DE AGUA

4.1. INTERCAMBIO DE CALOR.

En la industria azucarera generalmente se utilizan calentadores de jugo de la caña de azúcar, que sale del trapiche colado y pesado cuando se descarga en la fábrica de azúcar. Este jugo es entonces calentado en intercambiadores de calor conocidos como calentadores de jugo, realizándose el calentamiento en dos etapas, de 30°C a 70°C en 3 calentadores verticales y de 70°C hasta 105°C en otros calentadores también verticales; el calentamiento se realiza con vapor vegetal de 15 psig. y 100°C.

Los ingleses tienen la costumbre de construir los calentadores con el eje horizontal y los franceses los construyen en el eje vertical. Esta última disposición permite instalar a estos aparatos más fácilmente.

Un calentador de este tipo se muestra en la figura 200 del libro de E. Hugot (Es un calentador de la marca FIVES LILLE). Está conformado por una calandria tubular: El jugo circula dentro de los tubos y el vapor alrededor de ellos. Mamparas apropiadas obligan al jugo a pasar un cierto número de veces de arriba hacia abajo y de abajo hacia arriba, cada vez por una parte de los tubos de la calandria.

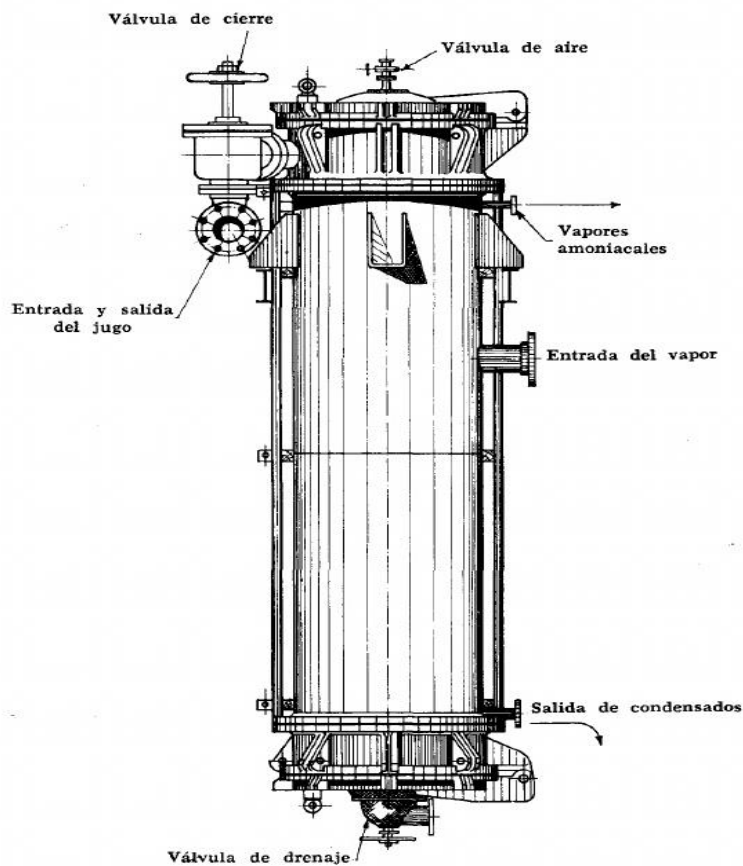


Figura 4-1. Calentador de jugo (FIVES LILLE)

Fuente: E. Hugot/ Manual para Ingenieros Azucareros (Fig. 200)

4.2. TRANSFERENCIA DE CALOR.

Es el calor neto transferido al agua de alimentación a la caldera y sus unidades son KJ/Kg. En todo equipo de transferencia de calor existe una fuente caliente y una fuente fría, siendo para el calentador:

- **FUENTE FRÍA** : El agua de alimentación a la caldera. Esta sufre calentamiento.
- **FUENTE CALIENTE**: Vapor saturado, sufre una disminución de temperatura condensándose.

El vapor es de extracción de la turbina y llega al calentador sin ningún tipo de válvula de regulación, es decir, se usan válvulas de compuerta o sea de todo o nada.

En función del caudal de agua que circula por el interior de los tubos, así como la temperatura de entrada que tenga el agua, se autorregula la demanda de vapor de entrada.

4.2.1. Modos de transferencia de calor:

En el calentador se presentarán los conocidos procesos de transferencia de calor:

POR CONDUCCION:

Aquí la transferencia de calor se produce entre dos cuerpos en contacto, o por vibración molecular en un mismo cuerpo.

La conducción es proporcional a la diferencia de temperaturas entre las partes implicadas. El proceso cumple con la ley de Fourier:

$$Q=Kx\Delta T \quad (1)$$

Dónde:

K : Coeficiente de conductividad térmica del material

Q : Calor transmitido

ΔT : Es la diferencia de temperaturas entre los puntos considerados.

En el caso del calentador el mecanismo de transferencia de calor por conducción tiene lugar a través de las paredes de los tubos, ya que la conductividad marcara la superficie necesaria en los tubos y como consiguiente su número.

POR CONVECCION:

Este mecanismo implica la presencia de un fluido y la transmisión de realiza mediante el movimiento de las moléculas fluidas por variación del peso específico o densidad, produciendo la circulación que transporta la energía calórica desde las zonas de altas temperaturas hasta las zonas frías. Y puede ser de dos tipos:

La convección natural se produce por la variación de las densidades entre las moléculas calientes y las frías.

La convección forzada se produce movimiento por agentes externos, por ejemplo, por la acción de una bomba.

La convección se rige por la ley: $Q=hx\Delta T$ (2)

Dónde:

h : Coeficiente de convección

Q : Calor transmitido

ΔT : Es la diferencia de temperaturas entre los puntos considerados.

Este mecanismo tiene lugar entre el vapor y la superficie exterior de los tubos, y entre la superficie interior de los tubos y agua que circula dentro de ellos. El mecanismo de intercambio de calor en los dos casos será por convección forzada.

4.2.2. VARIABLES TÉRMICAS FUNDAMENTALES.

4.2.2.1. Diferencia de temperatura final (T.T.D. Terminal Temperature Difference)

Es la diferencia entre la temperatura de saturación correspondiente a la entrada de vapor y la temperatura de salida del agua de alimentación. Este valor puede ser tanto positivo como negativo. Si este valor es inferior a $1,1^{\circ}\text{C}$ se deberá diseñar el calentador con zona de desrecalentamiento o no se conseguirá elevar la temperatura de salida del agua de alimentación por encima de la de saturación. Esta zona tendrá como objetivo aumentar el tiempo de residencia del vapor sobrecalentado (no existe condensación).

4.2.2.2. Salto térmico de drenajes de subenfriamiento (D.C.A. Drain Subcooler Approach)

Es la diferencia de temperaturas entre la salida del drenaje del lado vapor (cuerpo) y la entrada del agua de alimentación en el lado agua (tubos).

Se recomienda equilibrar el balance térmico para obtener un valor de DCA = 10°F, si este fuese menor de esos 10°F, para garantizar una temperatura de subenfriamiento suficiente y no producir evaporación súbita a la salida de los drenajes del calentador.

4.2.2.3. *Diferencia Media logarítmica de temperatura (LMTD:
Logarithmic mean temperature difference)*

Teniendo en cuenta el esquema adjunto, los conceptos TTD y DCA citados anteriormente son:

$$TTD = T_3 - T_2 \quad \wedge \quad DCA = T_4 - T_1 \quad (3)$$

$$ITD \text{ (Initial temperature difference)} = T_3 - T_1$$

$$LMTD = \frac{ITD - TTD}{\ln\left(\frac{ITD}{TTD}\right)}$$

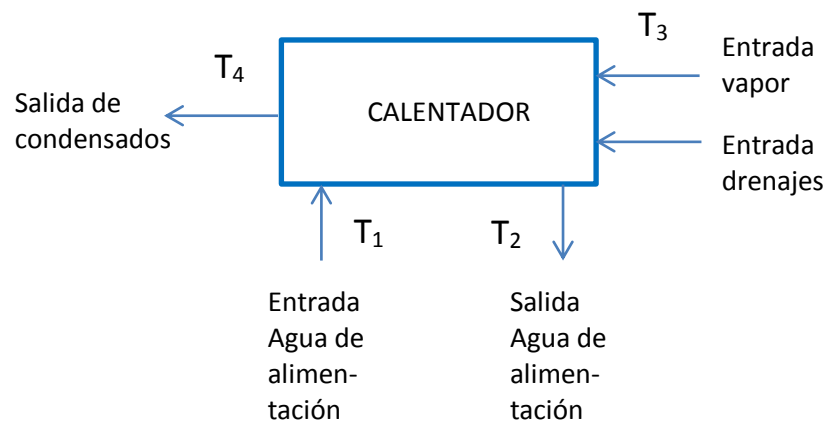


Figura 4-2: Diagrama entrada-salida flujos al calentador

Fuente: Elaboración Propia

4.2.3. SUPERFICIE EFECTIVA.

La superficie total exterior de los tubos del calentador (tal como se ve en la figura adjunta), incluye:

- Superficie de los tubos sin placa tubular (es la que corresponde a la longitud total de los tubos, incluida la parte curvada, sin contar la parte de los tubos que se introduce en la placa tubular)
- Superficie inactiva (es la superficie de los tubos encajados en la placa tubular + 3 milímetros de longitud para soldadura).
- Superficie inundada (superficie de los tubos que está sumergida en la parte que se produce condensado)

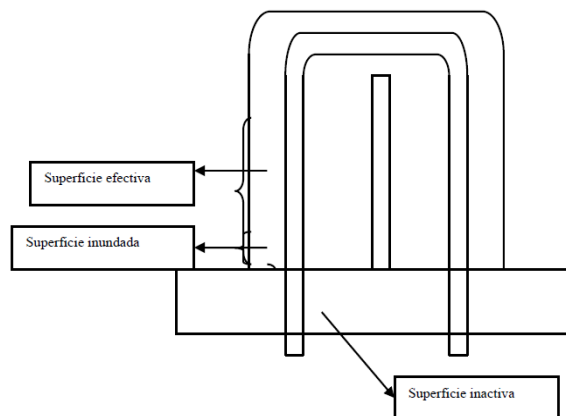


Figura 4-3: Superficie total de los tubos del calentador.

