

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA CALDERA CON RECUPERACIÓN DE CALOR
HRSG (HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR) EN UN CICLO
COMBINADO PARA LA REFINERÍA DE EP. PETROECUADOR.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

RICARDO JOSÉ RUIZ LARA

DIRECTOR: ING. FRANCISCO TERNEUS

CODIRECTOR: ING. FERNANDO MONTENEGRO

Sangolquí, septiembre –2012

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO DE UNA CALDERA CON RECUPERACIÓN DE CALOR HRSG (HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR) EN UN CICLO COMBINADO PARA LA REFINERÍA DE EP. PETROECUADOR” fue realizado en su totalidad por el Sr. Ricardo José Ruiz Lara, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

ING.FRANCISCO TERNEUS
DIRECTOR

ING.FERNANDO MONTENEGRO
CODIRECTOR

Sangolquí, 2012-09-04

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.

**“DISEÑO DE UNA CALDERA CON RECUPERACIÓN DE CALOR
HRSG (HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR) EN UN CICLO
COMBINADO PARA LA REFINERÍA DE EP. PETROECUADOR”**

ELABORADO POR:

RICARDO JOSÉ RUIZ LARA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ING. XAVIER SÁNCHEZ.
DIRECTOR DE CARRERA.**

Sangolquí, 2012-09.

DEDICATORIA.

A mis padres, que han sido un ejemplo vivo de lucha, perseverancia y fortaleza.

Gracias por ser la luz de sabiduría en mi camino.

A mis hermanos, por su inmenso apoyo en todo momento de mi vida.

A mis sobrinos, que han sido la fuente de valor que me impulsa a seguir conquistando mis ideales.

A Patricia, porque nunca dejaste de creer en mí.

AGRADECIMIENTOS.

A mis padres, Raúl y Grace. Mis verdaderos amigos.

A mis profesores universitarios, por enseñarme a superar los retos de la vida.

A los directores del proyecto, Ingeniero Francisco Terneus e Ingeniero Fernando Montenegro, por ayudarme durante la investigación y desarrollo de este proyecto.

Al personal de EP. PETROECUADOR, por brindarme todas las facilidades para la realización de este proyecto de tesis de grado.

ÍNDICE DE CONTENIDOS.

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	II
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.	III
DEDICATORIA.	IV
AGRADECIMIENTOS.	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS.	VI
TABLAS.	XI
FIGURAS.	XI
NOMENCLATURA	XIII
ANEXOS.	XV
RESUMEN	XVI
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN.	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.	3
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.	6
1.4 OBJETIVOS.	7
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.	7
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.	7
1.5 ALCANCE DEL PROYECTO.	8

CAPÍTULO 2	9
MARCO TEÓRICO	9
2.1 FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS.	9
2.1.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.	9
2.1.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.	10
2.1.3 CONCEPTO EXERGÍA.	12
2.2 FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS.	13
2.2.1 FLUJOS COMPRESIBLES E INCOMPRESIBLES.	13
2.2.2 ECUACIONES QUE GOBIERNAN EL FENÓMENO.	13
2.3 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	17
2.3.1 NÚMERO DE NUSSELT.	17
2.3.2 FLUJO INTERNO.	18
2.3.3 FLUJO EXTERNO.	22
2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR.	24
2.4.1 METODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA (DMLT).	25
2.4.2 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD- NTU.	26
2.5 AGUA DE ALIMENTACIÓN PARA CALDERAS.	28
2.6 DESTILACIÓN DE PETRÓLEO.	30
2.6.1 PROCESO DE REFINACIÓN DE PETRÓLEO APLICADO EN LA REFINERÍA DE LA LIBERTAD.	31
CAPÍTULO 3	37
INGENIERIA CONCEPTUAL BÁSICA DEL INTERCAMBIADOR	37
3.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO LOS GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA	37
3.2 BALANCE TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR IC1.	42
3.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN INTERNO (HI).	47

3.4 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERNO (h_o).	48
3.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (U_o).	50
3.6 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN.	52
3.7 ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE FLUJO ESTACIONARIO REACTIVO CON BASE EN LA PRIMERA LEY.	58
3.8 RÉGIMEN Y LA CURVA DE EBULLICIÓN EN ESTANQUES.	61
3.9 EBULLICIÓN CONVECTIVA FORZADA.	65
3.10 DISEÑO TÉRMICO DEL CALDERO.	69
3.11 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA INTERNO (h_{ic}).	72
3.12 CÁLCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO (h_{oq}).	77
3.13 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (U_{oq}).	78
3.14 AISLAMIENTO TÉRMICO DE LOS DUCTOS DE CALENTAMIENTO.	79
3.14.1 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL DUCTO DE CALENTAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR IC1.	81
3.14.2 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL DUCTO DEL CALDERO.	87
CAPÍTULO 4.	91
DISEÑO MECÁNICO DE LOS ELEMENTOS SOMETIDOS A PRESIÓN.	91
4.1 HISTORIA DEL CÓDIGO ASME.	91
4.1.1 CLASIFICACIÓN DEL CÓDIGO ASME.	92
4.1.2 CODIGO ASME SECCION VIII DIVISION 1.	92
4.1.3 ALCANCE DE LAS SECCIONES I Y VIII DEL CÓDIGO ASME.	93
4.2 DISEÑO MECÁNICO DEL CABEZAL DISTRIBUIDOR DE AGUA.	94
4.2.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN.	94
4.2.2 DISEÑO, MATERIALES Y DIMENSIONES DEL CABEZAL.	94
4.2.3 CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS.	95

4.3. ESPESOR MÍNIMO DE LOS TUBOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA.	97
4.4 DISEÑO DEL CABEZAL DISTRIBUIDOR DE VAPOR.	97
CAPITULO 5	99
DISEÑO HIDRÁULICO DE TUBERÍAS DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR Y SELECCIÓN DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA.	99
5.1 SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN.	101
5.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA.	103
5.3 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	111
CAPÍTULO 6	112
ANÁLISIS ECONÓMICO – FINANCIERO DEL PROYECTO.	112
6.1 HONORARIOS DE MANO DE OBRA.	112
6.2 COSTO DE COMPRA DE MATERIALES.	113
6.3 PRESUPUESTO Y FINANCIAMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VAPOR.	114
6.4 AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO CON LA RECUPERACIÓN DE CALOR DE LA TURBINA DE GAS.	114
6.5 EFICIENCIA CONJUNTA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR.	115
6.6 AUMENTO DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR FRENTE AL POTENCIAL AUMENTO DE LA CAPACIDAD DE REFINACIÓN Y SU MARGEN DE GANANCIA.	117

CAPÍTULO 7	120
IMPACTOS MEDIO AMBIENTALES Y PREVENCIÓN DE RIESGOS.	120
7.1 CONTRIBUCIÓN DE GASES CONTAMINANTES AL AMBIENTE.	120
7.1.1 GASES DE EFECTO INVERNADERO.	120
7.1.2 GASES DE COMBUSTIÓN QUE CONTRIBUYEN A LA LLÚVIA ÁCIDA.	123
7.2 PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.	125
CAPÍTULO 8	126
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	126
8.1 CONCLUSIONES.	126
8.2 RECOMENDACIONES.	127
REFERENCIAS.	135

TABLAS.

Tabla 1.1 Características de la turbina de gas instalada en la refinería.	4
Tabla 2.1 Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre un banco de tubos.	24
Tabla 2.2 Parámetros de control del agua de alimentación calderos.	29
Tabla 2.3 Nombres de los principales equipos utilizados para el proceso de refinación.	31
Tabla 3.1 Condiciones de los gases de escape de la turbina de gas.	37
Tabla 3.2 Condiciones mínimas de diseño del caldero recuperador HRSG.	37
Tabla 3.3 Parámetros seleccionados para el diseño del intercambiador.	46
Tabla 3.4 Propiedades y composición del combustible Fuel Oil N°6.	54
Tabla 3.5 Cuadro de entalpías de formación estándar (h°_f) , entalpías sensibles (h) y entalpías de referencia estándar (h°) de los elementos presentes en la combustión.	59
Tabla 3.6 Parámetros de corrección de los coeficientes de transferencia de calor para las diferentes calidades de vapor.	75
Tabla 3.7 Parámetros de los tubos seleccionados para el diseño del caldero.	76
Tabla 5.1 Velocidades recomendadas para sistemas de fluidos de potencia.	101
Tabla 5.2 Velocidades reales de flujo en las tuberías de succión y descarga de la bomba.	102
Tabla 5.3 Propiedades del fluido	103
Tabla 5.4 Características de la bomba de alimentación seleccionada.	109
Tabla 5.5 Características de la tubería de distribución de vapor.	111
Tabla 6.1 Costo de la mano de obra para la construcción del proyecto.	112
Tabla 6.2 Costo de compra de materiales y equipos para el proyecto.	113
Tabla 6.3 Porcentajes de distribución de vapor en la refinería de La Libertad	118
Tabla 6.4 Potencial aumento de la producción de derivados y su margen de ganancia.	119
Tabla 7.1 Parámetros y concentraciones de los gases de combustión emitidos por el quemador del caldero.	122
Tabla 7.2 Límites máximos permisibles de emisiones para fuentes fijas de combustión según normativa de la DINAPAH.	124

FIGURAS.

Figura 1.1 Imagen esquemática de una turbina SIEMENS SGT 100.	4
Figura 1.2 Porcentajes de la distribución mensual de vapor.	5
Figura 2.1 Imagen esquemática de una máquina térmica.	11
Figura 2.2 Fuerzas superficiales debidas a la viscosidad y presión.	15
Figura 2.3 Desarrollo de la capa límite de velocidad en un tubo.	20
Figura 2.4 Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo.	20
Figura 2.5 Parámetros de efectividad ϵ para diferentes tipos de intercambiadores de calor.	27
Figura 2.6 Funcionamiento de un desalador electrostático.	32
Figura 2.7 Esquema del flujo de crudo dentro de la Refinería de La Libertad.	35
Figura 2.8 Esquema de distribución de vapor en la Refinería de La Libertad.	36
Figura 3.1 Quemador modulante marca BALTUR modelo PYR 8 NR	42
Figura 3.2 Arreglo cuadrado de tubos en el intercambiador IC1.	48
Figura 3.3 Curva de Ebullición de líquidos en estanque.	65
Figura 3.4 Esquema de ebullición en flujo en el interior de tubos.	66
Figura 3.5 Circuito de resistencias en las paredes y el medio exterior.	80
Figura 3.6 Ducto de calentamiento del intercambiador IC1.	81
Figura 3.7 Ducto de calentamiento del caldero.	87
Figura 4.1 Tanque cabezal distribuidor de agua de alimentación.	95
Figura 4.2 Tanque cabezal distribuidor de vapor.	98
Figura 5.1 Energías presentes sobre flujos en tuberías.	99
Figura 5.2 Esquema del sistema de distribución de agua.	103
Figura 5.3 Gráfica de rendimientos de varios tipos de bombas.	107
Figura 5.4 Gráfica del rendimiento de una bomba centrífuga 1 ½ x 3 – 13.	108
Figura 6.1 Diagrama Temperatura – Entalpía durante un proceso de cambio de fase a presión constante.	116
Figura 6.2 Volumen de productos refinados en barriles por día BPD.	117

NOMENCLATURA

h	Entalpía específica, kJ/kg
i	Irreversibilidad específica kJ/kg
m	Masa, kg
M	Peso molecular, kg/kmol
N	Número de moles, kmol
P	Presión, kPa
q	Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg
Q	Transferencia de calor total, kJ
R_u	Constante de gas universal, kJ/(kmol K)
s	Entropía específica, kJ/(kg K)
S	Entropía total, kJ/K
T	Temperatura, °C o K
V	Velocidad, m/s
w	Trabajo por unidad de masa, kJ/kg
W	Trabajo total, kJ
z	Altura o elevación, m

LETRAS GRIEGAS

ψ	Disponibilidad (exergía) específica, kJ/kg
η_t	Eficiencia térmica
δ	Densidad, kg/m ³

SUBÍNDICES

0	Propiedad en la condición del estado muerto (medio ambiente)
C	Calor de combustión
e	Estado de una sustancia al salir de un volumen de control
f	Formación
f	Propiedad de líquido saturado
fg	Diferencia en las propiedades de vapor saturado y líquido saturado

<i>gen</i>	Generación
<i>i</i>	Estado de una sustancia al entrar a un volumen de control
<i>P</i>	Productos de una reacción química
<i>R</i>	Reactivos de una reacción química
<i>rev</i>	Reversible
<i>u</i>	Útil
<i>v</i>	Propiedad de vapor saturado

SUPERÍNDICES

· (punto)	Cantidad por unidad de tiempo
— (barra)	Propiedad referida por unidad de mol
o (círculo)	Propiedad en el estado de referencia estándar

ANEXOS.

ANEXO 1 CONTRATO PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO DE TESIS ENTRE EP. PETROECUADOR Y EL SR. RICARDO RUIZ LARA.	128
ANEXO 2 LICITACIÓN PUBLICADA POR EP. PETROECUADOR.	129
ANEXO 3 INFORMES MENSUALES DE LA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR EN LA REFINERÍA DE LA LIBERTAD.	130
ANEXO 4 GRÁFICAS Y DIAGRAMAS PARA FLUJOS EN TUBERÍAS.	131
ANEXO 5 CATÁLOGOS DE EQUIPOS UTILIZADOS EN EL PROYECTO.	132
ANEXO 6 PLANOS DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR	133
ANEXO 7 FOTOS DEL LUGAR DE INSTALACIÓN.	134

RESUMEN

Este proyecto de investigación tiene como finalidad definir parámetros y conceptos fundamentales para realizar el diseño de intercambiadores de calor utilizando la energía de desperdicio almacenada en los gases de escape de una turbina de gas y la energía de una fuente convencional de calor como lo es un quemador de fuel oil (bunker) para la producción de vapor saturado en la refinería estatal de EP. PETROECUADOR ubicada en La Libertad.

El vapor saturado dentro de la refinería tiene múltiples propósitos como son:

- Ayudar a la separación de las diferentes fracciones de petróleo mediante la inyección de vapor a las torres de fraccionamiento.
- Atomizar el combustible de los hornos para el calentamiento del crudo.
- Precalentar el agua de alimentación para el caldero.
- Colaborar en las labores de limpieza de tanques, tuberías, pisos, etc.
- Ayudar al sistema contra incendios ante una eventual emergencia.

El diseño de calderos con recuperación de calor, se fundamenta en el aprovechamiento de una energía de desecho la cual es generada durante un proceso de combustión para el precalentamiento del agua consiguiendo así un aumento en la eficiencia del sistema de generación de vapor, lo que se traduce en un ahorro muy significativo de combustible para la empresa, que en este caso particular es la refinería La Libertad.

El ahorro de combustible por parte de la refinería asciende aproximadamente a 353,81 kilogramos de combustible durante una hora, lo que equivale a un ahorro económico anual de \$608.256,00 dólares como se demostrará detalladamente en el capítulo 6 de esta investigación.

Al evitar la quema de combustible para precalentar el agua mediante el uso de la energía almacenada en los gases de escape de la turbina de gas, también se está evitando la emisión de gases de efecto invernadero y gases contribuyentes a la lluvia ácida, que suman alrededor de 900 metros cúbicos durante una hora de funcionamiento de cualquier quemador convencional que utilice como combustible fuel oil (bunker).

Los aspectos técnicos de esta investigación se dividen en tres partes como son: diseño térmico, diseño mecánico y diseño hidráulico.

El diseño térmico busca calcular el área apropiada para la transferencia de calor en los intercambiadores basados en fórmulas experimentales y empíricas debidamente referenciadas a textos y artículos de investigación.

Los intercambiadores de calor de este proyecto, se han diseñado usando el método iterativo de la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT.

El diseño mecánico se fundamenta en el cálculo de los espesores de pared mínimos de los tubos y recipientes sometidos a presión interna, a fin de evitar accidentes fatales y pérdidas económicas. Para el diseño mecánico nos hemos basado en los requerimientos mínimos establecidos por el código ASME en la sección I que corresponde para la construcción de calderas de potencia y la sección VIII División 1 que corresponde para la construcción de recipientes a presión que no superen los 3000 psi.

El diseño hidráulico comprende la selección apropiada de las tuberías para los intercambiadores de calor y de todo el sistema de generación de vapor, incluyendo la selección de la bomba de alimentación de agua.

El beneficiario de este proyecto de investigación es la refinería estatal de EP.PETROECUADOR, la cual ha sido mi auspiciante durante todas las etapas de la realización del proyecto.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

En este capítulo se realiza una introducción del proyecto, se define el problema a resolver con su respectiva justificación e importancia y se declara el objetivo general y los objetivos específicos del presente proyecto de grado.

1.1 INTRODUCCIÓN.

La energía ha sido, es y será un factor decisivo en el crecimiento económico de todos los países por lo que su disponibilidad, calidad y precio van a jugar un papel primordial en todos los aspectos socio-económicos de cada nación.

Desde la perforación del primer pozo petrolero en Pennsylvania en el siglo XVIII, el petróleo se convierte en la principal fuente de energética del mundo y su importancia en el desarrollo industrial, comercial y social de las naciones lo ha convertido lamentablemente en un motivo lucha y riqueza.

Clasificación de las distintas clases de petróleo.

La densidad API (definida por el American Petroleum Institute) es una clasificación en la que se basan muchos petroleros para definir el tipo de crudo; la cual es simplemente el cociente del peso de un cierto volumen de una sustancia a una cierta temperatura, relacionada al mismo volumen de agua a la misma temperatura determinada y corregida por ciertos parámetros de medición. Es decir, un crudo de 40 API (densidad igual a 0.825) tiene por lo general, un valor mayor que un crudo de 20 API (densidad 0.934) debido a que contiene más fracciones ligeras (por ejemplo gasolina) y menor cantidad de constituyentes pesados tales como residuos de asfalto. Cuanto menor es el valor de la densidad API más viscoso es el crudo, su proceso de refinación y transformación de moléculas requiere de procedimientos cada vez más costosos y complejos, razón por la cual su precio es menor que el del crudo ligero que proveerá gran proporción de carburantes con menor inversión en su refinación. Por lo que la clasificación del crudo está establecida de la siguiente forma:

- Crudo liviano o ligero: tiene gravedades API mayores a 31,1 °API
- Crudo medio o mediano: tiene gravedades API entre 22,3 y 31,1 °API.
- Crudo pesado: tiene gravedades API entre 10 y 22,3 °API.
- Crudo extra pesado: gravedades API menores a 10 °API.

El crudo de exportación de la Amazonia ecuatoriana tiene 27 grados API, como promedio, mientras que en la península de Santa Elena existen crudos de hasta 42 grados API. Las primeras labores exploratorias se llevaron a efecto en 1900, cuando las compañías Shell y Anglo mantenían actividades en la península de Santa Elena.

El Ecuador ha iniciado sus exportaciones de petróleo en el año 1972 y desde entonces se considera un vendedor estratégico del hidrocarburo. Durante ese primer año de exportaciones, el Ecuador vendió alrededor de 24'900 mil barriles a países de Norte y Centroamérica a un precio de 2,50 dólares por cada barril. (Barril es la unidad para almacenar y transportar el petróleo, un barril de petróleo equivale a 159 litros o 42 galones). Durante todos estos años y gracias a un mercado internacional que acoge crudo el crudo ecuatoriano, las exportaciones de petróleo significan el 46,09% del Presupuesto General del Estado y es el eje sobre el que se asientan programas económicos que buscan el desarrollo del país. Con el crecimiento del país, la demanda de derivados de petróleo aumento, por lo cual en el año de 1968 se incorporó a la refinería de Anglo Oilfields Ltda. que operaba en la península de Santa Elena la planta "Parsons" con una capacidad de refinación de 20000 barriles por día.

En Noviembre de 1989 se revirtió al Estado Ecuatoriano la infraestructura de la refinería Anglo Ecuatorian Oilfields Ltda. Y en el año de 1990 también pasó a manos del Estado las instalaciones de la refinería Repetrol (ex Gulf). Estas dos plantas industriales conforman lo que hoy se llama refinería de La Libertad.

Durante los años de 1989 y 1990 se creó la empresa estatal Petroecuador con su filial Petroindustrial para producir derivados y abastecer parcialmente la demanda interna. Actualmente esta refinería tiene una capacidad de

procesamiento de aproximadamente 44 mil barriles de crudo por día, la misma que cuenta con tres plantas para la refinación del crudo, estas son:

- Planta Parsons
- Planta Universal
- Planta Cautivo.

La planta Cautivo es la de menor capacidad, y se encuentra ubicada a una distancia considerable de las otras dos plantas por lo que se la considera independiente de las otras plantas de refinación.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

El consumo de derivados se ha ido incrementado en el Ecuador gradualmente desde hace varios años atrás, debido a múltiples factores como por ejemplo el crecimiento del parque automotor, el uso de plantas de energía termoeléctrica (sobre todo en etapas de crisis del sector hidroeléctrico), el crecimiento del contrabando hacia los países vecinos, etc. Si a este problema, adicionamos la limitada capacidad de refinación de las refinerías estatales, tenemos un déficit de derivados muy alto, el cual debe satisfacerse mediante la compra a países extranjeros. Cada vez son más abultadas las importaciones de combustibles y, con los altos precios del crudo, estas representan mayores costos para el Estado. De acuerdo con cifras de Petroecuador, en 2011, el país importó 41 millones de barriles de combustibles, por un total de \$3624 millones. Para 2012, se espera importar 44,7 millones de derivados de crudo, a un costo promedio más alto que el del año precedente. Así se requerirán \$4098,9 millones para las importaciones. Desde hace tiempo, el país no ha enfrentado el problema del subsidio a los combustibles, lo que aumenta más la complicidad de la solución a este problema. La balanza comercial petrolera en los últimos años ha sido negativa, y eso es precisamente lo que se pretende cambiar en los próximos años mediante una gran inversión por parte del Estado para aumentar la capacidad de refinación de las refinerías estatales. La refinería de La Libertad ya ha comenzado el proceso de modernización y ampliación, y lo ha hecho comenzando con el área de Facilidades de Refinación la cual es la encargada de la producción de energía eléctrica y de

vapor saturado para el proceso de refinación mediante la implantación de un ciclo combinado. Un ciclo combinado consta de Turbina de Gas Generador y una caldera de recuperación de calor. El proceso de generación de energía eléctrica en una planta de ciclo combinado comienza con la aspiración de aire desde el exterior siendo conducido al compresor de la turbina de gas a través de un filtro. El aire es comprimido y combinado con el combustible en una cámara donde se realiza la combustión. El resultado es un flujo de gases calientes que al expandirse hacen girar la turbina de gas proporcionando trabajo. Un generador acoplado a la turbina de gas transforma este trabajo en energía eléctrica. (Ver figura 1.1) La turbina de gas usada en este ciclo combinado es una turbina modelo SGT 100 marca Siemens de las siguientes características:

Tabla 1.1 Características de la turbina de gas instalada en la refinería.

TURBINA DE GAS SIEMENS SGT 100	
<i>Generación de energía</i>	5, 25 MW
<i>Combustible</i>	Diesel
<i>Frecuencia</i>	50/60 Hz
<i>Eficiencia eléctrica</i>	31%
<i>Consumo específico</i>	11,613 [KJ/KWh]
<i>Velocidad de la turbina</i>	17384 rpm
<i>Relación de compresión</i>	15,6 : 1
<i>Emisiones de NOx</i>	< 15 ppm

Fuente: Manual técnico de la turbina Siemens.

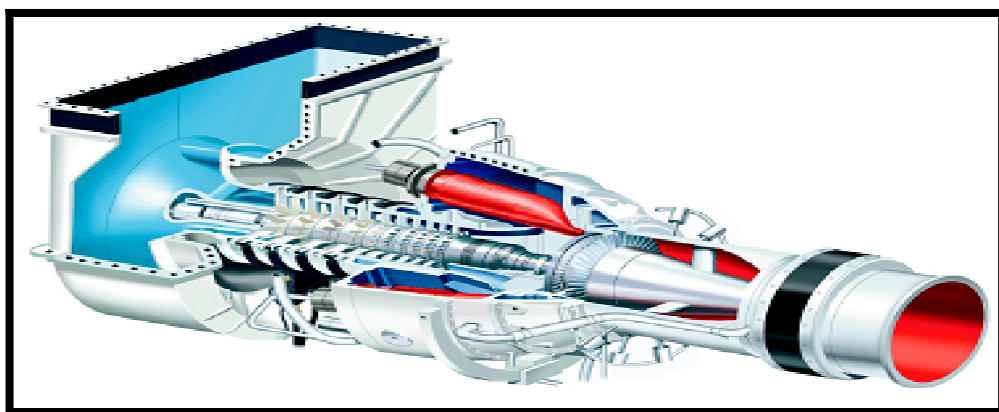


Figura 1.1 Imagen esquemática de una turbina SIEMENS SGT 100.

Las turbinas de gas operan en base en el principio del ciclo Brayton, en donde el aire comprimido es mezclado con combustible y quemado bajo condiciones de presión constante. En una turbina de gas aproximadamente 2/3 del trabajo producido se usa comprimiendo el aire. El otro 1/3 está disponible para generar electricidad o impulsar algún dispositivo mecánico.

Los gases de escape que salen de la turbina de gas pasan a la caldera de recuperación de calor (HRSG). En esta caldera se extrae la mayor parte del calor aún disponible en los gases de escape para la producción de vapor. Con posterioridad, ese vapor puede transformarse en electricidad por una turbina de vapor o ser utilizado en procesos industriales como es nuestro caso de estudio.

Este proyecto se basa en el diseño térmico y mecánico de la caldera recuperadora de calor HRSG para la producción de vapor saturado, el mismo que se usará en el proceso de refinación el que se detallará más adelante.

En el anexo 3, se presentan informes de la distribución mensual de vapor durante los cuatro primeros meses del año 2011 dentro de la refinería de La Libertad. A continuación se presenta un promedio mensual de la distribución de vapor:

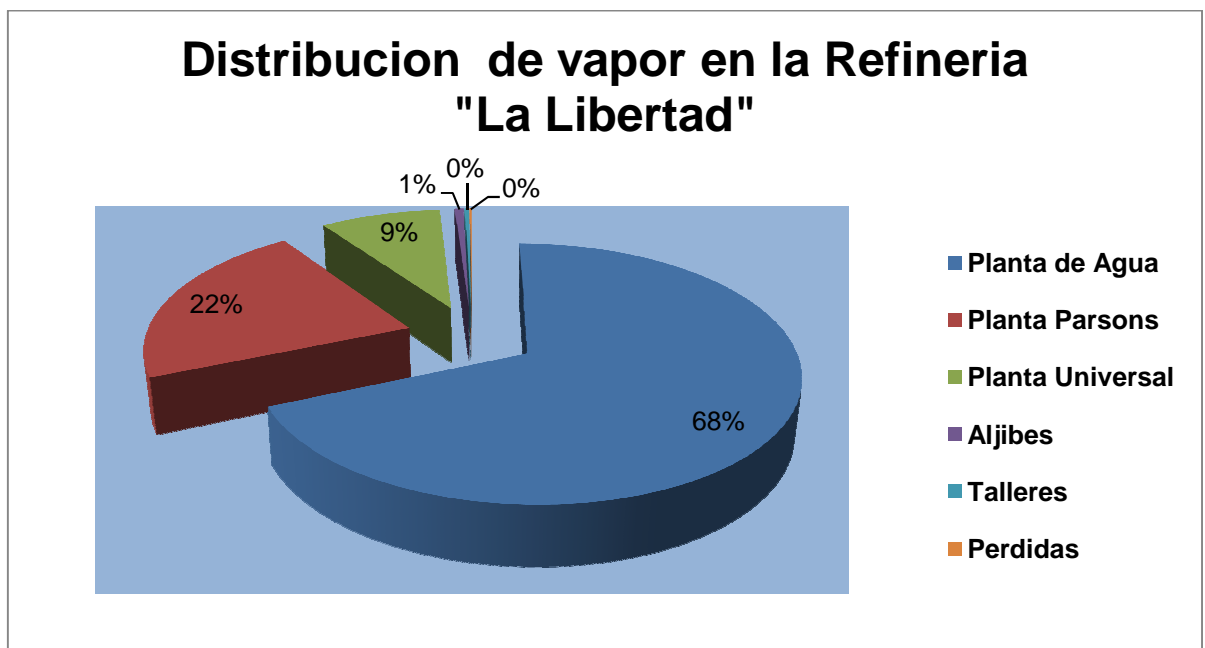


Figura 1.2 Porcentajes de la distribución mensual de vapor.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

El Ecuador requiere urgente incrementar su capacidad de refinación. La experiencia nefasta del pasado que le ha costado al Ecuador varios miles de millones de dólares, debería inducir a no tropezar otra vez en el mismo obstáculo de la insuficiente capacidad para cubrir la demanda interna de derivados del petróleo.

Teniendo esta perspectiva en mente, los directivos de Petroecuador han decidido invertir en la modernización de las refinerías, con la finalidad de no solo de cubrir con la demanda interna de derivados, sino que el Ecuador se convierta en un país que exporte productos derivados.

Se debe tener muy claro que para la modernización y ampliación de una refinería, se necesita de la construcción y compra de muchos equipos y que la refinería de Santa Elena ya ha dado sus primeros pasos, al comprar una turbina de gas moderna para producir energía eléctrica que pueda operar en un ciclo combinado junto con un caldero recuperador de calor HRSG.

Con la instalación del caldero recuperador de calor, se busca incrementar la producción de vapor en al menos un 70% de la producción actual.

Por tal razón, este proyecto es de mucha importancia para el complejo industrial de La Libertad; además que el equipo estaría dotado de un intercambiador recuperador de calor que utilizaría el alto contenido energético de los gases de escape de la turbina de gas para aprovecharlos en la producción de vapor saturado y así conseguir un ahorro de combustible para el quemador del caldero.

Los pilares sobre los que se ha fundamentado la estrategia energética a nivel mundial en los últimos tiempos se han centrado en una decidida política de ahorro energético, en la potenciación de la diversificación energética mediante energías más limpias, en la reducción de la dependencia energética del petróleo a través del fomento de la utilización de los recursos autóctonos, básicamente renovables, y en la configuración de un sistema energético equilibrado, bien interconectado, competitivo, seguro, diseñado con criterios

medioambientales y creador de riqueza. Esto se debe al calentamiento global que es una consecuencia del efecto invernadero.

La Tierra, como todo cuerpo caliente, superior al cero absoluto, emite radiación térmica, pero al ser su temperatura mucho menor que la solar, emite radiación infrarroja por ser un cuerpo negro. La radiación emitida depende de la temperatura del cuerpo. La energía infrarroja emitida por la Tierra es atrapada en su mayor parte en la atmósfera y reenviada de nuevo a la Tierra. Este fenómeno se llama efecto Invernadero y garantiza las temperaturas templadas del planeta.

Actualmente el CO₂ (principal gas de efecto invernadero) presente en la atmósfera está creciendo de modo no natural por las actividades humanas, principalmente por la combustión de carbón, petróleo y gas natural que está liberando el carbono almacenado en estos combustibles fósiles.

1.4 OBJETIVOS.

1.4.1 OBJETIVO GENERAL.

Realizar el diseño óptimo de un caldero con recuperación de calor HRSG (Heat Recovery Steam Generator) que opere en un ciclo combinado en la refinería de Petroecuador en La Libertad.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Realizar un diseño térmico óptimo tanto en el recuperador de calor como en el caldero; para así poder aprovechar al máximo la energía térmica de los gases salientes de la turbina de gas para la producción de vapor saturado.
- Evaluar el proceso de combustión del quemador a instalarse en el caldero para así estimar las temperaturas de los gases calientes que van a circular dentro del caldero.
- Diseñar los equipos sometidos a presión bajo normas establecidas por el código de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos ASME con la finalidad de evitar cualquier accidente laboral.

- Realizar un análisis económico y financiero de los beneficios del aumento de la producción de vapor y como podría esto incrementar la capacidad de refinación de este complejo industrial.

1.5 ALCANCE DEL PROYECTO.

- Se determinará las dimensiones que deberán tener los equipos tanto el recuperador de calor como el caldero.
- El diseño de los ductos de calentamiento serán parte de este proyecto.
- Se estimará los costos de la compra de materiales y mano de obra calificada para la construcción de los equipos.
- Se evaluará el ahorro económico que tendría este sistema de cogeneración frente a la producción de vapor mediante un caldero convencional.
- Analizaremos el impacto ambiental que se genere debido a la instalación del caldero recuperador.
- Se elaborará una memoria de cálculo para el personal de la refinería estatal de EP. PETROECUADOR.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

Este capítulo contiene el marco teórico necesario para el proyecto. Se definen los fundamentos termodinámicos, fundamentos de transferencia de calor, conceptos de intercambiadores de calor y sus métodos de diseño y también se va a mencionar el proceso de destilación de petróleo que se usa actualmente en la refinería en la cual va a funcionar el equipo diseñado en este proyecto.

2.1 FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS.

2.1.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

Antes de enunciar la primera ley de la termodinámica, vamos a definir algunos conceptos básicos que necesitamos saber:

Energía (E): Es una medida de la capacidad para producir movimiento.