Fuente: Elaboración Propia

Por tanto, a la superficie total habrá que restar siempre la superficie que queda inactiva en la placa tubular, para el intercambio de calor.

- Superficie de tubos que se mete o introduce en la placa tubular.

- Superficie de tubos que están inundada por el condensado que se produce en el calentador en la zona de condensación, superficie inefectiva.
- Superficie que no está expuesta al flujo de vapor o al condensado en la parte del cuerpo.

4.3. ZONAS FUNCIONALES DE UN CALENTADOR.

Un calentador está formado por varias zonas funcionales, con objetivos diferentes pero relacionados unas con otra. A saber:

4.3.1. ZONA DE CONDENSACION:

Es el área que calienta el agua de alimentación absorbiendo el calor latente del vapor condensándolo. Trabaja a la temperatura de saturación de la presión del vapor de calentamiento. El sistema de baffles, placas y soportes favorecen la distribución uniforme del vapor a todo lo largo del calentador. El vapor de extracción entra en esta zona desde la salida del área de desrecalentamiento, y fluye hacia el extremo opuesto dirigido por los deflectores.

Las conexiones de venteo eliminan los incondensables que se forman. Pues su presencia reduce la eficacia al disminuir la superficie efectiva y además por ser gases corrosivos.

El agua condensada se deposita en la parte inferior del calentador y debe ser eliminada por los drenajes existentes.

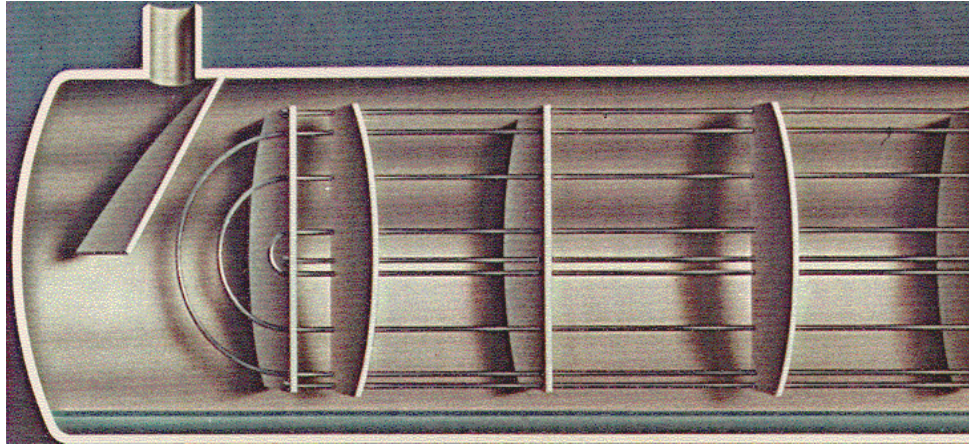


Figura 4-4: Zona de condensación del calentador.

Fuente: D. Estrada / Investigación sobre calentadores de agua de alimentación.

4.3.2. ZONA DE SUBENFRIAMIENTO.

El área de subenfriamiento reduce la temperatura del condensado, que proviene de la zona de condensación, por debajo de la temperatura de saturación, cediendo calor al agua de alimentación que entra al calentador.

Esta zona de subenfriamiento está localizada en el paso de entrada del agua de alimentación y se cierra por medio de una chapa envolvente. Utiliza una cierta longitud de todos los tubos del primer paso para sub-enfriar el vapor condensado.

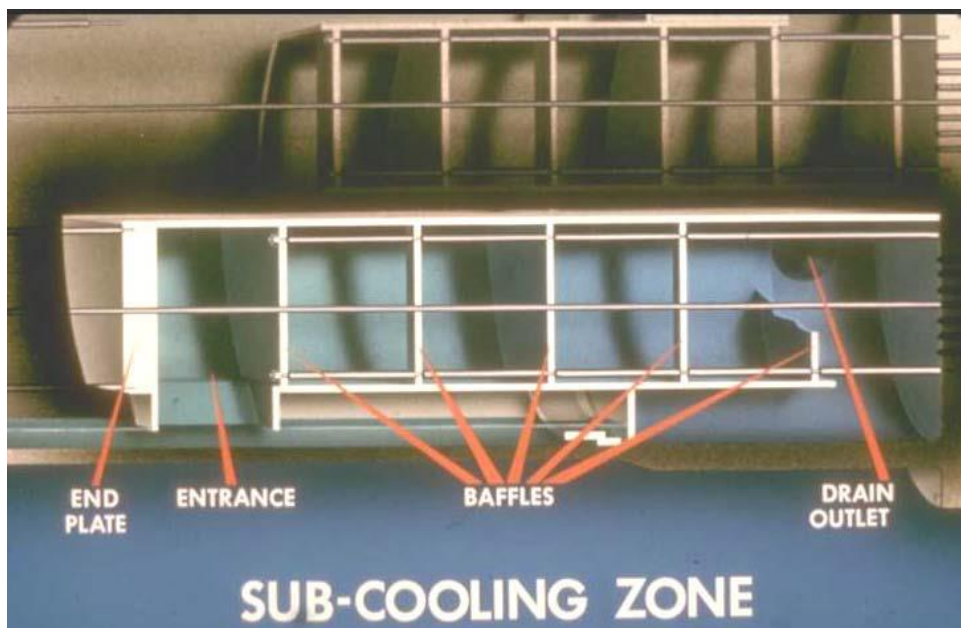


Figura 4-5: Zona de sub-enfriamiento.

Fuente: D. Estrada / Investigación sobre calentadores de agua de alimentación.

4.3.3. ZONA DE DESRECALENTAMIENTO.

La zona de desrecalentamiento, retira parte del calor sensible del vapor de extracción sobrecalentado para elevar la temperatura del agua de alimentación; está situada en el paso de salida del agua de alimentación y se encierra por medio de chapas envolventes que conforman un “cajón” de desrecalentamiento.

Las elevadas temperaturas de las extracciones de turbina con alto sobrecalentamiento, pueden justificar económicamente el uso de una zona de desrecalentamiento, que eleve la temperatura del agua de alimentación por encima de la temperatura de saturación a la presión de este punto de extracción.



Figura 4-6: Zona de desrecalentamiento.

Fuente: D. Estrada / Investigación sobre calentadores de agua de alimentación.

4.4. SISTEMA DE VENTEO

Un venteo propicio y correcto de los gases incondensables, es una de las prioridades en la operación y en el mantenimiento preventivo del calentador.

Si los gases incondensables que se acumulan durante la operación no pueden ser eliminados mediante los sistemas de venteo, puede dar lugar a numerosos problemas, destacando aquellos derivados de los efectos de corrosividad produciendo por ellos. Los problemas más destacados son:

- Corrosión y exfoliación de los tubos.
- Tensión y presión producida por la corrosión.
- Erosión / Corrosión de los tubos.
- Corrosión de las placas, soportes y bafles.

- Aceleración del proceso de degradación del calentador producido por otros efectos distintos de la corrosión.

La combinación de algunos de los problemas citados, suelen ser la causa de reparaciones muy costosas, incluido la sustitución completa del calentador. Para evitar que se produzcan dichos problemas se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Diseño y modificación correcta y óptima del sistema de venteo.
- Entrenamiento del personal de mantenimiento y operación.
- Procedimientos de sonidos en operación.
- Inspecciones continuas e inteligentes para estar atentos ante posibles problemas derivados del venteo.

4.4.1. SISTEMA DE ELIMINACION DE INCONDENSABLES.

Las funciones principales de un calentador como ya se ha expuesto son:

- Aumentar la temperatura del agua de alimentación hasta una temperatura próxima a la del agua en la caldera.
- Producir condensado de manera que este se una al agua de alimentación a la caldera aumentando el caudal de entrada a la misma.

No hay que olvidar que se están formando incondensables que se deben eliminar, y por lo tanto habrá que considerar en el diseño tuberías o cañerías de eliminación de los mismos.

4.5. VÁLVULAS DE SEGURIDAD.

El tipo de válvula de seguridad más adecuado se deberá elegir en función de la misión que va a desempeñar, así como las características del fluido a controlar. Los factores que intervienen en la selección de una válvula son:

Tipo de fluido: La elección del material de una válvula viene dado por las características del fluido, ya que, si este es corrosivo, podría provocar el ataque corrosivo y dañar el material de la válvula.

Su utilización: El tipo de válvula se elegirá según el tipo de función que deba desempeñar. Por ejemplo: regular caudal, derivar circulación, controlar sentido del flujo, reducir presión, etc.