Calor (Q): Se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o un sistema cerrado y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura.

Trabajo (W): Transferencia de energía asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia.

La esencia de la Primera Ley de la Termodinámica consiste en que cualquier cambio en la energía de un objeto solamente puede tener lugar mediante un intercambio de calor o por la realización de un trabajo.

Por lo que la ecuación de la Primera Ley es:

$$Q - W = \Delta E \quad (2-1)$$

La primera Ley de la Termodinámica establece que en el mejor de los casos posibles, con todas las pérdidas y perturbaciones externas suprimidas, la cantidad total de trabajo que podemos obtener de cualquier dispositivo es

exactamente igual a la del flujo de calor de una fuente que opera de lo caliente a lo frío¹.

2.1.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

La Segunda Ley establece que los procesos se dan en una sola dirección, no en cualquier dirección.

Con el fin de comprender lo que limita la conversión de trabajo, debemos introducir un nuevo concepto llamado entropía.

Entropía (S): Término utilizado para describir el número de formas distintas que dispone un sistema para organizarse a sí mismo, que en este caso representa una medida del desorden molecular o aleatoriedad molecular de la materia. La generación de la entropía S_{gen} es una medida de las irreversibilidades o imperfecciones que suceden durante un ciclo.

No importa lo hábilmente que se construya las máquinas, nunca se puede convertir toda la energía de un sistema en trabajo útil, siempre habrá alguna parte que irá al aumento de entropía, lo cual no es aprovechable².

Ningún proceso puede resultar eficaz al cien por cien. Por lo que la ecuación de la Segunda Ley para ciclos termodinámicos reales (irreversibles) queda expresada de la siguiente forma³:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \leq 0 \quad (2-2)$$

Las máquinas térmicas son equipos que operan según un ciclo termodinámico que, entre dos fuentes de energía, convierten el calor en trabajo de la siguiente manera:

- Reciben calor (Q_H) de una fuente de alta temperatura (T_H).
- Producen un trabajo neto (W_n).
- Liberan el calor remanente (Q_L) en un sumidero de baja temperatura (T_L).

¹ James Kakalios. LA FÍSICA DE LOS SUPERHÉROES. Pág. 163.

² James Kakalios. LA FÍSICA DE LOS SUPERHÉROES. Pág. 163-168.

³ Yunus Cengel-Michalel Boles. TERMODINÁMICA. Pág. 320-337.

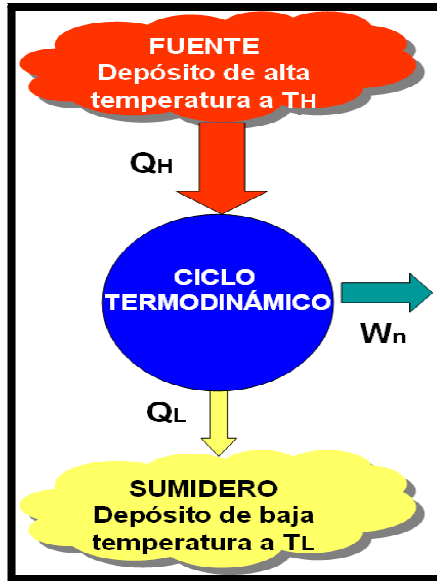


Figura 2.1 Imagen esquemática de una máquina térmica.

La relación entre el calor que recibe y el trabajo neto es una medida del rendimiento de un ciclo y recibe el nombre de *rendimiento térmico* o *eficiencia térmica* η_t :

$$\eta_t = \frac{W_n}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2-3)$$

En ciclos reversibles, donde $\oint \frac{\delta Q}{T} = 0$, la eficiencia térmica del ciclo se expresa con base a la temperatura de las fuentes:

$$\eta_{t\ rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2-4)$$

La *generación de entropía* asociada con un ciclo termodinámico, la cual es una medida de las irreversibilidades que suceden durante el ciclo, se define como:

$$S_{gen\ ciclo} = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} \quad (2-5)$$

En ciclos internamente reversibles $Q_H/T_H = Q_L/T_L$, por ello la generación de entropía es cero.

2.1.3 CONCEPTO EXERGÍA.

En general, se acepta la exergía como *medida de la calidad de la energía*, su capacidad para producir trabajo, es decir, su potencial para transformarse en otros tipos de energía, y por consiguiente la exergía puede aplicarse al estudio de procesos tecnológicos además de para plantas de energía, ciclos termodinámicos y máquinas.

Las limitaciones impuestas por el segundo principio a las transformaciones energéticas, se pueden resumir del siguiente modo: las diversas formas de energía no son termodinámicamente equivalentes. Las energías mecánica y eléctrica son completamente distintas, en cuanto a su aprovechamiento que la energía en forma de calor.

Mediante procesos reversibles, es posible transformar entre sí las energías eléctrica y mecánica en cualquier proporción. Por el contrario, la energía en forma de calor es transformable en trabajo de un modo limitado aún en procesos reversibles. Una medida de esta degradación la da el incremento de entropía; este incremento es directamente proporcional a la energía utilizada.

Para valorar el contenido de energía en procesos de flujo permanente, considerando una sustancia a la presión P , temperatura T , velocidad V y situado a una altura z , ¿Qué trabajo útil máximo será posible obtener de este sistema al realizar un proceso? La respuesta se tiene cuando la sustancia establezca el equilibrio con el medio ambiente, es decir, temperatura T_0 , presión P_0 , velocidad y altura cero. Al valor del trabajo desarrollado bajo estas condiciones se conoce como *exergía* o *disponibilidad*.

Si se le asigna con el símbolo ψ , se puede calcular la exergía específica mediante la siguiente ecuación:

$$\psi = \left(h + \frac{V^2}{2} + zg - T_0 s \right) - (h_0 + z_0 g - T_0 s_0) \quad (2-6)$$

Si un ciclo termodinámico opera entre la fuente y el ambiente (T_0), la disponibilidad o exergía del ciclo es el trabajo máximo, expresado como:

$$W_{max} = \eta_{t,rev} Q_H = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) Q_H \quad (2-7)$$

2.2 FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS.

2.2.1 FLUJOS COMPRESIBLES E INCOMPRESIBLES.

La significación en la variación de la densidad de los fluidos determina si un flujo es compresible o no. Bajo ciertas condiciones tanto los flujos de gases como de líquidos se comportan como incompresibles.

Es usual que los flujos de gases sean considerados como compresibles así como también el flujo de líquidos sea considerado como incompresible. Pero esto no siempre es así, cuando se estudia los líquidos en estado transitorio, golpe de ariete o cavitación los efectos de la compresibilidad toman importancia y estos flujos deben ser considerados como compresibles. Por otro lado, cuando los flujos de gases tienen transferencia de calor despreciable o velocidades muy pequeñas en relación a la velocidad del sonido en ese medio, pueden ser considerados como incompresibles.

El número de Mach se define como:

$$M = \frac{V}{c} \quad (2-8)$$

En donde:

- V es la velocidad de flujo
- c es la velocidad del sonido local.

El criterio más ampliamente utilizado para el límite entre el flujo compresible y el incompresible coloca el umbral del número de Mach en 0.3. En general se puede suponer que un flujo con $M < 0.3$ sea incompresible⁴.

2.2.2 ECUACIONES QUE GOBIERNAN EL FENÓMENO.

Ahora vamos a analizar el movimiento de los fluidos a pequeña escala o diferencial, esto es aplicamos las cuatro leyes de conservación básicas a un

⁴ Frank M. White. MECÁNICA DE FLUIDOS. Pág. 602.

volumen de control infinitesimal y encontramos las tres ecuaciones diferenciales básicas en derivadas parciales:

Ecuación diferencial de la conservación de la masa⁵.- A menudo se la llama *ecuación de la continuidad* porque no requiere más suposición que la de continuidad de las funciones que dan la densidad y la velocidad. Esto quiere decir que no interesa si el flujo es estacionario o no, viscoso o no viscoso, compresible o incompresible. Sin embargo, la ecuación no admite la presencia de singularidades como fuentes o sumideros dentro del elemento.

La ecuación es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2-9)$$

El operador gradiente:

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} \quad (2-10)$$

Nos permite escribir de forma más compacta la ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \nabla) = 0 \quad (2-11)$$

En donde

- ρ Densidad del fluido
- u Componente de la velocidad en el eje x (V_x)
- v Componente de la velocidad en el eje y (V_y)
- w Componente de la velocidad en el eje z (V_z)

La solución a esta ecuación se la hace si se toma en cuenta algunas consideraciones como: flujo compresible estacionario o flujo incompresible.

Ecuación diferencial de la cantidad de movimiento⁶.- Esta ecuación es una formulación de la segunda ley de Newton para un volumen de control:

$$\Sigma F = \frac{\partial}{\partial t} (\int V \rho dV) + \Sigma (\dot{m} V_i)_{sal} - \Sigma (\dot{m} V_i)_{ent} \quad (2-12)$$

⁵ Frank M White. MÉCANICA DE FLUIDOS. Pág. 229.

⁶ Frank M. White. MECÁNICA DE FLUIDOS. Pág. 234-241.

El elemento es tan pequeño que la integral de volumen se reduce al término diferencial:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int (V\rho dV) \approx \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dx dy dz \quad (2-13)$$

En esta ecuación si reemplazamos la cantidad de movimiento en todas las caras del elemento infinitesimal (tres de entrada y tres de salida) y simplificando obtenemos la ecuación diferencial de la cantidad de movimiento:

$$\Sigma F = \rho \frac{\partial v}{\partial t} dx dy dz \quad (2-14)$$

Esta ecuación nos indica que la fuerza neta sobre el volumen de control debe ser infinitesimal y proporcional al volumen elemental. Estas fuerzas son de dos tipos: fuerzas volumétricas y fuerzas de superficie. Las fuerzas volumétricas se deben a campos externos, que en este caso solo va a ser la fuerza de la gravedad sobre una masa diferencial $\rho dx dy dz$.

Las fuerzas de superficie se deben a los esfuerzos en las caras de la superficie de control. Estos esfuerzos son la suma de la presión hidrostática y de los esfuerzos viscosos que aparecen en el movimiento con gradientes de velocidad.

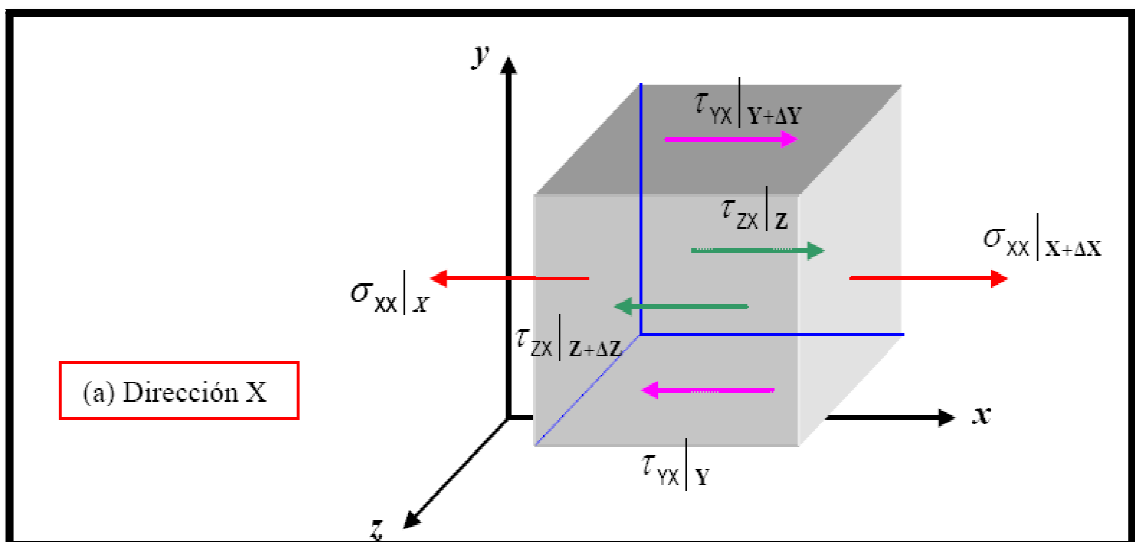


Figura 2.2 Fuerzas superficiales debidas a la viscosidad y presión.

Para un fluido newtoniano, los esfuerzos viscosos son proporcionales a la velocidad de deformación y al coeficiente de viscosidad. Cuando consideramos la densidad y la viscosidad como constantes obtenemos:

$$\begin{aligned}\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial u}{\partial t} \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial v}{\partial t} \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial w}{\partial t}\end{aligned}\tag{2-15}$$

Estas son las ecuaciones de Navier-Stokes muy usadas en la mecánica de fluidos y en la transferencia de calor.

Estas ecuaciones tienen cuatro incógnitas: la presión hidrostática (p) y las tres componentes de la velocidad u , v , w . Para que se pueda resolver el sistema de ecuaciones se debe combinar con la ecuación de la continuidad para flujos incompresibles y así obtenemos cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas.

Ecuación diferencial de la energía⁷.- Para completar el análisis de las ecuaciones básicas diferenciales, debemos utilizar la ecuación de la primera ley de la termodinámica (ecuación 2-1). Ahora vamos a desprestigiar la transferencia de calor por radiación y consideraremos solo la conducción. El flujo de calor por conducción según la ley de Fourier es:

$$q = -\lambda \nabla T\tag{2-16}$$

Donde λ es el coeficiente de conductividad térmica del fluido. Sumando los términos diferenciales de calor de entrada y restando los términos de salida tenemos:

$$Q = - \left[\frac{\partial}{\partial x}(qx) + \frac{\partial}{\partial y}(qy) + \frac{\partial}{\partial z}(qz) \right] dx dy dz\tag{2-17}$$

Introduciendo la ley de Fourier en la ecuación tenemos:

$$Q = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) dx dy dz\tag{2-18}$$

⁷ Frank M. White. MECÁNICA DE FLUIDOS. Pág. 242-246.

El trabajo por unidad de tiempo debido a los esfuerzos viscosos es igual al producto de la componente del esfuerzo por la componente de la velocidad correspondiente y por el área de la cara del elemento:

$$W_v = w_x dydz \quad (2-19)$$

Donde W_v es el trabajo debido a la viscosidad y $w_x = -(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz})$ que es la componente en el eje x. Después de hacer un balance restando los términos de salida y sumando los de entrada y reemplazando en la primera ecuación tenemos:

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi \quad (2-20)$$

En donde ϕ es la función de disipación viscosa y \hat{u} representa la energía interna. Esta es la ecuación diferencial de la energía la cual es válida para fluidos newtonianos bajo condiciones muy generales de flujo no estacionario, compresible, viscoso y conductor de calor. Solo se desprecian la transferencia de calor por radiación y las fuentes internas de calor que podrían aparecer en una reacción química o nuclear. Para fluidos incompresibles con propiedades constantes (densidad ρ , coeficiente de conductividad λ y coeficiente de viscosidad μ) la ecuación se reduce a:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \lambda \nabla^2 T + \Phi \quad (2-21)$$

2.3 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

2.3.1 NÚMERO DE NUSSELT⁸.

El Número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu=1$ representa transferencia de calor a través de esta por conducción pura.

⁸ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 358-359.

Este número se llama así en honor a Wilhelm Nusselt, ingeniero alemán que nació el 25 de noviembre de 1882 en Núremberg. Se define como:

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por conveccion}}{\text{Transferencia de calor por conduccion}} \quad (2-22)$$

En donde:

- L como una longitud característica. Para el caso de tuberías, L es igual al diámetro interno del tubo.
- k_f como la conductividad térmica del fluido.
- h como el coeficiente de transferencia de calor.

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo. El número de Nusselt puede también verse como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie.

2.3.2 FLUJO INTERNO.

Como todos sabemos, la viscosidad es una medida cuantitativa de la resistencia de un fluido al movimiento, es decir que esta propiedad determina la velocidad de deformación del fluido que se produce cuando se aplica un esfuerzo cortante dado.

El parámetro adimensional primario que determina el comportamiento viscoso de los fluidos newtonianos es el **número de Reynolds (Re)**⁹ Este parámetro no es más que una relación entre:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de Inercia}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2-23)$$

En donde:

- ρ densidad del fluido
- V velocidad del fluido
- D diámetro interno del tubo
- μ viscosidad dinámica del fluido.

⁹ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág.366-467.

El número de Reynolds es adimensional, que es el resultado de la ecuación de la cantidad de movimiento bajo ciertas condiciones (flujo incompresible, viscosidad constante).

Valores muy pequeños de Re indican un movimiento lento y viscoso, donde los efectos de la inercia son despreciables; valores moderados de Re corresponden al flujo laminar, caracterizado por variaciones suaves y valores altos de Re suelen estar asociados al flujo turbulento caracterizado por fuertes fluctuaciones aleatorias de alta frecuencia.

Tanto el flujo laminar como el flujo turbulento pueden ser internos (confinados) o externos. Los flujos internos están confinados por paredes (tuberías) y las regiones fluidas sometidas a los efectos viscosos crecerán hasta ocupar todo el flujo. Debido a la condición de no deslizamiento, las partículas del fluido en la capa de contacto con la superficie del tubo, llegan a detenerse por completo. Esta capa también causa que las partículas del fluido en las capas adyacentes se desaceleren en forma gradual como resultado de la fricción. Para compensar esta reducción en la velocidad, la velocidad del fluido en el centro del tubo tiene que incrementarse a fin de mantener constante el flujo de masa por el tubo. Como resultado se forma un gradiente de velocidad a lo largo del tubo.

La región del flujo en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del fluido se llama capa límite.

El espesor de esta capa límite se incrementa en la dirección del flujo hasta que esa capa llega al centro del tubo. La región que existe desde la entrada del tubo hasta el punto en donde la capa límite se une a la línea central se llama región de

Entrada hidrodinámica y la longitud de esta región se conoce como longitud de entrada hidrodinámica, L_h . La región que se encuentra más allá de la región de entrada en la cual el perfil de velocidad está completamente desarrollado y permanece inalterado se llama región completamente desarrollada hidrodinámicamente.

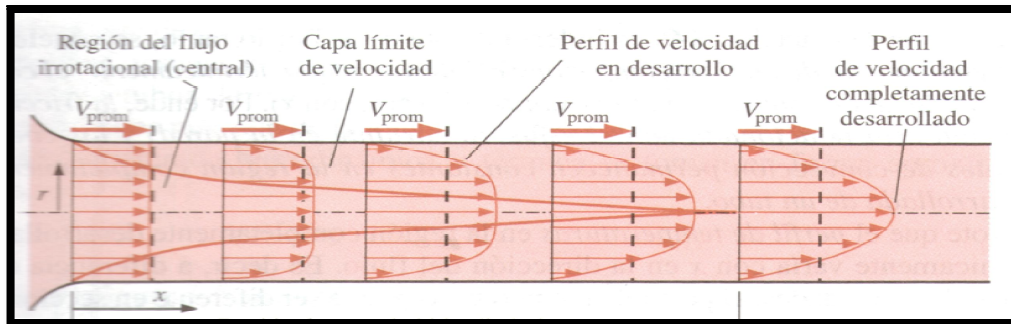


Figura 2.3 Desarrollo de la capa límite de velocidad en un tubo.

Considere ahora un fluido a una temperatura uniforme que entra en un tubo circular cuya superficie se mantiene a una temperatura diferente. En esta ocasión las partículas del fluido que están en contacto con la superficie del tubo toman la temperatura de esta superficie. Esto iniciara la transferencia de calor por convección en el tubo y el desarrollo de una capa limite térmica. El espesor de esta capa limite aumenta en la dirección del flujo hasta que alcanza el centro del tubo. De igual forma, la región del flujo en donde se desarrolla la capa limite térmica hasta que esta alcanza el centro del tubo se llama región térmica de entrada y la longitud de esta se llama longitud térmica de entrada L_t y la región más allá de la región de entrada térmica en la que el perfil de temperaturas adimensionales permanece inalterado se llama región térmica completamente desarrollada.

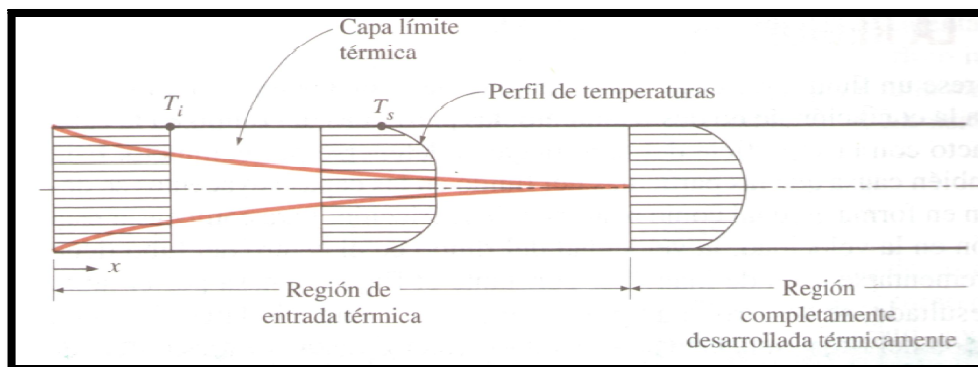


Figura 2.4 Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo.

Con esto se concluye que en la región completamente desarrollada térmicamente el coeficiente local de convección es constante. El número

adimensional que relaciona el crecimiento relativo de las capas límite de la velocidad y límite térmica es el **número de Prandtl**¹⁰.

Se define como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2-24)$$

En donde:

- ν es la viscosidad cinemática.
- α es la difusividad térmica.
- C_p es la capacidad calorífica a presión constante.
- μ es la viscosidad.
- k es la conductividad térmica.

En el flujo laminar, las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica se dan de manera aproximada:

$$L_h \approx 0.05 \times Re \times D$$

$$L_t \approx 0.05 \times Re \times Pr \times D = L_h \times Pr$$

En donde D es el diámetro del tubo.

En el flujo turbulento, el intenso mezclado que se efectúa en el curso de las fluctuaciones aleatorias suele dominar los efectos de la difusión molecular y por lo tanto, las longitudes de entrada tanto térmica como hidrodinámica tienen tamaños similares y son independientes del número de Prandtl. En muchos flujos en tubos, los efectos de la entrada se vuelven insignificantes más allá de la longitud de tubo igual a 10 diámetros del tubo, por lo tanto:

$$L_{h \text{ turbulento}} \approx L_{t \text{ turbulento}} \approx 10 \cdot D$$

Caídas de Presión.- Una cantidad de interés para el análisis del flujo en tubos es la caída de presión ΔP , ya que esta directamente relacionada con las necesidades de potencia de las bombas o ventiladores con el fin de mantener

¹⁰ Yunus A. Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág.365-368.

el flujo constante. Las pérdidas son causadas por la viscosidad y está relacionada de manera directa con el esfuerzo cortante en la pared. La fórmula para calcular las pérdidas es:

$$h_L = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (2-25)$$

En donde:

- f factor de fricción de Darcy
- L longitud del tubo
- V velocidad del fluido
- D diámetro del tubo

El factor de fricción de Darcy se lo puede encontrar en el diagrama de Moody; en el caso de que el flujo sea laminar y este circulando en un tubo circular el factor de fricción se reduce a:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2-26)$$

La pérdida de carga h_L representa la altura adicional a la que necesita elevarse el fluido por medio de una bomba para vencer las pérdidas por fricción en el tubo. Una vez conocida la caída de presión (pérdida de carga) se determina la potencia (\dot{W}) requerida de bombeo para vencer esta pérdida:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot g \cdot h_L \quad (2-27)$$

En donde \dot{m} es el gasto de masa, g es la aceleración de la gravedad y h_L es la pérdida de carga expresada en unidades de longitud.

2.3.3 FLUJO EXTERNO.

Flujo a través de cilindros¹¹.- En la práctica con frecuencia se encuentra el flujo que pasa a través de cilindros y esferas como es el caso de los intercambiadores de calor. El fluido caliente que son los gases de escape, se van a mover sobre los tubos en una dirección perpendicular. En los bancos de tubos de los intercambiadores, el flujo externo es dominado por la velocidad

¹¹ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág.408-421.

máxima (V_{max}) del fluido que se tiene dentro del banco. Por lo tanto el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (2-28)$$

En donde:

- ρ es la densidad del fluido.
- V_{max} es la velocidad máxima que alcanza el fluido al pasar por el banco de tubos.
- D es el diámetro exterior de los tubos del banco.
- μ es la viscosidad dinámica.

El número de Reynolds crítico para el flujo que pasa a través de tubos es alrededor de $Re_{cr} \cong 2 \times 10^5$.

El fluido que se aproxima al cilindro se ramifica y rodea al cilindro, formando una capa límite que lo envuelve. Las partículas del fluido chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento, haciendo que el fluido se detenga por completo en ese punto y como consecuencia aumentando la presión en el centro del tubo, mientras que en los alrededores del tubo la velocidad es alta y la presión es menor que la del centro del tubo.

La velocidad máxima se la determina con base en la conservación de la masa y para un banco de tubos alineados, la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos.

El flujo a través de bancos de tubos se lo estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse de forma analítica. Principalmente se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo así como también de la disposición y el tamaño de los tubos. Los fenómenos que afectan la fuerza de resistencia al movimiento, también afectan la transferencia de calor y este efecto aparece en el número de Nusselt. Una de las ecuaciones más recientes para determinar el número de Nusselt son las ecuaciones de Zukauskas, que relacionan el número de Nusselt con los números de Reynolds y Prandtl:

Tabla 2.1 Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre un banco de tubos.

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ (tomado de Zukauskas, 1987)*

Disposición	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s , se deben evaluar en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar en T_s).

Fuente: TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. (Yunus Cengel)

2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR¹².

El intercambiador de calor es un equipo que facilita el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador de calor la transferencia de calor comprende convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. Un fluido común absorbe o libera una gran cantidad de calor a temperatura constante durante un proceso de cambio de fase.

La caldera es un intercambiador de calor en el cual uno de los fluidos absorbe calor y se vaporiza.

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador se la puede expresar en una forma análoga a la ley de enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q} = U_o \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad (2-29)$$

¹² Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 610-647.

En donde:

- U_o es el coeficiente global de transferencia de calor
- A_s es el área de transferencia de calor
- ΔT_m es una apropiada diferencia promedio entre las temperaturas de los dos fluidos.

Existen dos métodos en el análisis de intercambiadores:

- 1) El método de la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT)
- 2) El método de la efectividad NTU.

2.4.1 METODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA (DMLT).

Este método consiste en encontrar una relación para la diferencia promedio entre los dos fluidos. Esto se lo hace haciendo una sola consideración general que es “la razón de la pérdida de calor desde el fluido caliente en cualquier sección del intercambiador es igual a la razón de ganancia de calor por el fluido frío en esa sección”

Con esta consideración y mediante un pequeño proceso matemático se llega a la conclusión que la diferencia media logarítmica es igual a:

$$DMLT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2-30)$$

En donde los incrementos de temperatura son de los dos fluidos y están medidos a la entrada y salida del intercambiador.

Cabe destacar que los incrementos de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 son diferentes cuando el flujo es paralelo y a contraflujo.

La diferencia media logarítmica de temperatura es siempre mayor en los intercambiadores a contraflujo que en los intercambiadores de flujo paralelo $DMLT_{CF} > DMLT_{FP}$, lo que significa que se necesitaría un área superficial más pequeña para lograr una razón específica de transferencia de calor en un intercambiador de este tipo; lo que implica una reducción de costos de compra de materiales al momento de la construcción.

Este análisis resulta adecuado cuando se tiene o se puede determinar las temperaturas a la entrada y a la salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía.

2.4.2 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD- NTU.

Es muy útil usar este método cuando se conoce el área superficial para la transferencia de calor pero se desconocen las temperaturas de salida de los fluidos.

Este método para el diseño de intercambiadores de calor, consiste en determinar la transferencia de calor a partir de la multiplicación de un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor (ϵ) por la razón máxima posible de la transferencia de calor (\dot{Q} máx.):

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot \dot{Q}_{max}. \quad (2-31)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando durante el proceso de enfriamiento o calentamiento no exista ningún tipo de pérdida de calor; es decir cuando el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del fluido caliente o cuando el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del fluido frío. Esto es imposible de conseguir en la realidad, ya que va en contra de la Segunda Ley de la Termodinámica. Uno de los dos fluidos del intercambiador, el que tenga menor razón de capacidad calorífica, experimentará el incremento más grande de temperatura que se pueda dar en el intercambiador que es:

$$\Delta T_{max} = T_{h\ ent} - T_{c\ ent} \quad (2-32)$$

Entonces, la razón máxima de capacidad calorífica quedaría expresada de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (2-33)$$

En donde C_{min} es la menor razón de capacidad calorífica entre los dos fluidos del intercambiador.

El parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ϵ , varía según la configuración geométrica del intercambiador y la dirección de flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad.

Se han desarrollado relaciones de la efectividad ϵ para un gran número de intercambiadores así como también se lo puede encontrar mediante el uso de las siguientes graficas:

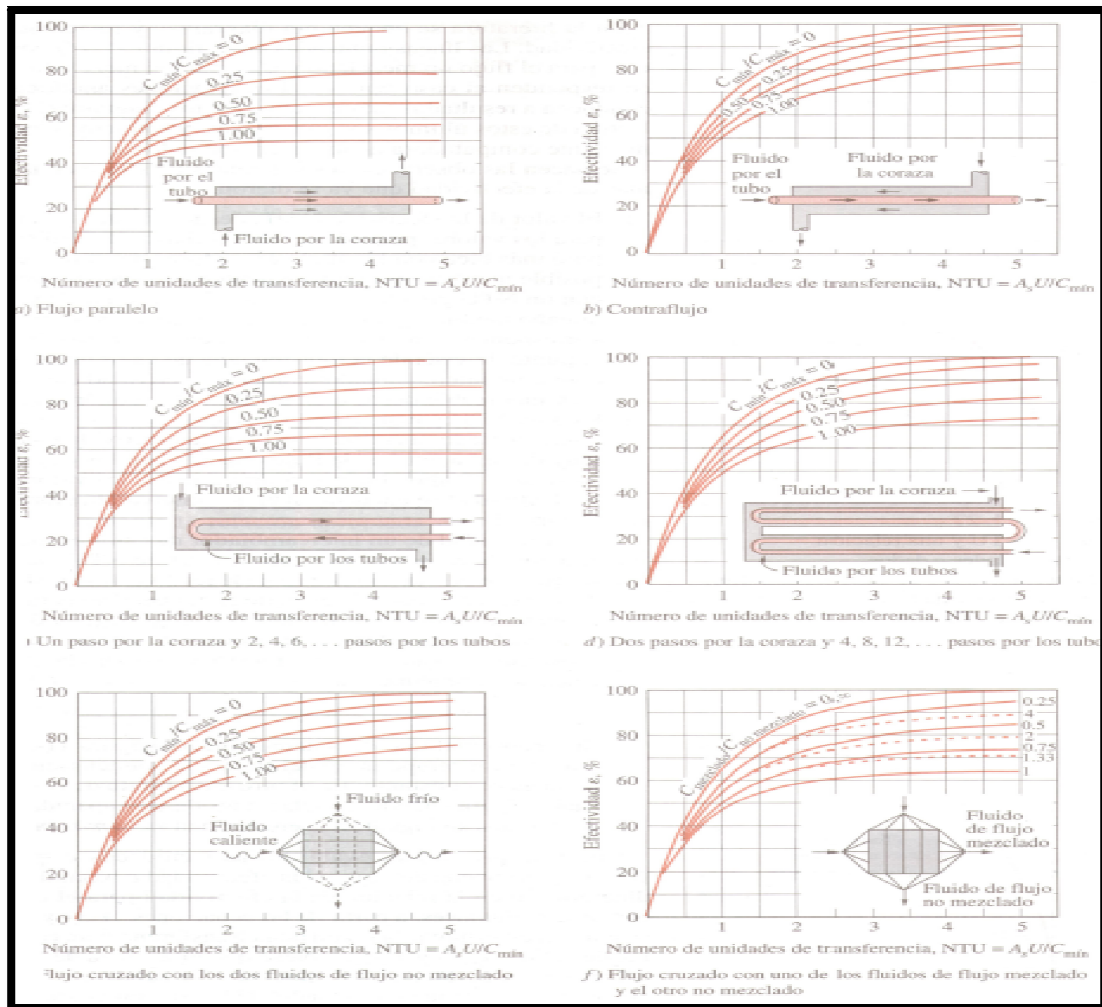


Figura 2.5 Parámetros de efectividad ϵ para diferentes tipos de intercambiadores de calor.

En donde el eje x es el número de unidades de transferencia NTU y el eje y representa la efectividad de transferencia ϵ en porcentaje.

Los valores de la efectividad varían desde 0 hasta 1. El intercambiador a contraflujo tiene la efectividad más elevada, seguido muy de cerca por los de flujo cruzado mientras que los intercambiadores de flujo paralelo tienen la efectividad más baja.