Presión: Las características mecánicas de las válvulas tienen que estar en relación con la presión máxima que pueden soportar los circuitos.

Temperatura: En diversos tipos de válvulas hay elementos de cierre y estanqueidad que, al ser de materiales tipo caucho, teflón, bronce, etc... Tienen limitada su utilidad en razón de la temperatura del fluido que circula por ellas.

Tamaño de la válvula: El tamaño de las válvulas tiene que ir en relación con el de la tubería, ya que, si no, se pueden producir sobrepresiones, laminaciones o depresiones, dentro del circuito, que influyen en el rendimiento de la instalación.

Perdida de carga: Según la forma física interna de la válvula se originan unas pérdidas de carga en los circuitos que influyen en el rendimiento de la instalación

Las válvulas de seguridad forman parte del grupo de las válvulas de descarga. Su misión es controlar la presión de un fluido en un recipiente o tubería, expulsando en caso de sobrepresión parte del fluido al exterior o a otro recipiente, a fin de no sobrepasar los límites de presión de diseño de dicho recipiente o tubería

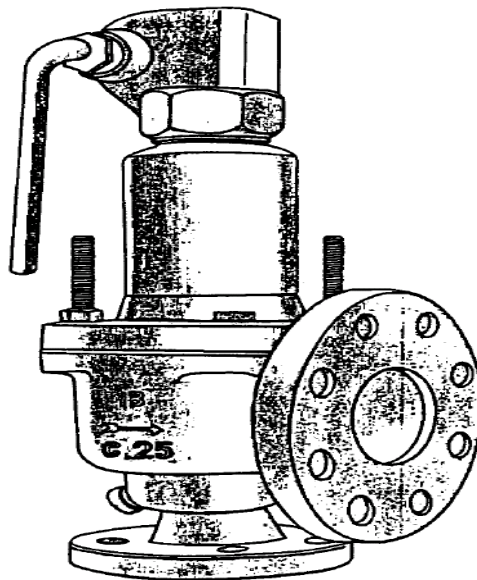


Figura 4-7: Válvula de seguridad.

Fuente: E. Hugot/ Manual para Ingenieros Azucareros.

CAPÍTULO V

METODOLOGÍA DEL DISEÑO DEL CALENTADOR.

En este capítulo se describirán las condiciones en las que el calentador debe operar. Se desarrollarán todas las ecuaciones de cálculo necesarias para el diseño térmico y mecánico.

5.1. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y DISEÑO.

El objetivo de este proyecto es cubrir el diseño de un intercambiador de calor, que es un calentador de agua para alimentar la caldera N° 6 de la empresa agroindustrial Tumán S.A.A. El agua entra al calentador a 125° y 4 bar.

El diseño de un intercambiador de este tipo supone el conocimiento por parte del diseñador de disciplinas diversas dentro de la ingeniería, ingeniería térmica y de fluidos, ingeniería de materiales e ingeniería mecánica.

El equipo a diseñar se puede clasificar como un recipiente a presión que actúa como un intercambiador cerrado de calor, vapor – agua de un paso por el lado tubo y un paso por el lado carcasa.

Los tubos son en U enfrentándose de esa forma, el agua que circula por el interior de ellos, con el vapor en contracorriente que entra en la carcasa. El equipo se diseña para calentar un caudal de agua de alimentación, desde una temperatura determinada hasta otra próxima a la de entrada al domo de la caldera. Para ello se prevee una demanda de vapor de extracción de la turbina suficiente a una presión y temperatura determinada.

El calor se debe diseñar para producir un salto térmico de 35 °C – 40°C en el agua de alimentación. Los calentadores de agua de alimentación a la caldera se utilizan en las centrales térmicas para aumentar la temperatura del condensado proveniente del desaireador antes de que agua entre a la caldera.

El propósito o la ventaja de utilizar calentadores de agua en el ciclo térmico, es aumentar o incrementar la eficiencia térmica de dicho ciclo, es decir aumentar el rendimiento de la caldera de vapor.

Los calentadores de agua de alimentación evitan el “choque térmico” a la caldera y reducen el consumo de combustible necesario para convertir el agua en vapor. El resultado es una ganancia neta de energía (debido esencialmente a la gran cantidad de calor latente recuperado en el calentador, por el cambio de fase de vapor a agua).

5.2. DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

Conocidas las condiciones de proceso de los fluidos tales como: temperaturas de entrada y salida, flujos másicos, caídas de presión permitidas y factores de ensuciamiento, el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubo. El diseño de un intercambiador de calor consiste en un conjunto sistemático de cálculos de suposiciones y pruebas, mediante comparación con parámetros preestablecidos como lo son el área de intercambio de calor y caída de presión permisibles para cada

fluido en el lugar respectivo de circulación. Si la comparación no resulta satisfactoria en base a ciertos criterios que se establecerán en una sección posterior, se debe iniciar una nueva prueba cambiando algunos parámetros supuestos inicialmente como por ejemplo coeficiente de diseño, número de pasos por los tubos, tamaño de carcasa, espaciado entre los deflectores y otros.

En el diseño de un intercambiador de calor, es importante conocer el efecto que producen las variables que intervienen en él, tales como dimensiones, arreglos de tubo, espaciado entre los deflectores, velocidades másicas, las que producen cambios en los coeficientes de transferencia de calor individuales y globales, repercutiendo en forma directa sobre el área de transferencia de calor del equipo. Conocer los cambios que introducen las variables de diseño sobre este, permite reducir tiempo considerable en el método de prueba y error que será aplicado para estimar el intercambiador necesitado para un servicio en particular. Iniciando los tanteos en base a recomendaciones de tipo práctico y modificando las variables según criterios a exponer se consigue en pocas pruebas el diseño solicitado.

5.3. PROCEDIMIENTO GENERAL DE DISEÑO:

En el diseño de un intercambiador de calor, las incógnitas existentes son el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) y el área de transferencia de calor. Si se supone un valor de U_o obtenido según

valores dados para combinaciones de las sustancias más comunes en experiencias, se puede obtener un primer valor de prueba del área. Combinando el valor del área con una longitud, diámetro interno y arreglo de tubos se puede determinar el tamaño de una carcasa que servirá de prueba en el diseño.

Luego de determinar el lugar de circulación de los fluidos en base a recomendaciones dadas se elige un número de pasos de prueba para los tubos. Los mayores números de pasos producen mayores coeficientes de transferencia de calor acompañados de mayores caídas de presión en los tubos. Las pruebas del número de pasos en los tubos pueden iniciarse comenzando por los mayores valores tratando de situar la velocidad másica entre 750.000 Lb/h y 1.500.000 Lb/h para fluidos con una caída de presión permisible de 10 Psi. Un número de pasos por los tubos supuesto satisfactoriamente conduce a un valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos h_i mayor que el valor del U_o supuesto y la caída de presión no excederá la permitida para el fluido en cuestión.

Si el número de pasos es incorrecto, la caída de presión es mayor que la tolerada y será necesario disminuir el número de pasos al inmediato inferior, seleccionando un nuevo número de tubos y efectuando el cálculo correspondiente una vez más.

Una alternativa que existe cuando para una carcasa dada ninguno de los pasos permite una caída de presión razonable, es disminuir o aumentar el tamaño de la carcasa e iniciar el tanteo con el número de

pasos nuevamente. Entendiéndose por caída de presión no razonable aquella demasiada pequeña (inferior a 0,5 psi) o aquella que supere los 10 psi, que es lo considerado económicamente razonable.

Satisfechos los requerimientos de caída de presión para el lado de los tubos el cálculo se desplaza hacia el lado de la carcasa. Se inicia la prueba asumiendo un espaciado entre los deflectores (B) que puede variar en un amplio rango $1/5 D_i < B < D_i$ siendo D_i , el diámetro interno de la carcasa. El cálculo se puede iniciar partiendo del menor de los espaciados $1/5 D_i$, que origina mayor turbulencia produciendo mayores coeficientes de transferencia de calor a expensas de mayor caída de presión.

Mientras menor es el corte de los deflectores, mayor es la turbulencia provocada, mayores son los coeficientes de transferencia de calor y mayores son las caídas de presión en la carcasa. La experiencia ha demostrado que cortes de 25% dan coeficientes bastante altos con valores moderados de caídas de presión. Es recomendable no operar con las condiciones extremas del espaciado de deflectores, ya que distancias muy cortas pueden producir excesivas fugas entre los deflectores y la carcasa, y muy amplias tienden a convertir el flujo en axial en lugar de a través del haz de tubos lo que disminuirá el coeficiente de transferencia de calor.

El espaciado de los deflectores se revisa mediante el cálculo de la caída de presión. Cuando se consigna un espaciado que satisfaga la

caída de presión, se procede a estimar el coeficiente de transferencia de calor para la carcasa. Se evalúa el coeficiente de transferencia de calor U_o requerido por el problema haciendo uso del factor de obstrucción combinado para las dos corrientes de fluido. Se determina el área de transmisión requerida y se procede a compararla con el área disponible de acuerdo al tipo de arreglo seleccionado.

Si el área disponible es superior al área requerida en más del 15% se ha supuesto un coeficiente U_o muy bajo y debe aumentarse. Puede aumentarse seleccionando el tamaño de carcasa inmediato inferior e ir disminuyéndolo gradualmente o tomar el U_o requerido por el problema en el último cálculo, disminuirlo entre 5% y 10% e iniciar de nuevo el cálculo.

Si el exceso de área está ubicado entre un 10% y 15% y se requiere bastante proximidad a las temperaturas de proceso se puede variar un poco más los baffles separándolos hasta alcanzar solo un exceso de área inferior al 10%. Al espaciar los deflectores el coeficiente de transferencia de calor por que se aproxima al área disponible.

Si el área requerida por el problema es inferior al área disponible se ha supuesto un UD muy alto. Se amplía la carcasa al tamaño inmediato superior o se disminuye el valor del UD obtenido en el problema entre 5% y 10% según la deficiencia del área y se evalúa de nuevo el problema hasta que sea satisfactoria la condición impuesta al área. Si el área obtenida es solo inferior en 10% a la requerida, el problema está terminado.

Todo el planteamiento hecho para la estimación del intercambiador apropiado al servicio exigido, debe conducir al intercambiador más pequeño posible que cumpla con los requerimientos antes expuestos.

5.4. CALCULO TIPICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS:

El diseño de un intercambiador de calor o asociación de varios de estos en serie, se deben seguir en forma sistemática el orden de cálculo a presentar.

1. Especificar las condiciones de proceso de los fluidos como temperaturas de entrada y de salida, flujos máscicos, caídas de presión toleradas a cada fluido y factores de obstrucción.
2. Empleando las condiciones de proceso para cada fluido, se determina el calor específico a la temperatura media de cada uno y se determina el calor a transferir.
3. Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD.
4. Se determina el factor F de corrección de la LMTD para un arreglo 1-2. Si es menor a 0,75 se determina para arreglos 2-4, 3-6, 4-8, 5-10, y así sucesivamente hasta encontrar el que supere 0,75. De acuerdo al arreglo satisfactorio se determina el arreglo de intercambiador a usar en el diseño.

6. Si se fijan las características de los tubos o se siguen las recomendaciones dadas por el problema en particular para algún tipo específico de tubos. Teniendo presente el espacio que puede ocupar el intercambiador, se recomienda el empleo de longitudes grandes de tubos como 16 o 20 pies, así como un arreglo en el cabezal de tubos de tipo triangular. Si se han de fijar las características del tubo, se recomienda iniciar las pruebas con tubos de diámetros pequeños como $\frac{3}{4}$ " de diámetro externo y aumentarlo si es necesario, siempre y cuando el fluido no sea muy corrosivo o presente características de ensuciamiento en cuyo se recomiendan diámetros externos mayores como 1", 1 $\frac{1}{4}$ " o 1 $\frac{1}{2}$ " para condiciones muy severas en cuanto a deposición de sólidos con formación de incrustaciones. Estas recomendaciones conducen a obtener altos coeficientes de transferencia de calor, que se traducen en una reducción del área de transferencia y consecuentemente en la economía de costo y mantenimiento del equipo. Si el arreglo supuesto conduce a caídas de presión muy elevadas se procede a aumentar el diámetro o la longitud a cambiar el arreglo por un tipo cuadrado.

7. Se procede a la selección del coeficiente total de transferencia de calor U_o como primera prueba. Se supone un valor tentativo de U_o de la Tabla 5.4.1, asumiendo el más alto posible para garantizar un área mínima. En esta tabla aparecen combinaciones para las

sustancias más comunes en el intercambio calórico en el lado de los tubos y en la carcasa, basadas en datos experimentales. Para el uso de la tabla los compuestos orgánicos de acuerdo a su viscosidad se clasifican así:

- Livianos: $\mu < 0.5 \text{ cP}$
- Medios: $0.5 \text{ cP} < \mu < 1 \text{ cP}$
- Pesados: $\mu > 1 \text{ cP}$

8. Mediante la ecuación de diseño, se determina el área de transferencia de calor. Con el diámetro externo y la longitud del tubo seleccionada se calcula el número de tubos para iniciar el tanteo por intercambiador.
9. Se determina el sitio de circulación para cada fluido en base a los criterios recomendados.
10. Debe asumirse un número de pasos por los tubos para cada intercambiador igual para todo arreglo si existe más de un intercambiador. Puede asumirse el número más alto posible de pasos y chequear en forma rápida que la velocidad másica no exceda $1.500.000 \text{ Lb/h.pie}^2$ fijando el que cumpla esta restricción. Un alto número de pasos conduce a altos coeficientes de transferencia de calor.
11. Con el número de tubos aproximado calculado anteriormente, el número de pasos supuesto y el arreglo de tubos fijado se

determina en las tablas correspondientes el número más cercano de tubos al anterior que puede ser superior o inferior. Este será el número de tubos supuesto por cada intercambiador asociado al arreglo si existe. De esta forma queda seleccionado un tamaño de carcasa de prueba.

12. Se determina el área de intercambio calórico por intercambiador en base al número de tubos y longitud de los mismos antes hallada. Se calcula el área total del arreglo si existe o del intercambiador solo, y se evalúa el coeficiente de diseño nuevo o el valor corregido del supuesto inicialmente.

Cálculo del lado de los tubos:

13. Se determina el área de flujo por intercambiador y número de pasos por los tubos. Se calcula la velocidad másica correspondiente.
14. Se determinan el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica para el fluido que circula por los tubos a la temperatura calórica o media (según sea el caso). Se determina el número de Reynolds en los tubos.
15. Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos, h_i , asumiendo inicialmente que el factor de corrección de viscosidades es igual a la unidad lo que luego será

comprobado. El coeficiente obtenido se corrige para el área referida al diámetro exterior. Si el valor de h_{io} es relativamente mayor que el valor del U_o corregido se procede a determinar la caída de presión en los tubos. En caso de ser h_{io} menor que el U_o corregido debe aumentarse el área de transferencia supuesta disminuyendo U_o . Puede aumentarse el área aumentando el tamaño de la carcasa al inmediato superior e iniciar de nuevo la prueba con la suposición del número de pasos hasta satisfacer esta condición.

Cálculo del lado de la carcasa:

16. Se supone un espaciado de deflectores acotado entre $1/5.D_i' < B < D_i'$ el diámetro interno de la carcasa, teniendo en cuenta que los menores espaciados entre deflectores producen mayores coeficientes de transferencia de calor pero también mayores caídas de presión. El cálculo se puede iniciar con $1/5.D_i'$ e ir aumentándolo hasta que se cumpla con la caída de presión impuesta al fluido en la carcasa.
17. Se evalúa el área de flujo a través del banco de tubos para un intercambiador de un solo paso en la carcasa bien sea uno o varios asociados en serie. Para un intercambiador 2-4 el flujo será la mitad por la presencia del baffle longitudinal. Se evalúa la velocidad másica del fluido.

18. Se determinan el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica para el fluido que circula en la carcasa a la temperatura calórica o media (según sea el caso), y se determina el número de Reynolds para la carcasa.
19. Se calcula la caída de presión en la carcasa. Se asume que el factor de corrección de viscosidades es similar a la unidad para luego corregirse. Si la caída de presión es superior al valor impuesto al fluido en la carcasa (10 psi usualmente) se procede a ampliar el espaciado de los baffles hasta que sea satisfactorio. De ser las caídas de presión muy elevadas se puede cambiar el corte de deflectores de 25% a 35% o 45% según sea el caso.
20. Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, h_o ; asumiendo inicialmente que el factor de corrección de viscosidades es igual a la unidad, lo que luego será comprobado.
21. Para el primer chequeo del área en exceso sobre la requerida se puede prescindir del cálculo de la temperatura de la pared para evaluar los factores de corrección de viscosidades y corregir los coeficientes. De esta manera se está seguro de que la solución es correcta. Si el área en exceso cumple los requisitos o se está efectuando la segunda prueba se determinan las temperaturas de la pared correspondientes. Si estas difieren apreciablemente de la temperatura de diseño de los fluidos, media o calórica, se

determinan los factores de corrección evaluando la viscosidad de cada fluido a la temperatura de pared correspondiente y se corrigen los coeficientes de transferencia de calor. Recuerde que esto implica un proceso iterativo hasta que se logre la convergencia en cada una de las temperaturas de pared correspondientes.

22. Se determina el coeficiente el valor del coeficiente global de transferencia de calor U_o empleando los factores de obstrucción para cada corriente.

23. Mediante la ecuación de diseño se evalúa el área requerida por el problema y se compara con el área disponible calculada en base al número de tubos, longitud y diámetros elegidos. Se presentan dos casos:

a) Si el área requerida es superior a la disponible se ha supuesto un valor de U_o muy alto y debe disminuir aumentando el tamaño de la carcasa al inmediato superior; o de una forma un poco más rápida disminuyendo el U_o supuesto anteriormente en un 5% aproximadamente y repitiendo el cálculo.

b) Si el área disponible es superior a la requerida se tiene que:

- Si el área en exceso es inferior al 10%, el problema se considera terminado.

- Si el área en exceso está ubicada entre un 10% y 15% y las condiciones de proceso exigen una buena cercanía de temperaturas de salida pueden espaciarse los baffles para aumentar el área requerida hasta que el exceso del área sea inferior al 10%. Si se requiere mucha aproximación se procede a reducir el tamaño de la carcasa al inmediato inferior calculando de nuevo el intercambiador, en caso contrario se puede dar por terminado el problema.
- Si el porcentaje de exceso del área es superior al 15% se disminuye el tamaño de la carcasa al inmediato inferior en la tabla correspondiente al arreglo elegido, o se toma el valor de U_o obtenido en la última prueba y se disminuye en un 5% o 10% aproximadamente y se inicia de nuevo el cálculo.