2.5 AGUA DE ALIMENTACIÓN PARA CALDERAS.

Hay tres razones básicas que hacen del tratamiento de aguas en las calderas algo muy importante y son:

- Asegurar protección y larga vida de la caldera y a las líneas de alimentación de vapor
- Producir vapor de mejor calidad
- Optimizar la transferencia de calor por control de las impurezas.

El agua por lo general trae algunas impurezas, partículas sólidas y sales que son las que al entrar en contacto con los ductos y tuberías producen incrustaciones que no son más que una capa material que se adhiere continuamente a la superficie de las calderas dificultando la transferencia de calor eficiente o simplemente taponan las tuberías evitando el funcionamiento normal de los sistemas.

El primer paso que se debe hacer para lograr un buen tratamiento del agua es realizar un estudio de la composición del agua, para comprender el tratamiento que se debe hacer y cuáles son los factores que se deben cambiar.

El tratamiento del agua busca eliminar algunos problemas que pueden producirse en el interior de los tubos como son:

Corrosión: Hay algunos gases disueltos en el agua y son éstos los culpables de este problema. Una de las principales causas de la corrosión es el oxígeno disuelto, la concentración de sales disueltas y el bajo PH.

La corrosión debe evitarse para prevenir daños en el equipo y generalmente se hace mediante la desaireación y la adición de sulfato de sodio.

Contaminación del vapor: Generalmente ocurre por arrastre de impurezas sólidas suspendidas en el agua. Este hecho no puede ser eliminado completamente, sin embargo se busca disminuir al máximo utilizando baffles y control químico que disminuya la cantidad de partículas sólidas suspendidas.

Incrustaciones: Son sales minerales cristalizadas, que se adhieren a partes de la caldera como tubos y cámara. Cuando estas sales se adhieren a las paredes de partes de la caldera actúan como aislantes y se hace mucho más baja la transferencia de calor. El tratamiento externo consiste en la reducción o remoción de las impurezas del agua afuera de la caldera. Este tratamiento se

utiliza cuando la cantidad de una o más de las impurezas es demasiado grande como para realizar el tratamiento dentro de la caldera.

Este tratamiento se puede llevar a cabo por filtración, desariación y suavización.

Filtración: Trata de eliminar las impurezas sólidas del agua. Estos filtros pueden ser de presión, que están contenidos dentro de un tanque y soportan altas temperaturas o por gravedad. Los filtros están hechos para flujos descendentes y deben ser revisados para evitar que se tapone el paso del agua debido a demasiadas impurezas en el filtro.

Desariación: Este proceso busca eliminar el oxígeno del agua que es el que produce la oxidación de los equipos. Se utilizan diversos equipos para cumplir con esta función, sin embargo la idea general es hacer que el agua se caliente hasta hervir y así se libera el oxígeno disuelto en el agua. El calentamiento del agua se puede llevar a cabo en un tanque abierto, cerrado o atomizando el agua sobre superficies calientes.

Suavización: Dentro de los elementos disueltos en el agua que no son beneficiosos para la operación de las calderas se encuentran las sales de calcio y magnesio.

Para eliminarlas se utiliza una resina llamada zeolita que al mezclarse con el agua elimina las sales en grandes cantidades.

Tabla 2.2 Parámetros de control del agua de alimentación calderos.

Dureza total = 0

Alcalinidad parcial = 400 - 475 PPM

Alcalinidad total = 600 - 750 PPM

Hidróxidos = 200 - 250 PPM

Sulfitos = 30 - 60 PPM

Fosfatos = 30 - 60 PPM

Sólidos totales = 3500 PPM

Hierro máximo = 10 PPM

Silice máximo = 125 PPM

Cloruro = 6 - 10 concentraciones

PH = 10 - 15, 5

Fuente: Manual técnico de THERMAL ENGINEERING LTDA.

La concentración de sólidos suspendidos o disueltos en el agua de calderas, se controla por la remoción de agua con alto contenido de sólidos y su reemplazo con agua de alimentación con bajo contenido de sólidos. La purga puede ser continua o intermitente. La purga de fondo o purga de lodos es necesaria para remover cualquier lodo acumulado en la parte más baja del sistema de la caldera.

2.6 DESTILACIÓN DE PETRÓLEO.

El petróleo se separa en varias fracciones empleadas para diferentes fines. En los primeros tiempos, la refinación se contentaba con separar los productos preexistentes en el crudo, sirviéndose de su diferencia de volatilidad, es decir, del grosor de una molécula. Fue entonces cuando se aprendió a romperlas en partes más pequeñas llamadas "de cracking", para aumentar el rendimiento en esencia, advirtiéndose que ellas y los gases subproductos de su fabricación tenían propiedades "reactivas".

A principios del pasado siglo, los franceses refinaron el petróleo calentándolo en una gran "cafetera". Así, por ebullición, los productos más volátiles se iban primero y a medida que la temperatura subía, le llegaba el turno a los productos cada vez

Más ligeros. El residuo era la brea de petróleo o de alquitrán. Asimismo, calcinándolo, se le podía transformar en coque, excelente materia prima para los hornos metalúrgicos de la época.

El principio básico en la refinación del crudo radica en los procesos de destilación y de conversión, donde se calienta el petróleo en hornos de proceso y se hace pasar por torres de separación o fraccionamiento y plantas de conversión.

En las distintas unidades se separan los productos de acuerdo a las exigencias del mercado.

2.6.1 PROCESO DE REFINACIÓN DE PETRÓLEO APLICADO EN LA REFINERÍA DE LA LIBERTAD.

Antes de explicar el proceso de refinación en esta planta, es necesario conocer los principales equipos de los que se dispone:

Tabla 2.3 Nombres de los principales equipos utilizados para el proceso de refinación.

Nombre	Descripción
CV1	Torre de Fraccionamiento (atmosférica, 21 platos)
CV2	Despojador 1er. Corte (6 platos)
CV4	Despojador 2do.Corte (6 platos)
CV3	Acumulador de Gasolina
CV10	Desalador Electrostático de una sólo etapa
TH2	Horno (horizontal de tiro natural, con cuatro quemadores)
CE1	Intercambiador Crudo (lado tubo) / Vapores cima (lado carcasa)
CE2A	Intercambiador Crudo (lado tubo)/ Destilado No.1 (lado carcasa)
CE2B	Intercambiador Crudo (lado tubo)/ Destilado No.1 (lado carcasa)
CE4A	Intercambiador Crudo (lado carcasa) / Residuo (lado tubo)
CE4B	Intercambiador Crudo (lado carcasa)/ Residuo (lado tubo)
CE4C	Intercambiador Crudo (lado carcasa)/ Residuo (lado tubo)
CE6A	Intercambiador Crudo (lado carcasa)/ Residuo (lado tubo)
CE6B	Intercambiador Crudo (lado carcasa)/ Residuo (lado tubo)
CE3A	Intercambiador Crudo (lado tubo)/ Reflujo Lateral (lado carcasa)
CE3B	Intercambiador Crudo (lado carcasa)/ Reflujo Lateral (lado tubo)
E11	Enfriador aéreo de Reflujo Lateral
CE7A/B	Enfriador aéreo de Gasolina
CE8B	Enfriador aéreo de 1er. Corte

CE10A	Enfriador 2do. Corte (lado carcasa)/ Agua Salada (lado tubos)
CE10B/C/D	Enfriador aéreo de 2do. Corte
CE9B/C/D/E	Enfriador aéreo de Residuo
CP1A/B	Bomba de Carga de Crudo
CP2A/B	Bomba de Residuo
CP3A/B	Bomba de Reflujo Lateral
CP7A/B	Bomba de 2do. Corte
CP4	Bomba Doble Uso (1er. o 2do. Corte)
CP5A/B	Bomba de Gasolina

Fuente: EP. PETROECUADOR.

El proceso de refinación es el siguiente:

- 1) El crudo llega por gravedad hasta las bombas de carga CP1-A/B desde los tanques de almacenamiento 39, 40, 41, 42, CEPE 1 y 55.
- 2) El crudo se precalienta en la serie siguiente de intercambiadores: vapor de cima /crudo CE1; diesel #1/ crudo CE2B y CE2A; residuo / crudo CE4C; reflujo lateral / crudo CE3B y CE3A.
- 3) Luego fluye hasta el desalador CV10. Básicamente el proceso de desalación consiste en precalentar el crudo para disminuir la viscosidad, inyectando agua de lavado o exenta de sales, para producir una mezcla íntima entre ambos y posteriormente separar el agua conteniendo la mayor proporción de impureza.

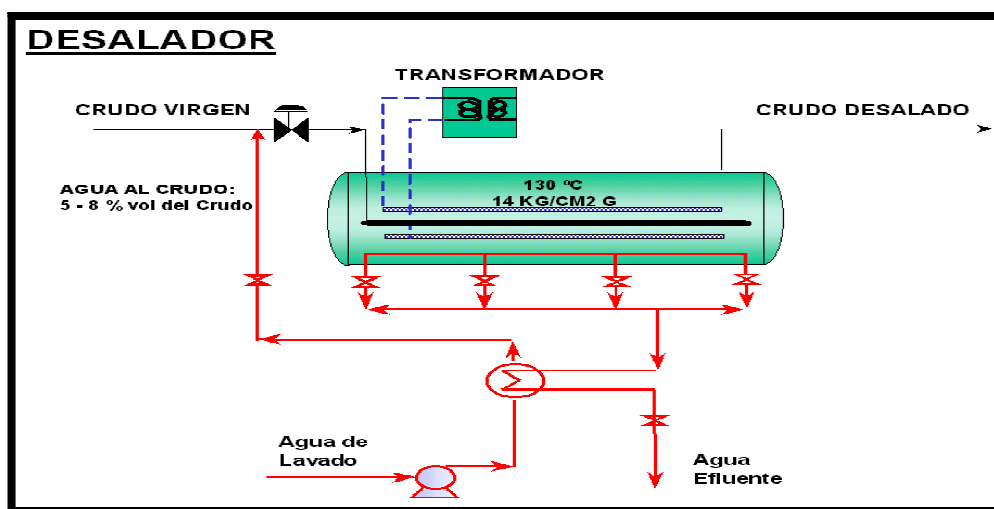


Figura 2.6 Funcionamiento de un desalador electrostático.

El desalador consiste en un acumulador donde se hace fluir la corriente uniformemente a través de un campo eléctrico de alto voltaje, generado por un par de electrodos. Las fuerzas eléctricas dentro del campo provocan que las pequeñas gotas de agua coalezcan, formando gotas más grandes que pueden decantar en el equipo. El crudo libre de sales (crudo desalado) sale por la parte superior del equipo.

- 4) El crudo luego del desalador continúa ganando temperatura en los intercambiadores CE4A, CE4B, y CE6A y CE6B residuo / crudo en paralelo; al salir de estos equipos se divide el flujo en dos corrientes, las cuales son controladas mediante válvulas C.FRC19 y C.FRC18; las mismas que nos indican la carga de la planta. Estas dos corrientes ingresan al horno TH2 por el lado Noreste y Noroeste (zona de convección), a la salida estas dos corrientes se unen y entran al fraccionador CV1. A la torre se inyecta continuamente vapor de agua por la válvula CFRC12, el mismo que actúa como despojador, coadyuvando con la evaporación de los componentes livianos del fondo de torre.
- 5) Los vapores que salen de por la cima del fraccionador CV1 se condensan parcialmente en el intercambiador CE1 (gasolina / crudo), luego continúan al enfriador aéreo CE7C, posteriormente ingresan al acumulador CV3, en este recipiente la gasolina se separa del agua (la misma que se acumula en la bota), el nivel del agua es controlado por la válvula CLI40. La gasolina es bombeada del CV3 por las bombas CP5A/B, este volumen de gasolina se divide en dos corrientes:

Una corriente de gasolina se envía como reflujo de cima a la torre CV1 (ingresa por el plato #3) para controlar la temperatura en el domo del fraccionador, este reflujo es controlado por la válvula C.TRC10.

La segunda corriente de gasolina se dirige para los tanques de almacenamiento. Este volumen es controlado por medio de la válvula C.LC38.

En el acumulador se mantiene la presión del sistema mediante los controladores de presión C.PRC36A (que permite el paso de los gases a un compresor) y C.PRC36B (que envía el gas a la tea o mechero para su combustión)

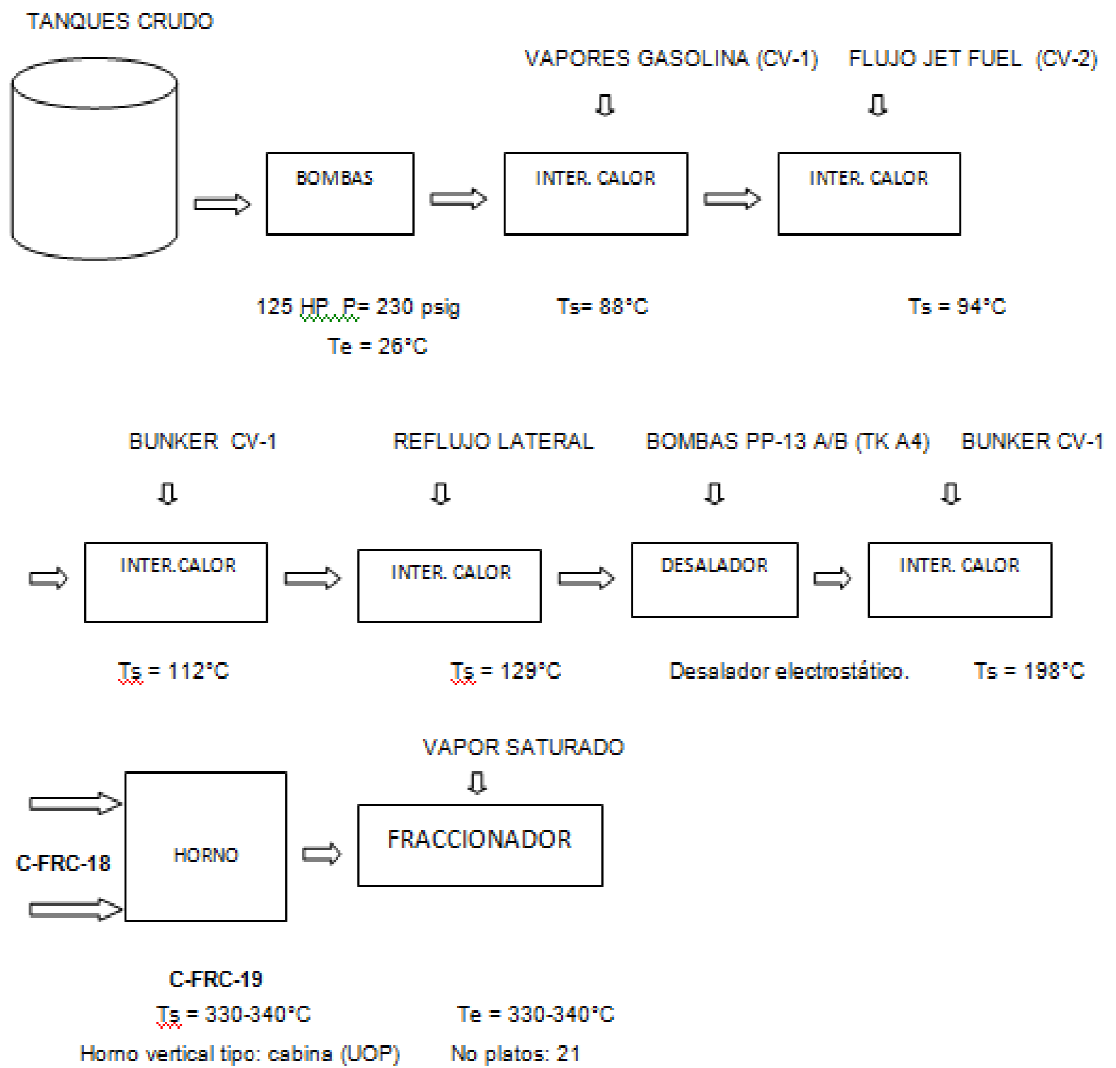
- 6) De la torre CV1 se extraen dos cortes laterales, cada una de estas corrientes fluyen hasta sus despojadores individuales de la siguiente manera:

El primer corte (destilado #1 o Jet fuel) sale de la torre al despojador CV2 desde el plato # 9, este flujo es controlado con la válvula CLC31, las fracciones livianas salen por el domo del despojador y regresan a la torre ingresando por el plato # 7. Del fondo del CV2 se extrae el destilado # 1 por medio de la bomba CP4 o CP7A, pasa por los intercambiadores CE2A y CE2B para ceder calor al crudo, luego pasan por el enfriador aéreo CE8B para finalmente dirigirse a los tanques de almacenamiento. Este flujo es controlado por la válvula CFRC 27.

El segundo corte (diesel 2) sale al despojador CV4 desde el plato # 15, este flujo es controlado por válvula CLC58, por el domo del CV4 egresan los livianos e ingresan a la torre CV1 por el plato 13. Del fondo del CV4 sale el diesel, y por medio de la bomba CP7 A/B y se dirige a enfriarse al intercambiador con agua salada CE10A, a los enfriadores aéreos CE10B/C/D, para luego dirigirse a los tanques de almacenamiento. Este flujo es controlado por la válvula CFRC55.

- 7) El fraccionador CV1, está dotado de una corriente de reflujo lateral, que se toma de la línea del primer corte (que sale del plato No. 9) previo al despojador CV2. Este flujo es bombeado por medio de la bomba CP3A/B, pasa por los intercambiadores CE3A y CE3B cediendo calor al crudo, para continuar su trayectoria por los enfriadores aéreos CE11C y CE11D, luego ingresa al plato No. 6 del fraccionador CV1, este reflujo es controlado con la válvula CFRC25.
- 8) El residuo o fuel oil se extrae del fondo del fraccionador CV1 con las bombas CP2A/B, pasa a través de los intercambiadores CE4A, CE4B, CE4C, CE6A, CE6B (crudo / residuo), y enfriadores CE9E y CE9F, para dirigirse finalmente a los tanques de almacenamiento. Este flujo es controlado con la válvula CLC13.

Diagrama esquemático del flujo de crudo en la refinería.



NOTA: Intercambiadores de calor tipo: tubos y coraza

Figura 2.7 Esquema del flujo de crudo dentro de la Refinería de La Libertad.

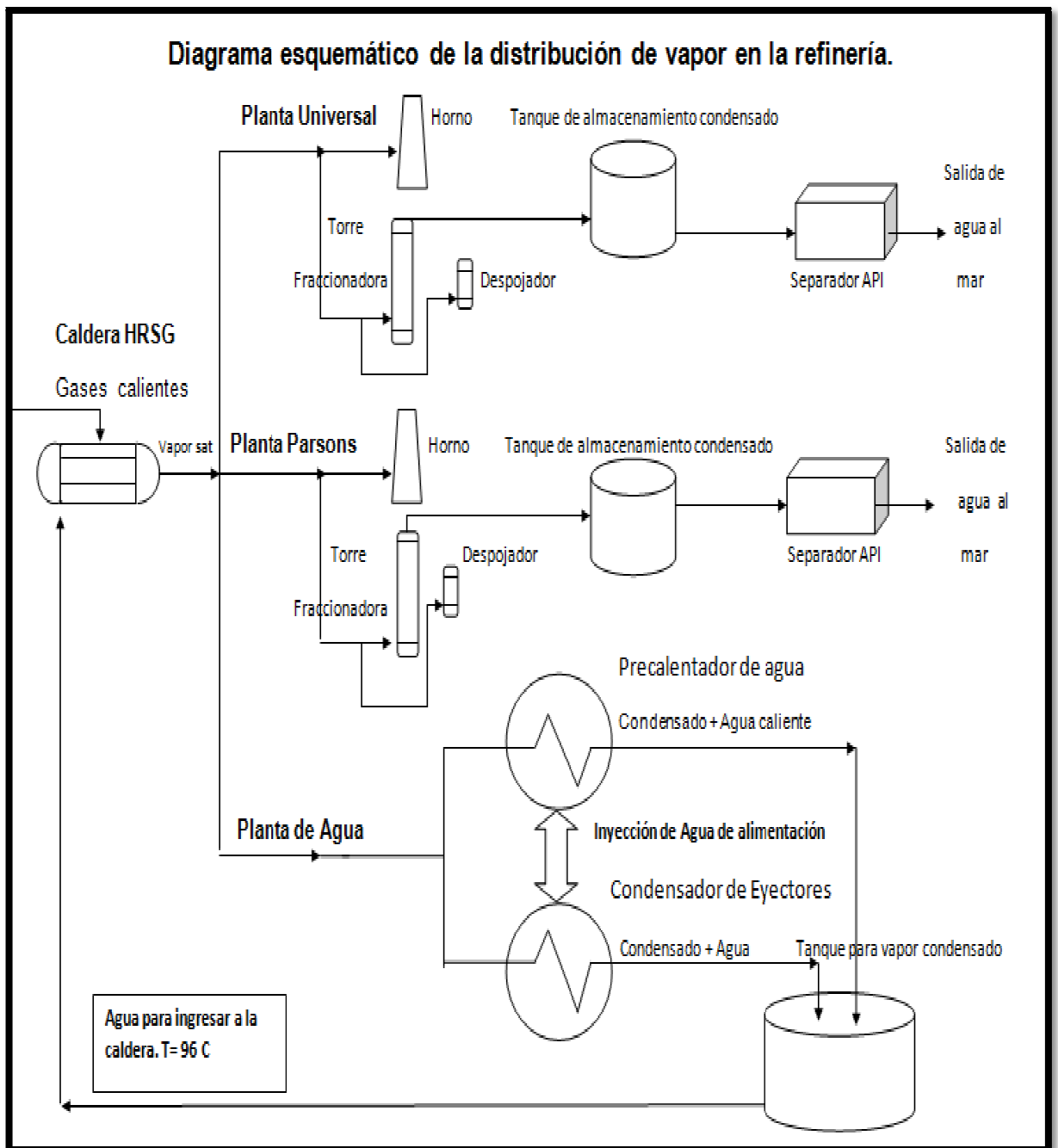


Figura 2.8 Esquema de distribución de vapor en la Refinería de La Libertad.

CAPÍTULO 3

INGENIERIA CONCEPTUAL BÁSICA DEL INTERCAMBIADOR

Este capítulo presenta el proceso del cálculo del caldero. La forma de presentación pretende mostrar una memoria de cálculo; así para que cualquier lector que requiera diseñar un caldero recuperador de calor, pueda usar esta investigación como guía práctica.

Lo que primero se debe hacer, es verificar si podemos obtener suficiente calor de los gases de escape de la turbina, para lo cual hacemos el siguiente análisis:

3.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO LOS GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA

Condiciones iniciales:

Fluido caliente.- En este intercambiador el fluido caliente son los gases de escape de la turbina de gas, los mismos que se encuentran en las siguientes condiciones:

Tabla 3.1 Condiciones de los gases de escape de la turbina de gas.

Caudal másico	20,73 [Kg/seg]
Temperatura	539 °C

Fuente: Catálogo de la turbinas de gas SIEMENS.

Fluido frío.- Agua de alimentación al caldero.

El caldero recuperador debe diseñarse según los requerimientos de la Refinería La Libertad, los mismos que son:

Tabla 3.2 Condiciones mínimas de diseño del caldero recuperador HRSG.

Temperatura de entrada agua	15 °C
Producción de vapor saturado	40000 [lb/h]
Presión de diseño	200 [psi]
Calidad de vapor	95%

Fuente: Licitación publicada por EP.PETROECUADOR.

El caudal másico de entrada de agua \dot{m}_{agua} debe ser un poco mayor al de la producción de vapor requerida, debido a que el vapor saturado normalmente es usado para labores de limpieza de tanques, generadores, pisos, etc. También puede ser usado en el sistema contra incendios de la refinería en caso de algún siniestro. Por lo que vamos a diseñar el caldero con un caudal másico de entrada de agua de 5.2 [Kg/seg] (41184 [lb/h])

Las propiedades del agua saturada a la presión de diseño del equipo (200 psi) obtenidas en tablas¹³ son:

$$hfg := 1961.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

hfg: Entalpía de vaporización

$$T_{sat} := 194.3 \text{ C}$$

Tsat: Temperatura de saturación

$$c_{pa} := 4.21 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{C}}$$

c_{pa}: calor específico del agua a temperatura media

$$h_f := 826.48 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

h_f: Entalpía de líquido saturado

Encontrando la entalpía del vapor húmedo al 95% en base a fórmulas establecidas tenemos¹⁴:

$$h = h_f + x * h_{fg} \quad (3-1)$$

En donde:

- h : Entalpía del vapor húmedo [KJ/Kg]
- h_f : Entalpía de líquido saturado [KJ/Kg]
- x : Calidad del vapor
- h_{fg} : Entalpía de vaporización [KJ/Kg]

Reemplazando datos en la ecuación (3-1) para encontrar la entalpía del vapor húmedo al 95% tenemos:

$$h_{95\%} = 826.484 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] + 0.95 * 1961.64 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

¹³ Yunus Cengel - Michael Boles. TERMODINÁMICA. TABLA A-5E.

¹⁴ Yunus Cengel - Michael Boles. TERMODINÁMICA. Pág. 129-132.

$$h_{95\%} = 2690.04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

La entalpía de vaporización para obtener vapor húmedo al 95%, equivale al 95% del valor de la entalpía de vaporización:

$$h_{fg95\%} = 1961.64 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] * 0.95 = 1863.56 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

El principio general de funcionamiento de los intercambiadores de calor, es el de intercambiar energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, por lo que el calor que pierden los gases de escape de la turbina, debe ser el calor ganado por el agua.

La energía asociada al aumento de temperatura de algún fluido sin afectar su estructura molecular se denomina calor sensible.

El calor sensible está definido de la siguiente manera¹⁵:

$$Q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (3-2)$$

En donde:

- \dot{m} : Caudal másico del fluido [Kg/seg]
- c_p : Calor específico del fluido (a presión constante)
- ΔT : Incremento de temperatura del fluido.

Aplicando la ecuación (3-2) para calcular el calor sensible Q1 necesario para elevar la temperatura del agua hasta su saturación tenemos:

$$Q_1 = \dot{m}_{agua} * c_{pa} * \Delta T$$

$$Q_1 = 5.2 \left[\frac{Kg}{seg} \right] * 4.21 \left[\frac{KJ}{Kg * ^\circ C} \right] * (194.31 - 15) [^\circ C]$$

$$Q_1 = 3925.45 [KW]$$

Cualquier cantidad de energía suministrada a un líquido que se encuentra a la temperatura de saturación es utilizada para aumentar el grado de separación molecular y el fluido pasará de la fase líquida a vapor. La cantidad de energía

¹⁵ Roy J. Dossat. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. Pág. 34-36

necesaria para vaporizar o condensar una cantidad de fluido se denomina calor latente de vaporización y está definido de la siguiente manera¹⁶:

$$Q = \dot{m} * hfg \quad (3-3)$$

En donde:

- \dot{m} : Caudal másico del fluido [Kg/seg]
- hfg : Entalpía de vaporización [KJ/Kg]

Usando la ecuación (3-3) para calcular el calor latente tenemos:

$$Q2 = 5.2 \left[\frac{Kg}{seg} \right] * 1863.56 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Q2 = 9690.51 [KW]$$

La suma de los calores sensible y latente es la energía que se necesita suministrar al agua para obtener vapor saturado:

$$QT = Q1 + Q2$$

$$QT = 13616 [KW]$$

Los gases calientes de escape de la turbina de gas deben aportar esta cantidad de calor al agua para producir vapor saturado con calidad del 95%.

Realizando un balance térmico, en donde el calor suministrado al agua para la evaporación es igual al calor perdido por los gases de escape y utilizando la ecuación (3-2) del calor sensible, podemos encontrar la temperatura de salida de los gases de escape:

$$Ths = The - \left(\frac{QT}{\dot{m}h * cph} \right)$$

En donde:

- Ths : Temperatura a la salida del intercambiador de los gases de escape [°C]

¹⁶ Roy J. Dossat. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. Pág. 36-38.

- T_{hs} : Temperatura al ingreso del intercambiador de los gases de escape [°C]
- Q_T : Calor necesario para obtener vapor saturado al 95% [KW]
- \dot{m}_h : Caudal másico de los gases de escape [Kg/seg]
- c_{ph} : Calor específico de los gases de escape [KJ/Kg*°C]

Reemplazando datos en la ecuación anterior tenemos:

$$T_{hs} = 539 \text{ [}^\circ\text{C]} - \left(\frac{13616 \text{ [KW]}}{20.73 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right] * 1.087 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} \right]} \right)$$

$$T_{hs} = -64.809 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

La transferencia de calor en los intercambiadores, existe hasta que la temperatura de los dos fluidos (caliente y frío) lleguen a valores muy cercanos, es decir los fluidos alcanzan el equilibrio térmico. En este caso, la temperatura a la salida del intercambiador de los gases de escape debería ser un valor superior y cercano al valor de la temperatura de saturación del agua (195 °C), para que se pueda obtener vapor saturado solo con la energía de los gases de escape de la turbina. Como nos demuestra el resultado anterior, esto no sucede, lo que nos indica que necesitamos otra fuente de calor para la producción de vapor saturado como un quemador.

El calor de desperdicio de los gases de escape de la turbina se va a usar en un intercambiador recuperador denominado IC1, con el objetivo de calentar el agua que ingresa al caldero que posteriormente se transformará en vapor saturado.

Se va a instalar un quemador en el caldero, el cual debe tener por lo menos una potencia de 13616 KW (potencia necesaria para obtener vapor saturado al 95%), esto como modo de precaución para que cuando la turbina no esté en funcionamiento, el equipo siempre pueda entregar el calor necesario para obtener vapor saturado.

Por requerimientos de la Refinería La Libertad, el quemador que se deba instalar deberá usar combustible bunker, puesto que es el derivado que más se obtiene y a la vez el más barato.

El quemador escogido para instalarse es de marca BALTUR modelo PYR 8 NR que es un quemador modulante que usa combustible tipo fuel oíl N 6 (bunker) con registro de llama y ventilador separado de potencia térmica máxima de 15630 KW con una eficiencia promedio del 90%.¹⁷



Figura 3.1 Quemador modulante marca BALTUR modelo PYR 8 NR

Para comenzar con el diseño térmico del caldero HRSG, es necesario primero diseñar el intercambiador IC1.

3.2 BALANCE TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR IC1.

Flujo caliente: gases combustión de la turbina

$$ThiIC1 := 535 \text{ c}$$

ThiIC1: Temperatura de entrada gases.

$$mhIC1 := 20.7 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

mhIC1: Caudal másico de gases.

$$cphIC1 := 1.087 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}$$

cphIC1: Calor específico de gases.

Flujo frío: agua

$$TciIC1 := 15 \text{ C}$$

TciIC1: Temperatura de entrada de agua.

$$TcsIC1 := 195 \text{ C}$$

TcsIC1: Temperatura de salida del agua.

¹⁷ CATÁLOGO DE QUEMADORES MARCA BALTUR.

$$m_{cIC1} := 5.2 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

m_{cIC1} : caudal másico del agua de entrada.

De tablas termodinámicas para el agua saturada¹⁸, podemos obtener los siguientes valores:

$$\rho_{cIC1} := 954.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

ρ_{cIC1} : densidad del agua a temp. media.

$$\mu_{cIC1} := 0.00026 \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}}$$

μ_{cIC1} : viscosidad dinámica del agua.

$$Pr_{cIC1} := 1.6$$

Pr_{cIC1} : número de Prandtl agua a temp. media.

$$k_a := 0.68 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$$

k_a : Conductividad del agua a temp. media.

Aplicando la ecuación (3- 2) para calcular el calor sensible ganado por el agua:

$$\Delta T_c := |T_{csIC1} - T_{ciIC1}|$$

$$\Delta T_c = 180 \text{ C}$$

$$c_{pc} := 4.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}$$

$$Q := m_{cIC1} \cdot c_{pc} \cdot \Delta T_c$$

$$Q = 3.95 \times 10^3 \text{ KW}$$

Igualando el calor perdido de los gases de combustión al calor ganado por el agua podemos obtener la temperatura de salida de los gases de la turbina:

$$T_{hsIC1} := T_{hiIC1} - \frac{Q}{m_{hIC1} \cdot c_{phIC1}}$$

$$T_{hsIC1} = 363.838 \text{ C}$$

Calculando de la diferencia media logarítmica de temperatura DMLT para un intercambiador a contra flujo tenemos (ecuación 2-30):

$$\Delta T_1 := T_{hsIC1} - T_{ciIC1}$$

¹⁸ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR. TABLA A-9.

$$\Delta T_2 := T_{hiIC1} - T_{csIC1}$$

$$DMLT := \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$DMLT = 346.413 \text{ C}$$

Encontrando el factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT, el cual está en función de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida los fluidos caliente y frío tenemos¹⁹:

- Razón de temperatura P = 0,31
- Razón de temperatura R = 1.12

El factor de corrección de temperatura (Fc) es igual a 0.94

Para el cálculo del área de transferencia de calor del intercambiador, es preciso tomar en cuenta dos factores determinantes como son el número de tubos a instalarse y la longitud de los mismos. Estos factores están restringidos por el espacio físico que va a ocupar el intercambiador, por lo que se necesita tener una cierta relación coherente entre la longitud y el número de tubos para realizar un diseño óptimo y a la vez no exceder el tamaño físico destinado para el intercambiador dentro de la planta. Es bastante obvio que mientras más pequeño sea el intercambiador, es más fácil la transportación del mismo. De aquí nace un parámetro de aceptación para intercambiadores, que es la “*densidad de área β* ” que no es más que la relación entre el área superficial de transferencia de calor en un intercambiador y su volumen. Un intercambiador con $\beta > 700 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$ se clasifica como compacto²⁰. Ejemplos de intercambiadores compactos son los radiadores de los automóviles ($\beta \approx 1000 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$), los intercambiadores de calor de las turbinas de gas ($\beta \approx 6000 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$), el pulmón humano ($\beta \approx 20\ 000 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$) entre otros. Los intercambiadores de placa y armadura son considerados compactos debido a su gran superficie de transferencia en un volumen relativamente pequeño. El

¹⁹ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 626

²⁰ Yunus Cengel .TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 610-612

problema de estos tipos de intercambiadores es su reducida presión de operación. Los intercambiadores que manejan rangos de presiones moderadas y elevadas son los de tubos y coraza, razón por la cual estos intercambiadores son los más aceptados en la industria actualmente. Un valor típico de densidad de área β para intercambiadores de tubos y coraza es 130 [m²/m³].²¹

Se debe tener muy claro, que si bien el tubo es la mejor figura para soportar presión, también es la peor para la transferencia de calor, debido a su reducida área superficial para el intercambio de calor²².