24. Cumplidos todos estos requisitos el intercambiador diseñado es el apropiado para el servicio deseado.

5.5. DATOS DE DISEÑO:

En las siguientes tablas se resumen los requisitos técnicos de diseño y operación con los que se ha diseñado al calentador. Toda esta información se ha obtenido de un ciclo térmico de vapor para producir 5MW, tomando gastos máxicos, en el agua de alimentación a la caldera y

extracción de vapor, en el orden de magnitud correspondiente a esta producción de potencia.

TIPO DE CALENTADOR HORIZONTAL

LADO TUBOS:	
Presión de diseño	300 PSIG \approx 20 Bar
Temperatura de diseño	125 °C
Material de tubos	Acero inoxidable 304
LADO CARCASA:	
Presión de diseño	600 PSIG \approx 40 Bar
Temperatura de diseño	165 °C
Material de carcasa	Acero inoxidable 304

Tabla 5.5-1: Datos de diseño

Fuente: Elaboración propia

Utilizaremos el LMTD como método de diseño, ya que con el conocimiento de las temperaturas de entrada y de salida; el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico.

5.5.1. MÉTODO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LMTD). Considerando un intercambiador de contraflujo o contracorriente tendremos.

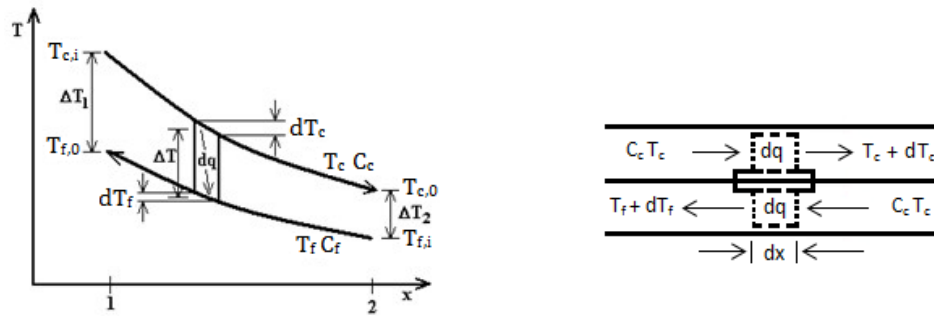


Fig. 5- Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

Fuente: D. Estrada / Investigación sobre calentadores de agua de alimentación.

La forma de ΔT_m se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales de fluidos caliente y frío. Los balances de energía y análisis subsecuentes están sujetos a las siguientes suposiciones simplificadoras:

- El intercambiador de calor está aislado.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables.
- Los calores específicos y el coeficiente global de transferencia de calor son constantes.
- Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura anterior se tiene:

$$dq = - m_c C_{p,c} = - C_c dT_c \quad (4)$$

$$dq = - m_f C_{p,f} dT_f = - C_f dT_f \quad (5)$$

Donde C_c y C_f son las capacitancias térmicas de los flujos caliente y frío respectivamente.

La transferencia de calor a través del área superficial dA también se puede expresar como:

$$dq = U \Delta T \cdot dA \quad \text{siendo:} \quad (6)$$

$$\Delta T = T_c - T_f \quad (7)$$

$$d(\Delta T) = dT_c - dT_f \quad (8)$$

Sustituyendo dT_c y dT_f de las expresiones anteriores:

$$d(\Delta T) = d_q \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (9)$$

Reemplazando d_q e integrando a lo largo del intercambiador, entre los extremos 1 y 2:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = U \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \quad (10)$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = U A \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (11)$$

Sustituyendo ahora C_c y C_f de los balances globales para cada fluido:

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = U A \left(\frac{T_{f,0} - T_{f,i}}{C_f} - \frac{T_{c,i} - T_{c,0}}{C_c} \right) = \frac{U A}{q} (T_{c,0} - T_{f,0}) \quad (12)$$

Para un intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos son:

$$\Delta T_1 = T_{c,1} - T_{f,1} = T_{c,i} - T_{f,0} \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_{c,2} - T_{f,1} = T_{c,0} - T_{f,i} \quad (14)$$

Con lo que la expresión anterior queda:

$$q = U A \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (15)$$

Podemos concluir que la diferencia de temperatura media apropiada es la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} .

En consecuencia, podemos escribir que:

$$q = U A \Delta T_{ml} ; \text{ Donde:} \quad (16)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (17)$$

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, las ecuaciones anteriores se utilizan modificando la diferencia de temperatura media logarítmica por:

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml} \quad (18)$$

Donde F es el factor de corrección, que depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío. F=1 cuando existe cambio de fase sin importar la configuración del intercambiador.

5.5.1.1. Coeficiente global de transferencia de calor U:

Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de la coraza y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes fluidas.

Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre el fluido caliente a temperatura T_c y otro frío a temperatura T_f se define mediante la siguiente ecuación:

$$U_A = \frac{1}{\frac{1}{h_c A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_f A}} \quad (19)$$

Si el coeficiente de transferencia térmica global viene referido a la superficie exterior A_e . El valor de U_e será:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{ci}r_i} + \frac{r_e}{K} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{fe}}} \quad (20)$$

Mientras que si viene referido a la superficie interior A_i será:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ci}} + \frac{r_i}{K} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{h_{fe}}} \quad (21)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transmisión de calor.

h_{ci} : Coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo.

h_{fe} : Coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo.

R_e : radio exterior del tubo.

R_i : radio interior del tubo.

Tabla 5.4-1 Valores aproximados de los coeficientes globales de diseño.

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U _o ⁽¹⁾	
		W/m ² °K	Btu/hpie ² °F
ENFRIADORES			
Agua	Agua	1500-3000	250-500 **
Metanol	Agua	1500-3000	250-500**
Amoniaco	Agua	1500-3000	250-500**
Soluciones acuosas	Agua	1500-3000	250-500**
Organicos ligeros	Agua	430-850	75-150
Organicos medios	Agua	285-710	50-125
Organicos pesados	Agua	30-430	5-75
Gases	Agua	10-285	2-50
Agua	Salmuera	560-1100	100-200
Organicos ligeros	Salmuera	230-560	40-100
CALENTADORES			
Vapor de agua	Agua	1100-4000	200-700**
Vapor de agua	Metanol	1100-4000	200-700**
Vapor de agua	Amoniaco	1100-4000	200-700**
Vapor de agua	Sol acuosa <2.0 cP	1100-4000	200-700
Vapor de agua	Sol acuosa ≥2.0 cP	560-2800	100-500**
Vapor de agua	Organicos ligeros	285-560	50-100
Vapor de agua	Organicos medios	560-1100	100-200
Vapor de agua	Organicos pesados	35-340	6-60
Vapor de agua	Gases	30-285	5-50
INTERCAMBIADORES			
Agua	Agua	1500-3000	250-500**
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	1500-3000	250-500**
Organicos ligeros	Organicos ligeros	230-430	40-75
Organicos medios	Organicos medios	115-340	20-60
Organicos pesados	Organicos pesados	60-230	10-40
Organicos pesados	Organicos ligeros	170-340	30-60
Organicos ligeros	Organicos pesados	60-230	10-40

* Los valores incluyen un factor de obstruccion total de $0.003 \text{ h. pie}^2 \cdot ^\circ F/Btu$ y una caida de presion permisible de 5 a 10 Psi en la corriente que controle.

** Factor de obstruccion total de $0.001 \text{ h. pie}^2 \cdot ^\circ F/Btu$.

5.5.2. ESTUDIO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA.

La cantidad de energía necesaria para calentar el agua desde 125 °C hasta su temperatura final de 165 °C, se emplea la ecuación:

$$q_{req} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (22)$$

$$q_{req} = 2000 \frac{Kg}{min} \cdot 4,186 \frac{kJ}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (165 - 125)^\circ C \cdot \frac{1min}{60seg}$$

$$q_{req} = 5\,581,3KW = 19\,054\,558,2 \text{ Btu/h}$$

5.5.3. DISEÑO TÉRMICO.

En esta fase vamos a determinar el área para transferir el calor, incluyendo la determinación de temperaturas, flujo másico, numero de tubos, dimensiones, longitudes, etc.

5.5.3.1. Datos de entrada necesarios para los cálculos.

Para los cálculos, es necesario establecer los datos geométricos del calentador, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, la información del proceso, es decir, las propiedades de los fluidos a determinadas temperaturas.