Los tubos dentro de la coraza se pueden colocar en arreglos cuadrados o triangulares. La ventaja del arreglo cuadrado es que los tubos son de fácil acceso para realizar labores de limpieza o para el cambio de algún tubo en específico, a diferencia del arreglo triangular. Además que la caída de presión del fluido al exterior de los tubos es menor en arreglos cuadrados que en los arreglos triangulares²³.

La recomendación para la distancia entre centros de los tubos (espaciado ST) es igual a $\frac{1}{4}$ de pulgada más la distancia equivalente a un diámetro externo de los tubos ($ST = DE_{\text{tubo}} + \frac{1}{4}$ pulgada)²⁴.

El diámetro de los tubos al interior del intercambiador, debe ser escogido en función de la velocidad del fluido que se va a generar al interior de los tubos manejando un caudal constante. Según recomendaciones de manuales de calderos, son velocidades aceptables de hasta 25 [m/seg] en tuberías industriales²⁵.

Por otro lado, la presión del fluido y su temperatura son los factores determinantes para escoger el espesor de pared y el material de los tubos.

Los tubos que se van a instalar en este intercambiador son de 2 pulgadas de diámetro exterior con un espesor de pared de 0.165 pulgadas (Son tubos tipo BWG 8).

²¹ Revista académica de investigación de la UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE SAN LUIS POTOSÍ. (MEXICO).

²² Ing. Fernando Dávila. CURSO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CALDEROS.

²³ Donald Kern. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Pág. 160-162.

²⁴ Donald Kern. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Pág. 160-162.

²⁵ Ing. Fernando Dávila. CURSO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CALDEROS.

El material escogido para los tubos del intercambiador es acero inoxidable estándar ASME SA213 Gr 304 / 304L²⁶.

Muy a pesar de tomar todas las consideraciones mencionadas, y tal como se estudió en el apartado 2.4.1 de esta investigación, se debe tener muy claro que el método de diseño de intercambiadores de la diferencia media logarítmica de temperaturas es iterativo; es decir siempre se debe realizar una comparación entre el área de transferencia de calor asumida inicialmente y el área de transferencia encontrada mediante fórmulas experimentales mencionadas con detalle más adelante.

Los parámetros de diseño escogidos para el intercambiador, se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3.3 Parámetros seleccionados para el diseño del intercambiador.

PARÁMETROS DE DISEÑO	SIMBOLO GÍA	CANTIDAD	UNIDAD	OBSERVACIÓN
Paso transversal entre tubos	ST	0.0571	[m]	OK
Paso longitudinal entre tubos	SL	0.0571	[m]	OK
Diámetro interno tubos	Di	0.0424	[m]	OK
Diámetro externo tubos	De	0.0508	[m]	OK
Espesor de pared tubos	t	4.2	[mm]	OK
Velocidad del fluido interno	Vel	0.039	[m/seg]	OK
Longitud de los tubos	Lt	1.92	[m]	OK
Número de tubos	nt	100	————	OK
Número de pasos de los tubos	npt	3	————	OK
Densidad de área	β	148.26	[m ² /m ³]	OK
Material tubos	mat	————	————	Acero inoxidable estándar ASME SA213

Fuente: Ricardo José Ruiz Lara.

²⁶ CÓDIGO ASME SECCIÓN I. Part PG-9.1

3.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN INTERNO (hi).

El coeficiente de convección interno (hi), está en función del número de Nusselt (ecuación 2-22), el mismo que está en función del número de Reynolds.

Encontrando el número de Reynolds (ecuación 2-23) tenemos:

$$Re_i := \frac{4 \cdot \left(\frac{m_{IC1}}{nt} \right)}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_{IC1}} = 6.006 \times 10^3$$

En donde:

- m_{IC1} : Caudal másico del agua [Kg/seg]
- nt : Número de tubos en el intercambiador
- D_i : Diámetro interno de los tubos [m]
- μ_{IC1} : Viscosidad dinámica del agua (a temperatura media) [Kg/m*seg]

Aplicando la ecuación de Gnielinski²⁷ para encontrar el número de Nusselt tenemos:

$$Nu_i := \frac{\frac{f_i}{8} \cdot (Re_i - 1000) \cdot Pr_{IC1}}{1 + 12.7 \left(\frac{f_i}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{IC1}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 24.995 \quad (3-4)$$

En donde:

- Re_i : Número de Reynolds
- f_i : Factor de fricción (obtenido del diagrama de Moody $f_i=0.032$)
- Pr_{IC1} : Número de Prandtl del agua a temperatura media.

Encontrando el coeficiente de convección interno tenemos (ecuación 2-22):

$$h_i := Nu_i \cdot \frac{k_a}{D_i}$$
$$h_i = 400.86 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

²⁷ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 474.

3.4 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERNO (h_o).

El número de Reynolds está gobernado por la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ que se genera en el interior del banco de tubos. Los tubos van a estar colocados en arreglos cuadrados (Ver figura 3.2) y conforme el fluido entra en el banco de tubos, el área de flujo disminuye y como consecuencia la velocidad del fluido aumenta. La velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ se calcula con base en el principio de la conservación de la masa²⁸:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{ST}{ST-De} * V \quad (3-5)$$

En donde:

- ST: Paso transversal de los tubos [m]
- De: Diámetro exterior de los tubos [m]
- V: Velocidad del fluido (gases) antes de entrar al banco de tubos [m/seg]

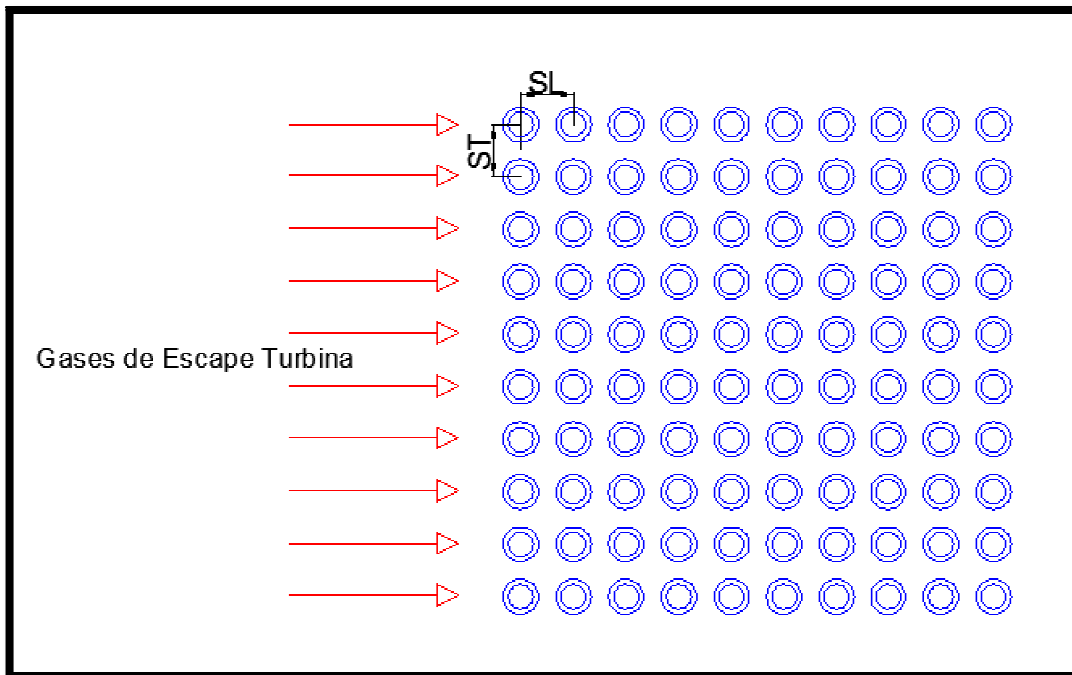


Figura 3.2 Arreglo cuadrado de tubos en el intercambiador IC1.

Los gases de escape al salir de la turbina de gas, entran al ducto de calentamiento, por lo que la velocidad del fluido está en función del área de

²⁸ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 418

entrada del ducto. El ducto de calentamiento es de sección rectangular de 2.43 [m] de Largo y 1 [m] de ancho. (Ver figura 3.7)

$$A_f := 2.73 \text{ m}^2 \quad A_f: \text{área de flujo de los gases antes de entrar al banco de tubos}$$

Calculando la velocidad (v) de entrada de los gases:

$$\rho_g := 0.496 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad \rho_g: \text{densidad de los gases escape.}$$

$$v := \frac{m_{HCl}}{A_f \cdot \rho_g} = 15.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad máxima calculamos utilizando la ecuación (3-5):

$$V_{\max} := \frac{ST \cdot v}{ST - De} = 138.672 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Encontrando el número de Reynolds tenemos (ecuación 2-28):

$$\nu_g := 0.0000678 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}} \quad \nu_g: \text{viscosidad cinemática de los gases.}$$

$$Re_g := V_{\max} \frac{De}{\nu_g} = 1.039 \times 10^5$$

Encontrando el número de Nusselt sobre el banco de tubos (Tabla 2.1):

$$Pr_g := 0.69 \quad Pr_g: \text{número de Prandtl a temperatura media de los gases.}$$

$$Pr_s := 0.69 \quad Pr_s: \text{numero de Prandtl evaluado a temperatura de pared Del tubo } T_w (278.12 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Nu_g := 0.033 Re_g^{0.8} \cdot Pr_g^{0.4} \cdot \left(\frac{Pr_g}{Pr_s} \right)^{0.25} = 294.493$$

Por lo que el coeficiente de convección externo ho queda de la siguiente manera (ecuación 2-22):

$$k_g := 0.0521 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}} \quad k_g: \text{conductividad térmica de los gases a temperatura media}$$

$$h_o := \text{Nug} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{De}}$$

$$h_o = 302.029 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

3.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (Uo).

El coeficiente global de transferencia de calor está en función de los coeficientes de convección interna y externa, de los radios de pared interna y externa de los tubos (r_i y r_o respectivamente) y de los factores de incrustación interna R_i y externa R_o ²⁹.

$$R_i := 0.000 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}} \quad R_i: \text{Factor de incrustación del agua dentro de los tubos.}$$

$$R_o := 0.000 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}} \quad R_o: \text{Factor de incrustación de los gases de escape.}$$

$$K_{\text{tubo}} := 37.6 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}} \quad K_{\text{tubo}}: \text{Coeficiente de conductividad térmica de los tubos.}$$

Encontrando el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_o := \frac{1}{\frac{r_o}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_o \cdot R_i}{r_i} + \frac{r_o}{K_{\text{tubo}}} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_o + \frac{1}{h_o}} \quad (3-6)$$

$$U_o = 132.249 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Para calcular el área del intercambiador utilizamos la ecuación (2-29):

$$AIC1 := \frac{Q \cdot 1000}{U_o \cdot DMLT \cdot f_c}$$

$$AIC1 = 91.722 \text{ m}^2$$

Calculando el área del haz de tubos con los parámetros de diseño seleccionados:

²⁹ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág.617-619.

$$A1 := \pi \cdot De \cdot Lt \cdot nt \cdot npt$$

$$A1 = 91.926 \text{ m}^2$$

Calculando el margen de error entre el área calculada y el área asumida tenemos:

$$\%E := \frac{A1 - AIC1}{A1} \cdot 100$$

$$\%E = 0.221 \%$$

Los dos valores del área del intercambiador IC1 no varían significativamente, por lo que el intercambiador está diseñado.

La eficiencia de intercambiadores es la relación existente entre el calor real utilizado por el fluido y el calor máximo que se puede obtener de la fuente de calentamiento, que en este caso son los gases de escape de la turbina de gas.

Tomando como consideración que la mínima temperatura de gases de escape para un proceso de combustión debe ser de 200°C para evitar condensaciones y corrosión en los ductos y chimeneas³⁰, y suponiendo un 5% de pérdidas de calor en la fuente de calentamiento tenemos:

$$\%Eficiencia = \frac{Q_{real\ utilizado}}{Q_{m\acute{a}ximo\ disponible\ de\ la\ fuente}}$$

$$\%Eficiencia = \frac{3950[KW]}{20.73 \left[\frac{Kg}{seg} \right] * 1.08 \left[\frac{KJ}{Kg * ^\circ C} \right] * (539^\circ C - 200^\circ C) * 0.95} = 55\%$$

Si bien, este valor no es un valor alto de eficiencia, se debe tener en cuenta que estamos aprovechando una energía de desperdicio y que esto representa un ahorro anual promedio para la refinería de 608.256,00\$, como se demostrará detalladamente en el capítulo 6 de esta investigación.

³⁰ Tomado de la tesis "AUDITORÍA EXERGÉTICA EN EL ÁREA DE ESTAMPACIÓN Y EN LA CALDERA DE LA TINTORERÍA DE LA EMPRESA TEXTIL ECUADOR SA." de autoría de Luis Villacís Buenaño.

Ahora, se debe diseñar el caldero, para lo cual debemos hacer un análisis energético del calor que debe suministrar el quemador del caldero para obtener vapor saturado. El quemador atomiza el combustible a fin de ofrecer la mayor superficie de contacto con el aire de combustión que a la vez dispersa las partículas convenientemente dentro del hogar para formar una mezcla aire-combustible de rápida ignición. Los procedimientos más comunes de atomización de combustible son mediante vapor o aire. Para la que la atomización sea la correcta, se debe reducir la viscosidad del combustible a valores convenientes, por lo que resulta necesario el calentamiento previo del combustible. Este calentamiento se lo hace mediante resistencias eléctricas instaladas en los tanques de almacenamiento de combustible. Sin embargo, si se sobrepasa la temperatura de calentamiento apropiada, se corre el riesgo de formación de gases que interrumpan el bombeo de combustible lo que puede resultar en fallas de ignición. La máxima temperatura que pueden alcanzar los productos de la combustión, es *la temperatura adiabática de llama*. Es la temperatura que se obtiene si todo el calor desarrollado durante el proceso se utiliza integralmente para calentar los productos de la combustión.

3.6 ECUACIONES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN.

Para entender mejor el proceso de combustión, es necesario primero tener muy claro algunos conceptos relacionados con la combustión.

Combustión.- Reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía. Por lo general el oxidante es el aire, aunque se usa oxígeno puro O_2 en algunos procesos como soldadura y corte de materiales.

Combustión completa.- Un proceso de combustión se considera completo cuando:

- Todo el carbono C del combustible, se transforma en dióxido de carbono CO_2 en los productos,
- Todo el hidrógeno H del combustible se transforma en H_2O en los productos
- Todo el azufre S del combustible, se transforma en SO_2 .

Energía química.- Energía asociada a la estructura molecular propia de cada combustible, la cual es liberada durante el proceso de combustión con la ruptura de algunos enlaces químicos que unen los átomos del combustible liberando una gran cantidad de energía para después crear nuevos enlaces químicos en los productos de la combustión. La energía química se transforma en energía sensible durante el proceso de combustión.

Poder calorífico del combustible.- Cantidad de calor liberada por el combustible durante un proceso de combustión completo y de flujo estacionario. El poder calorífico recibe el nombre de “superior” cuando el H₂O en los productos se encuentra en forma líquida o de “inferior” cuando el H₂O se encuentra en los productos en fase gaseosa.

Entalpía sensible de referencia estándar (\bar{h}°).- Entalpía en el estado de referencia que es 25°C (77°F) y a 1 atmósfera de presión.

Entalpía de formación estándar (\bar{h}°_f).- Cantidad de energía liberada o absorbida cuando el componente se forma a partir de sus elementos estables en condiciones de 25°C y 1 atmósfera de presión. La entalpía de formación estándar de algunos elementos estables como el oxígeno O₂, nitrógeno N₂, hidrógeno H₂ y carbono C, se les asigna el valor de cero, puesto que en la naturaleza bajo estas condiciones de presión y temperatura se los encuentra en esta forma. Con estos conceptos claros, podemos comenzar a realizar el análisis de la combustión del bunker en el quemador seleccionado anteriormente.

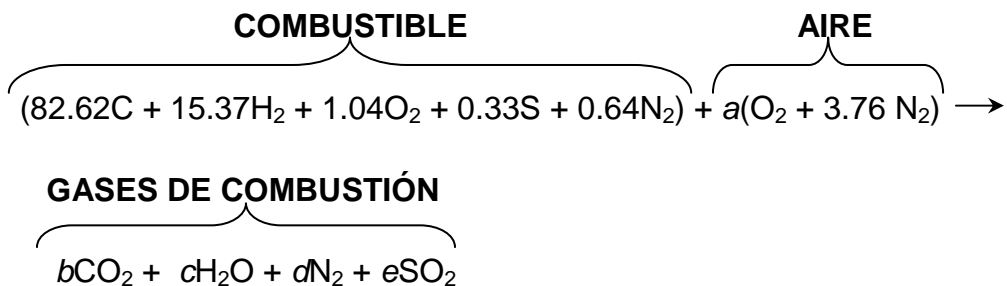
La mayoría de los quemadores industriales modernos producen muy poco monóxido de carbono (CO) (menos del 0,2%) por lo que vamos asumir una combustión completa. Las propiedades y composición del combustible bunker se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 3.4 Propiedades y composición del combustible Fuel Oil N°6.

GRADOS API		15	
DENSIDAD	lb/gal	8.312	
	Kg/gal	3.7703	
PODER CALÓRICO INFERIOR (PCI)	Btu/lb	18840	
	kJ/kg	40190.84	
	kWh/gal	45.89	
COMPOSICIÓN	SÍMBOLO	% EN PESO	% EN VOLUMEN
	C	83.6	82.62
	H ₂	11.2	15.37
	O ₂	2.8	1.04
	S	0.9	0.33
	N ₂	1.5	0.64

Fuente: ENGINEERING THERMODYNAMICS. Pág. 406

Con los porcentajes de los elementos que forman el bunker y según el modelo de Amagat que establece que las fracciones volumétricas son iguales a las fracciones molares en una sustancia homogénea³¹, podemos establecer la ecuación estequiométrica (teórica) de la combustión:



³¹ Michael J. Morán. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA.

Debemos recordar que en una base molar o volumétrica, la composición del aire seco para procesos de combustión es 21% Oxígeno y 79% Nitrógeno, de modo que por cada Kmol de O₂ que entra a la cámara de combustión, entra 79/21= 3,76 Kmol de N₂³², es decir:

1 Kmol O₂+ 3,76 Kmol N₂= 4,76 Kmol aire.

Procedemos al balance de masa (o al número total de moles) de los diversos elementos:

$$\mathbf{C:} \quad 82.62 = b; \quad b = 82.62$$

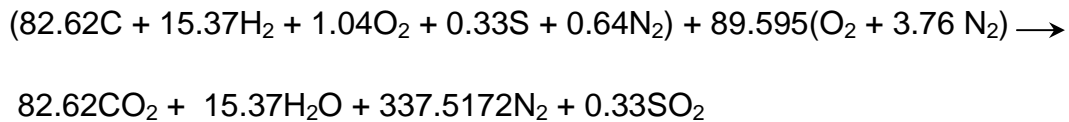
$$\mathbf{S:} \quad 0.33 = e; \quad e = 0.33$$

$$\mathbf{H_2:} \quad 15.37 \times 2 = 2c; \quad c = 15.37$$

$$\mathbf{O_2:} \quad 1.04 \times 2 + 2a = 2b + c + 2e; \quad a = 89.595$$

$$\mathbf{N_2:} \quad 0.64 \times 2 + a \times 3.76 \times 2 = 2d; \quad d = 337.5172$$

Dando como resultado la ecuación:



Una cantidad utilizada frecuentemente en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y de aire es la **relación aire-combustible (AC)**. Suele expresarse en una base de masa, y se define como la relación entre la masa del aire y la masa del combustible en un proceso de combustión³³:

$$AC = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} \quad (3-7)$$

En donde la masa (m) es igual al producto del número de moles (N) por la masa molar (M):

$$m = N \times M. \quad (3-8)$$

³² Yunus Cengel – Michael Boles. TERMODINÁMICA. Pág.769-770.

³³ Yunus Cengel – Michael Boles. TERMODINÁMICA. Pág.771-772.

Entonces, para calcular la relación aire - combustible tenemos:

Número de moles del aire:

$$N_a := 89.59 + (89.59 \cdot 3.76)$$

$$N_a = 426.448 \text{ Kmol}$$

Peso molar aire:

$$M_a := (0.21 \cdot 32 + 0.79 \cdot 28)$$

$$M_a = 28.84 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$

Número de moles de Combustible:

$$N_c := 82.62 + 15.37 + 1.04 + 0.33 + 0.64$$

$$N_c = 100 \text{ Kmol}$$

Peso molar Combustible:

$$M_c := (0.8262 \cdot 12 + 0.1537 \cdot 2 + 0.0104 \cdot 32 + 0.0033 \cdot 32 + 0.0064 \cdot 28)$$

$$M_c = 10.839 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$

Relación aire combustible:

$$AC := \frac{(N_a \cdot M_a)}{(N_c \cdot M_c)}$$

$$AC = 11.346 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb}} \right]$$

Esto quiere decir que se necesita 11.346 Kg de aire para quemar 1 Kg de combustible bajo una combustión completa.

En los procesos de combustión reales, es práctica común emplear más cantidad de aire que la cantidad teórica, por lo general los quemadores industriales trabajan con un exceso de aire del 15% al 30%; esto con el fin de

aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión³⁴.

Realizando un diseño conservador, vamos a suponer que la combustión se lleva a cabo considerando un 25% de exceso de aire. Por lo que la relación aire-combustible quedaría:

$$AC_{\text{real}} = 14.18 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb}} \right]$$

El exceso de aire en los quemadores debe ser controlado mediante el ventilador, puesto que una cantidad demasiado alta de exceso de aire, causaría una caída drástica de temperatura de los gases salientes del quemador.

Para la dimensión que debe tener el ventilador del quemador, nos basamos en un ejemplo de cálculo que consta en el catálogo del quemador, el cual se presenta en el anexo 5.

El caudal volumétrico máximo de aire $Q_{\text{tot máx}}$ que puede entregar el ventilador va a ser igual a³⁵:

$$Q_{\text{tot máx}} = \frac{m_c \times k_c \times 1,1}{f} \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (3-9)$$

En donde:

- m_c : Representa el caudal másico de combustible que consume el quemador para entregar la potencia térmica máxima [Kg/h].
- k_c : Es un factor que representa el volumen de aire por unidad de combustible [$m^3_{\text{aire}}/\text{Kg}$].
- 1,1 es un coeficiente que es considerado por las pérdidas de carga continua y localizada a lo largo de las tuberías.
- f : Es un factor de corrección que está en función de la altura sobre el nivel del mar y la temperatura máxima de entrada de aire.

³⁴ ARTÍCULO DE INVESTIGACIÓN DE LA ESCUELA POLITÉCNICA DEL LITORAL.

³⁵ CATÁLOGO DE QUEMADORES MARCA BALTUR.

Tomando los valores de funcionamiento del quemador del catálogo:

$$\dot{m}_c = 1400 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right] \quad \dot{m}_c: \text{Consumo de combustible del quemador.}$$

$$k_c = 15 \left[\frac{\text{m}^3 \text{aire}}{\text{Kg comb}} \right] \quad k_c: \text{Factor de consumo de aire.}$$

$$F_c = 0.905 \quad F_c: \text{Factor de corrección debido a la altitud del lugar.}$$

Utilizando la ecuación (3-9) para encontrar el caudal máximo que puede entregar el ventilador tenemos:

$$Q_{\text{tot máx}} = \frac{\dot{m}_c * k_c * 1.1}{F_c} = 25524,9 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

3.7 ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE FLUJO ESTACIONARIO REACTIVO CON BASE EN LA PRIMERA LEY.

La temperatura de entrada de los gases de combustión al intercambiador, se desconoce, por lo que debemos hacer un análisis de la energía química liberada en el proceso de combustión. Para esto, vamos a suponer que no existe pérdida de calor hacia los alrededores ($Q=0$), con lo cual la temperatura de los productos alcanzará un valor máximo denominado *temperatura de flama adiabática*. Durante este proceso no existe interacción de trabajo ($W=0$). Por lo que la ecuación de la primera ley queda³⁶:

$$H_{\text{prod}} = H_{\text{reac}} \quad (3-10)$$

$$\sum_R nR(\bar{h}^{\circ}_f + \bar{h} - \bar{h}^{\circ}) = \sum_P nP(\bar{h}^{\circ}_f + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})$$

En donde se igualan las entalpías de los productos a la de los reactivos de la ecuación. La entalpía de los reactivos es fácil determinarla debido a que se conocen sus estados iniciales, sin embargo, debido a que la temperatura de los productos no se conoce antes de los cálculos, el cálculo de la entalpía de los

³⁶ Yunus Cengel-Michael Boles. TERMODINÁMICA. Pág.783-795.

productos H_{prod} no es directo. Por consiguiente la determinación de la temperatura de flama adiabática requiere de una técnica iterativa, en la cual se supone una temperatura de salida de los productos y se determina H_{prod} a esa temperatura. Si ésta no es igual a H_{reac} , los cálculos se repiten con otra temperatura. Entonces, calculamos las entalpías de los reactivos, con las siguientes consideraciones:

- El combustible bunker se calienta antes de entrar a la cámara de combustión por medio de una resistencia eléctrica y alcanza los 70 °C.
- El aire entra a la cámara de combustión a temperatura ambiente, pero para propósitos de diseño, vamos a considerar una temperatura de 7 °C.

Tabla 3.5 Cuadro de entalpías de formación estándar (\bar{h}°_f), entalpías sensibles (\bar{h}) y entalpías de referencia estándar (\bar{h}°) de los elementos presentes en la combustión.

REACTIVOS	Sustancia	n	\bar{h}°_f	\bar{h}_{343K}	\bar{h}_{280K}	\bar{h}°	$\bar{h} \approx \bar{h}^{\circ}_f + \bar{h}_{343K} - \bar{h}^{\circ}$	n x H
		kmol	kJ/kmol	kJ/kmol		kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol
COMBUSTIBLE	C	82,62	0		-	0	0	0,00
	H2	15,37	0	9767,3	-	8468	1299,3	19970,24
	O2	1,04	0	10002,2	-	8682	1320,2	1373,01
	S	0,33	0		-	0	0	0,00
	N2	0,64	0	9974,7	-	8669	1305,7	835,65
AIRE	O2	89,59	0	-	8150	8682	-532	-47661,88
	N2	336,850	0	-	8141	8669	-528	-177856,80
TOTAL								-203339,78

PRODUCTOS	Sustancia	n	\bar{h}°_f	\bar{h}_{red}	\bar{h}°	$\bar{h}^{\circ}_f - \bar{h}^{\circ}$	$n \times (\bar{h}^{\circ}_f - \bar{h}^{\circ})$
		kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol
	CO2	82,62	-393520	?	9364	-402884	-33286276,08
	H2O(g)	15,37	-241820	?	9904	-251724	-3868997,88
	N2	337,51	0	?	8669	-8669	-2925874,19
	SO2	0,33	-296842	?		-296842	-97957,86
TOTAL							-40179106,01

Fuente: Tablas del libro TERMODINÁMICA de Cengel.

Usando la ecuación (3-10) para igualar las entalpías de los productos a la de los reactivos tenemos:

$$82.62 * h_{CO_2} + 15.37 * h_{H_2O} + 337.51 * h_{N_2} = H_r + 40179106 \left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$$

La sumatoria del producto de las entalpías de los reactivos por su número de moles H_r es igual a $203339.78 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}} \right]$

Reemplazando este valor en la ecuación anterior tenemos:

$$82.62 * h_{\text{CO}_2} + 15.37 * h_{\text{H}_2\text{O}} + 337.51 * h_{\text{N}_2} = 39975766.2 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}} \right]$$

Debido a que en esta ecuación la mayoría del número de moles corresponde al nitrógeno N_2 , una primera suposición para determinar la temperatura de flama adiabática se puede obtener al dividir el lado derecho de la ecuación para la suma total del número de moles de los productos y comparar este valor con el valor de la entalpía que tendría el nitrógeno N_2 a determinada temperatura³⁷. Esto es:

$$n_p := 435.4$$

$$E_l := \frac{(H_r + 40179106) \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}}{n_p}$$

$$E_l = 9.179 \times 10^4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

Este valor de entalpía corresponde aproximadamente cuando el nitrógeno N_2 está a 2750°K , por lo que una buena aproximación sería un valor de temperatura un poco menor a esta temperatura.

PRIMERA SUPOSICIÓN: Temperatura de 2500°K

$$h_{\text{N}_2} := 82981 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$h_{\text{CO}_2} := 131290 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$h_{\text{H}_2\text{O}} := 108861 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$H_p := 82.62 h_{\text{CO}_2} + 15.37 h_{\text{H}_2\text{O}} + 337.51 h_{\text{N}_2}$$

³⁷ Yunus Cengel-Michael Boles. TERMODINÁMICA. Pág.787-789.

$$H_p = 4.053 \times 10^7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

Este valor de la sumatoria de las entalpias de los productos, es mayor al valor de la sumatoria de las entalpias de los reactivos, por lo que vamos a suponer una temperatura más baja.

SEGUNDA SUPOSICIÓN: Temperatura de 2400 K

$$h_{N_2} := 7932 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$h_{CO_2} := 12515 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$h_{H_2O} := 10350 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

$$H_p := 82.62 h_{CO_2} + 15.37 h_{H_2O} + 337.51 h_{N_2}$$

$$H_p = 3.87 \times 10^7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

Este valor, es un poco menor al deseado, por lo que la temperatura de flama adiabática va a estar entre 2500°K y 2400°K. Vamos a asumir una temperatura de flama adiabática de 2450°K.

3.8 RÉGIMEN Y LA CURVA DE EBULLICIÓN EN ESTANQUES.

Probablemente la ebullición es la forma más conocida de transferencia de calor, sin embargo es la menos comprendida. Después de cientos de informes escritos sobre el tema todavía no se comprende por completo el proceso de formación de burbujas y aún se debe apoyar en relaciones empíricas o semiempíricas para predecir la velocidad de transferencia de calor en la ebullición.

Uno de los científicos que abrió el camino para la comprensión del fenómeno fue S. Nukiyama³⁸ en 1934, quien utilizó alambres de níquel-cromo y platino para sumergirlos en líquidos con el objeto de calentarlos paulatinamente mediante electricidad. Nukiyama advirtió que la ebullición toma diferentes

³⁸ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 564-578.

formas dependiendo del valor de la temperatura en exceso ΔT_{exceso} . Se observaron cuatro regímenes de ebullición (Ver figura 3.3):

Ebullición en convección natural (hasta el punto A sobre la curva de ebullición).- En este punto el líquido alcanza la temperatura de saturación, no se presentan burbujas sino hasta que la temperatura aumenta unos grados más (en el agua de 2 a 6°C). (Ver figura 3.3)

Ebullición nucleada (entre los puntos A y C).- A medida que la temperatura se eleva, aumenta la velocidad de transferencia de calor hasta que el flujo de calor alcanza un valor máximo (punto C). El máximo flujo de calor que puede alcanzarse con ebullición nuclear, es conocido como “flujo crítico de calor”. En una sistema donde la temperatura de la superficie no está limitada, tal como un reactor nuclear, la operación sobre el flujo crítico resulta en un aumento rápido en la temperatura de la superficie lo cual muchas veces es difícil de controlar, este fenómeno es conocido como “burn out” (incendio afuera). Los medios de calentamiento usados para plantas de procesos son normalmente limitantes de la temperatura.

En esta región, el coeficiente de transferencia de calor es dependiente de la naturaleza y condiciones de la superficie de transferencia de calor, y no es posible presentar una correlación universal que de predicciones exactas para todos los sistemas. La correlación dada por Foster y Zuber (1955) puede usarse para estimar los coeficientes para ebullición nuclear, en ausencia de datos experimentales. Esta ecuación puede escribirse en la forma³⁹:

$$h_{nb} = 0.00122 \left[\frac{kl^{0.79} * cpl^{0.45} * \rho l^{0.49}}{\sigma^{0.5} * \mu l^{0.29} * hfg^{0.24} * \rho g^{0.24}} \right] * \Delta T_{sat}^{0.24} * \Delta P^{0.75} \quad (3-11)$$

En donde:

- kl : Conductividad térmica del líquido saturado $\left[\frac{W}{m * C} \right]$
- cpl : Calor específico del líquido saturado $\left[\frac{J}{Kg * C} \right]$
- ρl : Densidad del líquido saturado $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$

³⁹ Luis Moncada Albitres. DISEÑO DE PLANTAS DE PROCESOS QUÍMICOS. Pág.113-125.

- μ_l : Viscosidad dinámica del líquido saturado $\left[\frac{Kg}{m \cdot seg}\right]$
- σ : Tensión superficial en la interfase líquido-vapor $\left[\frac{N}{m}\right]$
- h_{fg} : Entalpía de vaporización $\left[\frac{J}{Kg}\right]$
- ρ_g : Densidad del vapor saturado $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
- ΔT_{sat} : Diferencia de temperaturas de saturación, entre la temperatura de pared T_w y la de saturación T_{sat} [$^{\circ}C$]
- ΔP : Diferencia de presiones de saturación, entre P_w (presión a la temperatura de pared T_w) y P_{sat} (presión a temperatura de saturación T_{sat}). [Pa]
- h_{mb} : Coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C}\right]$

La ecuación propuesta por Kutateladze (1948) y Zuber (1958) para determinar el flujo máximo de calor (flujo crítico) se expresa como⁴⁰ :

$$q_{m\acute{a}x} = 0.149 * h_{fg} * \rho_g \left[\frac{\sigma * g * (\rho_l - \rho_g)}{\rho_g^2} \right]^{1/4} \quad (3-12)$$

Esta ecuación está solo en función de la presión.

Ebullición de transición (entre los puntos C y D).- En este punto, la velocidad de generación de vapor es tal que se presentan espontáneamente partes secas sobre la superficie, y la velocidad de transferencia disminuye rápidamente. En el diseño de calderos siempre se debe evitar que el fluido esté en esta región.

Ebullición en película (más allá del punto D).- A altas diferencias de temperatura, la velocidad del vapor es tal que la superficie es cubierta con vapor y el mecanismo de transferencia es por conducción a través de la película del vapor. La conducción llevada a altas diferencias de temperatura se convierte en radiación.

La ecuación dada por Bromely (1950) se puede usar para estimar el coeficiente de transferencia de calor para ebullición en película. Esta ecuación es similar a

⁴⁰ Mahmoud Massoud. ENGINEERING THERMOFLUIDS. Pág. 637-672.

la de Nusselt para condensación, donde la conducción está ocurriendo a través de la película de condensado:

$$\overline{h_{film}} = \frac{C * k_g}{D} * \left[\frac{g * (\rho_l - \rho_g) * \rho_g * \overline{h_{fg}} * D^3}{\mu_g * k_g * (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (3-13)$$

En donde:

- C: coeficiente de geometría de la superficie. (C=0.62 para tubos y C=0.67 para esferas).
- k_g : Conductividad térmica del vapor saturado $\left[\frac{W}{m * C} \right]$
- D: Diámetro del tubo o esfera [m]
- ρ_l : Densidad del líquido saturado $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
- ρ_g : Densidad del vapor saturado $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
- g: Aceleración gravitacional $\left[\frac{m}{seg^2} \right]$
- $\overline{h_{fg}}$: Entalpía de vaporización de vapor sobrecalentado $\overline{h_{fg}} = h_{fg} + 0.4 * c_{pg}(T_w - T_{sat})$. $\left[\frac{J}{Kg} \right]$
- T_w : Temperatura de superficie de pared caliente [°C]
- T_{sat} : Temperatura de saturación [°C]
- $\overline{h_c}$: Coeficiente convectivo de ebullición en película.

A temperaturas superficiales elevadas (por lo general arriba de 300C) la transferencia de calor de uno a otro lado de película de vapor por radiación es significativa y es necesario considerarlo. Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor en ebullición en película es igual a:

$$\overline{h_{totfilm}} = \overline{h_{film}} + 0.75 * \overline{h_r} \quad (3-14)$$

En donde el coeficiente de transferencia por radiación es igual a:

$$\overline{h_r} = \varepsilon * \sigma * \frac{(T_w^4 * T_{sat}^4)}{(T_w - T_{sat})} \quad (3-15)$$

En donde:

- ε : Emisividad de la superficie de calentamiento

- σ : Constante de Stefan-Boltzman
- T_w : Temperatura de superficie de pared caliente absoluta [K]
- T_{sat} : Temperatura de saturación absoluta [K]

La ebullición es un fenómeno complejo, y los coeficientes de transferencia de calor de ebullición son difíciles de predecir con precisión. Sin embargo podrían usarse ecuaciones experimentales obtenidas para el sistema en cuestión o de comportamiento cercano.

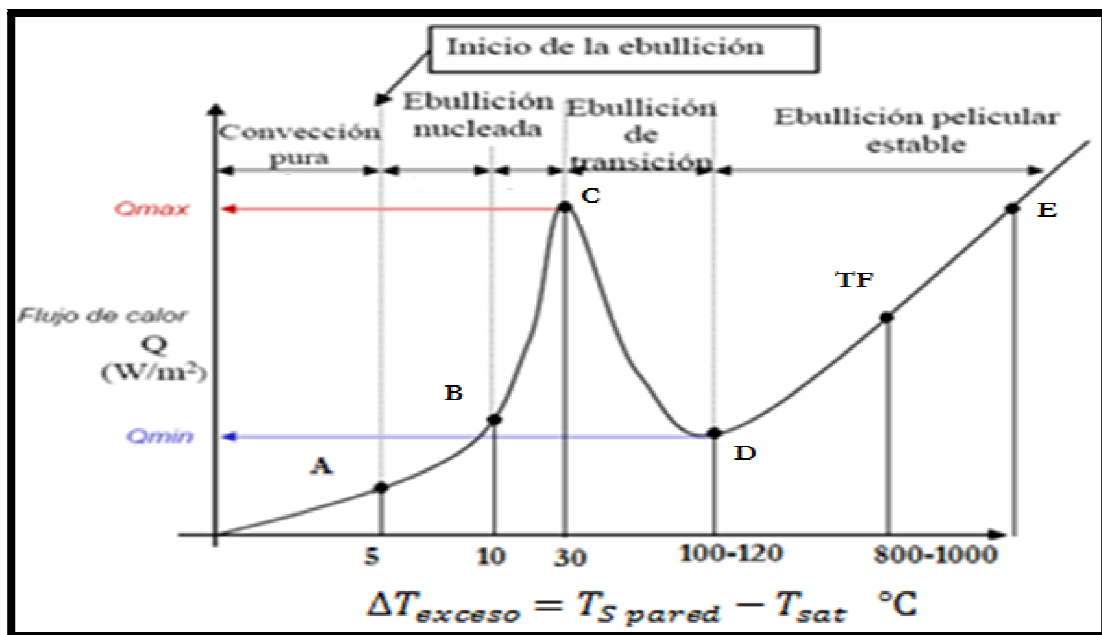


Figura 3.3 Curva de Ebullición de líquidos en estanque.

3.9 EBULLICIÓN CONVECTIVA FORZADA.

El mecanismo de transferencia de calor en la ebullición convectiva, en la cual el fluido está fluyendo a través de un tubo o sobre un conjunto (haz) de tubos, difiere de la ebullición nuclear de un estanque. Esta depende del estado del fluido en cualquier punto. Las siguientes condiciones ocurren a medida que el fluido fluye a través del tubo:

1.-Región de flujo de fase simple: la entrada del líquido está por debajo de su punto de ebullición (sub-enfriado) y el calor transferido es por convección forzada. La ecuación para convección forzada se puede usar para estimar el coeficiente de transferencia de calor en esta región

2.-Ebullición y sub-enfriamiento: en esta región el líquido adyacente a la pared ha alcanzado su punto de ebullición, pero no la masa total del líquido. Llevándose a cabo ebullición local sobre la pared, lo cual incrementa la velocidad de transferencia de calor sobre la dada únicamente por la convección forzada.

3.-Región de ebullición de saturación: en esta región la masa de líquido hierve de una manera similar a la ebullición nuclear en un estanque. El volumen de vapor se incrementa y se pueden formar varios modelos de flujo. En un tubo largo el modelo final de flujo será eventualmente anular; donde la fase líquida se adherirá a la pared del tubo y el flujo de vapor fluirá por el centro.

4.-Región de pared seca: Finalmente, si una fracción grande de alimentación es vaporizada, la pared se secará y cualquier líquido remanente estará presente como neblina. La transferencia de calor en esta región es por convección y radiación hacia el vapor.

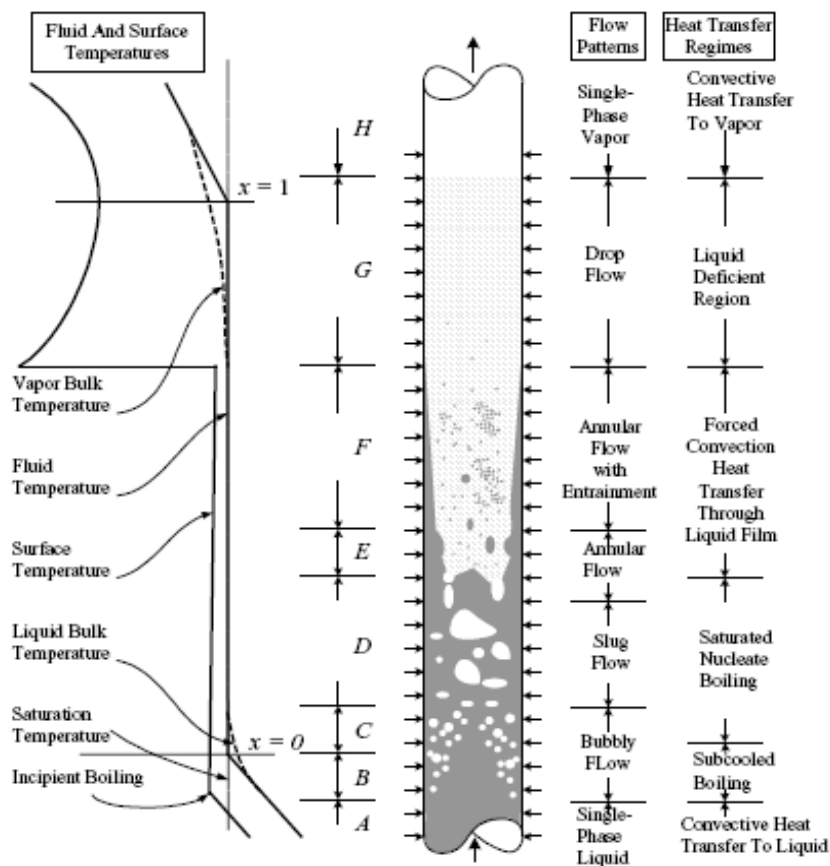


Figura 3.4 Esquema de ebullición en flujo en el interior de tubos.

Debido a que el fenómeno de transferencia de calor en ebullición forzada es muy complicado en el que intervienen varios patrones de flujo influenciados por la geometría de la superficie donde se produce la ebullición, no hay ninguna solución general analítica para la derivación de un parámetro tan importante como el coeficiente de transferencia térmica.

La correlación clásica para estimar el coeficiente de transferencia de calor y que ha dado buenos resultados, es la propuesta por Chen (1966) la cual es una combinación de efectos macro-convectivos a lo largo del flujo y micro-convectivos a lo largo de la ebullición⁴¹:

$$h_{chen} = hl * F + hnb * S \quad (3-16)$$

El primer término de la ecuación (3-16) es el coeficiente de convección forzada hl (efecto macro-convectivo) multiplicado por un factor de corrección multiplicativo bifásico F , el cual es un término de aumento del coeficiente de transferencia de calor convectivo debido a la turbulencia generada por la diferente densidad del vapor y el líquido. Está definido por la correlación de Dittus – Boelter:

$$hl = 0.023 [Rel(1 - x)]^{0.8} * Prl^{0.4} * \left(\frac{kfl}{Di}\right) \quad (3-17)$$

En donde:

- Rel: Número de Reynolds del líquido saturado
- x: calidad del vapor
- Prl: Número de Prandtl del líquido saturado
- kfl: Coeficiente de conductividad térmica [W/m*°C]
- Di: diámetro interno de los tubos [m]

El factor de corrección multiplicativo F , está dado en términos del parámetro de Lockhart- Martinelli, el cual está en función de la calidad de vapor y de las propiedades de la interfase líquido-vapor saturado:

$$\chi = \left[\frac{x}{1-x}\right]^{0.9} * \left[\frac{\rho l}{\rho g}\right]^{0.5} * \left[\frac{\mu g}{\mu l}\right]^{0.1} \quad (3-18)$$

⁴¹ Mahmoud Massoud. ENGINEERING THERMOFLUIDS. Pág. 658-660.

En donde

- x : Calidad de vapor
- ρ_l : densidad del líquido saturado
- ρ_g : densidad del vapor saturado
- μ_g : Viscosidad dinámica del vapor saturado
- μ_l : Viscosidad dinámica del líquido saturado

Entonces el factor F queda:

$$F = 2.35 * [0.213 + \chi]^{0.736} \quad (3-19)$$

Cuando $\chi > 0.1$, caso contrario $F=1$.

El segundo término en la ecuación (3-16) corresponde a una ebullición nucleada (ecuación 3-11), modificada por un factor de supresión S el cual toma valores entre 0 - 1 y depende del flujo másico y de la calidad del vapor. Este último se expresa en función de un número de Reynolds bifásico⁴²:

$$S = \left[1 + (2.53E - 6) * (Re_{bf})^{1.17} \right]^{-1} \quad (3-20)$$

En donde:

- Re_{bf} : Número de Reynolds para un fluido bifásico

El número de Reynolds para un fluido bifásico está determinado por la siguiente ecuación:

$$Re_{bf} = Rel * (1 - x) * F^{1.25} \quad (3-21)$$

En donde:

- Rel: Número de Reynolds del líquido saturado.
- x : Calidad de vapor.
- F: Factor multiplicativo para la convección forzada expresado en la ecuación (3-19)

⁴² Tomado de la tesis doctoral "DESARROLLO DE UN MODELO FÍSICO PARA UNA INSTALACIÓN DE PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN DE VAPOR UTILIZANDO R134a" de autoría de Juan Manuel Belman. Pág.149-155.

Esta correlación ha dado buenos resultados para calidades de vapor entre 0% y 70%; no obstante se debe tener presente que para calidades de vapor altas, como $x > 70\%$, el coeficiente calculado puede ser mayor al real, esto es debido a que en esta parte el líquido ya no moja la pared, circula en pequeñas gotas y la transmisión de calor tiene lugar entre el vapor y la pared del tubo⁴³.

La práctica normal en el diseño de rehervidores y vaporizadores (calderas) con circulación forzada, es calcular el coeficiente de transferencia de calor asumiendo que el calor es transferido solamente por convección forzada. Esto dará valores conservadores y así cuando ocurre la ebullición se incrementará la velocidad de transferencia de calor⁴⁴.

Esta recomendación se la hace debido a resultados arrojados por investigaciones que demuestran que la transferencia de calor por la ebullición nucleada es demasiado pequeña (≈ 0) como para alterar los resultados.⁴⁵

3.10 DISEÑO TÉRMICO DEL CALDERO.

Basándonos en estudios realizados⁴⁶, podemos decir que la temperatura de los gases de escape del quemador está en un rango aproximado desde un 90% hasta un 74% de la temperatura de flama adiabática dependiendo de la cantidad de exceso de aire que ingrese a la cámara de combustión del quemador. Realizando un análisis conservador en este proyecto, vamos a asumir un valor de temperatura de los gases de escape del quemador de 74% del valor de temperatura de flama adiabática calculada anteriormente (2177 °C) Realizando un balance térmico entre los gases del quemador y el agua de ingreso al caldero tenemos:

$$T_e := 2177 \cdot 0.74 \text{ C}$$

$$T_e = 1.611 \times 10^3 \text{ C}$$

T_e : Temperatura de los gases del quemador.

El consumo de combustible del quemador según su catálogo de fabricación es:

⁴³ Investigaciones de la UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA (BARCELONA, ESPAÑA) 2003.

⁴⁴ Luis Moncada Albitres. DISEÑO DE PLANTAS DE PROCESOS QUÍMICOS. Pág.124-126.

⁴⁵ Wattelet – J.M. Saiz .EXPERIMENTAL EVALUATION OF CONVECTIVE BOILING OF REFRIGERANTS HFC-134a AND CFC-12.

⁴⁶ Ing. M.Sc. Juan Carlos Serrano. ANÁLISIS TEÓRICO DE LA COMBUSTIÓN. 2005.

$$m_c = 1.4 \times 10^3 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Considerando un 25% de exceso de aire, calculamos el caudal másico de la mezcla aire - combustible:

$$A_{\text{Creal}} := 14.18\%$$

A_{Creal} : Relación aire-combustible real.

$$a_c := A_{\text{Creal}} \cdot m_c$$

a_c : caudal másico del aire

$$a_c = 1.985 \times 10^4 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$m_{gc} := \frac{(m_c + a_c)}{3600}$$

m_{gc} : Caudal másico de la mezcla aire – combustible.

$$m_{gc} = 5.904 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$c_p := 1.17 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{C}}$$

c_p : calor específico de los gases de escape.

Igualando el calor latente de vaporización ($Q_2=9691$ KW) al calor sensible perdido de los gases calientes del quemador, podemos encontrar la temperatura de salida de los gases:

$$T_s := T_e - \frac{Q_2}{m_{gc} \cdot c_p}$$

$$T_s = 208,147 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las temperaturas de gases menores a 200°C se deben evitar debido a la posible condensación de vapor de agua y la corrosión en la chimenea o en el equipo.

Fluido caliente: gases de combustión del quemador

$$T_e = 1.611 \times 10^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

T_e : Temperatura de entrada del fluido.

$$m_{gc} = 5.904 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

m_{gc} : Caudal másico del fluido.

$$c_p = 1.17 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}$$

cp: Calor específico.

$$T_s = 208.147 \text{ C}$$

Ts: Temperatura de salida de gases.

$$\rho_{gq} := 0.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

ρgq: densidad volumétrica de gases quemador.

$$\nu_{gq} := 0.000152 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

νgq: viscosidad cinemática de los gases

$$\text{Pr}_{gq} := 0.72$$

Pr_{gq}: número de Prandtl gases quemador.

Fluido frío: agua saturada

$$T_{el} := 19^\circ \text{C}$$

T_{el}: Temperatura de entrada del agua saturada.

$$T_{sv} := 19^\circ \text{C}$$

T_{sv}: Temperatura de salida del vapor saturado.

$$\dot{m}_f := 5.2 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

mf: caudal másico de entrada del agua.

$$\rho_{fl} := 870.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

ρ_{fl}: densidad del líquido saturado.

$$\rho_{fg} := 7.12 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

ρ_{fg}: densidad del vapor saturado.

$$\mu_{fl} := 0.00013 \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}}$$

μ_{fl}: viscosidad dinámica del líquido saturado.

$$\mu_{fg} := 0.0000155 \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}}$$

μ_{fg}: viscosidad dinámica del vapor saturado.

$$k_{fl} := 0.66 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$$

k_{fl}: conductividad térmica del líquido saturado.

$$k_{fg} := 0.039 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$$

k_{fg}: conductividad térmica del vapor saturado.

$$h_{fg1} = 1.864 \times 10^3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

h_{fg1}: entalpía de vaporización para vapor al 95%.

$$cpfl := 4.48 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{C}}$$

cpfl: calor específico del líquido saturado.

$$cpfg := 2.77 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{C}}$$

cpfg: calor específico del vapor saturado.

$$Pr_l := 0.922$$

Pr_l: numero de Prandtl del líquido saturado.

$$T_w := 552.28 \text{ C}$$

T_w: Temperatura estimada de la superficie del tubo.

Aplicando la ecuación (2-30) para encontrar la diferencia de temperatura media logarítmica DMLT para este intercambiador tenemos:

$$\Delta T_{1c} := T_s - T_{el}$$

$$\Delta T_{1c} = 13.147 \text{ C}$$

$$\Delta T_{2c} := T_e - T_{sv}$$

$$\Delta T_{2c} = 1.416 \times 10^3 \text{ C}$$

$$DMLT_c := \frac{(\Delta T_{2c} - \Delta T_{1c})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2c}}{\Delta T_{1c}}\right)}$$

$$DMLT_c = 299.792 \text{ C}$$

Encontrando el factor de corrección de la diferencia de temperatura tenemos⁴⁷:

- Razón de temperatura P = 0
- Razón de temperatura R = ∞

Factor de corrección F_{cc} igual a 1 para calderas.

3.11 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA INTERNO (h_{ic}).

En el interior de un tubo calentado, el agua pasa a la fase de vapor en varias etapas. La figura 3.4 muestra el proceso de ebullición en convección forzada en el interior de un tubo. El régimen de ebullición está en función de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de saturación del agua. En este caldero, la diferencia de esta temperatura siempre va a estar sobre los

⁴⁷ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 626.

30°C, que es el punto aproximadamente en donde termina la ebullición nucleada y se tiene el flujo crítico máximo de calor. A partir de este punto, se tiene ebullición en transición y ebullición en película. Para calcular el coeficiente de convección interna h_i , se va a aplicar la correlación de Chen expresada en la ecuación (3-16) tomando en cuenta solo el efecto macro-convectivo, es decir solo la convección forzada.

Debido a que la calidad de vapor va aumentando en el interior de los tubos, no se puede dar como válido a un solo valor del coeficiente de convección, por lo que se debe ir aumentando gradualmente la calidad de vapor y obtener la media de la suma de estos valores. En este diseño, se va a aumentar la calidad de vapor en intervalos de 10%. Mediante el siguiente ejemplo de cálculo, usando las ecuaciones apropiadas vamos a encontrar el coeficiente de transferencia corregido (h_{ic}) interno cuando el fluido bifásico tiene una calidad de vapor al 10%.

Usando la ecuación (2-23) encontramos el número de Reynolds del líquido saturado:

$$\text{Rec} := \frac{4 \cdot \frac{m_f}{n_t}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_{fl}} = 1.132 \times 10^4$$

Aplicando la ecuación (3-17), podemos encontrar el coeficiente de transferencia interno para la cantidad del líquido remanente en el interior de los tubos:

$$h_{i10\%} := 0.023 [\text{Rec} \cdot (1 - x_{10\%})]^{0.8} \cdot \text{Pr}_l^{0.4} \cdot \frac{k_{fl}}{D_i} = 558.193 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Usando la ecuación (3-18), podemos encontrar el parámetro de Lockhart-Martinelli para una calidad de vapor al 10%:

$$\chi_{m10\%} := \left(\frac{x_{10\%}}{1 - x_{10\%}} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_{fl}}{\rho_{fg}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_{fg}}{\mu_{fl}} \right)^{0.1} = 1.23$$

Finalmente encontrando el factor de corrección (F_c) del coeficiente de transferencia para la convección forzada, usando la ecuación (3-19) tenemos:

$$Fc_{10\%} := 2.35(0.213 + \chi_{m10\%})^{0.736} = 3.078$$

Aplicando la correlación de Chen (ecuación 3-16) encontramos el coeficiente corregido de transferencia de calor interno para una calidad de vapor del 10%:

$$hc_{10\%} := h_{l10\%} \cdot Fc_{10\%} = 1.718 \times 10^3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En la tabla a continuación se detallan los valores de los parámetros y factores de corrección de los coeficientes de transferencia para las diferentes calidades de vapor.

En el diseño de intercambiadores, es de mucha importancia calcular el valor del flujo crítico máximo de calor. Este valor representa la cantidad máxima de calor que el fluido en ebullición puede recibir por parte de la superficie de calentamiento, que en este caso es la pared del tubo. Valores superiores al flujo crítico máximo de calor significaría que la superficie de calentamiento reciba este calor, lo que puede provocar daños irreparables en los equipos y podría ocasionar accidentes fatales. Para encontrar el valor del flujo máximo de calor, vamos a usar la ecuación (3-12) propuesta por S.S. Kutateladze en Rusia (1948) y N. Zuber en Estados Unidos (1958). Se debe tener siempre en cuenta que el flujo crítico máximo de calor en un régimen de ebullición, se lo va a tener aproximadamente cuando la diferencia de temperaturas entre la superficie de calentamiento y la temperatura de saturación del fluido (ΔT_{exceso}) sea de 30 °C aproximadamente⁴⁸.

⁴⁸ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 565-567.

Tabla 3.6 Parámetros de corrección de los coeficientes de transferencia de calor para las diferentes calidades de vapor.

CALIDADES DE VAPOR %	Número de Reynolds del líquido saturado $Re_l=(4 \cdot m_f)/(n_t \cdot \pi \cdot D_i \cdot \mu_l)$	Número de Reynolds de la fracción del líquido remanente $Re = Re_l \cdot (1-x)$	Parámetro de Lockhart-Martinelli ($\chi\%$)	Factor de corrección para convección forzada ($F_c\%$)	Coficiente de transferencia para convección forzada ($h_l\%$) [W/m²·°K]	Coficiente de transferencia corregido ($h_c\%$) [W/m²·°K]
Calidad de vapor al 10%	11320	10188	1,23	3,078	558,193	1718,118
Calidad de vapor al 20%	11320	9056	2,522	4,967	507,999	2523,231
Calidad de vapor al 30%	11320	7924	4,145	6,943	456,53	3169,688
Calidad de vapor al 40%	11320	6792	6,169	9,194	403,563	3710,358
Calidad de vapor al 50%	11320	5660	8,885	11,936	348,792	4163,181
Calidad de vapor al 60%	11320	4528	12,798	15,531	291,769	4531,464
Calidad de vapor al 70%	11320	3396	19,048	20,73	231,786	4804,924
Calidad de vapor al 80%	11320	2264	30,94	29,532	167,577	4948,884
Calidad de vapor al 90%	11320	1132	64,193	50,401	96,248	4850,995
VALOR PROMEDIO						3824,538

Fuente: Ricardo José Ruiz

Calculando el flujo crítico máximo de calor usando la ecuación (3-12) tenemos:

$$q_{\max} := 0.149 h_{fg} \cdot \rho_{fg} \left[\sigma \cdot 9.8 \frac{(\rho_{fl} - \rho_{fg})}{\rho_{fg}^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$q_{\max} = 3.32 \times 10^3 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2}$$

$$h_{\max} := \frac{q_{\max}}{30} = 110.65 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Comparando el valor promedio obtenido de la Tabla 3.9 del coeficiente de transferencia de calor de convección forzada con el coeficiente obtenido de la ecuación de flujo crítico de calor, observamos que estamos trabajando en un rango seguro de diseño. Los tubos usados en este intercambiador son del mismo diámetro y material que los usados en el intercambiador IC1 y también va a estar arreglados de la misma forma. Lo único que varía es la distancia de los tubos, ya que se necesita una mayor área de transferencia de calor para conseguir la ebullición del fluido al interior de los tubos.

Tabla 3.7 Parámetros de los tubos seleccionados para el diseño del caldero.

PARÁMETROS DE DISEÑO	SIMBOLO GÍA	CANTIDAD	UNIDAD	OBSERVACIÓN
Paso transversal entre tubos	ST	0.0571	[m]	OK
Paso longitudinal entre tubos	SL	0.0571	[m]	OK
Diámetro interno tubos	Di	0.0424	[m]	OK
Diámetro externo tubos	De	0.0508	[m]	OK
Espesor de pared tubos	t	4.2	[mm]	OK
Velocidad del fluido interno	Vel	0.084	[m/seg]	OK
Longitud de los tubos	Lt	6	[m]	OK
Número de tubos	nt	100	————	OK
Número de pasos de los tubos	npt	3	————	OK
Densidad de área	β	147.3	[m ² /m ³]	OK
Material tubos	mat	————	————	Acero inoxidable estándar ASME SA213

Fuente: Ricardo José Ruiz Lara

3.12 CÁLCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO (hoq).

Dado que los tubos del caldero van a estar arreglados de la misma forma del intercambiador IC1; las condiciones del fluido externo del banco de tubos son las mismas:

$$ST = 0.057 \text{ m}$$

ST: paso transversal entre tubos

$$SL := ST$$

SL: paso longitudinal entre tubos

El ducto de calentamiento que está acoplado al quemador es de sección rectangular de 4.64 [m] de largo por 1[m] de alto, por lo que el área de flujo de los gases es 4.64 [m²]

$$Afc := 4.64 \text{ m}^2$$

Afc: Área de flujo de los gases del quemador.

Calculando la velocidad (vgq) de entrada de los gases:

$$\rho_{gq} = 0.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

ρ_{gq} : densidad de los gases a temperatura media.

$$vgq := \frac{mgc}{Afc \cdot \rho_{gq}} = 4.241 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad máxima calculamos utilizando la ecuación (3-5):

$$v_{maxgq} := \frac{ST \cdot vgq}{ST - De} = 38.442 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Encontrando el número de Reynolds (Regq) tenemos (ecuación 2-28):

$$vgq := 0.000152 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

vgq : viscosidad cinemática de gases temp. media

$$Regq := v_{maxgq} \cdot \frac{De}{vgq} = 1.277 \times 10^4$$

Encontrando el número de Nusselt (Nugq) sobre el banco de tubos (Tabla 2.1):

$$Pr_{gq} := 0.72$$

Pr_{gq} : número de Prandtl a temperatura media de los gases.

$$Pr_{sq} := 0.69\xi$$

Pr_{sq} : número de Prandtl a la temp. pared tubo T_w (552 °C)

$$Nugq := 0.27 \cdot Regq^{0.63} \cdot Prgq^{0.36} \cdot \left(\frac{Prsq}{Prsq} \right)^{0.25} = 93.394$$

Por lo que el coeficiente de transferencia externo (hoq) queda (ecuación 2-22):

$$kgq := 0.075 \frac{W}{m \cdot C} \quad kgq: \text{conductividad térmica de los gases a temperatura media}$$

$$hoq := Nugq \cdot \frac{kgq}{De} = 137.885 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

3.13 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (Uoq).

Encontrando el coeficiente de convección global tenemos (ecuación 3-6):

$$Uoq := \frac{1}{\frac{ro}{ri \cdot hmedfilm} + \frac{ro \cdot Ri}{ri} + \frac{ro}{Ktubo} \cdot \ln\left(\frac{ro}{ri}\right) + Ro + \frac{1}{hoq}} = 113.284 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Calculando el área del intercambiador (Ac) tenemos:

$$Ac := \frac{Q2 \cdot 1000}{Uoq \cdot DMLTc \cdot fcc} = 285.338 \text{ m}^2$$

Calculando el área del haz de tubos con las condiciones iniciales (A1c) tenemos:

$$A1c := \pi \cdot De \cdot Ltc \cdot nt \cdot npt = 287.267 \text{ m}^2$$

Calculando el margen de error entre el área calculada y el área asumida tenemos:

$$\%Ec := \frac{A1c - Ac}{A1c} \cdot 100 = 0.672$$

Calculando la eficiencia del intercambiador tenemos:

$$\begin{aligned} \%Eficiencia &= \frac{Q_{real \text{ utilizado}}}{Q_{m\acute{a}ximo \text{ disponible de la fuente}}} \% \\ &= \frac{9690.50 [KW]}{0.38 \left[\frac{Kg}{seg} \right] * 40190.8 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] * 0.9} = 70\% \end{aligned}$$

3.14 AISLAMIENTO TÉRMICO DE LOS DUCTOS DE CALENTAMIENTO.

Los ductos o canales de calentamiento deben diseñarse para que sean capaces mantener el máximo calor al interior, puesto que las pérdidas de calor representan una pérdida de dinero para las empresas. Para disminuir la transferencia de calor hacia o desde el ambiente se deben usar materiales aislantes los cuales que debido a su baja conductividad térmica, permiten minimizar las pérdidas de calor hacia los contornos de los ductos.

Las pérdidas de calor en las los ductos de se producen por conducción, convección libre y por radiación. Desde ese punto de vista, se aplicarán las ecuaciones y métodos de la transferencia de calor para determinar dichas pérdidas.

Los ductos de calentamiento del intercambiador de calor IC1 van a estar aislados internamente con lana mineral, mientras que los ductos del caldero van a estar aislados con fibra cerámica. El material para la construcción de los ductos va a ser planchas de acero tipo A36 de ¼ de pulgada de espesor.