Datos geométricos del intercambiador de calor

Tubos:

Diámetro exterior de los tubos $D_e = 50,8 \text{ mm}$

Espesor de los tubos $\Delta_x = 2,108 \text{ mm}$

Diámetro Interno de los tubos $D_i = 48,6 \text{ mm}$

Tabla: Dimensiones de los tubos

Diámetro nominal	Diámetro exterior (D_e) mm	Espesor (Δ_x) mm	Diámetro interior (D_i) mm
2"	50,8	2,108	48,6

Fuente: Elaboración propia

Consideramos como longitud total del tubo nominal $L_{to} = 2,5 \text{ m}$

Temperaturas:

Agua:

Entrada= 125°C

Salida = 165°C

Vapor:

Temperatura de entrada a 60 psig. $T_s = 292,7^\circ\text{F}$

Propiedades del vapor:

Volumen específico del vapor $v = 7,174 \text{ pie}^3/\text{lb}$

Densidad del vapor $\rho_v = 0,1393 \text{ lb/ pie}^3$

Calor latente de condensación $h_{fg} = 915,4 \text{ Btu/ lb}$

Flujo másico del vapor:

$$\dot{m} = \frac{q_{requerido}}{h_{fg}}, \text{reemplazando} \quad (23)$$

$$\dot{m} = \frac{19\,054\,558,2 \text{ Btu/h}}{915,4 \text{ Btu/h}} = 20\,815,55 \text{ lb/h}$$

Volumen másico del vapor:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho_v} = \frac{20\,815,55 \text{ lb/h}}{0,13939 \text{ lb/pie}^3} \quad (24)$$

$$\dot{v} = 149\,333,1952 \text{ pie}^3/\text{h}$$

5.5.3.2. Cálculo de la LMTD:

La diferencia media logarítmica ΔT_{ml} , se determina a partir de la ecuación:

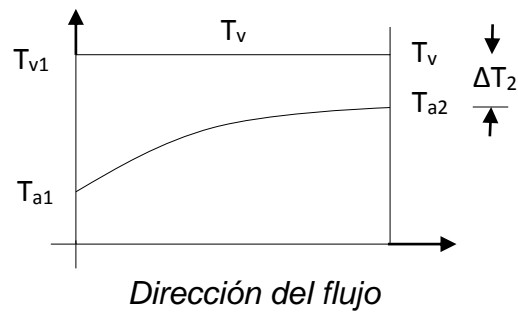
$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (25)$$

En donde:

$$\Delta T_1 = T_{c,1} - T_{f,1} = T_{c,i} - T_{f,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,2} - T_{f,1} = T_{c,o} - T_{f,i}$$

Además, observando el cambio de temperaturas en el siguiente gráfico, tenemos:



Fuente: Análisis de los intercambiadores de calor.

$$\Delta T_1 = T_{v1} - T_{a1} = 292,7 - 257 = 37,5^\circ F$$

$$\Delta T_2 = T_{v2} - T_{a2} = 292,7 - 329 = -36,3^\circ F$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (26)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{35,7 - 36,3}{\ln\left(-\frac{35,7}{36,3}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{72,0}{0,0167}$$

$$\Delta T_{ml} = 4311\text{ }^{\circ}\text{F}$$

5.5.3.3. Calculo del coeficiente global de transferencia de calor U:

- Calculo del coeficiente de transferencia de calor h_a y h_c
- Coeficiente convectivo de transferencia en el exterior de los tubos (h_a)

Para el cálculo de este coeficiente de convección es necesario asumirse una temperatura en la superficie exterior de los tubos del calentador.

Temperatura en la superficie de los tubos $T_{w2} = 212\text{ }^{\circ}\text{F}$ (valor asumido)

Temperatura de la película de agua:

Δ Temperatura de película del agua según Anexo F:

$$Pr = 1,5406$$

$$Ka = 0,377\text{ Btu /hr.pie.}^{\circ}\text{F}$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo en el exterior de los tubos se emplea las siguientes ecuaciones para determinar el número de Nusselt.

Régimen laminar ($G_r.P_r$) entre 10^4 y 10^5

$$Nu = 0,56(G_r.P_r)^{0,25}$$

Régimen Turbulento ($G_r.P_r$) entre 10^8 y 10^{12}

$$Nu = 0,13 (G_r.P_r)^{0,33}$$

Para utilizar estas fórmulas y seleccionar la adecuada primero es necesario el cálculo de $G_r.P_r$ y determinar si el flujo es laminar o turbulento.

Se emplea la ecuación:

$$G_r = \left(\frac{g\beta\rho^2}{\mu^2} \right) \Delta T \cdot X^3 \quad (27)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3).

μ : Viscosidad dinámica del fluido (kg/m.s).

g : Aceleración de la gravedad ($9,8 \text{ m/s}^2$).

β : Coeficiente de expansión volumétrica de una sustancia.

X : Longitud característica (m).

ΔT : Diferencia de temperaturas.

En la expresión anterior se tiene:

$$\left(\frac{g\beta\rho^2}{\mu^2}\right) = 33\,502\,800 \frac{1}{\text{of. pie}^3}$$

$$X = De = 0,07291667 \text{ pie}$$

$$\Delta T = (329 - 257) = 72^\circ F$$

Reemplazando y resolviendo se obtiene:

$$GR = 175\,889\,708$$

$$\text{El producto } Gr \cdot Pr = 20\,975\,684,2$$

$$\therefore \text{Nusselt } Nu = 0,56(Gr \cdot Pr)^{0.25}$$

$$Nu = 71,845$$

De la ecuación:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (28)$$

K = coeficiente de conductividad térmica del fluido [w/ (m. °C)]

h= coeficiente de transferencia de calor por convección [w/ (m2. °C)]

L_c= Longitud característica (m)

Despejamos el coeficiente convectivo y se reemplazaran los valores:

$$h_a = Nu = \frac{Nu \cdot K}{L_c} = \frac{(71,845)(0,377)}{(0,07291667)}$$

$$\left[h_a = 371,4591 \frac{Btu}{h_r \cdot pie^2 \cdot of} \right]$$

- Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de los tubos h_c

Para calcular este coeficiente de convección es necesario asumir una temperatura en la superficie interior de los tubos del calentador.

Temperatura en la superficie de los tubos: $T_{w,1} = 287,7$ °F (valor asumido)

En las tablas con la temperatura de saturación del líquido se hallan las propiedades del condensado.

$$C_{pc} = 1,027 \text{ Btu/Lb.}^\circ\text{F}$$

$$\mu_c = 1,31 \times 10^{-4} \text{ lb/pie.s} = 0,47 \text{ lb/pie.h}$$

$$\rho_c = 57,519 \text{ lb/pie}^3$$

$$K_c = 0,3951 \text{ Btu/h.pie.}^\circ\text{F}$$

- Para el cálculo del coeficiente de calor en el exterior de los tubos se usa las ecuaciones:

$$\frac{h_c D_i}{K_c} = 0,1 \left(\frac{C_{pc} \cdot \mu_c}{K_c} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pc} \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \left[\frac{D_i G_v}{\mu_c} \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (29)$$

Que está restringida para números de Reynolds del vapor tales que:

$$\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_c} < 5000$$

Donde:

Cpc: Calor específico del fluido (J/Kg.°C)

μ_c : Viscosidad dinámica del condensado (kg/m.s)

Kc : Conductividad térmica del condensado (W/m.°C)

ΔT : Diferencia de temperaturas

Hfg: Calor latente de condensación (KJ/Kg)

D : Diámetro de la tubería por el cual circula el fluido (m)

ρ_c : Densidad del condensado (Kg/m³)

ρ_v : Densidad del vapor (Kg/m³)

Gv : Velocidad de masa para vapor y condensado (kg/s.m²)

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers) recomienda:

$$\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_c} < 5000$$

Y la ecuación (*)

Donde $G_c = G_v$, aquí:

$$G_v = \frac{\dot{m}_v / N^\circ \text{ de tubos}}{\Delta i} \quad (30)$$

Agrupando y resolviendo se tiene que:

$$h_c = 208,610 \frac{K_c}{D_i}$$

Es decir:

$$h_c = (208,610) (0.3951) / (0.069166667)$$

$$h_c = 1191,643 \text{ Btu}/(h_r \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F)$$

Después de calcular los coeficientes tanto para el exterior como para el interior de los tubos, se debe reemplazar en la ecuación:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i}{k_{tubo}} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_a}} \quad (31)$$

Y reemplazando valores se llega a obtener

$$U = 330 \text{ Btu}/\text{pie}^2 \cdot h \cdot ^\circ F$$

Que coincide con los valores dados en la tabla de valores de U para calentadores que usan vapor de agua – agua.

$$U \cong (200 - 700) \frac{\text{Btu}}{h_r \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

5.5.3.4. Cálculo del área de transferencia de calor:

El área requerida de transferencia de calor se determina con la ecuación:

$$q_{req} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (32)$$

$$A = \frac{q_{req}}{U \cdot F \cdot \Delta T_m}, \text{ donde:}$$

$$q_{req} = 19\,054\,558,2 \text{ Btu/h}$$

$$\Delta T_m = 4311^\circ\text{F}$$

$$U = 330 \text{ Btu/hr.pie}^2.\text{°F}$$

$$F = 1 \text{ (Factor de corrección)}$$

Reemplazando se obtiene:

$$[A = 45,8 \text{ pie}^2]$$

$$[A = 13,96 \text{ m}^2]$$

5.5.3.5. Cálculo de la longitud total y número de tubos:

Con el área de transferencia de calor se procede a calcular la longitud total de la tubería, así como del número de tubos que entran en el calentador.

$$\text{Diámetro nominal tubos } D_n = 2'' = 50,8 \text{ mm (r=0,0254m)}$$

Área de transferencia de calor $A = 13,964 \text{ m}^2$

- Longitud total de tubos será:

$$L = \frac{A}{2 \cdot \pi \cdot Dn} \quad (33)$$

$$L = \frac{13,964}{2\pi \cdot 0,0254} = 87,5 \text{ m}$$

- Numero de tubos:

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{L}{L_{tubo}} \quad (34)$$

Donde:

N°_{tubos} : Numero de tubos

L : Longitud total de la tubería

L_{tubo} : Longitud de los tubos considerados

$$N_t = \frac{87,5}{2,5} = 35 \text{ tubos}$$

5.5.3.6. Cálculo del diámetro del calentador:

Se elige un arreglo y un paso entre los tubos (distancia entre tubos)

La configuración recomendada para calentadores de este tipo es cuadrada con una separación de 2" - 2 ¼" por la facilidad que ofrece para su limpieza mecánica.