Para el análisis de la conducción y la convección libre, nos basamos en la analogía que existe entre la difusión de calor y la carga eléctrica, por lo que la ecuación que relaciona la pérdida de calor y las resistencias térmicas queda expresada de la siguiente forma⁴⁹:

$$Qp = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\Sigma R_{tot}} \quad (3-22)$$

En donde:

- Qp : Calor perdido a través de la pared del ducto [W]
- $T_{\infty 1}$: Temperatura al interior del ducto [°C]
- $T_{\infty 2}$: Temperatura del ambiente exterior [°C]
- ΣR_{tot} : Sumatoria de las resistencias térmicas [°C/W]

⁴⁹ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág.133-135.

Los efectos de la transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del ducto y el medio externo a menudo son significativos por lo que la ecuación queda expresada de la siguiente forma⁵⁰:

$$Q_{rad} = \varepsilon * A * \sigma(Ts3^4 - T\infty2^4) \quad (3-23)$$

En donde:

- Q_{rad} : Calor perdido por radiación [W]
- ε : Emisividad de la superficie. Su valor siempre está en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$
- A : Área de la superficie [m²]
- σ : Constante de Stefan-Boltzman equivalente a $5.67E-8$ [W/m²*°K⁴]
- $Ts3$: Temperatura de la superficie exterior del ducto [°K]
- $T\infty2$: Temperatura del ambiente exterior [°K]

El valor de la transferencia de calor por radiación entre la superficie exterior y el medio depende gran parte de la temperatura de la superficie, por eso la importancia de usar un material aislante en el interior de los ductos. La suma de los calores perdidos a través de la pared, por la convección libre y por radiación entre la superficie externa del ducto y el ambiente exterior, es la pérdida total de calor hacia los alrededores de los ductos de calentamiento.

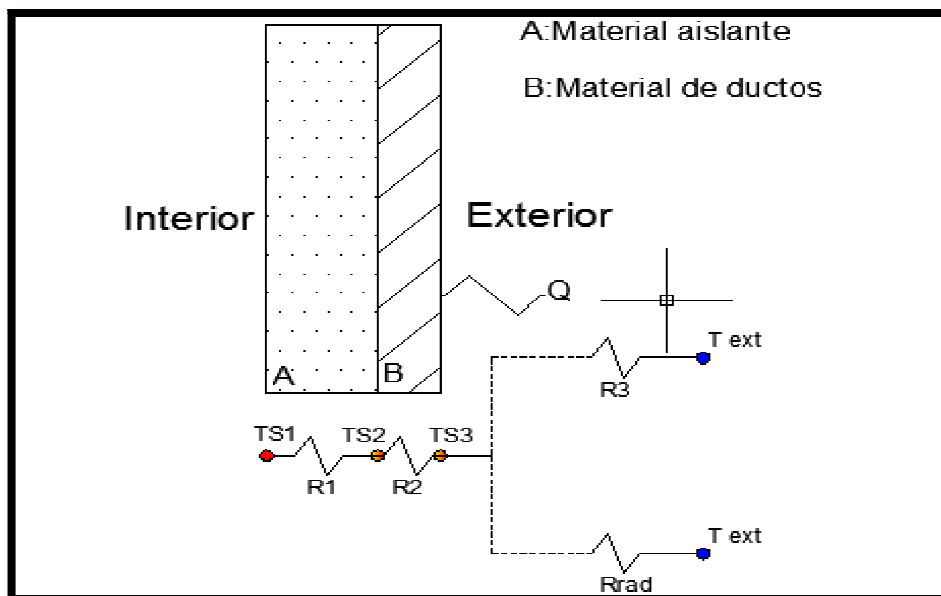


Figura 3.5 Circuito de resistencias en las paredes y el medio exterior.

⁵⁰ Yunus Cengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Pág. 28-29.

3.14.1 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL DUCTO DE CALENTAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR IC1.

Este intercambiador va a estar aislado internamente con un material aislante llamado lana mineral, el cual puede soportar hasta una temperatura de 750°C. Lo que primero debemos encontrar son las resistencias térmicas de conducción (a través del espesor del aislante y del material del ducto), convección libre y radiación al ambiente exterior por parte de la superficie externa del ducto.

Las condiciones de cálculo son:

- 1.- Para propósitos de diseño, vamos a considerar la temperatura de la pared interna de la lana mineral TS1 igual al de la temperatura de entrada de los gases calientes de la turbina de gas The.
- 2.- La temperatura de la pared externa del ducto TS3 debe ser máxima 70 °C por motivos de seguridad.
- 3.- El ducto de calentamiento va a tener de las siguientes dimensiones: Largo: 2.43 metros, altura: 1 metro, profundidad: 2.73 metros.

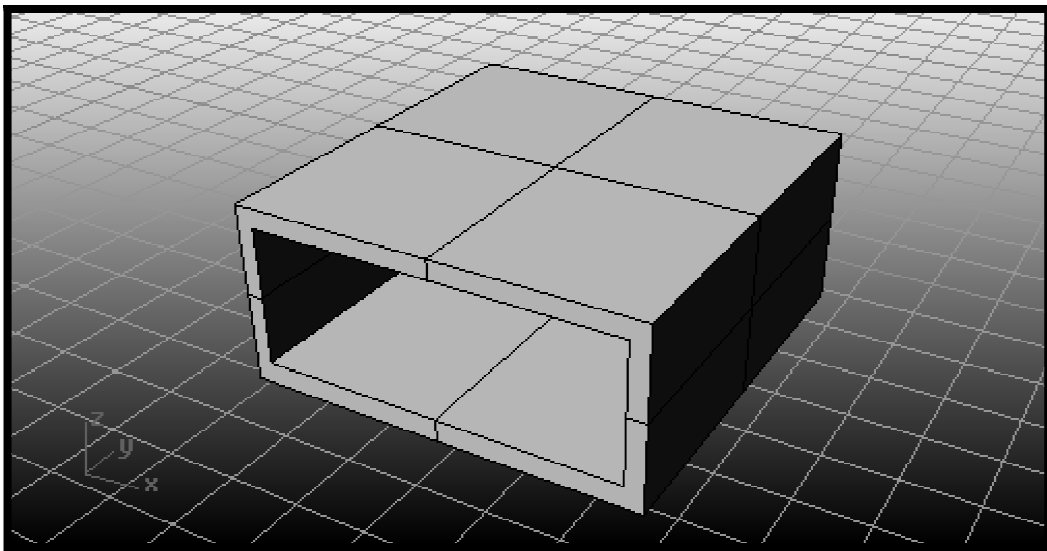


Figura 3.6 Ducto de calentamiento del intercambiador IC1.

Las pérdidas de calor van a ser más grandes en las áreas superior e inferior, debido a que el área es más grande; por lo que el análisis se hará en estas superficies.

Dimensiones del ducto:

Largo := 2.43 m

Altura := 1 m

Profundidad := 2.73 m

Cálculo de la resistencia de conducción R1:

el := 0.08 m

el: espesor de la lana mineral

kl := 0.033 $\frac{W}{m \cdot C}$

kl: conductividad térmica de la lana mineral

As := 6.64 m²

As: área superior del ducto.

R1 := $\frac{el}{kl \cdot As}$

R1: resistencia térmica de conducción.

R1 = 0.344 $\frac{C}{W}$

Cálculo de la resistencia de conducción R2:

educto := 0.0063 m

educto: espesor de las láminas del ducto.

kA36 := 30 $\frac{W}{m \cdot C}$

kA36: Conductividad térmica del acero A36

R2 := $\frac{educto}{kA36 \cdot As}$

R2 = 3.188 × 10⁻⁵ $\frac{C}{W}$

Para encontrar la resistencia por convección libre (R3), y por razones de diseño debemos encontrar los coeficientes de convección libre (hl) de las cuatro paredes del ducto para determinar la mayor pérdida de calor posible.

En la convección libre, el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de empuje dentro del fluido causado por un gradiente de temperatura el cual crea un gradiente de densidad del fluido.

El número de Grashof juega el mismo papel en la convección libre que el número de Reynolds en la convección forzada, es decir, indica la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido⁵¹.

La fuerza de empuje del fluido varía según la orientación de la placa sobre la cual se crea la capa límite, por lo que el coeficiente de convección también cambiará. Por tal motivo, se hará el cálculo para encontrar el coeficiente de convección sobre las cuatro paredes del ducto.

Es importante advertir que las capas que las capas límites de convección libre no están restringidas al flujo laminar. Los flujos de convección libre normalmente se originan de una inestabilidad térmica y también pueden surgir inestabilidades hidrodinámicas, es decir las perturbaciones en el flujo se pueden amplificar, lo que conduce a la transición de flujo laminar a flujo turbulento. El valor crítico para placas verticales es:

$$Ra = 10^9 \quad (3-24)$$

En donde Ra es el número de Rayleigh, el cual es simplemente el producto de los números de Grashof y Prandtl.

a) Paredes laterales del ducto

Text := 15 C

Text: Temperatura del aire exterior.

kext := 0.02471 $\frac{W}{m \cdot C}$

kext: Conductividad térmica del aire.

$\beta_{ext} := \frac{1}{(Text + 273.15)} = 3.47 \times 10^{-3}$

β_{ext} : coeficiente de expansión del aire.

vext := 0.000014 $\frac{m^2}{seg}$

vext: viscosidad cinemática del aire.

$\alpha_{ext} := 0.00002 \frac{m^2}{seg}$

α_{ext} : Difusividad térmica del aire

⁵¹ Frank P. Incropera - David P. DeWitt. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Pág. 482-506.

$$\text{Pr}_{\text{ext}} := 0.732$$

Pr_{ext} : número de Prandtl del aire

$$\text{Ts}_3 := 70 \text{ C}$$

Ts_3 : Temperatura máxima de pared exterior

$$\text{L}_{\text{cl}} := 1 \text{ m}$$

L_{c} : Longitud característica pared lateral.

Encontrando el número de Rayleigh⁵² tenemos:

$$\text{Ra}_{\text{l}} := \frac{\text{gravedad} \cdot \beta_{\text{ext}} \cdot (\text{Ts}_3 - \text{Text}) \cdot \text{L}_{\text{cl}}^3}{\nu_{\text{ext}} \cdot \alpha_{\text{ext}}}$$

$$\text{Ra}_{\text{l}} = 6.362 \times 10^9$$

Ra : número de Rayleigh

Encontrando el número de Nusselt para una convección libre sobre una pared vertical⁵³ tenemos:

$$\text{Nu}_{\text{l}} := \left[0.825 + \frac{\left(\frac{1}{0.387 \text{Ra}_{\text{l}}^{1/4}} \right)^2}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}_{\text{ext}}} \right)^{1/4} \right]^2} \right]^{1/4} = 219.701$$

Por lo que el coeficiente de convección libre queda:

$$h_{\text{convll}} := \frac{\text{Nu}_{\text{l}} \cdot k_{\text{ext}}}{\text{L}_{\text{cl}}}$$

$$h_{\text{convll}} = 5.44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

b) Pared superior del ducto:

$$\text{L}_{\text{cs}} := \frac{(\text{Largo} \cdot \text{Profundidad})}{(2 \cdot \text{Largo}) + (2 \cdot \text{Profundidad})}$$

L_{cs} : Longitud característica área superior

$$\text{L}_{\text{cs}} = 0.643 \text{ m}$$

⁵² Frank P. Incropera - David P. DeWitt. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Pág. 490-493.

Encontrando el número de Rayleigh:

$$Ra_s := \frac{\text{gravedad} \cdot \beta_{\text{ext}} \cdot (T_{s3} - T_{\text{ext}}) \cdot L_{\text{cs}}^3}{\nu_{\text{ext}} \cdot \alpha_{\text{ext}}}$$

$$Ra_s = 1.69 \times 10^9$$

Por lo que el coeficiente de convección libre para la superficie superior⁵⁴ del ducto queda:

$$h_{\text{convls}} := \left(\frac{k_{\text{ext}}}{L_{\text{cs}}} \right) \cdot 0.15 \cdot Ra_s^{\frac{1}{3}} = 6.882 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

c) Pared Inferior

El número de Rayleigh es el mismo para la pared superior e inferior, por lo que:

$$h_{\text{convli}} := \left(\frac{k_{\text{ext}}}{L_{\text{ci}}} \right) \cdot 0.27 \cdot Ra_s^{\frac{1}{4}} = 2.109 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Con estos resultados podemos darnos cuenta que, al ser mayor el coeficiente de convección de la pared superior, vamos a tener mayores pérdidas a través de esta superficie.

Utilizando la ecuación (3-23) para calcular el calor por perdido por radiación de la pared superior:

$$\epsilon_{\text{A36}} := 0.3$$

ϵ_{A36} : emisividad del acero A36

$$\sigma_{\text{SB}} := 0.000000056 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

σ_{SB} : constante de Stefan-Boltzman

$$Q_{\text{rad}} := \epsilon_{\text{A36}} \cdot A_s \cdot \sigma_{\text{SB}} \cdot \left[(T_{s3} + 273)^4 - (T_{\text{ext}} + 273)^4 \right] = 786.285 \text{ W}$$

Por lo que el coeficiente de radiación queda:

⁵⁴ Frank P. Incropera - David P. DeWitt. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Pág. 498.

$$h_{rad} := \frac{Q_{rad}}{A_s \cdot (T_{s3} - T_{ext})} = 2.153 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Sumando las resistencias en paralelo de radiación y convección libre tenemos:

$$R_t := \frac{1}{A_s} \cdot \left(\frac{1}{h_{convls} + h_{rad}} \right)$$

$$R_t = 0.017 \frac{C}{W}$$

Utilizando la ecuación (3-22) para calcular el calor perdido a través de la pared superior del ducto tenemos:

$$Q_p := \frac{(T_{s1} - T_{ext})}{R_1 + R_2 + R_t} = 1.452 \times 10^3 \text{ W}$$

Haciendo un análisis conservador y suponiendo que la misma cantidad de calor se pierde por las cuatro superficies del ducto rectangular y relacionándolo con el calor que ceden los gases calientes de la turbina de gas Q, podemos encontrar el porcentaje de pérdidas de energía:

$$\%Q_p := \frac{(Q_p \cdot 4) \cdot 100}{Q \cdot 1000} = 0.147 \%$$

Para verificar que la temperatura de la superficie exterior del ducto sea menor que 70 °C por motivos de seguridad y basándonos en la analogía eléctrica que existe entre la transferencia de calor y la corriente eléctrica que considera que la transferencia de calor es la misma para todo el circuito en serie, podemos encontrar las temperaturas de las paredes internas:

- Temperatura de la superficie interna del ducto:

$$T_{s2c} := T_{s1} - Q_p \cdot R_1 = 39.246 \text{ C}$$

- Temperatura de la superficie exterior del ducto:

$$T_{s3c} := T_{s2c} - Q_p \cdot R_2 = 39.199 \text{ C}$$

3.14.2 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL DUCTO DEL CALDERO.

Este ducto también va a tener un material aislante en el interior, que es una capa de fibra cerámica, el cual es un material aislante que puede trabajar en altas temperaturas (Temperaturas > 1000 °C). También se realizará un análisis conservador, suponiendo que el calor que se pierde por las superficies superior e inferior (superficies con mayor área superficial) es igual al que se pierde por las superficies laterales del ducto. Ver figura (3.8).

El valor de la temperatura de la superficie exterior del ducto debe tener un valor máximo de ser 100 °C.

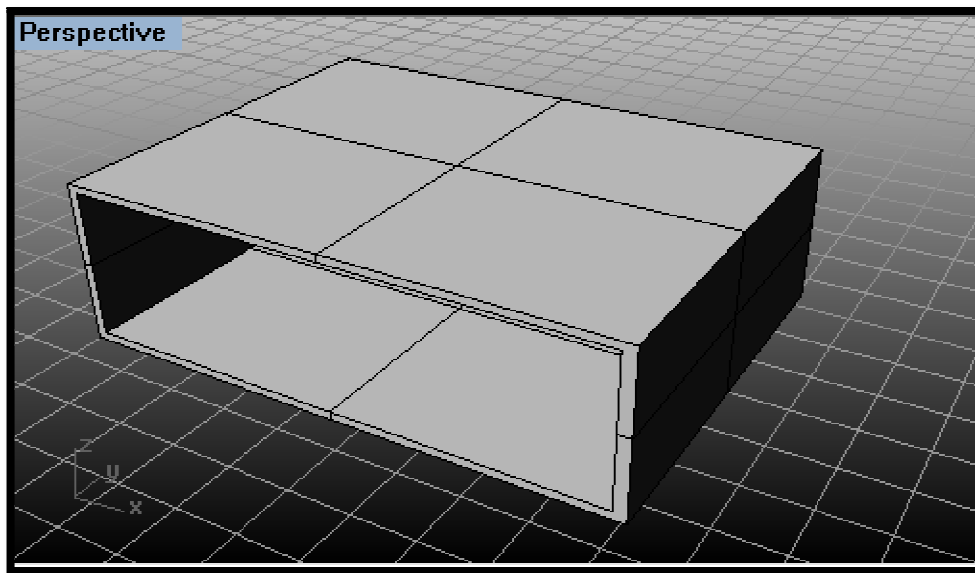


Figura 3.7 Ducto de calentamiento del caldero.

Las dimensiones del ducto del caldero son:

Largoc := 4.64 m

Alturac := 1 m

Profundadac := 2.72 m

Calculando la resistencia térmica por conducción R1 tenemos:

ec := 0.1 m

ec: espesor del aislante (fibra cerámica)

$k := 0.05 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$

k: conductividad térmica de la fibra cerámica

$A_{sc} := \text{Largoc} \cdot \text{Profundidadc} = 12.667 \text{ m}^2$ A_{sc} : área superior del ducto del caldero.

$R_{1c} := \frac{e_c}{k \cdot A_{sc}}$ R_{1c} : resistencia térmica de conducción.

$$R_{1c} = 0.149 \frac{\text{C}}{\text{W}}$$

Calculando la resistencia térmica por conducción R_2 tenemos:

$e_{\text{ducto}} := 0.0063 \text{ m}$ e_{ducto} : espesor de las láminas del ducto.

$k_{A36} := 30 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}$ k_{A36} : Conductividad térmica del acero A36

$R_{2c} := \frac{e_{\text{ducto}}}{k_{A36} \cdot A_{sc}}$ R_{2c} : resistencia térmica de conducción

$$R_{2c} = 1.671 \times 10^{-5} \frac{\text{C}}{\text{W}}$$

Para encontrar la resistencia por convección libre (R_{3c}), primero debemos encontrar los coeficientes de convección libre (h_l) de las cuatro paredes del ducto para determinar la mayor pérdida de calor posible:

a) Paredes laterales del ducto

$T_{s3} := 100 \text{ C}$ T_{s3} : Temperatura máxima de pared exterior

$L_{cl} := 1 \text{ m}$ L_{cl} : Longitud característica pared lateral

$R_{alc} := \frac{\text{gravedad} \cdot \beta_{\text{ext}} \cdot (T_{s3} - T_{\text{ext}}) \cdot L_{cl}^3}{\nu_{\text{ext}} \cdot \alpha_{\text{ext}}}$ R_{alc} : número de Rayleigh pared lateral

$$R_{alc} = 9.833 \times 10^9$$

Encontrando el número de Nusselt para la convección libre sobre una pared vertical tenemos:

$$\text{Nulc} := \left[0.825 + \frac{\left(\frac{1}{0.387 \text{Raic}} \right)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Prext}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 252.035$$

Por lo que el coeficiente de convección libre queda:

$$\text{hconvll} := \frac{\text{Nulc} \cdot \text{kext}}{\text{Lcl}}$$

$$\text{hconvll} = 6.24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

b) Pared superior:

$$\text{Lcsc} := \frac{(\text{Largoc} \cdot \text{Profundadc})}{(2 \cdot \text{Largoc}) + (2 \cdot \text{Profundadc})} = 0.859$$

Lcsc: Longitud característica área.

El número de Rayleigh queda:

$$\text{Rasc} := \frac{\text{gravedad} \cdot \beta_{\text{ext}} \cdot (\text{TS3} - \text{Text}) \cdot \text{Lcsc}^3}{\text{vext} \cdot \alpha_{\text{ext}}} = 6.241 \times 10^9$$

Y el coeficiente de convección queda:

$$\text{hconvls} := \left(\frac{\text{kext}}{\text{Lcsc}} \right) \cdot 0.15 \text{Rasc}^{\frac{1}{3}} = 7.957 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

c) Pared Inferior:

El coeficiente de convección queda:

$$\text{hconvli} := \left(\frac{\text{kext}}{\text{Lcic}} \right) \cdot 0.27 \text{Raic}^{\frac{1}{4}} = 2.186 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Observamos que el mayor coeficiente de transferencia se obtiene de la superficie superior ducto, por lo que vamos a suponer que la pérdida de calor total del ducto va a ser cuatro veces la pérdida a través de la pared superior.

Calculando el calor por perdido y el coeficiente de radiación de la pared superior tenemos:

$$Q_{\text{radc}} := \varepsilon A_{36} \cdot A_{\text{sc}} \cdot \sigma_{\text{SB}} \cdot \left[(T_{\text{S3}} + 273)^4 - (T_{\text{ext}} + 273)^4 \right] = 2.688 \times 10^3 \text{ W}$$

$$h_{\text{radc}} := \frac{Q_{\text{radc}}}{A_{\text{sc}} \cdot (T_{\text{S3}} - T_{\text{ext}})} = 2.497 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

Sumando las resistencias en paralelo de radiación y convección libre:

$$R_{\text{tc}} := \frac{1}{A_{\text{sc}}} \cdot \left(\frac{1}{h_{\text{convls}} + h_{\text{radc}}} \right)$$

$$R_{\text{tc}} = 7.552 \times 10^{-3} \frac{\text{C}}{\text{W}}$$

Calculando el calor total perdido del ducto:

$$Q_{\text{perdidoc}} := \frac{(T_{\text{S1}} - T_{\text{ext}})}{R_{1c} + R_{2c} + R_{\text{tc}}} = 1.02 \times 10^4 \text{ W}$$

Encontrando el porcentaje de calor perdido comparándolo con el calor de los gases del quemador:

$$\%Q_{\text{perdidoc}} := \frac{(Q_{\text{perdidoc}} \cdot 4) \cdot 100}{Q_2 \cdot 1000} = 0.421 \%$$

Encontrando la temperatura de la superficie interior del ducto:

$$T_{\text{S2}} := T_{\text{S1}} - Q_{\text{perdidoc}} \cdot R_{1c}$$

$$T_{\text{S2}} = 92.174 \text{ C}$$

Y la temperatura de la superficie exterior del ducto es:

$$T_{\text{S3c}} := T_{\text{S2}} - Q_{\text{perdidoc}} \cdot R_{2c}$$

$$T_{\text{S3c}} = 92.004 \text{ C}$$

CAPÍTULO 4.

DISEÑO MECÁNICO DE LOS ELEMENTOS SOMETIDOS A PRESIÓN.

Los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los diferentes componentes. El tipo e intensidad de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, la geometría de los elementos y de su construcción.

Por lo tanto, este capítulo se analizará los diferentes elementos sometidos a presión así como también se establecerán los parámetros de diseño del sistema de alimentación de agua para el caldero, lo que incluye tuberías, bomba, accesorios, etc.

No podríamos comenzar el diseño, sin antes explicar los códigos y normas en los cuales nos basaremos para el diseño mecánico.

4.1 HISTORIA DEL CÓDIGO ASME.

A fin de 1700, sobresale el uso de calderas y la necesidad de proteger al personal de fallas catastróficas. El descuido y la negligencia de los operadores, las fallas de diseño en las válvulas de seguridad, inspecciones inadecuadas producen muchas fallas y explosiones de calderas en los Estados Unidos y Europa.

En junio de 1817, el comité del consejo de Filadelfia expone los accidentes de calderos en barcos, los cuales cobraron la vida de cientos de personas. Este comité recomienda que se establezca un Instituto Legislador y se reglamenten las capacidades de presión, instalación adecuada a la válvula de alivio e inspección mensual.

En 1911, debido a la falta de uniformidad para la fabricación de calderas, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión recurrieron al consejo de la A.S.M.E., para corregir esta situación.

En respuesta a las necesidades obvias de diseño y estandarización, numerosas sociedades fueron formadas entre 1911 y 1921, tales como la

A.S.A. (Asociación Americana de Estándares) ahora ANSI (Instituto Americano de Estándares Nacionales) el A.I.S.C. (Instituto Americano del Acero de Construcción) y la A.W.S. (Sociedad Americana de Soldadura).

4.1.1 CLASIFICACIÓN DEL CÓDIGO ASME.

El código se clasifica en secciones, las cuales son:

Sección I Calderas de potencia.

Sección II Especificación de materiales.

Sección III Requisitos generales para División 1 y División 2.

Sección IV Calderas para calefacción.

Sección V Pruebas no destructivas.

Sección VI Reglas y recomendaciones para el cuidado y operación de calderas de calefacción

Sección VII Guía y recomendaciones para el cuidado de calderas de potencia.

Sección VIII Recipientes a presión.

Sección IX Calificación de soldadura.

Sección X Recipientes a presión de plástico reforzado en fibra de vidrio.

Sección XI Reglas para Inspección en servicio de plantas nucleares.

4.1.2 CODIGO ASME SECCION VIII DIVISION 1.

En esta parte del código se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada ASME para los recipientes a presión.

En base a esto se ha dividido en:

- Subsección A. Parte UG que cubre los requerimientos generales.
- Subsección B. Requerimientos de fabricación

Parte UW.- Para recipientes que serán fabricados por soldadura.

Parte UF.- Para recipientes que serán fabricados por forjado

Parte UB.- Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "brazing"

- Subsección C. Requerimientos de materiales

Parte UCS.- Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.

Parte UNF.- Para los construidos con materiales no ferrosos.

Parte UHA.- Para los construidos con aceros altamente aleados.

Parte UCI.- Para los construidos con fierro fundido.

Parte UCL.- Para los construidos con una placa "clad"

Parte UCD.- Para los construidos con fierro fundido dúctil.

Parte UHT.- Para los construidos con aceros tratados térmicamente.

Parte ULW.- Para los fabricados por el método de multicapas.

Parte ULT.- Para los construidos con materiales para bajas temperaturas.

4.1.3 ALCANCE DE LAS SECCIONES I Y VIII DEL CÓDIGO ASME.

Alcance de la Sección I:

- Calderas de potencia, vapor de agua u otro vapor excediendo 15 psi.
- Calderas eléctricas, de potencia o calefactoras calentadas mediante electricidad.
- Calderas de agua caliente mayores de 160 psi y/o 250 °F.
- Calderas de agua sin fuego, calderas recuperadoras de calor.
- Tanques de expansión.

Alcance de la Sección VIII División I:

- Recipientes que tengan una presión de operación interna o externa mayor de 15psi.
- Recipientes que tengan una presión de diseño que no exceda de 3000psi.

- Recipientes que tengan un diámetro interior mayor de 6 pulgadas.
- Tanques de almacenamiento de agua caliente calentados por medios indirectos y que excedan:
 - Temperatura de 210°F.
 - Capacidad de almacenamiento de 120 galones.
 - Suministro de calor de 200.000 BTU/hr.

4.2 DISEÑO MECÁNICO DEL CABEZAL DISTRIBUIDOR DE AGUA.

4.2.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN.

El cabezal distribuidor de agua, es el recipiente que recibe el agua presurizada que sale de la bomba de alimentación de agua y la distribuye uniformemente para el número de tubos del intercambiador IC1.

La presión de operación del intercambiador de calor IC1 y del caldero debe ser de 200 psi, por lo que la presión de diseño para todos los elementos sometidos a presión debe ser mínimo de 230 psi⁵⁵. El cabezal va a constar de una boca de entrada de agua de 2 pulgadas, la cual va a tener una unión a la tubería de alimentación mediante bridas y de una placa de refuerzo agujereada soldada al cuerpo del cabezal del mismo espesor y material que el cuerpo del cabezal⁵⁶.

4.2.2 DISEÑO, MATERIALES Y DIMENSIONES DEL CABEZAL.

El cabezal va a ser un tanque cilíndrico horizontal, con cabezas semiesféricas construido con acero inoxidable AISI 316 y tiene las siguientes dimensiones:

- Longitud L 1000 mm.
- Radio del cilindro y cabezas semiesféricas R 400 mm.
- Altura de silletas h 500 mm.

⁵⁵ Eugene F. Megyesy. PRESSURE VESSEL HANDBOOK.

⁵⁶ Código ASME Sección VIII División 1 parte UG-41.

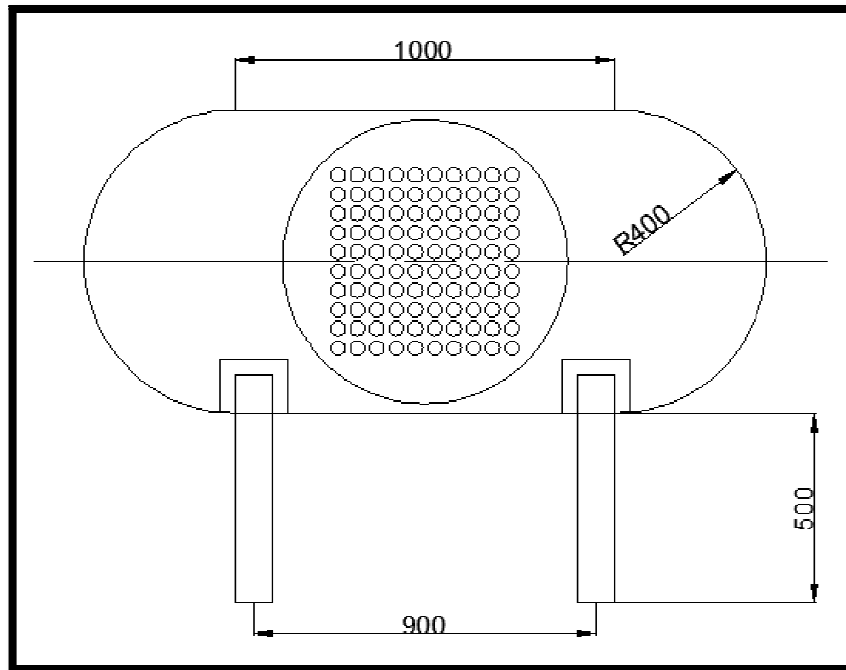


Figura 4.1 Tanque cabezal distribuidor de agua de alimentación.

Los espesores del material y la máxima presión permitida van a ser determinados conforme lo manda la Sección VIII división 1 del código del código ASME. Cabe señalar que existen otros códigos de construcción que se basan en el código ASME para el control de calidad, específicamente en la sección IX del código.

4.2.3 CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS.

Diseño del cuerpo cilíndrico.

Propiedades del material acero inoxidable AISI 316:

$$S_u := 65000 \text{ psi}$$

S_u: Resistencia última a la tensión

$$S_y := 30000 \text{ psi}$$

S_y: Resistencia a la fluencia

$$P := 230 + 0.4332.624 = 231.136 \text{ psi}$$

P: Presión de diseño

$$R_c := 15.7 \text{ pulg}$$

R_c: Radio del cuerpo cilíndrico y cabezas

$$C_A := \frac{1}{16} \text{ pulg}$$

C_A: Espesor adicional por corrosión.

$E := 0.6$

E: Eficiencia de soldadura para juntas a tope.

Calculando el espesor mínimo t_l para esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales)⁵⁷:

$$t_l := \frac{P \cdot R_c}{S_u \cdot E - 0.6P} + CA = 0.149 \text{ pulg}$$

Calculando la máxima presión admisible de trabajo MAWPI para este tipo de juntas:

$$MAWPI := \frac{S_u \cdot E \cdot t_l}{R_c + 0.6t_l} = 397.302 \text{ psi}$$

Calculando el espesor mínimo y la presión máxima admisible para esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales)

$$t_c := \left(\frac{P \cdot R_c}{2 \cdot S_u \cdot E + 0.4P} \right) + CA = 0.106 \text{ pulg}$$

$$MAWP_c := \frac{(2 \cdot S_u \cdot E \cdot t_c)}{R_c - 0.4t_c} = 567.723 \text{ psi}$$

Notamos que los valores calculados en la costura longitudinal de espesor y presión máxima admisible de trabajo son parámetros restrictivos de diseño, los cuales nos indican el valor del espesor de placa que debemos utilizar para la construcción.

Diseño de las cabezas semiesféricas:

Calculando el espesor mínimo y la máxima presión admisible de trabajo de las cabezas⁵⁸:

$$t_{cabe} := \frac{P \cdot R_c}{2 \cdot S_u \cdot E - 0.2P} + CA = 0.106 \text{ pulg}$$

$$MAWP_{cabe} := \frac{2 \cdot S_u \cdot E \cdot t_{cabe}}{R_c + 0.2 \cdot t_{cabe}} = 565.821 \text{ psi}$$

El espesor de las placas para la construcción de todo el cabezal es de 0.157 pulgadas (4 milímetros).

⁵⁷ Código ASME Sección VIII División 1 parte UG-27.

⁵⁸ Código ASME Sección VIII División 1 parte UG-32.

4.3. ESPESOR MÍNIMO DE LOS TUBOS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA⁵⁹.

Condiciones de diseño:

$P_d := 231.13 \text{ psi}$	P_d : Presión de diseño para los tubos
$S_t := 2300 \text{ psi}$	S_t : Resistencia última del material a temperatura de 760° C ⁶⁰
$D := 2 \text{ pulg}$	D : Diámetro externo de los tubos
$E_t := 1$	E_t : Eficiencia de la junta para tubos sin costura
$y := 0.7$	y : Coeficiente de temperatura
$C_m := 0.06 \text{ pulg}$	C_m : Espesor adicional para compensar material removido
$t_m := \frac{(P_d \cdot D)}{2 \cdot (S_t \cdot E_t + P_d \cdot y)} + C_m = 0.154 \text{ pulg}$	

Los tubos que fueron escogidos para los intercambiadores son 2 pulgadas de diámetro exterior con un espesor de pared $t = 0.165$ pulgadas (4.2 mm) tipo BWG 8.

4.4 DISEÑO DEL CABEZAL DISTRIBUIDOR DE VAPOR.

El cabezal distribuidor de vapor es un recipiente que tiene la función de recibir todo el vapor producido en los tubos del caldero y enviarlo por una sola tubería hacia el manifold de distribución de vapor para poder enviar vapor saturado a todas las necesidades de la refinería al mismo tiempo. Durante el proceso de cambio de fase de líquido a vapor saturado, el fluido va aumentando su volumen específico hasta llegar a un punto máximo de vapor húmedo (calidad de vapor 100%), lo que produce un aumento de presión del fluido. Este aumento en la presión del fluido, no es un valor muy significativo, pero debe ser controlado mediante el correcto dimensionamiento de la tubería de distribución de vapor y de válvulas de alivio colocadas en el cabezal. Por lo que la presión de diseño del cabezal de vapor debe ser la misma que la de todo el sistema de generación de vapor que es de 231,136 [psi]. (Ver figura 4.2).

⁵⁹ Código ASME Sección I parte PG-27.4

⁶⁰ Eugene F. Megyesy. PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Pág.160.

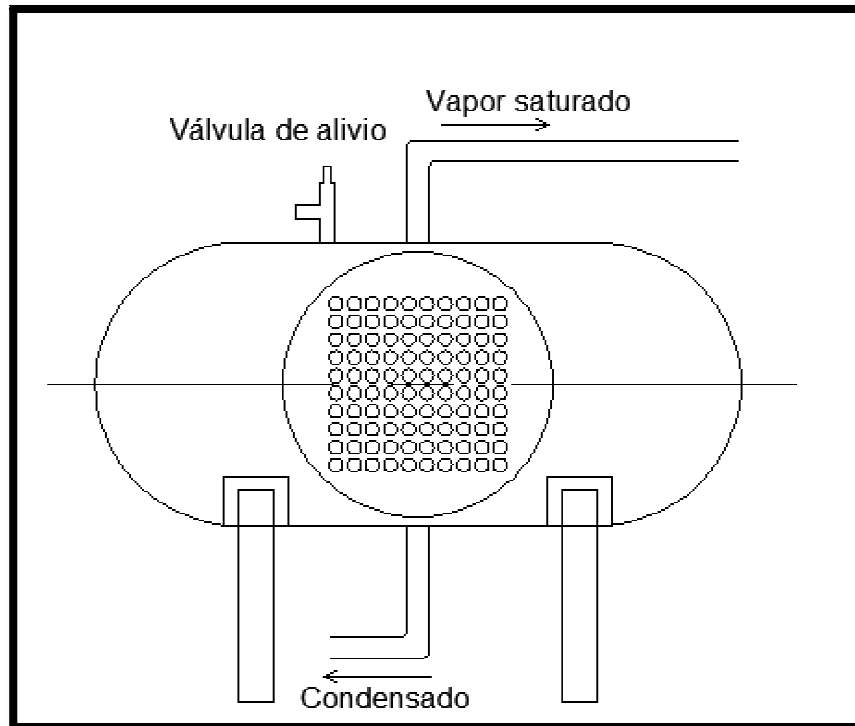


Figura 4.2 Tanque cabezal distribuidor de vapor.

El cabezal de vapor tiene las mismas dimensiones y materiales que el cabezal de distribución de agua, por lo que puede soportar una presión de trabajo máxima de 397,3 [psi]. La válvula de alivio debe estar regulada para que se abra cuando en el interior del recipiente exista una presión mayor de 230 [psi]. Las tuberías de distribución de vapor y la de retorno de condensado siempre debe ubicarse en la parte superior e inferior del cabezal respectivamente. El correcto dimensionamiento de las tuberías así como la selección de la bomba de alimentación de agua se presenta en el siguiente capítulo de este proyecto de investigación.

CAPITULO 5

DISEÑO HIDRÁULICO DE TUBERÍAS DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR Y SELECCIÓN DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA.

El flujo de un líquido en una tubería viene acompañado de una pérdida de energía, que suele expresarse en términos de energía por unidad de peso del fluido (dimensiones de longitud) denominada habitualmente pérdida de carga. Haciendo un análisis a un volumen de control entre las secciones 1 y 2 del tubo de sección constante de la figura y basándonos en una de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos que es la conservación de la masa para flujos incompresibles en donde se desprecia las variaciones de densidad, la ecuación de la energía para un flujo estacionario se reduce a:

$$\left(\frac{p}{\rho * g} + z \right)_1 = \left(\frac{p}{\rho * g} + z \right)_2 + hf$$

Ordenando los términos tenemos:

$$hf = (z_1 - z_2) + \left(\frac{p_1}{\rho * g} - \frac{p_2}{\rho * g} \right) = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho * g} \quad (5-1)$$

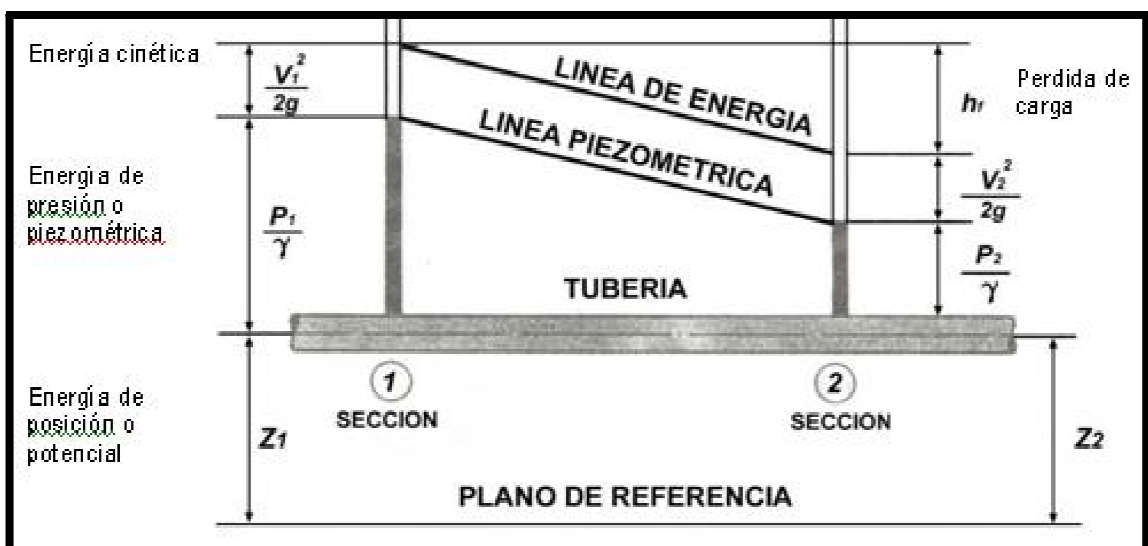


Figura 5.1 Energías presentes sobre flujos en tuberías.

En donde hf la pérdida de carga es igual a la suma de las variaciones de presión y altura entre las secciones 1 y 2. Finalmente, si aplicamos la ecuación

de la cantidad de movimiento al mismo volumen de control, teniendo en cuenta como fuerzas aplicadas las de presión, gravedad y fricción en la pared e igualando a la ecuación de la energía tenemos:

$$hf = \frac{4*\tau_p*L}{\rho*g*d} \quad (5-2)$$

En donde la pérdida de carga hf es proporcional al esfuerzo de cortadura en la pared en el tubo τ_p .

En 1850, los científicos Julius Weisbach y Henry Darcy proponen una correlación muy usada actualmente para flujos turbulentos, en la que la pérdida de carga es obtenida a partir de la ecuación de la cantidad de movimiento y la conservación de la energía:

$$hf = f * \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2*g} \quad (5-3)$$

En cualquier sistema de tuberías, además de la pérdida de carga por fricción a lo largo de las tuberías, existen pérdidas localizadas debidas a:

- 1.- Entrada o salida de tuberías
- 2.- Ensanchamiento o contracciones bruscas
- 3.- Curvas, codos, bifurcaciones, accesorios, etc.

Para la estimación de las pérdidas localizadas, se suele emplear la siguiente fórmula:

$$hm = K * \frac{V^2}{2*g} \quad (5-4)$$

En donde hm es la pérdida de carga localizada, la cual es proporcional a la energía cinética promedio del flujo y la variable K es el coeficiente de pérdidas adimensional, el cual varía según el diámetro y el accesorio acoplado a la tubería. El valor del coeficiente K viene dado por:

$$K = \frac{Le}{D} * ft \quad (5-5)$$

En donde el valor Le/D es llamado relación de longitud equivalente y se considera constante para un tipo de válvula o acoplamiento; mientras que el término f_t es el factor de fricción en la tubería.

5.1 SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN.

Son muchos los factores que influyen para lograr una velocidad de flujo satisfactoria en los sistemas de fluido. Los más importantes son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de tubería o tubo, la caída de presión tolerable, etc. Es muy notable que en tuberías pequeñas se generan mayores velocidades que en tuberías grandes, y por consiguiente mayores pérdidas de carga. Por esta razón se han establecido algunos límites de velocidad de flujo para tuberías en función del caudal volumétrico que circula.

En el anexo 4, se presenta una gráfica general guía para seleccionar el tamaño de tubería según el caudal volumétrico para sistemas comunes de distribución de fluidos por medio de bombas. En general, las líneas de succión que abastecen una bomba se debe mantener a baja velocidad con el objeto de garantizar un llenado apropiado de los pasajes de entrada y de limitar las pérdidas de carga en la succión para evitar así la cavitación que pueda producirse en la bomba de agua. Las velocidades de flujo recomendables varían según la necesidad del sistema de trabajo, en la tabla a continuación se presenta las velocidades apropiadas sistemas de fluidos de potencia⁶¹:

Tabla 5.1 Velocidades recomendadas para sistemas de fluidos de potencia.

Tipo de servicio	Rango recomendado de velocidad	
	pie/seg	m/seg
<i>Línea de succión</i>	2-4	0,6-1,2
<i>Línea de retorno</i>	4-13	1,5-4
<i>Línea de descarga</i>	7-18	2-5,5

Fuente: MECÁNICA DE FLUIDOS de Robert L. Mott.

⁶¹ Robert L. Mott. MECÁNICA DE FLUIDOS. Tabla de velocidades para sistemas de potencia. Pág.164.

El sistema de distribución de vapor de la refinería se asemeja a un sistema de fluidos de potencia, puesto que el vapor tiene funciones específicas de potencia como son la atomización del combustible en los hornos y la inyección de vapor en las torres fraccionadoras y despojadores.

Con este criterio, seleccionamos el tamaño del diámetro de las tuberías de succión y descarga de la bomba de alimentación. Lo que primero debemos hacer es determinar la velocidad del fluido que se va a generar al interior de la tubería y comparar los resultados con los de la Tabla 5.1

Para el cálculo de la velocidad del fluido simplemente dividimos el caudal másico de flujo para el producto de densidad del fluido por el área de flujo de la tubería:

$$V = \frac{\dot{m} \left[\frac{Kg}{seg} \right]}{\rho \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * A [m^2]} \quad (5-6)$$

En la siguiente tabla se detallan las velocidades de flujo en las tuberías seleccionadas para la succión y descarga de la bomba:

Tabla 5.2 Velocidades reales de flujo en las tuberías de succión y descarga de la bomba.

Tramo Tubería	Función	Tamaño nominal tubería [pulg]	Número Cédula	Espesor de pared t [pulg]	Diámetro interior Di [pulg]	Velocidad de Flujo V [m/seg]	Máxima presión permitida MAWP [psi]
A1-B1	Succión	4 IPS	40	0,237	4,026	0,64	995
B2-C1	Descarga	2 IPS	40	0,154	2,067	2,4	938

Fuente: PRESSURE VESSEL HANDBOOK.

Los valores de velocidad y de máxima presión de trabajo permitida están dentro del rango de trabajo permitido de trabajo para este proyecto.

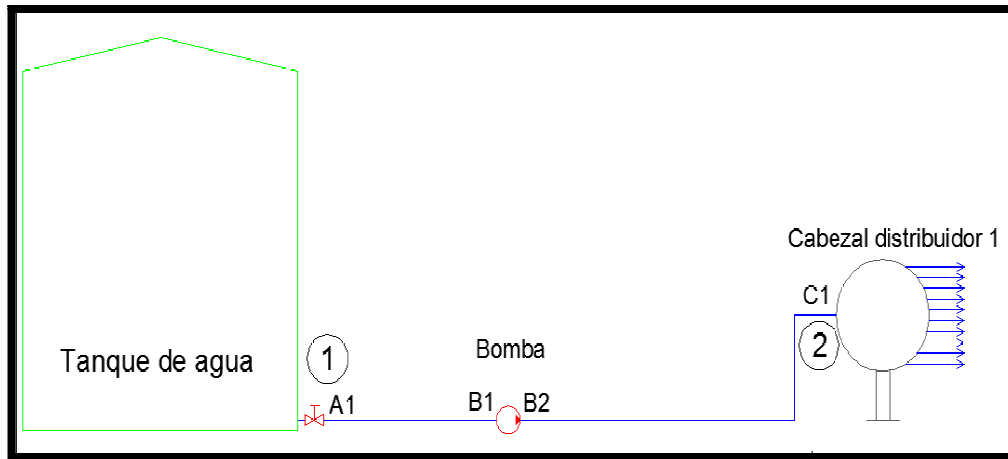


Figura 5.2 Esquema del sistema de distribución de agua.

5.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA.

En este numeral, se presenta los lineamientos generales por seguir para la selección adecuada de una bomba:

1.- Especificaciones del sistema:

Caudal Volumétrico: $Q= 18.73 \text{ m}^3/\text{h}$ (82.42 GPM)
Presión en el punto $P1=0 \text{ psi}$
Presión en el punto $P2=200 \text{ psi}$
Velocidad en el punto 1 $V1= 0.64 \text{ m}/\text{seg}$
Velocidad en el punto 2 $V2=2.40 \text{ m}/\text{seg}$
Elevación en el punto $Z1= 0 \text{ m}$
Elevación en el punto $Z2= 0.8 \text{ m}$

Las propiedades del fluido se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 5.3 Propiedades del fluido

Temperatura °C	Presión de Vapor P_{vp} (Kpa)	Peso específico γ (KN/m ³)	Carga de presión de vapor h_{vp} (m)
50	12.33	9.690	1.272

Fuente: MECÁNICA DE FLUIDOS de Robert L. Mott.

2.- Parámetros de la tubería de succión:

Tubería de acero 4 IPS cédula 40	
Diámetro D (metros)	0,102
Rugosidad de la pared ϵ (metros)	0,000046
Longitud L (metros)	25
Rugosidad relativa D/ ϵ	2217,39
Parámetro L/D	245,098
Velocidad de flujo v (m/seg)	0,64
Número de Reynolds $v \cdot D / \nu$	117921,696
Factor de fricción ft	0,0195

3.- Parámetros de la tubería de descarga:

Tubería de acero 2 IPS cédula 40	
Diámetro D (metros)	0,0525
Rugosidad de la pared ϵ (metros)	0,000046
Longitud L (metros)	40
Rugosidad relativa D/ ϵ	1141,34
Parámetro L/D	761,90
Velocidad de flujo v (m/seg)	2,40
Número de Reynolds $v \cdot D / \nu$	463235,2941
Factor de fricción ft	0,02

4.- Cálculo de pérdidas en la tubería de succión de la bomba:

Tuberías y accesorios	Coefficiente de pérdida K	Cantidad	Total K	Pérdida de carga (metros)
Entrada a la tubería	0,5	1	0,5	0,010
Válvula de compuerta	0,156	1	0,156	0,003
Tubería de succión	4,779	1	4,779	0,095
Total pérdidas (metros)				0,108

5.- Cálculo de pérdidas en la tubería de descarga de la bomba:

Tuberías y accesorios	Coefficiente de pérdida K	Cantidad	Total K	Pérdida de carga (metros)
Tubería de descarga	15,238	1	15,238	4,478
Codo roscado 90°	0,52	2	1,04	0,305
Salida de flujo	1	1	1	0,293
Total pérdidas (metros)				5,077

6.- Cálculo de pérdidas de carga en los tubos del intercambiador IC1

Tubos y accesorios	Coefficiente de pérdida K	Cantidad	Total K	Pérdida de carga (metros)
Tubos de 2 pulg DE. BWG 8	4,34	100	434,7	0,033
Curva en U	1,6	200	320	0,024
Total pérdidas (metros)				0,057

7.- Cálculo de pérdidas de carga en los tubos del caldero

Tubos y accesorios	Coefficiente de pérdida K	Cantidad	Total K	Pérdida de carga (metros)
Tubos de 2 pulg DE. BWG 8	9,33	100	933,9	0,340
Curva en U	1,6	200	320	0,117
Total pérdidas (metros)				0,457

8.- Cálculo de la carga dinámica total de la bomba.

Aplicando la ecuación general de la energía (ecuación 5-1) entre los puntos 1 y 2 de la figura 5.2 y sumando las pérdidas en los tubos de los intercambiadores tenemos:

$$h_a = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 * g} \right) + hL$$

En donde:

ha: Carga dinámica total sobre la bomba.

P2, P1: Presiones en los puntos de referencia.

γ : Peso específico del fluido

Z2, Z1: Altura en los puntos de referencia.

V2, V1: Velocidades de flujo volumétrico.

g: Aceleración de la gravedad.

hL: Sumatoria de las pérdidas en todo el trayecto.

Transformando todas las unidades al sistema internacional y reemplazando datos obtenemos la carga dinámica total de la bomba en metros:

$$ha = \left(\frac{1378,95 - 0}{9,69} \right) + (0,8 - 0) + \left(\frac{2,4^2 - 0,64^2}{2 * 9,8} \right) + 6$$

$$ha = 143 [m]$$

9.- Selección del tipo de bomba.

La selección del tipo de bomba se la debe hacer en base al tipo de fluido de trabajo y a las condiciones de trabajo. Factores como el costo, tamaño físico y condiciones de succión y descarga, deben ser consideradas al momento de la cotización de las empresas para este tipo de proyectos. Para seleccionar el tipo de bomba apropiada para este servicio, nos basamos en curvas de rendimiento para diferentes tipos de bombas⁶²:

⁶² Robert L. Mott. MECÁNICA DE FLUIDOS. Figura 13.47 Gráfica para la selección de bombas.

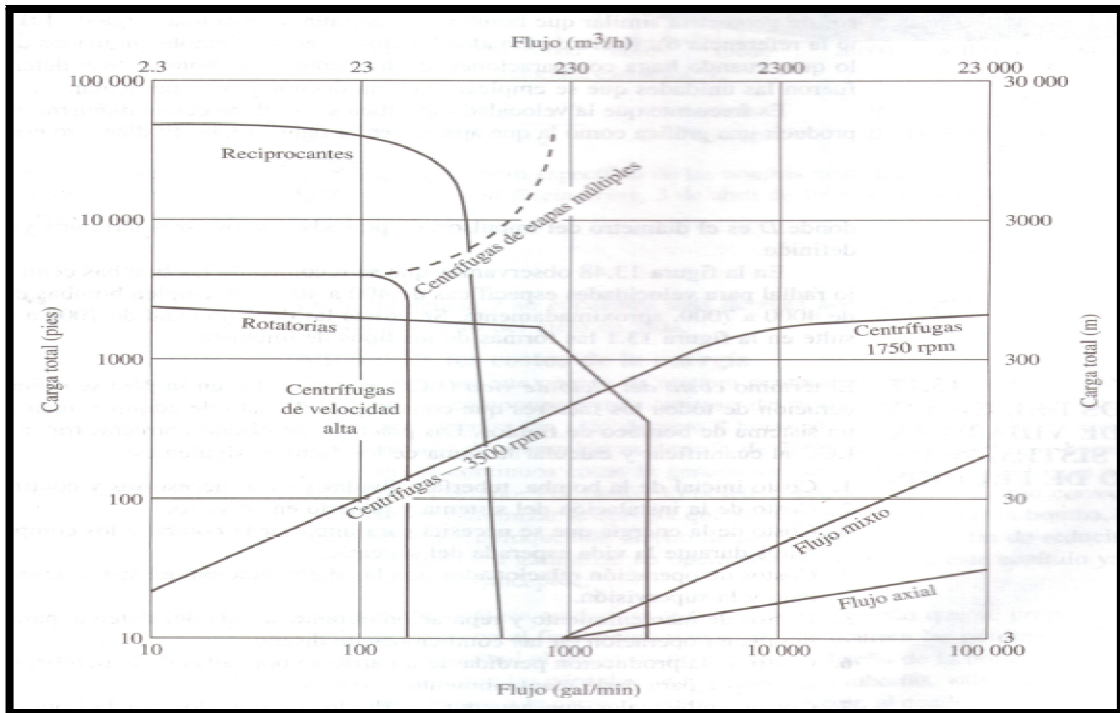


Figura 5.3 Gráfica de rendimientos de varios tipos de bombas.

De la gráfica se obtiene ciertas conclusiones generales:

- Se emplean bombas recíprocas para flujos volumétricos superiores a 500 gal/min y desde cargas muy bajas hasta cargas de 50 000 pies.
- Se utilizan bombas centrífugas en un rango amplio de condiciones, sobre todo en aplicaciones de capacidad alta y moderada.
- Las bombas centrífugas de etapa única que operan a 3500 rpm son económicas, a bajo flujos volumétricos y cargas moderadas.
- Las bombas centrífugas de etapas múltiples son deseables en condiciones de carga elevada.
- Se emplean bombas rotatorias (engranes, aspas, etc.) en aplicaciones que requieren capacidades moderadas y cargas grandes (fluidos viscosos). Factores como el costo, tamaño físico, condiciones de succión y tipo de fluido, son determinantes al momento de selección de bombas.

Analizando la gráfica, y teniendo en cuenta los costos de los equipos, podemos determinar que la bomba que va a satisfacer las necesidades de agua para el caldero recuperador es una bomba centrífuga de etapa única.

10.- Selección de la bomba centrífuga.

Vamos a escoger una bomba centrífuga de 1 ½ x 3 - 13, la cual es una bomba que tiene una conexión a la descarga de 1 ½ pulgadas, una conexión a la succión de 3 pulgadas, y una carcasa en la que cabe un impulsor de hasta de 13 pulgadas.

La velocidad de operación es de 3560 rpm, que corresponde a la velocidad de carga completa de un motor eléctrico de dos polos. Para seleccionar parámetros de operación de la bomba, como son la potencia, el tamaño del impulsor, eficiencia mínima, carga de succión neta positiva $NPSH_R$ nos basamos en la gráfica de rendimiento compuesto para este tipo de bombas:

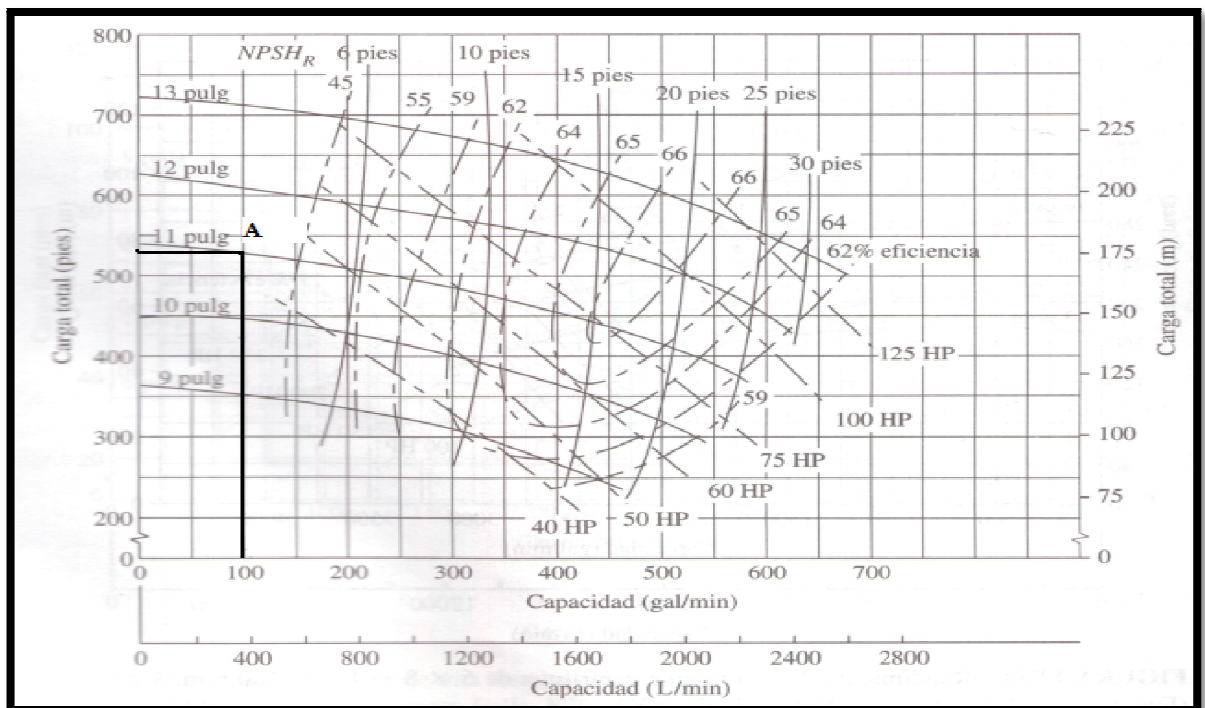


Figura 5.4 Gráfica del rendimiento de una bomba centrífuga 1 ½ x 3 - 13⁶³.

Como es lógico, siempre debemos escoger un equipo de mayor capacidad para poder suplir cualquier necesidad extra que se presente, por lo que analizando la Figura 4.4, hemos escogido el punto A de la gráfica, la cual es una bomba de las siguientes características:

⁶³ Fuente: Goulds Pumps, Inc., Seneca Falls, NY.

Tabla 5.4 Características de la bomba de alimentación seleccionada.

Capacidad de bombeo: 100 gal/min.
Carga total máxima: 574 pies (175 metros).
Diámetro del impulsor: 11 pulgadas.
Potencia del equipo: 50 hp.
Eficiencia del equipo: 45%
Carga de succión neta positiva $NPSH_R$: 6 pies (1,82 metros)

Fuente: Ricardo José Ruiz Lara.

11.- Verificación de condiciones de operación (cálculo de la $NPSH_A$).

Una parte importante del proceso de selección de bombas, es garantizar que la condición del fluido que entra a la bomba sea la apropiada para mantener un flujo completo de líquido. El factor principal es la presión del fluido en la entrada de la bomba o puerto de succión. El diseño del sistema de la tubería de succión debe proporcionar una presión suficientemente alta para evitar que se desarrollen burbujas de vapor dentro del fluido en movimiento, condición que se conoce como cavitación, lo que va a producir una caída drástica en el rendimiento de la bomba y posteriormente en un daño permanente del equipo. Los fabricantes de bombas prueban cada diseño para determinar el nivel de presión de succión que se requiere y reportan los valores como la carga de succión positiva neta requerida $NPSH_R$ por la bomba para evitar el fenómeno de cavitación. El Instituto Nacional Americano de Estandarización (ANSI) y el Instituto Hidráulico (HI) emiten juntos estándares que especifican un margen mínimo de operación para bombas que es del 10% sobre el valor de carga de succión positiva neta requerida $NPSH_R$, es decir⁶⁴:

$$NPSH_A > 1.10 NPSH_R \quad (5-7)$$

El valor de la carga de succión positiva neta apropiada $NPSH_A$ depende de la presión del vapor del fluido que se bombea, las pérdidas de energía en el tubo de succión, la altura de almacenamiento y la presión a la que está sometido el fluido para ser bombeado. Esto se expresa:

⁶⁴ Robert L. Mott. MECÁNICA DE FLUIDOS. Pág. 413-415.

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_L - h_{vp} \quad (5-8)$$

En donde:

h_{sp} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento

h_s = Diferencia de alturas entre el nivel del fluido y la línea de succión.

h_L = Pérdida de carga en la línea de succión.

h_{vp} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

Calculando cada término y reemplazando en la ecuación tenemos:

La carga de presión estática h_{sp} es la relación entre la presión atmosférica y el peso específico del fluido, que en este caso es el agua:

$$h_{sp} = \frac{P_{sp}}{\gamma} = \frac{101,32 \text{ KPa}}{9,69 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} = 10,45 \text{ [m]}$$

La diferencia mínima de alturas entre el nivel de agua y la línea de succión h_s debe ser de 1 metro.

La carga de presión de vapor es igual a 1.27 metros.

$$NPSH_A = 10,45 + 1 - 0,42 - 1,27 = 9,76 \text{ [m]}$$

Haciendo la comparación:

$$9,76 \text{ [m]} > 2,01 \text{ [m]} \text{ (6,6 pies)}$$

La condición de operación de la bomba es óptima.

5.3 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

La tubería de distribución está acoplada al cabezal distribuidor de vapor mediante bridas, para recoger todo el vapor generado al interior de los tubos para luego distribuir a los diferentes equipos de la refinería.

Según recomendaciones de manuales de calderos, son velocidades aceptables en las tuberías de distribución vapor valores hasta 40 [m/seg] con un rango de caídas de presión de 0,3 [bar/m]⁶⁵.

Tabla 5.5 Características de la tubería de distribución de vapor.

	Material tubería	Diámetro nominal (IPS)	Cédula No.	Velocidad fluido [m/s]
Tubería de distribución de vapor	Acero	6 pulgadas	40	38,7

Fuente: CURSO DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE CALDEROS Y SISTEMAS DE VAPOR.

Para el caso del dimensionamiento de la tubería de retorno del condensado, existen gráficas, las mismas que nos recomiendan una tubería de diámetro 2 pulgadas.

⁶⁵ Ing. Fernando Dávila. CURSO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CALDEROS Y SISTEMAS DE VAPOR.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO – FINANCIERO DEL PROYECTO.

En este capítulo trataremos la parte económica del proyecto, se realizan análisis económicos del costo – beneficio de la construcción del sistema de generación de vapor para la refinería, así como también se determinará el ahorro económico obtenido mediante la recuperación de calor de los gases de escape de la turbina de gas.

6.1 HONORARIOS DE MANO DE OBRA.

Tabla 6.1 Costo de la mano de obra para la construcción del proyecto.

Empleados de la empresa para el proyecto	Cantidad	Sueldo mensual por trabajador \$	Meses de trabajo	Sueldo total \$
Personal de diseño técnico	2	1500	3	9000
Dibujante planos	1	900	3	2700
Supervisor de obra	1	1500	5	7500
Inspector QA/QC	1	1300	5	6500
Jefe de Seguridad Industrial	1	1200	5	6000
Soldador- Tubero	3	1000	5	15000
Esmerilador	3	900	5	13500
Eléctrico	1	900	5	4500
Pintor	1	800	5	4000
Ayudante	3	800	5	12000
Apoyo logístico (Chofer)	1	750	5	3750
Bodeguero	1	700	5	3500
			TOTAL	87950

Fuente: Ricardo José Ruiz Lara.

6.2 COSTO DE COMPRA DE MATERIALES.

Tabla 6.2 Costo de compra de materiales y equipos para el proyecto.

MATERIALES	ESTÁNDAR DE VENTA	CANTIDAD REQUERIDA	UNIDADES REQUERIDAS	PRECIO UNITARIO \$	COSTO TOTAL \$
Tubo de acero inoxidable ASTM A 213 grado 304	5.8 [m]	1700 [m]	294	14,62 / [m]	24.930,00
Planchas de acero inoxidable AISI 316	1,22 x 2,44 [m]	9,04 [m2]	4	580 / plancha	2.320,00
Tubería de acero 4 IPS cédula 40	6 [m]	25 [m]	5	17,91 / [m]	537,30
Tubería de acero 2 IPS cédula 40	6 [m]	40 [m]	7	9,05 / [m]	380,10
Planchas de acero A36	1,22 x 2,44 [m]	65 [m2]	22	104,16 / plancha	2.291,52
Lana Mineral (8 [cm] de espesor)	0,91 [m] de ancho x 2,44 [m] de largo	25 [m2]	12	13,90/m2	347,50
Fibra cerámica aislante (50,8 [mm] de espesor)	50 [cm] ancho x 7,62 [m] de largo	90 [m2]	24	40,15/ m2	3.613,50
Quemador modulante 15630 KW		1	1	70875,73	70.875,73
Bomba centrífuga 50 hp	1 1/2 x 3 - 13	1	1	14500,42	14.500,42
Material consumible (electrodos, gases de suelda, pintura, combustible, etc.)					15.000,00
Equipos de instrumentación (manómetros, caudalímetros, flotadores, etc.)					5.000,00
Varios (válvulas, bridas, empaques, pernos, etc.)					5.000,00
				TOTAL	144.796,07

Fuente: Cotizaciones de varias empresas.