Calculamos el diámetro del haz de tubos:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (35)$$

D_b : Diámetro del haz de tubos

d_o : Diámetro nominal de los tubos

N_t : Numero de tubos

K_1 : Valor obtenido de tabla (Anexo)

n_1 : Valor obtenido de tabla (Anexo)

$$K_1: 0.215 \quad n_1: 2.207$$

$$D_b = 2" \left(\frac{35}{0.215} \right)^{\frac{1}{2.207}}$$

$$D_b = 29 "$$

Hallar el diámetro de la carcasa:

$$D_s = D_b + C$$

D_s : Diámetro de la carcasa.

D_b : Diámetro del haz de tubos.

C : Clarencia diametral.

$$D_s = 29 + 4$$

$$D_s = 33'' \approx 83,2 \text{ cm}$$

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS DE COSTOS.

6.1. GENERALIDADES:

En este capítulo se realiza un análisis detallado de los costos de construcción e instalación en los que se incurre para la elaboración del sistema.

6.2. COSTOS DIRECTOS:

Se consideran los costos de materiales, máquinas, herramientas, mano de obra y transporte.

6.2.1. Costo de materiales y equipo:

Se presenta en forma resumida los costos asociados a los equipos y demás materiales necesarios en la implementación del proyecto, todos los precios fueron obtenidos por medio de cotizaciones solicitadas a varias empresas.

- Costos de materiales para la construcción del intercambiador de calor: US\$ 2 000,00
- Costos de materiales para la construcción de las bridas: US\$ 210,00
- Costos de accesorios para la instalación del sistema de vapor: US\$ 120,00
- Costo de materiales para la instalación del control digital de temperatura: US\$ 150,00

- Costos de equipo para la instalación del sistema vapor US\$ 250,00
- Costos por maquinas: US\$ 100,00
- Costos por mano de obra: US\$ 300,00
- Costos por transporte: No se consideran porque el calentador es construido en el taller de maestranza de la empresa.

Total de costos directos: US\$ 3 130,00

6.3. COSTOS INDIRECTOS:

En general se toman en cuenta los gastos administrativos, que como la empresa los asumen no se toman en cuenta. Solo se toman en cuenta los costos de ingeniería e imprevistos que los podemos cuantificar como un porcentaje de los costos directos, siendo el 15 % para costos de ingeniería y 5% para imprevistos.

Por lo que se considera como COSTOS INDIRECTOS:

- Costo por ingeniería US\$ 1455,00
- Costo por imprevistos US\$ 485,00

COSTO TOTAL INDIRECTOS US\$ 1940,00

6.4. COSTOS TOTALES DEL EQUIPO:

- Costos directos US\$ 3 130,00
- Costos indirectos US\$ 1940,00

COSTO TOTAL DEL EQUIPO US\$ 5 070,00

6.5. ESTUDIO FINANCIERO:

Se debe considerar que la viabilidad del proyecto está en función del ahorro de combustible que se logrará, con el aumento de la temperatura del agua de alimentación, además del aumento de la generación de vapor en la caldera.

Este incremento de la temperatura del agua de alimentación de 40 °C lo que permite que ingrese a la caldera a 165°C, con este aumento se incrementa la eficiencia de la caldera en un 2%, ya que según expertos en generación de vapor se considera que, por cada 20°C de aumento en la temperatura del agua de alimentación, la eficiencia de la caldera aumenta en 1°, es decir, con el aumento de 40°C, la eficiencia de la caldera aumenta en 2%. Esto significa, que para producir la cantidad de vapor generado se consumirá menor cantidad de bagazo en una proporción de 43,2 toneladas de bagazo por día. De acuerdo al equivalente calórico con el petróleo, significa almacenar 15 552 Tn de bagazo al año, es decir 538,22 Tn de petróleo = 74334 galones de petróleo= 2 126 barriles.

Es decir que este ahorro de 2 126 barriles significa un ahorro de US\$ 127 560,00 considerando el precio del barril a US\$ 60,00

6.6. COSTO DE LA INSTALACIÓN:

- El costo de diseño del calentador **US\$ 3 970,00**
- Costo de acondicionamiento del espacio para instalar el calentador y sus accesorios US\$ 1 100,00
- Costo de mano de obra US\$ 1 500,00

COSTO TOTAL US\$ 6570, 00

6.7. ANÁLISIS COSTO – BENEFICIO:

Teniendo en cuenta que:

Valor presente neto de ingresos: US\$ 127 560, 00

Valor presente neto de egresos: US\$ 6 570, 00

De las relaciones:

$$\frac{C}{B} = \frac{V.P.N_{ingresos}}{V.P.N_{egresos}} = \frac{127\,560,00}{6\,570,00}$$

$$\frac{C}{B} = 2,67$$

Como la relación: $\frac{C}{B} > 1$

Se dice que el proyecto beneficia a la empresa, pues los Ingresos /Beneficios son mayores que los Egresos /Costos invertidos en el proyecto.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1. CONCLUSIONES:

- a) Se analizó el estado de la caldera sin calentador, obteniendo una baja eficiencia en la generación de vapor, esto se debe a existen diversas pérdidas como: mala combustión del bagazo, fugas de vapor, pérdidas de aislamiento en las tuberías de vapor, etc.
- b) Se calculó los parámetros del calentador, así mismo su ubicación y posterior verificación en el rendimiento, permitirá que se genere mayor producción de vapor, para satisfacer las necesidades de molienda y producir mayor cantidad de azúcar por tonelada de caña molida.
- c) Se evaluó el presupuesto real para la instalación, resultando ser de 6 570 dólares.

7.2. RECOMENDACIONES:

Se debe formar un equipo de trabajo multidisciplinario y hacer una auditoria energética interna, para localizar los puntos más críticos en la fábrica y plantear alternativas de solución con el objetivo de mejorar la eficiencia y la eficacia en la producción.

Se recomienda hacer una Evaluación de Impacto Ambiental en el ingenio y elaborar un plan de mitigación de los impactos negativos, ya que estos impactos afectan a los trabajadores de la fábrica y también a la población de Tumán.

CAPÍTULO VIII

REFERENCIAS

BIBLIOGRÁFICAS

1. E. HUGOT: "Manual para Ingenieros Azucareros"
Edit. CECSA – 1975
2. DONALD KERN: "Procesos De Transferencia De calor"
Edit. UNI – 1978
3. POSTIGO y CRUZ: "Termodinámica Aplicada"
Edit. UNI – 1978
4. J.A .MANRIQUE: "Transferencia de calor"
Edit. TEC – CIEN – 1997
5. VASQUEZ VILLANUEVA: "La Industria Azucarera Peruana"
Edit. EDIAS – 1997
6. FAIRES V.M: "Termodinámica"
Edit. UTEHA – 1973
7. Tone Baloh, Enrique Wittwer: "Manual para Fabricas de Azúcar"
8. Tesis "BALANCE TERMICO DE VAPOR PARA EL PROCESO DE PRODUCCIONDE AZUCAR EN LA E.A. TUMAN"
9. Revista "SUGAR Y AZUCAR"
10. <https://es.slideshare.net/cyberchapin/investigacin-sobre-calentadores-de-agua-de-alimentacin-chimeneas-tiros-y-condensadores>
11. http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/1009/content/1/Sistemas_de_condensado_y_alimentacion.pdf
12. <http://www.todocalderas.com.ar/articulo/32/desaireadores-desaereador-desgasificador.html>
13. <http://www.cicloaguavapor.com/103-contenido/100-precalentadores-de-alta-y-baja-presion>

CAPITULO IX

ANEXOS, PLANOS Y OTROS

9.1. ABREVIATURAS Y NOMENCLATURA:

- A : Superficie de transferencia de calor, pie^2
- a'' : Superficie externa / pie lineal, pies
- a : Área de flujo, pies^2
- B : Espaciado de los deflectores, plg.
- c' : Espaciado entre los tubos, plg.
- C : Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, Btu/lb. °F
- c : Calor específico del fluido, Btu/lb. °F
- D : Diámetro interior de los tubos, pies
- D_e : Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pie
- D_s : Diámetro interior de la coraza, pies
- d : Diámetro interior de los tubos, pies
- d_e : Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, pie
- F_e : Fracción calórica adimensional
- f_δ : Factor de diferencia de temperatura adimensional, $1t = f_\delta \times \text{MLDT}$
- f : factor de fricción, $\text{pie}^2/\text{pulg}^2$

- G : Masa velocidad, lb/h.pie²
- G' : Aceleración de la gravedad, pie/seg²
- h_i, h_o : Coeficiente de transferencia de calor para fluidos dentro y fuera de los tubos, respectivamente, Btu/h.pie².°F
- h_{io} : Valor de H_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, Btu/h.pie².°F
- DI : Diámetro interior, plg.
- ΦH : Factor para transferencia de calor, adimensional
- K_c : Constante calórica, adimensional
- K : Conductividad Térmica, Btu/h.pie².°F
- L : Longitud del tubo, pie
- MLDT: Media logarítmica de temperatura, °F
- N : Número de deflectores en la coraza
- N_t : Número de tubos
- n : Número de pasos en los tubos
- DE : Diámetro exterior del tubo
- ΔP : Caídas de presión, lbs/plg²
- $\Delta P_g, \Delta P_t, \Delta P_r$: Caídas de presión total de los tubos y de regreso, lbs/plg²