6.3 PRESUPUESTO Y FINANCIAMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VAPOR.

El Presupuesto Referencial es de 2'329,386.30 \$ dólares, más 12% IVA y el plazo estimado para la ejecución del Contrato es de 380 DÍAS CALENDARIO, contado a partir de la fecha que se estipule en el contrato. Los pagos del contrato se realizarán con cargo a los fondos propios provenientes del Presupuesto de EP PETROECUADOR, relacionados con la partida presupuestaria 2905 "SERVICIOS CONTRATADOS PARA MANTENIMIENTO" en el centro de costos 8506 "SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR RLL"⁶⁶. Se debe tener en cuenta que este presupuesto es referencial, es decir, todos los participantes en la licitación deben hacer ofertas menores a este valor.

Sumando los costos de compra de materiales y remuneración del personal, tenemos un total de 232.746,07 \$ dólares,

6.4 AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO CON LA RECUPERACIÓN DE CALOR DE LA TURBINA DE GAS.

El calor residual en los efluentes de los procesos industriales supone una gran pérdida de energía térmica en la industria. El aprovechamiento de este calor aumenta significativamente la eficiencia energética de los equipos y la eficiencia global de la planta consiguiendo además un importante ahorro económico para la misma.

El intercambiador de calor IC1, está diseñado para aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas para precalentar el agua hasta la saturación antes del ingreso al caldero. Realizando un estudio energético, para determinar el consumo de combustible que se necesitaría para precalentar el agua hasta la saturación (3950 KW) ocupando un quemador de fuel oil tenemos:

$$\dot{Q} = \text{Consumo de combustible } \dot{m} \times \text{Poder calórico inferior combustible.}$$

Reemplazando datos en la ecuación anterior y encontrando el consumo de combustible del quemador:

⁶⁶ Fuente: Licitación del proyecto publicada por EP. PETROECUADOR.

$$\dot{m} = \frac{3950 \left[\frac{KJ}{seg} \right]}{40190 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}$$

$$\dot{m} = 0,0982 \left[\frac{Kg}{seg} \right] = 353,81 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

Dividiendo el caudal másico \dot{m} para la densidad del fluido ρ , encontramos el caudal volumétrico:

$$Caudal Vol = \frac{353,81 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{3,77 \left[\frac{Kg}{gal} \right]} = 93,85 \left[\frac{gal}{h} \right]$$

Multiplicando el caudal volumétrico por el costo comercial del galón de bunker obtenemos el costo por hora del funcionamiento del quemador:

$$Costo Funcionamiento \$ = 93,85 \left[\frac{gal}{h} \right] \times 0,75 \left[\frac{\$}{gal} \right] = 70,40 \left[\frac{\$}{h} \right]$$

Si hacemos el cálculo tomando en cuenta que este quemador debería funcionar todos los días del año sin interrupción alguna, el costo de funcionamiento mensual sería de *50.679,00 \$ dólares* , lo que anualmente representaría un valor total de *608.256,00 \$ dólares*. Esto se traduce en un ahorro neto muy significativo para la planta, puesto que no se va a necesitar ningún tipo de quemador para el precalentamiento del agua.

6.5 EFICIENCIA CONJUNTA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR.

Los calderos forman parte de los equipos mas usados por la industria y junto con los hornos industriales son los responsables del mayor consumo de combustibles en este sector, por lo que una eficiencia alta en los equipos significa menor consumo de combustible y mas ahorro para las empresas. La eficiencia del sistema de generación de vapor se define como la relación entre la energía necesaria para la transformación del agua en vapor y el producto de la energía suministrada por el combustible por la eficiencia del quemador. La ecuación se establece de la siguiente forma:

$$\%Eficiencia = \frac{\text{Energía necesaria para la evaporación del agua}}{\text{Energía suministrado por el combustible} * \%E \text{ quemador}}$$

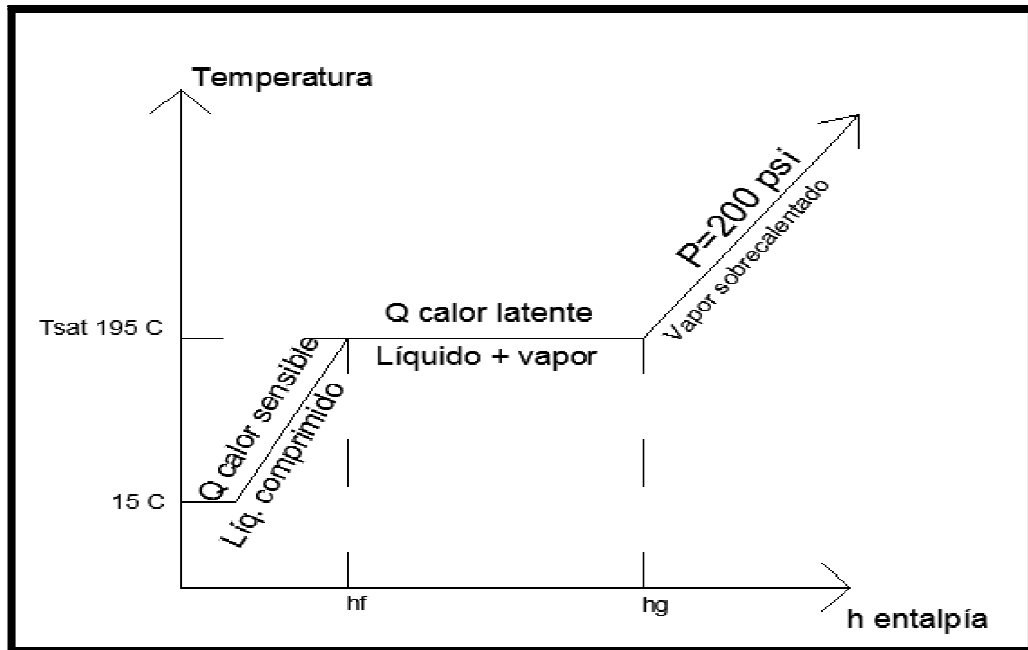


Figura 6.1 Diagrama Temperatura – Entalpía durante un proceso de cambio de fase a presión constante.

La energía necesaria para la evaporación del agua es la suma del calor sensible más el calor latente de evaporación. El calor sensible es el obtenido de los gases de escape de la turbina de gas en el intercambiador de calor uno IC1 y el calor latente es el obtenido en el caldero proveniente de los gases del quemador. La energía suministrada por el combustible es el consumo del combustible del quemador multiplicado por el poder calórico inferior del mismo. La eficiencia conjunta del sistema de generación de vapor queda:

$$Eficiencia = \frac{3950 [KW] + 9691 [KW]}{0,388 \left[\frac{Kg}{seg} \right] * 40190 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] * 0,9} \times 100 = 97,2\%$$

Este valor de eficiencia es un valor alto, sin embargo la eficiencia podría disminuir considerablemente si no se controla adecuadamente la cantidad de aire que ingresa a la cámara de combustión del quemador.

6.6 AUMENTO DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR FRENTE AL POTENCIAL AUMENTO DE LA CAPACIDAD DE REFINACIÓN Y SU MARGEN DE GANANCIA.

El complejo industrial de La Libertad cuenta con tres plantas independientes para la refinación de crudo, las mismas que suman un total de capacidad de refinación de aproximadamente 44000 barriles por día (BPD), de los cuales se obtiene los siguientes productos refinados en las respectivas proporciones :

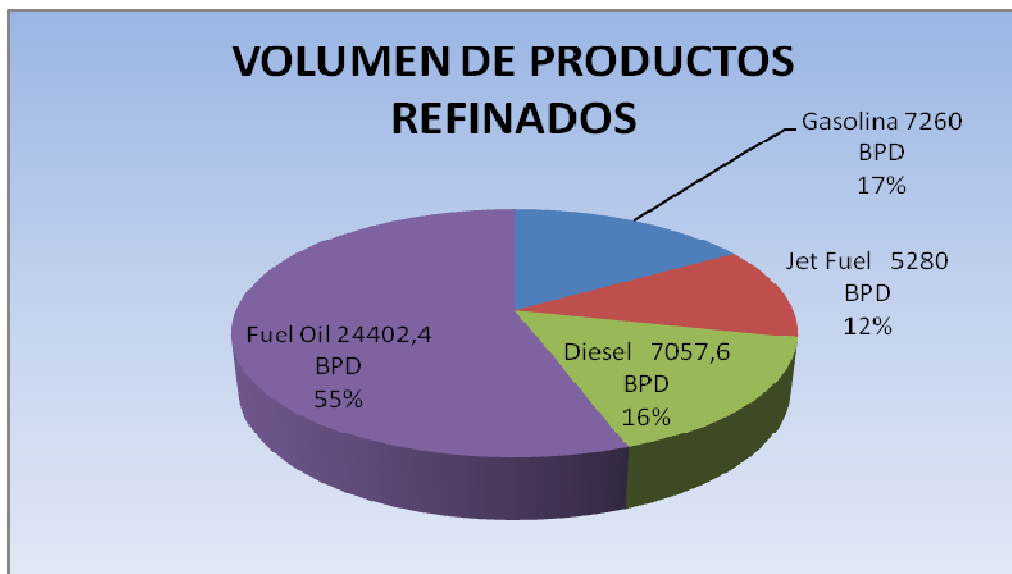


Figura 6.2 Volumen de productos refinados en barriles por día BPD.

El vapor saturado se utiliza durante el proceso de refinación, el mismo que se inyecta en las torres fraccionadoras y despojadores para ayudar a la evaporación de los diferentes compuestos; también se utiliza el vapor para la atomización del combustible en los quemadores de los hornos y para el sistema contra incendios de la refinería. La refinería actualmente produce un promedio de 7700 toneladas de vapor al mes, y las distribuye de la siguiente forma:

Tabla 6.3 Porcentajes de distribución de vapor en la refinería de La Libertad.

DISTRIBUCIÓN MENSUAL DE VAPOR	
Planta de Agua	5313 [Ton] (69%)
Planta Parsons	1694 [Ton] (22%)
Planta Universal	689,15 [Ton] (8,95%)
Sistema contra incendios (limpieza)	3,85 [Ton] (0,05%)

Fuente:EP PETROECUADOR.

El sistema de generación de vapor diseñado en este proyecto, va a tener una capacidad de producción de vapor de 40,000 [lb/h], lo que mensualmente nos da una capacidad de 13090,9 [Ton]. Lo que quiere decir que la producción de vapor se va a incrementar en un 70% de la producción actual. Si a esta cantidad de vapor producida mensualmente, le restamos el consumo constante de vapor en la planta de agua que es aproximadamente 9032,72 [Ton] (69% de la producción de vapor) y haciendo una relación de la capacidad de refinación frente al consumo de vapor tenemos:

Capacidad de refinación refinadoras

Consumo de vapor plantas

Actual: 1'320,000 Barriles por mes \longrightarrow 2387 [Ton/mes]

Potencial: 2'244,151 Barriles por mes \longleftarrow 4058 [Ton/mes]

Lo que nos da un potencial aumento en la capacidad de refinación de 924.151 Barriles por mes (30.805 BPD) el mismo que representa un aumento del 70%.

El potencial aumento de los productos refinados para la venta y la ganancia económica se refleja en la Tabla 5.4 a continuación:

Tabla 6.4 Potencial aumento de la producción de derivados y su margen de ganancia.

Productos derivados	Barriles por día	Galones	Precio por Galón \$	Ganancia \$ por día
Gasolina base	5456,85	229188	\$ 1,15	\$ 263.566,07
Jet Fuel	3696,6	155257	\$ 3,31	\$ 513.901,04
Diesel	4911,2	206270	\$ 1,04	\$ 214.521,00
Fuel Oil	16740,3	703093	\$ 0.75	\$ 527.319,00
Total	30805	1'293.810		\$ 1'519.307,85

Fuente:EP PETROECUADOR.

En esta refinería actualmente no se produce gasolina extra ni super, se produce una gasolina base de aproximadamente 68 octanos que sirve para mezclarse con la gasolina de alto octanaje importada, para posteriormente salir a la venta al público.

Considérese que este incremento de ganancias para la refinería no solo se consigue con el aumento de la producción de vapor, sino con un continuo flujo de dinero para invertir en la mejora de todos los sistemas que implica el proceso de refinación y la compra de varios equipos necesarios para este proceso.

CAPÍTULO 7

IMPACTOS MEDIO AMBIENTALES Y PREVENCIÓN DE RIESGOS.

7.1 CONTRIBUCIÓN DE GASES CONTAMINANTES AL AMBIENTE.

La conversión de la energía afecta frecuentemente en diversas formas al ambiente y al aire que respiramos, por lo que ningún proyecto de investigación que implique transformación de la energía está completo si se omite el impacto ambiental. Desde la tierra de cultivo, hasta el agua de consumo humano han sufrido daños irreparables a causa de la contaminación ambiental producto de la combustión de los combustibles fósiles. La contaminación ambiental ha alcanzado niveles tan altos que se ha vuelto una amenaza para la vida en el planeta, por ejemplo el aire contaminado es la causa de numerosas enfermedades como el asma, cáncer, problemas cardíacos, etc. Efectos como el smog, calentamiento global, lluvia ácida y el cambio climático se han buscado combatir durante muchos años. Esto ha provocado la necesidad de la creación de organismos de control de emisiones gaseosas estatales y tratados internacionales con la finalidad de establecer parámetros permisibles de contaminación e incentivar la investigación y el desarrollo de máquinas que funcionen con energías limpias.

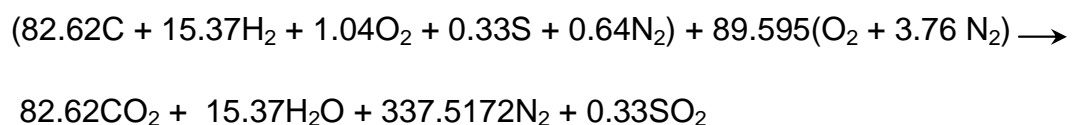
7.1.1 GASES DE EFECTO INVERNADERO.

Un clásico ejemplo a pequeña escala del efecto invernadero que sufre el planeta es cuando se ha dejado a un vehículo con las puertas y ventanas cerradas bajo la luz solar directa por varios minutos. La persona que ingrese al vehículo, va a notar que el interior del auto está más caliente que el exterior; esto se debe a que el espesor del vidrio transmite más del 90 % de la radiación visible y es prácticamente opaco a la radiación infrarroja situada en el intervalo de mayor longitud de onda, que es la emitida por las superficies interiores del vehículo. Esto causa el aumento de temperatura en el interior del vehículo. Este efecto producido por la acumulación de energía térmica en el interior de ciertos cuerpos, es lo que se conoce como efecto invernadero. A nivel planetario, el efecto invernadero se produce por la obstrucción de la radiación

infrarroja emitida por la tierra hacia el espacio. Gases como el dióxido de carbono CO₂, el vapor de agua, metano CH₃ y los óxidos de nitrógeno NO_x han actuado como una sábana para nuestro planeta durante millones, manteniendola ligeramente caliente y creando un ambiente óptimo para la evolución de muchas especies, incluyendo la especie humana. El vapor de agua es una gas de efecto invernadero transitorio, dado que desciende en forma de lluvia o nieve como parte del ciclo del agua. El principal gas de efecto invernadero es el dióxido de carbono CO₂, el cual es producto de la combustión de combustibles fósiles como la gasolina, diesel, bunker, jet fuel, gas natural, etc.

Las actividades humanas a lo largo de cientos de años, han producido un incremento del espesor de la “sábana” obstruyendo cada vez más la salida de calor producida por la radiación infrarroja que emite la tierra, provocando un calentamiento global que perturba el delicado equilibrio térmico del planeta. Esto puede tener consecuencias desastrosas para la vida en la tierra, hasta llegar por último a la aniquilación de todo tipo de especies sobre el planeta. Es por esto la necesidad de desarrollar máquinas cada vez más eficientes y el uso de energías renovables para disminuir la cantidad de emisión de este tipo de gases.

Recordando la ecuación estequiométrica de la combustión del bunker (estudiada en el capítulo 3) que es de la siguiente forma:



Podemos estimar la concentración de cada uno de los gases de combustión:

Tabla 7.1 Parámetros y concentraciones de los gases de combustión emitidos por el quemador del caldero.

PARÁMETROS	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Flujo de gas	m^3/seg	7,92
Temperatura	°C	208.14
CO ₂	%	18,95
N ₂	%	77,43
H ₂ O	%	3,52
SO ₂	ppm	757,16 (284,69 [mg/m ³])

Fuente: Ricardo José Ruiz Lara

Y haciendo un análisis comparativo para calcular la cantidad de dióxido de carbono CO₂ real emitida debido al consumo de combustible tenemos:

$$M_c = 10,839 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] \quad M_c: \text{Peso molecular del combustible.}$$

$$\dot{m}_c = 1400 \left[\frac{Kg}{h} \right] \quad \dot{m}_c: \text{Consumo de combustible del quemador.}$$

Encontramos el número de moles de combustible dividiendo el consumo de combustible para el peso molecular:

$$N_{combustible} = \frac{\dot{m}_c}{M_c} = \frac{1400 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{10,839 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right]} = 129,16 \left[\frac{Kmol}{h} \right]$$

Kmol de combustible emitidos

Kmol de CO₂

Teórica: 100 [Kmol] —————→ 82,62 [Kmol]

Consumo real: 129 [Kmol/h] ←————— 106,71 [Kmol/h]

Encontrando el caudal volumétrico de gas emitido tenemos:

$$MCO_2 = 44 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] \quad MCO_2: \text{Peso molecular del } CO_2.$$

$$mCO_2 = MCO_2 * NCO_2 = 44 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] * 106,71 \left[\frac{Kmol}{h} \right] = 4695,44 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

$$\rho CO_2 = 1,33 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \quad \rho CO_2: \text{Densidad volumétrica del } CO_2.$$

$$Q \text{ caudal} = \frac{mCO_2}{\rho CO_2} = \frac{4695,44 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{1,33 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} = 3635,26 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Como vemos, el caudal volumétrico de CO_2 emitido por el quemador es muy considerable, de ahí la necesidad de controlar el proceso de combustión y la cantidad de exceso de aire que entra a la cámara de combustión del quemador para disminuir el consumo de combustible consiguiendo un aumento en la eficiencia del sistema generación de vapor.

7.1.2 GASES DE COMBUSTIÓN QUE CONTRIBUYEN A LA LLÚVIA ÁCIDA.

Los combustible fósiles son mezclas de varias sustancias químicas, entre las que se hallan pequeñas cantidades de azufre que reaccionan con el oxígeno para formar dióxido de azufre SO_2 , un contaminante del aire. Los óxidos de azufre (SO_x) y los óxidos nítricos (NO_x) reaccionan en lo alto de la atmósfera con vapor de agua y otras sustancias químicas en presencia de la luz solar formando ácidos sulfúricos (H_2SO_4) y ácidos nítricos (HNO_3). Estos ácidos normalmente se disuelven en las gotas de agua suspendidas en las nubes o la niebla volviéndolas tan ácidas como el jugo de limón, para después ser transportadas del aire al suelo por la lluvia o la nieve, fenómeno que se conoce como lluvia ácida. El suelo es capaz de neutralizar cierta cantidad de ácido, pero el aumento excesivo de las emisiones de estos tipos de gases, se ha convertido en un problema sobre todo para la vida marina y el reino vegetal. Haciendo un análisis comparativo en base a la ecuación teórica de la combustión para calcular el caudal de dióxido de azufre (SO_2) emitido tenemos:

<u>Kmol de combustible</u>	→	<u>Kmol de SO₂</u>
Teórica: 100 [Kmol]		0,33 [Kmol]
Consumo real: 129 [Kmol/h]	←	0,425 [Kmol/h]

$$MSO_2 = 64 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right]$$

MSO_2 : Peso molecular del SO₂.

$$mSO_2 = MSO_2 * NSO_2 = 64 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right] * 0,425 \left[\frac{Kmol}{h} \right] = 27,24 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

$$\rho SO_2 = 2,93 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

ρSO_2 : Densidad volumétrica del SO₂.

$$Q_{caudal} = \frac{mSO_2}{\rho SO_2} = \frac{27,24 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{2,93 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} = 9,29 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Estableciendo una comparación de las emisiones de gases del quemador y las emisiones límites establecidas por la entidad de control para el Ecuador que es la Dirección Nacional de Protección Ambiental Hidrocarburífera DINAPAH (Ver Tabla 6.2), observamos que los gases tóxicos emitidos están dentro del rango normal establecido.

Tabla 7.2 Límites máximos permisibles de emisiones para fuentes fijas de combustión según normativa de la DINAPAH.

CONTAMINANTE EMITIDO	UNIDADES ^[1]	VALORES MÁXIMOS
Partículas	mg/m ³	150
Óxidos de Nitrógeno	mg/m ³	2 000
Dióxido de Azufre	mg/m ³	400
Monóxido de Carbono	mg/m ³	1 500

Fuente: Dirección Nacional de Protección Ambiental Hidrocarburífera DINAPAH.

Se debe tener en cuenta que los análisis realizados, se los hizo en base a una combustión completa (teórica), es decir que todo el carbono del combustible

(reactivos) se transformó en dióxido de carbono CO₂ en los gases de combustión (productos) y no hubo sólidos inquemados ni óxidos de nitrógeno.

7.2 PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.

Los riesgos laborales existentes durante la construcción de este proyecto, se evaluarán en base a la siguiente matriz de riesgo:

CALIFICACIÓN O ESTIMACIÓN DEL RIESGO											
PROBABILIDAD DE OCURRENCIA			GRAVEDAD DEL DAÑO			VULNERABILIDAD			ESTIMACION DEL RIESGO		
BAJA	MEDIA	ALTA	LIGERAMENTE DAÑO	DAÑO	EXTREMADAMENTE DAÑO	MEDIANA GESTION (acciones puntuales, aisladas)	INCIPIENTE GESTION (protección personal)	NINGUNA GESTIÓN	RIESGO MODERADO	RIESGO IMPORTANTE	RIESGO INTOLERABLE
1	2	3	1	2	3	1	2	3	3 Y 4	6 Y 5	9, 8 Y 7

RIESGO MODERADO	RIESGO IMPORTANTE	RIESGO INTOLERABLE
------------------------	--------------------------	---------------------------

El procedimiento de calificación de riesgo es el siguiente: el profesional de seguridad de la empresa contratista considerará probables accidentes de trabajo, enfermedades o repercusiones en la salud mental del trabajador durante las actividades a realizarse. Mediante una suma de puntajes de los parámetros probabilidad de ocurrencia, gravedad del daño y vulnerabilidad, podemos estimar el riesgo laboral al que el trabajador va a estar expuesto; y se tomarán las medidas preventivas o correctivas necesarias para evitar cualquier tipo de accidente laboral según la normativa de EP PETROECUADOR. El jefe de seguridad de la refinería deberá extender permisos diarios de trabajo antes de iniciar cualquier actividad del contratista.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1 CONCLUSIONES.

1. Se ha realizado el diseño térmico óptimo de los intercambiadores de calor en base a los requerimientos establecidos en la licitación publicada por EP. PETROECUADOR.
2. Los elementos de este proyecto sometidos a presión interna como tubos y cabezales distribuidores (vapor y agua) se han diseñado bajo las normas establecidas por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos ASME.
3. Se ha realizado un análisis económico financiero del costo-beneficio de la construcción del caldero recuperador de calor HRSG así como también del potencial aumento en la refinación de productos en la refinería.
4. El proceso de combustión del quemador se ha evaluado, encontrando la relación apropiada de aire/combustible considerando un 25% de exceso de aire. La refinería cuenta con operadores de calderos, los cuales deben siempre estar pendientes del proceso de combustión del quemador, puesto que una cantidad excesiva de aire ocasionaría una disminución drástica en la eficiencia del proceso, lo que resultaría en un aumento innecesario del consumo de combustible lo que se refleja como pérdidas económicas para la planta industrial. Por otro lado, una disminución en la entrada de aire, dará como resultado una mezcla “rica” lo que produciría un aumento en la emisión de gases inquemados, gases tóxicos como el letal monóxido de carbono, etc. Lo que también se reflejaría como pérdidas económicas para la planta.
5. El aumento en la capacidad de refinación de productos en la refinería no solo se consigue aumentando la producción de vapor, sino se debe seguir invirtiendo en la compra y construcción de varios equipos necesarios para este proceso.
6. El recuperador de calor se lo debe diseñar a fin de reducir al mínimo las pérdidas de presión de los gases de escape de la turbina de gas. Pérdidas mayores de presión en la salida de los gases de escape ocasionarían un

aumento en la temperatura al interior de los álabes de la turbina, lo que podría producir daños irreparables en la turbina de gas.

8.2 RECOMENDACIONES.

1. El diseño de intercambiadores de calor, se lo debe hacer en base a normas y criterios establecidos a fin de cumplir con las expectativas mínimas de diseño requeridas por la empresa auspiciante.
2. Las secciones I y VIII del código ASME deben ser analizadas muy detenidamente durante el diseño mecánico de calderos de potencia y recipientes sometidos a presión interna.
3. Muchos de los materiales utilizados durante la construcción del proyecto son importados, por lo que al momento de realizar el análisis económico financiero se debe tomar en cuenta costos de importación, aduanas y transporte.
4. Los operadores del área de calderos deben estar capacitados para regular la cantidad de aire necesaria para la combustión del quemador. Se deben hacer análisis periódicamente a los gases de escape del quemador y de la turbina de gas.
5. Se recomienda a los directivos de EP. PETROECUADOR REFINERÍA LA LIBERTAD seguir destinando dinero para el mejoramiento y ampliación del complejo industrial, puesto que como se estudió en el análisis económico financiero, es una inversión muy rentable para la empresa estatal.
6. Se recomienda siempre diseñar los recuperadores de calor con arreglos de los tubos cuadrados y no triangulares, puesto que las caídas de presión de los fluidos exteriores (gases de escape) son menores en arreglos cuadrados que en triangulares. Especialmente los recuperadores de calor ubicados a continuación de las turbinas de gas.

ANEXO 1

**CONTRATO PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO DE TESIS ENTRE
EP. PETROECUADOR Y EL SR. RICARDO RUIZ LARA.**

ANEXO 2

LICITACIÓN PUBLICADA POR EP. PETROECUADOR.

ANEXO 3

INFORMES MENSUALES DE LA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR EN LA REFINERÍA DE LA LIBERTAD.

ANEXO 4

GRÁFICAS Y DIAGRAMAS PARA FLUJOS EN TUBERÍAS.

ANEXO 5

CATÁLOGOS DE EQUIPOS UTILIZADOS EN EL PROYECTO.

ANEXO 6

PLANOS DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR

ANEXO 7

FOTOS DEL LUGAR DE INSTALACIÓN.

REFERENCIAS.

BIBLIOGRÁFICAS

BACA, G. Evaluación de proyectos. 4ta ed. México. McGraw-Hill. 2001. 382 p.

CENGEL, Y. y BOLES, M. Termodinámica. Traducido del inglés por Gabriel Nagore Cázares. 2da ed. Colombia. McGraw-Hill. 1998. v1 448 p. v2 pp 733-766.

GARCÍA, J. Electrotecnia. 2da ed. España. Paraninfo. 2001. pp 126-161.

GRIMM, N.R. y ROSALER, R.C. Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Traducido del inglés por Claudio Miguez Gómez. 2da ed. España. McGraw Hill. 1996. pp 21.1-21.9

GUERRERO, A. y MORENO, J. Electrotecnia: fundamentos teóricos y prácticos. Primera ed. España. McGraw-Hill. 1994. pp 279-281.

HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. Traducido del inglés por Paúl Valenzuela. Primera ed. México. Continental. 1986. pp 308-319.

HUANG, F. Ingeniería Termodinámica: fundamento y aplicación. Traducido del inglés por Jaime Cervantes de Gortari. 2da ed. México. Continental. 1997. pp 265-421.

INCROPERA, F. Fundamentos de transferencia de calor. Traducido del inglés por Ricardo Cruz. 4ta ed. México. Prentice Hall. 1999. pp 44-504.

JAKOB, M. y HAWKINS, G. Elements of heat transfer and insulation. 2da ed. United States of America. McGraw Hill. 1967. pp 360-368.

JONES, J.B. y DUGAN, R.E. Engineering Thermodynamics. 3ra ed. United States of America. Prentice Hall. 1996. pp 929-931.

KOHAN, A.L. Manual de calderas. Traducido del inglés por Claudio Míguez Gómez. 2da ed. España. McGraw Hill. 2000. pp 544-576.

LUZADDER W.J. y DUFF J.M. Fundamentos de dibujo en Ingeniería. Traducido del inglés por Pilar Villela Mascaró. 11ra ed. México. Prentice Hall. 1996. pp 419-427.

MADRID, MAVECO DE EDICIONES. Técnicas de la energía y sus recursos. Primera ed. España. Editorial Index. 1984. v6 pp 219-245. v7 pp 733-766.

MARTER, D. H. Termodinámica y motores térmicos. Traducido del inglés por Claudio Míguez Gómez. 4ta ed. México. 1970. Hispano Americana. pp 544-549.

MOONEY, D.A. Mechanical Engineering Thermodynamics. Primera ed. United States of America. Prentice Hall. 1983. pp 504.

MOTT, R. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Roberto Cordero. 4ta ed. México. Prentice Hall. 1996. pp 191-349.

NORRIS, E.B. y THERKELSEN E. Heat power. 2da ed. United States of America. McGraw Hill. 1985. pp 401.

PERRY, R.H. y GREEN D.W. Manual del Ingeniero Químico. Traducido del inglés por Fernando Corral García. 6ta ed. México. McGraw Hill. 1992. v1 pp 3.204-3.220

PITA, E.G. Acondicionamiento de aire. Traducido del inglés por Virgilio González Pozo. Primera ed. México. Continental. 1994. pp 91-96.

QUITO, INSTITUTO NACIONAL DE ENERGÍA. Conservación de la energía en la industria. s.e. Ecuador. s.f. v2 pp 266-283.

RODRÍGUEZ, G. Operación de calderas industriales. Primera ed. Colombia. Ecoe Ediciones. 2000. 235 p.

SALDARRIAGA, J.G. Hidráulica de tuberías. Primera ed. Colombia. McGrawHill. 1998. pp 45-59.

SHIELD, C. Calderas: tipos, características y sus funciones. Traducido del inglés por Claudio Miguez Gómez. 3ra ed. México. Continental. 1984. pp 297-623.

SONNTAG, R. y VAN WYLEN, G. Introducción a la termodinámica clásica y estadística. Traducido del inglés por Francisco Paniagua. 6ta ed. México. Limusa. 1991. pp 437-474.

VENEZUELA, ATLAS COPCO. Aire comprimido y su aplicación en la industria. Primera ed. Venezuela. s.e. 1985. 191 p.

WIGGERT D.C. y POTTER M.C. Mecánica de fluidos. Traducido del inglés por Roberto Escalona. 2da ed. México. Prentice Hall. 1998. pp 524-557.

TESIS

GAVILÁNEZ, A. y JÁCOME P. Auditoría exérgica de los sistemas de enfriamiento de la planta PKM de Wesco e implementación de las acciones correctivas para disminuir el consumo y costo de energía en su proceso de producción. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2004. pp 30-94.

SANDOVAL, D. Auditoría exérgica para la planta manufacturera en Chova del Ecuador S.A. en las líneas de impermeabilizantes y emulsiones asfálticas. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2004. pp 23-149.

INFORMACIÓN MAGNÉTICA

CD. Primeras Jornadas de Energía, Escuela Politécnica Nacional. S.L. 2004.

DIRECCIONES INTERNET

www.camaramadrid.es, Manual de auditorías energéticas, Español, 2001.

www.cne.cl/medio_amb/eficiencia/consejos.php, Eficiencia energética, Español, 1999.

www.conae.gob.mx/work/secciones/2155/imagenes/Comp_pot_reactiva.pdf, Factor de potencia, Español, 2002.

www.econext.com.mx, Calidad de agua para generadores de vapor, Español, 1998.

www.faen.es/ahorroeficiencia/industriaasesorias.htm, Ahorro energético, Español, 2001.

www.grupoice.com/cencon/gral/energ/consejos/usodelaenergia14.htm, Guía para la eficiencia de la energía, Español, 2000.

www.hess.com/ehs/msds/No6_9907_clr.pdf, Fuel Oil N°6, Inglés, 1998.

www.lec.uchile.cl/~roroman/pag_2/entropia.htm, Entropía, Español, 2002.

www.medioambiente.gov.ar/buenas_practicas/eficiencia_energetica.htm, Buenas prácticas energéticas, Español, 2003.

www.ruelsa.com/notas/ahorro.html, Medidas de ahorro de energía, Español, 2000.