- Pt : Paso de los tubos, plg
- R : Grupo de Temperatura $(T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$, adimensional
- Rd : Factor de obstrucción combinado, h.pie². °F / Btu
- Rc : Numero de Reynolds, adimensional
- S : Grupo de temperatura $(t_2 - t_1) / (T_1 - T_2)$, adimensional
- s : Gravedad específica, adimensional
- T, T₁, T₂: Temperatura en general, entrada y salida del fluido caliente, °F
- T_a : Promedio de temperatura del fluido caliente, °F
- T_c : Temperatura calórica del fluido caliente, °F
- T_z : Temperatura del fluido en la coraza entre el primero y segundo pasos, °F
- t₁, t₂: Temperatura de entrada y de salida del fluido frio, °F
- t_a : Temperatura promedio del fluido frio, °F
- t_c : Temperatura calórica del fluido frio, °F
- t_i : Temperatura al final del primer paso, °F
- t_w : Temperatura de la pared del tubo, °F
- t_y : Temperatura del fluido en los tubos entre el segundo y tercer paso
- Δt : Diferencia verdadera de temperatura en $Q=UDA \Delta t$, °F

$\Delta t_c, \Delta t_h$: Diferencia de temperatura en las terminales frías y calientes, °F

U_c, U_D : Coeficientes totales limpio y de diseño, Btu/h.pie².°F

V : Velocidad, pie/seg.

W : Peso del fluido caliente, lb/h

ω : Peso del fluido frío, lb/h

μ : Viscosidad, centipoises x 2.42= lb/pie.h

μ_w : Viscosidad de la pared del tubo, centipoises x 2.42= lb/pie.h

ρ : Densidad, lb/pie³

ϕ : $(\mu / \mu_w)^{0,14}$

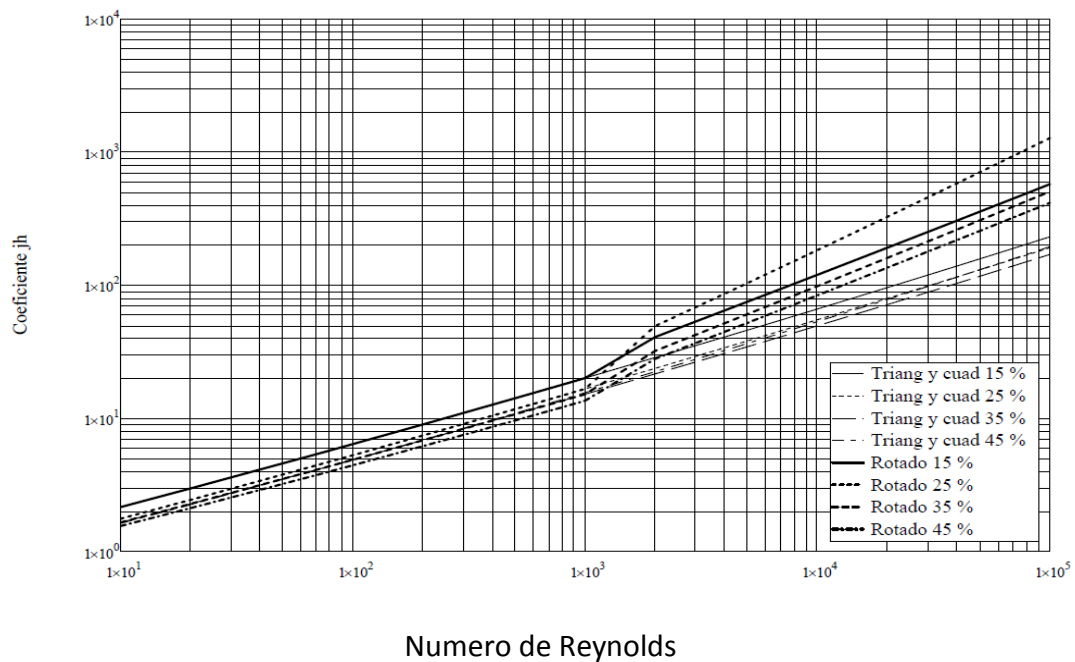
9.2. TABLA DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA:

Material	λ W/(m·K)	Material	λ W/(m·K)
Acero	47 - 58	Hielo	2
Acero inoxidable	12 - 45	Hierro	80,2
Agua	0,58	Hormigón	1,7
Aire	0,025	Ladrillo	0,80
Alcohol	0,16	Ladrillo refractario	0,47 - 1,05
Alpaca	29,1	Latón	81 - 116
Aluminio puro	237	Litio	301,2
Amianto	0,04	Madera	0,04 - 0,4
Bronce	116 - 186	Mercurio	83,7
Caucho	0,16	Mica	0,35
Cemento Portland	0,29	Níquel	52,3
Cinc	106 - 140	Oro	318
Cobre	401	Parafina	0,21
Corcho	0,03 - 0,04	Piedra arenisca	2,4
Diamante	900 - 2300	Plata	429
Estaño	64,0	Plomo	35,0
Fibra de vidrio	0,03 - 0,07	Polipropileno	0,12
Glicerina	0,29	Tierra húmeda	0,8
Helio (superfluidez)	infinito	Vidrio	0,6 - 1,1

Fuente: Heat Exchange Institute. HEI

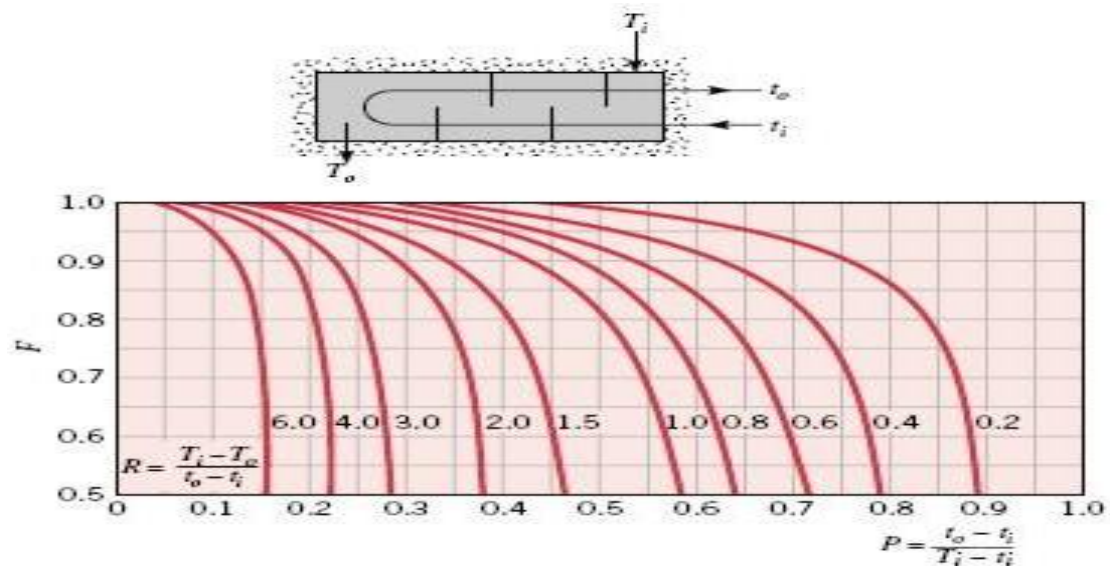
9.3. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR: Para baffles

segmentados con porcentajes de corte entre 15 y 45%.



Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

9.3. FACTOR DE CORRECCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA: Con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos por el tubo



Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

9.4. ESPESOR DE TUBOS: Están dados según BWG (Birmingham Wire Gauge) y se determina por la presión de trabajo y el sobre espesor de corrosión. Los valores típicos para acero son 12,13 o 14 BWG.

B.W.G.	inches	mm	B.W.G.	inches	mm	B.W.G.	inches	mm
0	0.340"	8.636	9	0.148"	3.759	18	0.049"	1.245
1	0.300"	7.620	10	0.134"	3.404	19	0.042"	1.067
2	0.284"	7.214	11	0.120"	3.048	20	0.035"	0.889
3	0.259"	6.579	12	0.109"	2.769	21	0.032"	0.813
4	0.238"	6.045	13	0.095"	2.413	22	0.028"	0.711
5	0.220"	5.588	14	0.083"	2.108	23	0.025"	0.635
6	0.203"	5.156	15	0.072"	1.829	24	0.022"	0.559
7	0.180"	4.572	16	0.065"	1.651	25	0.020"	0.508
8	0.165"	4.191	17	0.058"	1.473			

Fuente: Birmingham Wire Gauge (BWG)

9.5. TABLA DE LOS VALORES DE k_1 Y n_1 : Para calcular el diámetro de la carcasa.

VALORES DE LOS COEFICIENTES k_1 y n_1				
Nº PASOS	ARREGLO TRIANGULAR		ARREGLO CUADRADO	
	$S_t = 1,25 d_o$		$S_t = 1,25 d_o$	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0,319	2,142	0,215	2,207
2	0,249	2,207	0,156	2,291
4	0,175	2,285	0, 158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

Fuente: Heat Exchange Institute. HEI

9.5. UBICACIÓN DEL CALENTADOR:

