

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Modelo Matemático para Diseño Térmico de Calderas
Piro-tubulares Horizontales empleando el Método de la
Temperatura Media Radiante; y Diseño Mecánico empleando
Código ASME”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Eduardo Luis Loyola Castillo

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2014

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar las gracias a todas las personas que me brindaron su apoyo para la realización de este trabajo, en especial al Ing. Vicente Adum Gilbert por todos los conocimientos impartidos y su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A mi madre, por supuesto. La misma que por su esfuerzo, sacrificio y apoyo incondicional ha sido mi principal motivación para seguir adelante.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Dr. Kleber Barcia V., Ph.D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Vicente Adum G.
DIRECTOR DE TFG

Ing. Gonzalo Zabala O.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este trabajo final de graduación, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Eduardo L. Loyola Castillo

RESUMEN

En el diseño térmico de una caldera pirotubular horizontal uno de los puntos más importantes es el correcto dimensionamiento del hogar a fin de permitir una combustión lo más completa posible y que los gases se enfríen hasta una temperatura adecuada para su posterior ingreso al haz de tubos. Para el cálculo del calor radiativo existen métodos empíricos como el de la temperatura adimensional o aproximaciones basadas en la emisividad de los gases en donde se estima la temperatura de los productos de combustión como una media geométrica entre la temperatura adiabática de flama y la temperatura de los gases a la salida del hogar; sin embargo, según una publicación hecha por Z. Warga denominada "Mean Radiant Temperature in Fire-Tube Boilers" indica que el valor medido experimentalmente de la temperatura de los gases a la salida del hogar es mucho menor al valor calculado usando la media geométrica mencionada anteriormente; esto indica que el flujo real de calor radiativo es mayor al calculado mediante el uso de dicha media geométrica, lo que sugiere que el valor de la temperatura media de los productos de combustión utilizada para los cálculos es demasiado bajo.

En el presente trabajo se desarrolló un modelo matemático para diseño térmico de calderas pirotubulares horizontales, en donde para evaluar la temperatura de los productos de combustión se utilizó una temperatura

media radiante sugerida por Z. Warga, la cual es mayor a la media geométrica mencionada en un principio; y con esto se obtuvieron resultados más precisos y cercanos a la realidad.

Para comprobar la efectividad del modelo se realizó el análisis térmico de la caldera del laboratorio de termofluidos de la FIMCP, en donde al ingresar los parámetros de su geometría en general y consumo de combustible medido experimentalmente se procedió a calcular la tasa de producción de vapor, eficiencia térmica, temperatura de los gases a la salida del hogar y haz de tubos, temperatura superficial de la coraza, caída de presión de los productos de combustión al pasar a través de la caldera, entre otros, para luego comparar los resultados obtenidos mediante los métodos mencionados anteriormente y los obtenidos con el modelo matemático propuesto en este proyecto de graduación. Por último, para comprobar que el calor cedido por los productos de combustión es correcto se comparó el valor medido experimentalmente de la temperatura de los gases a la salida de la caldera con el calculado mediante los métodos citados anteriormente. Además, para facilitar la solución de las ecuaciones citadas en el modelo se utilizó el software EES, debido a las múltiples ventajas que este ofrece al momento de llevar a cabo análisis de sistemas térmicos.

Como complemento al diseño térmico, este proyecto de graduación también describe una metodología de cálculo para realizar el diseño mecánico de estos equipos tomando como referencia al código ASME, Sección I. Esta actividad puede llegar a ser frustrante para personas con poca experiencia en el tema debido a las dificultades que se pueden presentar al momento de interpretar los requerimientos citados en dicho código. Por este motivo, en este trabajo se describen las principales consideraciones a tener en cuenta al momento de diseñar este tipo de calderas, como por ejemplo: cálculo de espesores, soportes para superficies planas, refuerzos en aberturas de la coraza, entre otros.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS	VIII
SIMBOLOGÍA	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
ÍNDICE DE PLANOS	XV
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1. CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES.....	3
1.1. Generalidades de las calderas pirotubulares horizontales.	3
1.2. Descripción de partes constitutivas.	5
1.3. Métodos disponibles para el cálculo del calor radiativo transferido en el hogar.	9
1.4. Método de la temperatura media radiante.	16
1.5. Normas a utilizar.....	18

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO TÉRMICO DE CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES	20
2.1. Termodinámica de las calderas pirotubulares horizontales.	20

2.1.1. Volúmenes de control y balances de energía.	21
2.1.2. Análisis de la combustión en el hogar de las calderas pirotubulares.	23
2.1.3. Propiedades de las mezclas de gases.	26
2.1.4. Temperatura de flama adiabática.	27
2.1.5. Consumo de combustible y Eficiencia.	30
2.2. Transferencia de calor en calderas pirotubulares horizontales.	30
2.2.1. Transferencia de calor en el hogar de la caldera.	31
2.2.2. Transferencia de calor en el haz de tubos de la caldera.	45
2.2.3. Pérdidas de calor.	52

CAPÍTULO 3

3. CAÍDAS DE PRESIÓN EN UNA CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL	56
3.1. Caídas de presión en el hogar de la caldera.	57
3.2. Caídas de presión en el haz de tubos.	60
3.3. Caídas de presión en contracciones y expansiones bruscas.	62

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO MECÁNICO DE CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES.	64
4.1. Materiales utilizados en la fabricación de calderos.	65
4.2. Esfuerzos permitidos en los materiales.	66
4.3. Presión máxima de trabajo permitida.	66
4.4. Cálculo de esfuerzos y espesores.	67
4.4.1. Cálculo del espesor de la coraza.	67
4.4.2. Cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa.	69

4.4.3. Cálculo del espesor de los espejos.....	72
4.5. Cálculo de tensores.....	74
4.6. Aberturas en la coraza y registros de inspección.	77
4.7. Cálculo de soportes tipo silla para recipiente a presión.....	84
4.8. Uniones soldadas.	89

CAPÍTULO 5

5. IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL MODELO MATEMÁTICO Y

ANÁLISIS DE RESULTADOS	92
5.1. Algoritmo del programa a ser creado en EES para evaluar el modelo.	92
5.2. Prueba del modelo mediante el análisis térmico de un caldero existente de 30 BHP.	100
5.3. Análisis de resultados.....	105

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	109
6.1. Conclusiones	109
6.2. Recomendaciones	111

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

atm	Atmósfera.
BHp	Caballos de caldera.
bar	Bares.
°C	Grados Celsius.
cm	Centímetro.
CO₂	Dióxido de carbono.
C_p	Calor específico.
ea	Exceso de aire.
g	Gravedad.
H₂O	Agua.
k	Conductividad térmica.
K	Grados Kelvin.
KJ/Kg	Kilo-Joules sobre Kilo-gramos.
Lbm/h	Libras masa por hora.
LHV	Poder calorífico inferior del combustible.
m	Metro.
mm	Milímetro.
m²	Metros cuadrado.
MRT	Temperatura media radiante.
Nu	Número de Nusselt.
Pa	Pascal.
Pr	Número de Prandtl.
Psi	Libras por pulgada cuadrada.
Ra	Número de Rayleigh.
Re	Número de Reynolds.
W	Watts.
α_g	Absortividad del gas.
ε_g	Emisividad del gas.
μ	Viscosidad dinámica.
ρ	Densidad.

SIMBOLOGÍA

A_S	Área superficial.
A_{Tensor}	Área seccional del tensor.
A_{wa}	Área de la pared del hogar.
$D_{in,H}$	Diámetro interior del hogar.
$D_{out,H}$	Diámetro exterior del hogar.
E	Eficiencia de soldadura.
$\dot{E}_{L,Coraza}$	Calor perdido por la coraza.
f	Factor de fricción.
fm_i	Fracción másica del componente “i” en los gases de combustión.
h_1	Entalpía del agua de alimentación.
h_g	Entalpía de vapor saturado.
h_i	Coefficiente convectivo de “i”.
k_c	Coefficiente de absorción efectiva del hollín.
k_y	Coefficientes de absorción efectiva de los gases triatómicos.
K_L	Coefficiente de pérdida en accesorios.
L	Longitud media efectiva.
L_H	Longitud del hogar.
\dot{m}_a	Flujo másico de aire.
\dot{m}_f	Flujo másico de combustible.
\dot{m}_{H_2O}	Flujo de vapor generado.
\dot{m}_{pc}	Flujo másico de los productos de combustión.
p	Paso entre tensores.
P	Presión dentro del hogar.
Q	Carga soportada por una silla.
\dot{Q}_{H_2O}	Flujo de calor transferido al agua.
q_{rad}	Calor radiativo.
q_{rad}	Calor transferido en el haz de tubos
$r_{a/f}$	Relación aire-combustible.
r_{CO_2}	Fracción volumétrica del CO_2 en los gases de combustión.
r_{H_2O}	Fracción volumétrica del H_2O en los gases de combustión.

R_i	Resistencia térmica de "i".
S	Esfuerzo máximo permitido en el material.
t	Espesor de plancha.
T_1	Temperatura de flama adiabática.
T_2	Temperatura de los gases a la salida del hogar.
T_a	Temperatura del aire en el ambiente.
T_f	Temperatura a la que ingresa el combustible.
T_{fl}	Temperatura de la flama.
T_{out}	Temperatura de los gases a la salida del haz de tubos.
$T_{S,C}$	Temperatura superficial de la coraza.
T_{wa}	Temperatura de la pared del hogar.
V	Volumen del hogar.
$\overline{VC_p}$	Calor específico promedio de los productos de combustión.
\overline{V}_m	Velocidad media de los productos de combustión.
x	Coeficiente angular.
y	Coeficiente de temperatura.
Y_i	Fracción molar del componente "i" en los gases de combustión.
α_{air}	Difusividad térmica del aire.
α_c	Absortividad del dióxido de carbono.
α_w	Absortividad del vapor de agua.
β_{air}	Coeficiente de expansión volumétrica.
$\Delta\epsilon$	Factor de corrección de la emisividad.
ΔP_H	Caída de presión en el hogar.
ΔP_T	Caída de presión en un tubo.
$\Delta P_{C,E}$	Caída de presión en expansiones y contracciones bruscas.
ΔP_{Tot}	Caída de presión total.
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica.
ϵ	Rugosidad media.
ϵ_c	Emisividad del dióxido de carbono.
ϵ_{fl}	Emisividad de la flama.
ϵ_{fu}	Emisividad del hogar.
ϵ_L	Emisividad luminosa.
ϵ_{NL}	Emisividad no luminosa.
ϵ_s	Emisividad del conjunto flama-pared del hogar.
ϵ_w	Emisividad del vapor de agua.

ϵ_{wa}	Emisividad de la pared del hogar.
$\eta_{Caldera}$	Eficiencia térmica de la caldera.
ν_{air}	Viscosidad cinemática del aire.
ξ	Factor de suciedad.
π	Pi.
σ	Constante de Boltzman.
σ_i	Esfuerzo de flexión, tangencial o circunferencial en la coraza.
σ_{H2O}	Tensión superficial.
ϕ	Coeficiente de retención de calor.
ψ	Factor de Eficiencia térmica de la pared.

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Partes constitutivas de una caldera pirotubular horizontal.	8
Figura 2. Representación gráfica de MRT.....	17
Figura 3. Volúmenes de control para el análisis termodinámico de caldera. 22	22
Figura 4. Diagrama para el cálculo de la temperatura de flama adiabática.	28
Figura 5. Diagrama para el cálculo del calor transferido en el hogar.	32
Figura 6. Malla térmica para el hogar.....	40
Figura 7. Diagrama para el cálculo de la temperatura de salida de los gases. 46	46
Figura 8. Malla térmica para el tubo.....	47
Figura 9. Turbulador tipo platina retorcida.....	49
Figura 10. Malla para el cálculo de las pérdidas por la coraza.	53
Figura 11. Expansiones y contracciones bruscas en la caldera.....	62
Figura 12. Gráfico para la determinación del factor a.	72
Figura 13. Áreas adyacentes a la coraza que no necesitan soporte según PFT-25.2.	75
Figura 14. Área de compensación en plano de mayor carga.....	79
Figura 15. Variables par el cálculo de áreas disponibles para refuerzo.	81
Figura 16. Variables para el diseño de sillas para soporte de recipientes a presión.	85
Figura 17. Soporte para recipiente a presión tipo silla.	88
Figura 18. Juntas aceptables para diferentes espesores.....	90
Figura 19. Diagrama de bloques para el cálculo de la combustión y la temperatura de flama adiabática.....	94
Figura 20. Diagrama de bloques para el cálculo de la transferencia de calor en el hogar.	95
Figura 21. Diagrama de bloques para el cálculo de la transferencia de calor en el haz de tubos.....	96
Figura 22. Diagrama de bloques para el cálculo de la pérdida de calor en la coraza.	97
Figura 23. Diagrama de bloques para el cálculo de la eficiencia y la capacidad nominal.	98
Figura 24. Diagrama de bloques para el cálculo de caídas de presión.....	98

Figura 25. Caldera de 30 BHp a diesel.	102
Figura 26. Tasa de producción de vapor vs. consumo de combustible.	103
Figura 27. Eficiencia térmica vs. consumo de combustible.	104
Figura 28. Temperatura de los gases a la salida del haz de tubos vs. consumo de combustible.	104
Figura 29. Caída de presión vs. consumo de combustible.	105

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1.	Valores de y/x para combustibles orgánicos [1].	24
Tabla 2.	Propiedades del diesel y búnker [1].	29
Tabla 3.	Correlaciones para el cálculo de la emisividad del vapor de agua [8].	36
Tabla 4.	Correlaciones para el cálculo de la emisividad del dióxido de carbono [8].	36
Tabla 5.	Resistencias por fouling para distintos medios [9].	41
Tabla 6.	Valores de rugosidad media para materiales comunes en la fabricación de calderas.	60
Tabla 7.	Valores del coeficiente de pérdida para expansiones y contracciones abruptas.	63
Tabla 8.	Espesores mínimos de la coraza según código PFT-9.1.	69
Tabla 9.	Espesores mínimos del espejo según PFT-9.2.1.	73
Tabla 10.	Valores de k para el cálculo de las sillas.	89
Tabla 11.	Inspecciones radiográficas requeridas para juntas soldadas.	90
Tabla 12.	Datos de geometría y condiciones operacionales de un caldero de 30 BHp.	101
Tabla 13.	Resultados obtenidos mediante los tres métodos planteados.	102
Tabla 14.	Temperatura de los gases a la salida de la caldera.	103

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Espejo de Caldera Pirotubular Horizontal de 30 BHp.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo del siguiente trabajo final de graduación abarca principalmente lo siguiente:

En el capítulo 1 se describen las partes principales de una caldera para luego proceder a describir algunos de los métodos disponibles para el cálculo del calor transferido en el hogar de una caldera pirotubular; y se presenta el método de la temperatura media radiante.

En el capítulo 2 se presenta un modelo matemático para el diseño térmico de este tipo de calderas, el cual empieza mediante un análisis termodinámico en donde se definen los volúmenes de control que intervienen en el proceso de intercambio de energía, para luego, mediante un análisis de transferencia de calor proceder a determinar dichos intercambios de energía a fin de obtener resultados útiles para la evaluación de un determinado diseño.

En el capítulo 3 se realiza un análisis de las caídas de presión que experimenta los productos de combustión al pasar a través de la caldera.

En el capítulo 4 se presenta una metodología de cálculo para llevar a cabo del diseño mecánico de este tipo de calderas, tomando como referencia las partes aplicables del código ASME, sección I.

En el capítulo 5 se realiza una descripción del programa escrito a fin de resolver las ecuaciones citadas en el modelo, se presentan y comparan los resultados obtenidos mediante el método de la MRT y los métodos citados en el primer capítulo; y se realiza un análisis de los resultados obtenidos.

Finalmente en el capítulo 5 se presentan las respectivas conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO 1

1. CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES

En este capítulo se presenta una breve introducción acerca de calderas pirotubulares horizontales con quemadores a diesel o búnker, sus partes constitutivas y funcionamiento. También se da a conocer los principales métodos para realizar el diseño térmico del hogar de las mismas; y se presenta el método de la temperatura media radiante. Por último se da a conocer las normas que se deben tener en cuenta al momento de realizar el diseño mecánico de una caldera de este tipo.

1.1. Generalidades de las calderas pirotubulares horizontales.

En general el término “caldera” hace referencia a un recipiente en el cual se genera vapor o se calienta agua a una presión mayor a la atmosférica, aprovechando la energía contenida en los gases a elevada temperatura provenientes de la combustión de algún tipo de combustible sólido, líquido o gaseoso; además, se dice que una

caldera es “Piro-tubular Horizontal” cuando los productos de combustión circulan por el interior de tubos dispuestos en posición horizontal; y están rodeados por agua en el exterior. Los tubos deben estar siempre sumergidos para evitar que se sobrecalienten y colapsen debido a la elevada presión y temperatura en su exterior.

Sus principales ventajas respecto a otro tipo de calderas son:

- Menor costo de fabricación debido a la simplicidad del diseño en comparación con calderas acu-tubulares de igual capacidad.
- Debido al gran volumen de agua en su interior, son capaces de amortiguar las fluctuaciones en la demanda de vapor.
- Son fáciles de inspeccionar, reparar y limpiar en comparación con una caldera acu-tubular.

Mientras que entre sus desventajas se tienen las siguientes:

- Mayor tamaño y peso que calderas acu-tubulares de la misma capacidad.
- Les toma más tiempo elevar la presión para entrar en funcionamiento debido al gran volumen de agua que almacenan.

Este tipo de calderas tienen un amplio campo de aplicaciones y se fabrican de varias capacidades dependiendo de la demanda de vapor requerida para el proceso; desde pequeñas calderas para la cocción de alimentos, esterilización de instrumentos, tinturado y planchado de ropa, entre otros procesos en los que se requiere vapor a una presión relativamente baja, hasta grandes calderas para la generación de energía, y otras aplicaciones en donde se requiere vapor a una presión y temperatura elevadas.

1.2. Descripción de partes constitutivas.

Este tipo de calderas cuentan con varios accesorios y dispositivos para garantizar su correcto desempeño y operación segura. A continuación se presenta una lista con las principales partes y accesorios de los que están constituidas [1]:

Quemador.- Este dispositivo se encarga del proceso de combustión, al atomizar el combustible y mezclarlo con la cantidad requerida de aire para generar la llama y liberar la energía química del combustible. Por lo general el combustible y el aire no se mezclan sino hasta llegar a la zona de la llama.

Hogar.- Es un cilindro sometido a presión en su superficie exterior, rodeado completamente de agua; mientras que en su interior se

lleva a cabo el proceso de combustión que libera la energía química contenida en el combustible y que se desea transferir al agua. Debe tener un diámetro y longitud adecuada de manera que la combustión sea lo más completa posible.

Haz de tubos.- Es un conjunto de tubos con un determinado espacio horizontal y vertical entre centros, dentro de los cuales circulan los productos de combustión provenientes del hogar a temperaturas no mayores a 1000°C en la entrada de los tubos. En muchas ocasiones la temperatura de los gases a la salida del haz de tubos aún es elevada, por lo que se opta por hacer pasar los gases por otro haz de tubos con menor número de tubos, con el fin de incrementar la turbulencia y mejorar la transferencia de calor; de manera que se aprovecha en mayor grado la energía contenida en los gases. En este tipo de calderas los gases pueden llegar a pasar hasta cuatro veces a lo largo de la caldera.

Coraza.- Es un recipiente cilíndrico sometido a presión en su superficie interna, en cuyo interior se alojan el haz de tubos y el hogar, los cuales están soportados por medio de los espejos.

Espejos.- Se ubican en los extremos de la coraza, cierran el recipiente y además se encargan de sostener al haz de tubos y al hogar, y éstos a su vez brindan soporte a los espejos; sin embargo, en algunas ocasiones se requiere tensores en la parte superior de los espejos que no está soportada por tubos, para que dichos espejos sean capaces de resistir la presión interior.

Tapas.- Son piezas metálicas abisagradas, las cuales tienen en su interior una capa de ladrillo aislante y cemento refractario a fin de soportar las elevadas temperaturas de los productos de combustión. Brindan acceso al haz de tubos y al hogar para su respectiva limpieza, inspección y mantenimiento.

Registros de inspección.- Son aberturas en la coraza que permiten limpiar, inspeccionar y reparar la caldera en su interior. Se los conoce como registro para hombre (Manhole) o registro para mano (Handhole), dependiendo de su tamaño.

Chimenea.- Se ubica a la salida del último haz de tubos, por donde salen los productos de combustión a la atmósfera.

Dispositivos de control y seguridad.- Sirven para garantizar el correcto funcionamiento de la caldera. Cortan el suministro de combustible al quemador cuando el nivel de agua en el interior de la caldera es muy bajo o cuando la presión en el interior alcanza valores excesivos. A continuación se listan algunos de ellos [1]:

- Control de nivel de agua.
- Control de nivel muy bajo de agua.
- Control de presión.
- Válvula de seguridad.
- Detector de llama.

En la Figura 1 se muestra una caldera pirotubular horizontal típica, en donde se señalan las partes mencionadas anteriormente.

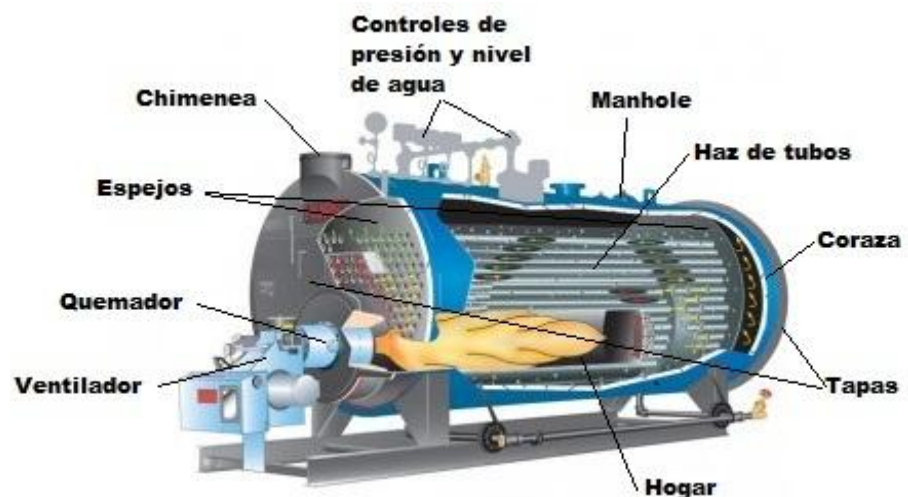


FIGURA 1. PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL.

1.3. Métodos Disponibles para el Cálculo del Calor Radiativo Transferido en el Hogar.

El diseño del hogar de una caldera es un tema crítico y debe ser tratado con mucho cuidado, ya que el hogar debe poseer las dimensiones adecuadas para permitir una combustión completa del combustible, además de absorber el calor radiativo y enfriar los gases lo suficiente antes de que ingresen a la zona convectiva.

En el interior del hogar el proceso predominante de transferencia de calor se da gracias a la radiación proveniente de la flama. Para el caso de calderas con quemadores de diesel o búnker, esta radiación tiene un componente luminoso y uno no luminoso. A continuación se describe brevemente la causa de cada uno de estos componentes:

Radiación No Luminosa.- Se debe a los gases triatómicos generados en el proceso de combustión, estos gases son: Dióxido de carbono (CO_2) y el vapor de agua (H_2O). Su intensidad está determinada por la temperatura y presión parcial de cada componente, además de la forma y tamaño del volumen que ocupan los productos de combustión.

Radiación Luminosa.- Se debe a la partículas de hollín generadas en el proceso de combustión. Estas partículas tienen una alta emisividad y pueden hacer a la flama muy brillante.

Para una misma temperatura la intensidad de radiación proveniente de los gases triatómicos es menor que la proveniente de las partículas de hollín, es decir que el componente radiativo luminoso es generalmente mayor al no luminoso.

Prabir Basu [2] ha realizado publicaciones acerca del diseño y cálculo de hogares para calderas. A continuación se hace una descripción de los métodos sugeridos en sus publicaciones.

Una manera de calcular el calor transferido en el hogar se basa en suponer que los productos de combustión están encerrados completamente por la superficie del hogar, es decir que todo el calor emitido desde los mismos es absorbido por la pared del hogar (factor de forma igual a 1); por lo que el flujo neto de calor entre estas dos superficies es:

$$q_{\text{rad}} = \epsilon_s \sigma A_{\text{wa}} (T_{\text{fl}}^4 - T_{\text{wa}}^4) \quad (1.3.1)$$

En donde:

T_{fl} : Temperatura de la flama (K).

T_{wa} : Temperatura de la pared del hogar (K).

A_{wa} : Área de la pared del hogar (m^2).

σ : Constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2-K^4)

El factor ϵ_s representa la emisividad del conjunto flama-pared del hogar; y está dada por la ecuación 1.3.2, según referencia [2].

$$\epsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{fl}} + \frac{1}{\epsilon_{wa} - 1}} \quad (1.3.2)$$

Las variables ϵ_{fl} y ϵ_{wa} representan la emisividad de la flama y la pared del hogar, respectivamente.

Es evidente que para hacer uso de la ecuación 1.3.1 se requiere conocer la emisividad de la flama y de la pared del hogar, así como sus respectivas temperaturas; sin embargo, estos valores no son fáciles de calcular, por este motivo se proponen dos aproximaciones simplificadas, las cuales se detallan a continuación [2].

Aproximación empleando la emisividad del hogar.

El calor total absorbido por la superficie del hogar está dado por la ecuación 1.3.3.

$$q_{\text{rad}} = \psi A_{\text{wa}} \varepsilon_{\text{fu}} \sigma T_{\text{fl}}^4 \quad (1.3.3)$$

El factor ψ se denomina factor de eficiencia térmica de la pared del hogar y está dado por la ecuación 1.3.4, según referencia [2].

$$\psi = x \cdot \xi \quad (1.3.4)$$

En donde “ x ”, denominado coeficiente angular, representa la fracción de calor absorbido por la superficie del hogar respecto a la que pudo haber absorbido si fuese un plano continuo paralelo al volumen de gas. Para una caldera pirotubular, el hogar se encuentra envolviendo al volumen de gas, por lo que se asume que este valor es igual a uno ($x=1$). Mientras que ξ se denomina factor de suciedad; y para calderas con quemadores de diesel y búnker toma el valor de 0.55, según la referencia [2].

La emisividad del hogar ε_{fu} está dada por la siguiente expresión [2].

$$\varepsilon_{fu} = \frac{\varepsilon_{fl}}{\varepsilon_{fl} + (1 - \varepsilon_{fl})\psi} \quad (1.3.5)$$

La emisividad de la flama (ε_{fl}) está dada por la ecuación 1.3.6, según referencia [2].

$$\varepsilon_{fl} = m \cdot \varepsilon_L + (1 - m)\varepsilon_{NL} \quad (1.3.6)$$

En donde m representa la porción luminosa de la flama; y es igual a 0.55 para calderas con quemadores de diesel y búnker [2]. Los factores ε_L y ε_{NL} representan la emisividad luminosa y no luminosa, respectivamente; sus valores están dados por las ecuaciones 1.3.7 y 1.3.8, según referencia [2].

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-(k_y r + k_c)PL} \quad (1.3.7)$$

$$\varepsilon_{NL} = 1 - e^{-k_y r PL} \quad (1.3.8)$$

Los factores k_y y k_c representan los coeficientes efectivos de absorción debido a los gases triatómicos y al hollín, respectivamente; su cálculo y el de las otras variables (r , P , L) se detalla en el siguiente capítulo.

Si bien se han desarrollado ecuaciones para el cálculo de las variables presentes en la ecuación 1.3.3, se debe tener cuidado con el valor de la temperatura de flama (T_{fl}) a utilizar; se sabe que su valor está entre la temperatura de flama adiabática y la temperatura de los gases a la salida del hogar, pero su valor preciso es difícil de estimar. Por este motivo se desarrolló un método alternativo que se presenta a continuación [2].

Aproximación empleando una temperatura adimensional.

Este método aproximado ha sido desarrollado empíricamente, y establece que la temperatura de los productos de combustión a la salida del hogar está dada por la ecuación 1.3.9.

$$T_2 = \frac{T_1}{M \left[\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{fu} \cdot \psi \cdot A_{wa} \cdot T_1^3}{\phi \cdot B \cdot \bar{V} C_p} \right]^{0.6} + 1} \quad (1.3.9)$$

En donde:

T_1 : Temperatura de flama adiabática (K).

B : Flujo de combustible (Kg/s).

ϕ : Coeficiente de retención de calor. Se asume un valor de 0.98.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann en ($KW/m^2 \cdot K^4$), según referencia [3].

M: Coeficiente que relaciona el patrón de temperatura en el hogar.

Está dado por la ecuación 1.3.10, según referencia [3].

$$M = A - B \cdot X \quad (1.3.10)$$

Para calderas con quemadores de diesel o búnker se tiene que $A=0.54$; $B=0.2$ y $X=0.14$, según la referencia [3].

$\overline{VC_p}$: Calor específico promedio de los productos de combustión formado por 1 kg de combustible, dentro del intervalo de T_1 a T_2 . Su valor está dado por la ecuación 1.3.11, según referencia [2].

$$\overline{VC_p} = \frac{Q_1 - Q_2}{T_1 - T_2} \quad (1.3.11)$$

Los términos Q_1 y Q_2 representan la energía contenida en los productos de combustión a la entrada y salida del hogar, respectivamente. Pueden ser evaluados como el producto del flujo másico de los gases con sus respectivos calores específicos y temperaturas.

1.4. Método de la temperatura media radiante.

La variable más influyente en el cálculo del calor radiativo en las ecuaciones 1.3.1 o 1.3.3 es sin duda la temperatura de la flama (T_{fl}). Una aproximación usada con frecuencia para esta temperatura, debido a su simplicidad según la referencia [4], es la dada por la ecuación 1.4.1.

$$\bar{T} = \sqrt{T_1 \cdot T_2} \quad (1.4.1)$$

En donde T_1 y T_2 representan la temperatura de flama adiabática y a la salida del hogar, respectivamente. Sin embargo, según una publicación hecha por Z. Warga [4], existe una gran diferencia entre la temperatura medida y calculada a la salida del hogar cuando se hace uso de la ecuación 1.4.1 para calcular el calor radiativo. En sus resultados muestra que la temperatura calculada a la salida del hogar es considerablemente mayor a la medida, lo que sugiere que la temperatura de flama dada por la ecuación 1.4.1 está subestimada.

Como se observa en la ecuación 1.3.1, para el cálculo del flujo de calor por radiación, las temperaturas de las superficies involucradas se relacionan a la cuarta potencia; por este motivo, para el cálculo de la temperatura de la flama (T_{fl}) Z. Warga propone calcular el

valor medio de la temperatura de flama adiabática (T_1) y a la salida del hogar (T_2) elevadas a la cuarta potencia, al cual denomina temperatura media radiante (**MRT**). En la Figura 2 se ilustra este valor medio.

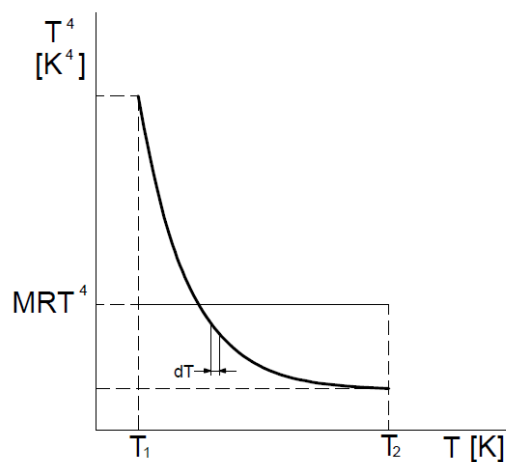


FIGURA 2. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE MRT.

Al usar la ecuación general para calcular una media aritmética, se puede escribir la siguiente expresión:

$$MRT^4 = \frac{\sum_{i=1}^n T_i^4}{n} \quad (1.4.2a)$$

A medida que el paso entre observaciones tiende a un diferencial, la sumatoria se convierte en una integral y el número de observaciones (n) se convierte en el rango de temperaturas (T_1-T_2), por lo que se plantea la ecuación 1.4.2b.

$$\text{MRT}^4 = \frac{\int_{T_2}^{T_1} T^4 dT}{T_1 - T_2} \quad (1.4.2b)$$

Luego de efectuar la integración y despejar MRT en la ecuación 1.4.2b, se obtiene la ecuación 1.4.3.

$$\text{MRT} = \sqrt[4]{\frac{T_1^5 - T_2^5}{5(T_1 - T_2)}} \quad (1.4.3)$$

Al evaluar las ecuaciones 1.4.1 y 1.4.3 con los mismos valores de T_1 y T_2 , el resultado obtenido con la segunda es considerablemente mayor, lo cual provoca que el calor radiativo cedido por los productos de combustión; y calculado mediante la ecuación 1.3.1 también se incremente, dando como resultado una disminución en la temperatura de los gases a la salida del hogar de la caldera.

1.5. Normas a utilizar.

Para describir la metodología de cálculo y principales consideraciones a tener en cuenta al momento de realizar el diseño mecánico de una caldera pirotubular horizontal, se emplearán como referencia las siguientes normas:

- Código ASME, Sección I. “Reglas para la Construcción de Calderas”.
- Código ASME, Sección II, Parte D. “Propiedades de los Materiales”.

En el capítulo II también se hace referencia a la Norma TEMA, para el cálculo de las propiedades de las mezclas de gases, así como para determinar las resistencias por suciedad (fouling) en las paredes de los tubos.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO TÉRMICO DE CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES

En este capítulo se describe la metodología de cálculo para realizar el diseño térmico de calderas pirotubulares horizontales, elaborando un modelo matemático que permita analizar y cuantificar las interacciones de energía que tienen lugar dentro de la caldera y con el ambiente.

2.1. Termodinámica de las calderas pirotubulares horizontales.

En esta sección se realiza un análisis termodinámico de las calderas pirotubulares horizontales, estableciendo los volúmenes de control además de los intercambios de calor entre ellos y con el ambiente. No se considera la química reactiva de la combustión (entalpías de formación), en su lugar se emplea la temperatura de flama adiabática para incluir la energía química del combustible.

2.1.1. Volúmenes de control y balances de energía.

Se considera que dentro de la caldera existen dos volúmenes de control muy bien definidos, el del lado de los productos de combustión y el del lado del agua en evaporación. Para realizar el análisis se establecen los siguientes supuestos:

- La caldera funciona en estado estable.
- La pérdida de calor por la coraza se da por el lado del volumen de control del agua en evaporación.
- La pérdida de calor por las tapas de la caldera es despreciable, debido a que estas se encuentran muy bien aisladas en su interior, además su área es pequeña en comparación con el área de la coraza.

Si bien la pérdida de calor en la coraza es relativamente baja en comparación a la pérdida debido a la elevada temperatura de los productos de combustión a la salida de la caldera, el considerarla permite cuantificar el espesor del material aislante requerido a fin de obtener una temperatura superficial aceptable en el exterior de la coraza.

A continuación se muestra la Figura 3, en donde se diferencian los volúmenes de control y las distintas interacciones de energía entre ellos y con el ambiente.

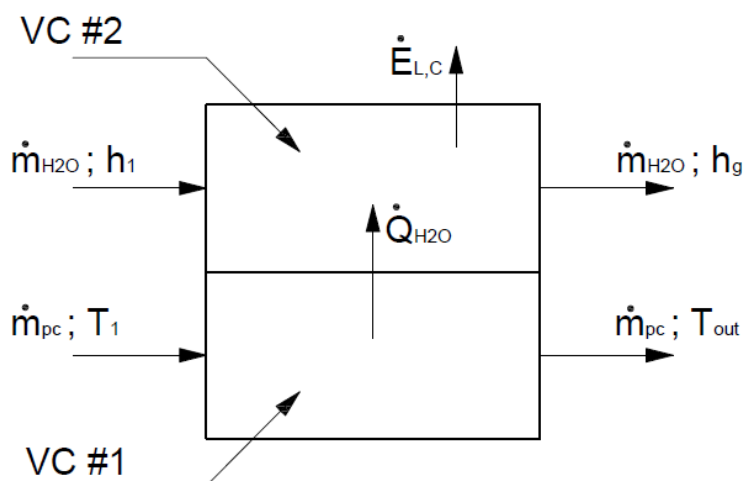


FIGURA 3. VOLÚMENES DE CONTROL PARA EL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE CALDERA.

Seguidamente se procede a realizar los balances de energía para cada volumen de control, obteniendo lo siguiente:

Volumen de control #1:

$$\cancel{\dot{E}_{in}} + \cancel{\dot{E}_g} - \cancel{\dot{E}_{out}} = \cancel{\Delta \dot{E}_{VC1}}^0$$

$$\dot{m}_{pc} C_{p1} T_1 = \dot{Q}_{H2O} + \dot{m}_{pc} C_{pout} T_{out}$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{pc}[C_{p1}T_1 - C_{p_{out}}T_{out}] = q_{Tot,H} + q_{Haz} \quad (2.1.1)$$

Volumen de control #2:

$$\dot{E}_{in} + \cancel{\dot{E}_g} - \dot{E}_{out} = \Delta \cancel{\dot{E}_{VC2}}^0$$

$$\dot{m}_{H_2O}h_1 + \dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O}h_g + \dot{E}_{L,Coraza}$$

Con lo que la tasa de producción de vapor (capacidad nominal de la caldera) estará dada por la ecuación 2.1.2.

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_{H_2O} - \dot{E}_{L,Coraza}}{h_g - h_1} \quad (2.1.2)$$

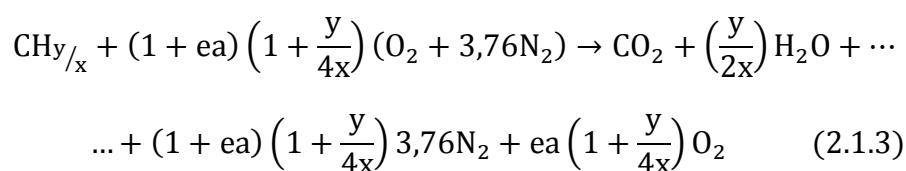
2.1.2. Análisis de la combustión en el hogar de las calderas pirotubulares.

Para determinar el flujo másico de los productos de combustión es necesario desarrollar la ecuación de combustión para el tipo de combustible utilizado. Para esto se citan los siguientes supuestos:

- Se asume que los combustibles son orgánicos, es decir que están compuestos únicamente por carbono y oxígeno.

- El exceso de aire, será el necesario para obtener una combustión completa.

Con estos supuestos se procede a plantear la ecuación de combustión balanceada para un combustible orgánico, la misma que será:



En donde:

ea: Exceso de aire requerido para una combustión completa.

x, y: Número de moles de carbono e hidrógeno respectivamente, presentes en el combustible. En la Tabla 1 se muestran los valores de y/x para combustibles orgánicos.

TABLA 1. VALORES DE y/x PARA COMBUSTIBLES ORGÁNICOS [1].

COMBUSTIBLE (C_xH_y)	y/x
Diesel	1.73
Búnker	1.5

A partir de la ecuación de combustión (ecuación 2.1.3) se determina el número total de moles en los productos y la masa total de productos por cada kilo-mol de combustible, calculando a través de las ecuaciones 2.1.4 y 2.1.5.

$$n_{\text{tot}} = 1 + \left(\frac{y}{2x}\right) + 3,76(1 + ea) \left(1 + \frac{y}{4x}\right) + ea \left(1 + \frac{y}{4x}\right) \quad (2.1.4)$$

$$m_{\text{tot}} = \sum n_i M_i \quad (2.1.5)$$

En donde n_i y M_i representan el número de moles y masa molar del componente “i”, respectivamente.

Con estos valores se procede a calcular las fracciones molares para cada componente y también se calculan las fracciones másicas [5], las cuales están dadas por las ecuaciones 2.1.6 y 2.1.7:

$$Y_i = \frac{n_i}{n_{\text{tot}}} \quad \sum Y_i = 1 \quad (2.1.6)$$

$$fm_i = \frac{n_i M_i}{m_{\text{tot}}} \quad \sum fm_i = 1 \quad (2.1.7)$$

Se calcula la relación aire combustible mediante la ecuación 2.1.8:

$$r_{a/f} = \frac{(1 + ea) \left(1 + \frac{y}{4x}\right) M_{O_2} + 3,76(1 + ea) \left(1 + \frac{y}{4x}\right) M_{N_2}}{M_C + \left(\frac{y}{x}\right) M_H} \quad (2.1.8)$$

Con la ecuación 2.1.8 se determina el flujo másico de aire para un determinado consumo de combustible (\dot{m}_f); y el flujo másico de los productos de combustión, los cuáles están dados por las ecuaciones 2.1.9 y 2.1.10, respectivamente.

$$\dot{m}_a = r_{a/f} \dot{m}_f \quad (2.1.9)$$

$$\dot{m}_{pc} = \dot{m}_a + \dot{m}_f = \left(1 + r_{a/f}\right) \dot{m}_f \quad (2.1.10)$$

2.1.3. Propiedades de las mezclas de gases.

Para el cálculo de la transferencia de calor es necesario determinar las propiedades físicas de la mezcla de gases presente en los productos de combustión. Para esto se supone que cada componente de la mezcla se comporta como un gas ideal. Las propiedades de los productos de combustión estarán dadas por las siguientes ecuaciones [6]:

$$C_{p_{pc}} = \sum_i^n f_{m_i} C_{p_i} \quad (2.1.10)$$

$$\rho_{pc} = \sum_i^n f_{m_i} \rho_i \quad (2.1.11)$$

$$Pr_{pc} = \sum_i^n f_{m_i} Pr_i \quad (2.1.12)$$

$$k_{pc} = \frac{\sum_i^n Y_i M_i^{1/3} k_i}{\sum_i^n Y_i M_i^{1/3}} \quad (2.1.13)$$

$$\mu_{pc} = \frac{\sum_i^n Y_i M_i^{1/2} \mu_i}{\sum_i^n Y_i M_i^{1/2}} \quad (2.1.14)$$

La suposición de gases ideales es aceptable, debido a que los mismos dentro de la caldera se encuentran a una elevada temperatura y baja presión respecto de su punto crítico.

2.1.4. Temperatura de flama adiabática.

Como se dijo antes, este análisis no toma en cuenta la química reactiva del proceso de combustión, en su lugar se emplea la temperatura de flama adiabática para considerar la energía química del combustible. A continuación se presenta la Figura 4, en la que se aprecia las variables de interés para el cálculo de la temperatura de flama adiabática.

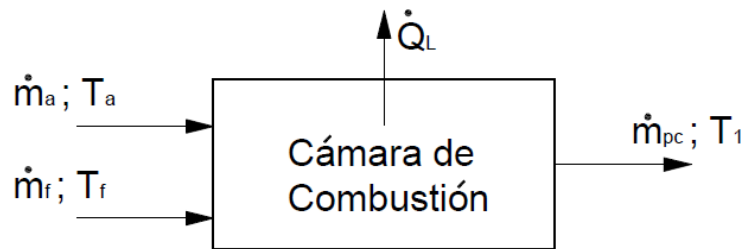


FIGURA 4. DIAGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE FLAMA ADIABÁTICA.

En ausencia de cualquier interacción de trabajo, la energía química liberada durante un proceso de combustión se pierde como calor hacia los alrededores o se usa internamente para elevar la temperatura de los gases de combustión. En el caso límite en que no haya pérdida de calor ($\dot{Q}_L=0$), la temperatura de los productos de combustión alcanza un máximo, el cual se conoce como Temperatura de flama adiabática [5]. Para su cálculo se citan los siguientes supuestos:

- La combustión es completa.
- No existen pérdidas de calor.
- No existe disociación de los productos de combustión.

Al efectuar un balance de energía y masa, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \Delta \dot{E}_{VC1}$$

$$\dot{m}_a C_{p_a} T_a + \dot{m}_f C_{p_f} T_f + \dot{m}_f LHV - \dot{m}_{pc} C_{p_1} T_1 - \dot{Q}_L = 0$$

$$T_1 = \frac{\dot{m}_a C_{p_a} T_a + \dot{m}_f [C_{p_f} T_f + LHV]}{\dot{m}_{pc} C_{p_1}} \quad (2.1.15)$$

El calor específico de los productos de combustión de la ecuación 2.1.15 debe ser evaluado a la temperatura de flama adiabática, la cual aún no se conoce, por lo que se debe empezar asumiendo un valor de temperatura para evaluar el C_{p_1} , para lo cual el uso de esta ecuación se convierte en un cálculo iterativo en el cual la temperatura calculada debe ser retroalimentada para evaluar el C_{p_1} hasta que converjan los resultados. En la Tabla 2 se muestran los valores de poder calorífico inferior (LHV), calor específico (C_{p_f}) y densidad (ρ) para combustibles orgánicos.

TABLA 2. PROPIEDADES DEL DIESEL Y BÚNKER [1].

Combustible	LHV (KJ/Kg)	C_{p_f} (J/Kg-K)	ρ (Kg/m ³)
Diesel	42512	2426	846
Búnker	40452	1700	1012

2.1.5. Consumo de combustible y Eficiencia.

El consumo de combustible es uno de los parámetros de entrada para efectuar el diseño térmico de la caldera; además la eficiencia de la caldera se define como la razón entre la energía útil para producir vapor y la energía liberada por el combustible, por lo que se plantea la ecuación 2.1.16.

$$\eta_{\text{Caldera}} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}[h_g - h_1]}{\dot{m}_f \text{LHV}} \quad (2.1.16)$$

En la ecuación 2.1.16 se evidencia que para una determinada presión de operación (la cual establece el valor de la entalpía de vapor saturado, h_g) y consumo de combustible, la eficiencia depende de la tasa de vapor producida y el estado en el que se encuentre el agua de alimentación a la caldera, el cual establece el valor de la entalpía de entrada (h_1).

2.2. Transferencia de calor en calderas pirotubulares horizontales.

Una vez concluido el análisis termodinámico de la caldera, se determinó las cantidades globales de energía a ser consideradas para el cálculo de la capacidad nominal de la caldera y la eficiencia térmica; sin embargo, este análisis hace abstracción de la forma de la caldera. Es por este motivo que la transferencia de calor

desempeña un papel fundamental, ya que esta ayuda a determinar el área requerida y su distribución, a fin de lograr transferir las cantidades de energía requeridas para obtener los resultados esperados.

2.2.1. Transferencia de calor en el hogar de la caldera.

Para el cálculo de la transferencia de calor en el hogar de la caldera se considera únicamente el calor proveniente de la radiación no luminosa debido a la elevada temperatura de los gases de dióxido de carbono y vapor de agua presentes en los productos de combustión; y la radiación luminosa debida a la llama, cuya alta emisividad se debe principalmente a las partículas de hollín que se generan en el proceso de combustión del diesel o búnker. Para este cálculo se citan los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable.
- Únicamente se considera la radiación en el cálculo de la transferencia de calor, es decir que se desprecia el aporte de la convección, debido a que es relativamente pequeño en comparación a la radiación producida por los gases a elevada temperatura.

- El área interior del hogar se comporta como un cuerpo negro debido a la presencia de las partículas de hollín adheridas a la pared, las mismas que son altamente emisivas.
- La temperatura de los gases de combustión a lo largo del hogar es igual a la temperatura media radiante.
- Se considera al volumen de gas como un cilindro de longitud infinita radiando a su superficie.

A continuación, en la Figura 5 se indican los volúmenes de control a considerar en el cálculo del calor transferido en hogar.

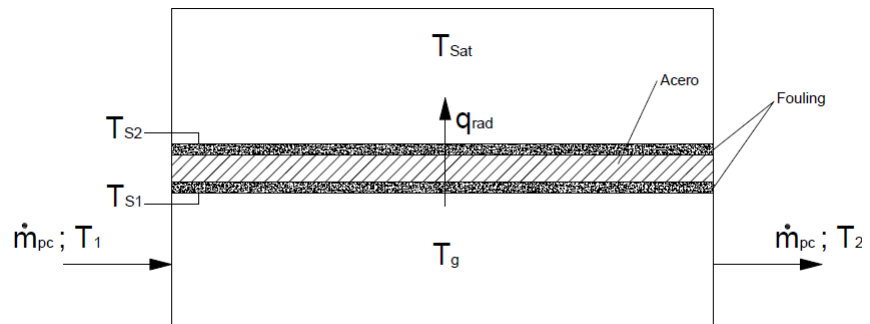


FIGURA 5. DIAGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL CALOR TRANSFERIDO EN EL HOGAR.

Bajo los supuestos planteados anteriormente, se considera que el calor transferido al agua desde el hogar de la caldera

se da principalmente por radiación luminosa y no luminosa, por lo que se plantea la ecuación 2.1.1.

$$q_{\text{rad}} = q_{\text{NL}} + q_{\text{L}} \quad (2.2.1)$$

Para el cálculo del calor no luminoso debido a la elevada temperatura de los gases de CO_2 y H_2O , se considera que los mismos están a una temperatura igual a T_g dada por la ecuación 1.4.3, e intercambian calor con la superficie interior del hogar, considerada como superficie negra a T_{S1} . La superficie negra absorberá toda la radiación, sin embargo, también emitirá radiación, por lo que el flujo neto de calor estará dado por la ecuación 2.2.2, según referencia [7]:

$$q_{\text{NL}} = A_{S1} \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{S1}^4) \quad (2.2.2)$$

En donde:

ϵ_g : Emisividad de la mezcla de CO_2 y H_2O .

α_g : Absortividad de la mezcla de CO_2 y H_2O .

La emisividad de la mezcla de gases se calcula de la mediante la ecuación 2.2.3.

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon \quad (2.2.3)$$

Donde:

ε_w : Emisividad del vapor de agua.

ε_c : Emisividad del dióxido de carbono.

$\Delta\varepsilon$: Factor de corrección que justifica la reducción de emisión debido a la absorción mutua de radiación entre los dos gases.

Para el cálculo de la emisividad, tanto del vapor de agua como del dióxido de carbono, se emplea la siguiente metodología, con un error máximo del 5% y 10% para el H₂O y CO₂, respectivamente, según referencia [8].

- Se calcula la emisividad a presión parcial cero con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_0(p_a L, p = 1 \text{ bar}, T_g) = \exp \left[\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ji} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \left(\log_{10} \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right)^i \right] \quad (2.2.4)$$

- La emisividad a diferentes condiciones de presión será:

$$\frac{\varepsilon(p_a L, p, T_g)}{\varepsilon_0(p_a L, 1 \text{ bar}, T_g)} = 1 - \frac{(a-1)(1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[-c \left[\log_{10} \frac{(p_a L)_m}{p_a L} \right]^2 \right] \quad (2.2.5)$$

- Seguidamente se calcula la emisividad de cada componente al multiplicar las ecuaciones (2.2.4) y (2.2.5):

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{0i}(p_i L, 1 \text{ bar}, T_g) \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)_i (p_i L, p, T_g) \quad ; \quad i = \text{H}_2\text{O} ; \text{CO}_2 \quad (2.2.6)$$

Donde:

p_i : Presión parcial del componente “i” (bar).

p : Presión de la mezcla (bar).

L : Longitud media efectiva (cm).

Bajo la suposición de cilindro de longitud infinita radiando sobre su superficie, la longitud media efectiva se calcula mediante la ecuación (2.2.7), según referencia [2].

$$L = 0.95 D_{in,H} \quad (2.2.7)$$

Donde:

$D_{in,H}$: Diámetro interior del hogar de la caldera.

En las Tablas 3 y 4 se presenta los valores de las constantes y correlaciones requeridas en las ecuaciones 2.2.4 y 2.2.5 para el cálculo de la emisividad del vapor de agua y dióxido de carbono, respectivamente.

TABLA 3. CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA EMISIVIDAD DEL VAPOR DE AGUA [8].

N,M			2,2		
C_{00}	...	C_{N0}	-2.2118	-1.1987	0.035596
\vdots	\ddots	\vdots	0.85667	0.93048	-0.14391
C_{0M}	...	C_{NM}	-0.10838	-0.17156	0.045915
P_E			$(p+2.56p_a/\sqrt{t})/p_0$		
$(p_aL)_m/(p_aL)_0$			$13.2t^2$		
a			2.144		$t < 0.75$
b			$1.888 - 2.053 \log_{10} t$		$t > 0.75$
c			$1.10/t^{1.4}$		
c			0.5		
$T_0=1000K, p_0=1 \text{ bar}, t=T/T_0, (p_aL)_0=1 \text{ bar cm}$					

TABLA 4. CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE LA EMISIVIDAD DEL DIÓXIDO DE CARBONO [8].

N,M			2,3			
C_{00}	...	C_{N0}	-3.9893	2.7669	-2.1081	0.39163
\vdots	\ddots	\vdots	1.2710	-1.1090	1.0195	-0.21897
C_{0M}	...	C_{NM}	-0.23678	0.19731	-0.19544	0.044644
P_E			$(p+0.28p_a)/p_0$			
$(p_aL)_m/(p_aL)_0$			$0.054/t^2$		$t < 0.7$	
			$0.225t^2$		$t > 0.7$	
a			$1+0.1/t^{1.45}$			
b			0.23			
c			1.47			
$T_0=1000K, p_0=1 \text{ bar}, t=T/T_0, (p_aL)_0=1 \text{ bar cm}$						

Para el cálculo del factor de corrección para la emisividad se emplea las siguientes ecuaciones [8]:

$$\Delta\varepsilon = \left[\frac{\zeta}{10.7 + 101\zeta} - 0.0089\zeta^{10.4} \right] \left(\log_{10} \frac{(p_{H_2O} + p_{CO_2})L}{(p_aL)_0} \right)^{2.76} \quad (2.2.8)$$

$$\zeta = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O} + p_{CO_2}} \quad (2.2.9)$$

El factor ζ aplica tanto para el cálculo de la emisividad como de la absortividad.

Las ecuaciones para el cálculo de la emisividad se pueden extender para el cálculo de la absortividad con solo modificar el parámetro " p_aL ", al multiplicarlo por (T_{S1}/T_g) . Por lo tanto, la absortividad de la mezcla de gases estará dada por la siguiente ecuación, según referencia [8].

$$\alpha_g = \alpha_w + \alpha_c - \Delta\alpha \quad (2.2.10)$$

Donde:

$$\alpha_i(p_iL, p, T_g, T_{S1}) = \left(\frac{T_g}{T_{S1}} \right)^{1/2} \varepsilon_i \left(p_iL \frac{T_{S1}}{T_g}, p, T_{S1} \right) ; i = H_2O; CO_2 \quad (2.2.11)$$

$$\Delta\alpha = \Delta\varepsilon \left(p_{\text{H}_2\text{O}} L \frac{T_{\text{S1}}}{T_{\text{g}}}, p_{\text{CO}_2} L \frac{T_{\text{S1}}}{T_{\text{g}}} \right) \quad (2.2.12)$$

Ahora se calcula el calor aportado por la llama, es decir, el calor luminoso debido a la alta emisividad de las partículas de hollín que se generan al combustionar el diesel o búnker. Este calor está dado por la ecuación 2.2.13.

$$q_L = A_{\text{S1}} \varepsilon_L \sigma (T_{\text{g}}^4 - T_{\text{S1}}^4) \quad (2.2.13)$$

El parámetro ε_L representa la emisividad de la llama que se calcula utilizando las siguientes ecuaciones [3]:

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-(k_y r + k_c) PL} \quad (2.2.14)$$

$$r = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{CO}_2} \quad (2.2.15)$$

$$k_y = \left[\frac{7.8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10rPL}} - 1 \right] \left[1 - 0.37 \frac{T_2}{1000} \right] \quad (2.2.16)$$

$$k_c = 0.3(2 - ea)(0.0016T_2 - 0.5) \frac{C}{H} \quad (2.2.17)$$

Donde:

r_{H_2O} y r_{CO_2} : Fracciones volumétricas de H_2O y CO_2 presentes en los productos de combustión.

P: Presión total dentro del hogar (MPa).

T_2 : Temperatura de los gases a la salida del hogar (K).

ea: Exceso de aire.

L: Longitud media efectiva en metros (m.).

C y **H**: Fracciones máscas del carbón e hidrógeno en el combustible.

En las ecuaciones 2.2.13 y 2.2.16 se hace mención a variables como la temperatura superficial T_{S1} en el interior del hogar y a la temperatura T_2 de los gases a la salida del hogar, las mismas que aún no han sido evaluadas. Para proceder al cálculo se empieza por asumir estos valores a fin de establecer los flujos de calor, para luego de realizado el cálculo del calor que el sistema es capaz de admitir, proceder a calcular estas temperaturas y retroalimentar sus valores en las ecuaciones anteriores, convirtiéndose este cálculo en un proceso completamente iterativo.

Para el cálculo del calor, que el sistema es capaz de receptor, se hace uso de una malla térmica en la cual se consideran las

resistencias que el flujo de calor debe atravesar para llegar desde los gases en el interior del hogar a T_g hasta el agua a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación (T_{sat}). A continuación, en la Figura 6 se muestra una malla térmica.

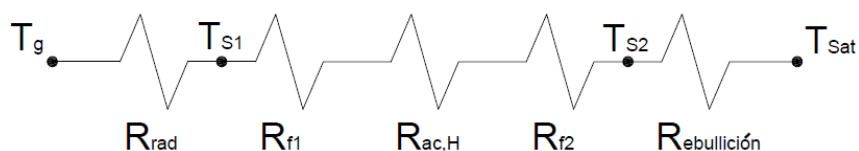


FIGURA 6. MALLA TÉRMICA PARA EL HOGAR

Donde:

R_{rad} : Resistencia al flujo de calor debido a la radiación.

R_{f1} y R_{f2} : Resistencia por fouling del lado de los gases calientes y del agua en evaporación respectivamente.

$R_{ac,H}$: Resistencia por conducción en la pared del hogar.

$R_{ebullición}$: Resistencia debida a la evaporación del agua.

La resistencia por fouling en el interior se debe a la capa de hollín producida por las partículas de carbono presentes en los gases y el fouling en el exterior del hogar se debe a la calcificación de las sales minerales presentes en el agua de

alimentación de la caldera. Estos valores de resistencia han sido estudiados y se encuentran tabulados. A continuación, en la Tabla 5 se muestran los valores de las resistencias.

TABLA 5. RESISTENCIAS POR FOULING PARA DISTINTOS MEDIOS [9].

Medio	R (m²-K/W)
Gases de combustión	0.001761
Agua ablandada para alimentación de caldero	0.000176

El cálculo de las resistencias por fouling se realiza a través de las siguientes ecuaciones:

$$R_{f1} = \frac{R}{A_{S1}} \quad (2.2.18)$$

$$R_{f2} = \frac{R}{A_{S2}} \quad (2.2.19)$$

A_{S1} y A_{S2} representan las áreas superficiales interior y exterior del hogar, respectivamente.

Para el cálculo de la resistencia a la radiación se supone que el calor aportado por los gases debido a la convección es despreciable, además, la superficie interior del hogar se comporta como una superficie negra a la temperatura T_{S1} . Se

utiliza la ecuación 2.2.20 para determinar el valor de dicha resistencia [7]:

$$R_{\text{rad}} = \frac{T_g - T_{S1}}{q_{\text{rad}}} \quad (2.2.20)$$

La resistencia por conducción se determina empleando la ecuación 2.2.21.

$$R_{\text{ac,H}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{out,H}}}{D_{\text{in,H}}}\right)}{2\pi k L_H} \quad (2.2.21)$$

Donde:

D_{out,H} y **D_{in,H}**: Diámetro exterior e interior del hogar de la caldera respectivamente.

k: Conductividad térmica del acero (W/m-K).

L_H: Longitud del hogar en metros (m).

Para el cálculo de la resistencia por ebullición se emplea la correlación de Rohsenow [7], ecuación 2.2.22.

$$q_s = \mu_f h_{fg} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma_{H2O}} \right]^{1/2} \left[\frac{Cp_f(T_{S2} - T_{\text{sat}})}{C_{sf} h_{fg} Pr_f^n} \right]^3 \quad (2.2.22)$$

Los subíndices “f” y “g” representan los estados de líquido saturado y vapor saturado, respectivamente; mientras que σ_{H_2O} representa la tensión superficial del agua en N/m. Además, C_{sf} y n dependen de la combinación superficie-fluido, en este caso se utilizara los valores de 0.013 y 1, respectivamente [7]. Por último, T_{s2} representa la temperatura superficial exterior del hogar.

Para el uso de la correlación de ebullición (ecuación 2.2.22) se requiere conocer el valor de la temperatura superficial exterior del hogar (T_{s2}), valor que aún no ha sido evaluado. Para una primera estimación del flujo de calor, se sugiere utilizar un valor de aproximadamente 5°C por encima de la temperatura de saturación (T_{sat}). El cálculo de la resistencia por ebullición está dada por las ecuaciones 2.2.23 y 2.2.24.

$$h_{\text{ebullición}} = \frac{q_s}{T_{s2} - T_{\text{sat}}} \quad (2.2.23)$$

$$R_{\text{ebullición}} = \frac{1}{h_{\text{ebullición}} A_{s2}} \quad (2.2.24)$$

Una vez determinadas la resistencia al flujo de calor, se determina la cantidad de calor real que el sistema es capaz de admitir, para lo cual se usa las ecuaciones 2.2.25 y 2.2.26.

$$q_{\text{Tot,H}} = \frac{T_g - T_{\text{sat}}}{R_{\text{Tot}}} \quad (2.2.25)$$

$$R_{\text{Tot}} = R_{\text{rad}} + R_{f1} + R_{\text{ac,H}} + R_{f2} + R_{\text{ebullición}} \quad (2.2.26)$$

Cuando el flujo de calor es conocido, se procede al cálculo de los valores reales de las temperaturas asumidas (T_{S1} y T_{S2}), para lo cual se hace uso de la malla térmica planteada anteriormente, utilizando las ecuaciones 2.2.27 y 2.2.28 tomando en cuenta las resistencias térmicas que llegan a las superficies de interés.

$$T_{S1} = T_g - q_{\text{Tot,H}} \cdot R_{\text{rad}} \quad (2.2.27)$$

$$T_{S2} = T_{\text{sat}} + q_{\text{Tot,H}} \cdot R_{\text{ebullición}} \quad (2.2.28)$$

Para el cálculo de la temperatura de los gases a la salida del hogar (T_2), se realiza un balance de energía empleando la Figura 5, de donde se obtiene la ecuación 2.2.29:

$$\dot{E}_{\text{in}} + \overset{0}{\cancel{\dot{E}_{\text{g}}}} - \overset{0}{\cancel{\dot{E}_{\text{out}}}} = \Delta \overset{0}{\cancel{\dot{E}_{\text{VC1}}}}$$

$$\dot{m}_{pc}C_{p1}T_1 = q_{Tot,H} + \dot{m}_{pc}C_{p2}T_2$$

$$T_2 = \frac{\dot{m}_{pc}C_{p1}T_1 - q_{Tot,H}}{\dot{m}_{pc}C_{p2}} \quad (2.2.29)$$

Las temperaturas calculadas mediante las ecuaciones 2.2.27 a 2.2.29 deben ser realimentadas de manera iterativa en las respectivas ecuaciones para determinar el flujo de calor, hasta que el calor dado por la ecuación 2.2.1 sea aproximadamente igual al dado por la ecuación 2.2.25.

2.2.2. Transferencia de calor en el haz de tubos de la caldera.

Para el cálculo de la transferencia de calor en el haz de tubos, se analiza el calor transferido por un tubo en cada pase a través de la caldera, para lo cual se hace uso de una malla térmica y se citan los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable.
- La transferencia de calor en el haz de tubos se da únicamente por convección desde los gases en el interior del tubo.
- La temperatura de los gases a la salida del hogar es la temperatura a la que ingresan los gases en el primer pase del haz de tubos.

- Para calderas en las que los gases dan más de un pase a través del haz de tubos, la temperatura de los gases a la salida de cada pase es la temperatura a la que ingresa en el siguiente pase.
- La temperatura superficial exterior del tubo es constante.

A continuación, en la Figura 7, se indican los volúmenes de control a considerar en el cálculo del calor transferido en el haz de tubos.

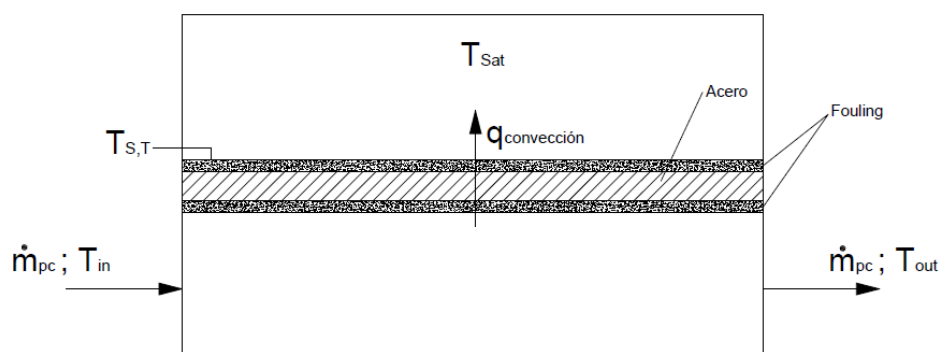


FIGURA 7. DIAGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES.

Bajo los supuestos establecidos anteriormente, la temperatura de los gases a la salida de cada tubo está dada por las ecuaciones siguientes [7]:

$$T_{out} = T_{sat} - (T_{sat} - T_{in}) \cdot \exp \left[\frac{-1}{R_{tot} \cdot \dot{m}_{p,T} \cdot \bar{c}_p} \right] \quad (2.2.30)$$

$$\dot{m}_{p,T} = \frac{\dot{m}_{pc}}{N_T} \quad (2.2.31)$$

Donde:

$\dot{m}_{p,T}$: Flujo másico de los gases de combustión en un tubo.

N_T : Número de tubos por pase.

\bar{c}_p : Calor específico de los gases evaluado a la temperatura media $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$.

En la Figura 8 se muestra la malla térmica a ser considerada para el cálculo de la resistencia total (R_{tot}) a la transferencia de calor en un tubo del haz.

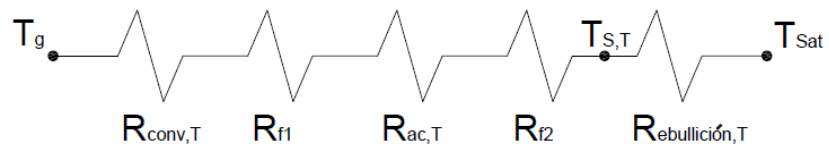


FIGURA 8. MALLA TÉRMICA PARA EL TUBO.

Las resistencias por fouling (R_{f1} y R_{f2}) se evalúan empleando las ecuaciones 2.2.19 y 2.2.20, con solo sustituir las áreas A_{S1} y A_{S2} por el área interior y exterior del tubo respectivamente. La resistencia por conducción ($R_{ac,T}$) también puede ser calculada utilizando la ecuación 2.2.21 con solo sustituir los

diámetros $D_{out,H}$ y $D_{in,H}$ por el diámetro exterior e interior del tubo respectivamente.

Para el cálculo de la resistencia por convección ($R_{conv,T}$) es necesario establecer en que régimen se encuentran circulando los gases dentro del tubo, para lo cual se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4\dot{m}_{p,T}}{\pi D_{in,T} \mu_{pc}} \quad (2.2.32)$$

$Re < 2300$	Flujo laminar
$2300 < Re < 4000$	Flujo en transición
$Re > 4000$	Flujo turbulento

Una vez determinado el régimen en el que se encuentran circulando los gases dentro del tubo, se debe seleccionar la correlación apropiada para el número de Nusselt (Nu_D) de entre las siguientes ecuaciones:

Flujo laminar [7]:

$$Nu_D = 3.66 \quad (2.2.33)$$

Flujo en transición [9]:

$$Nu_D = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad (2.2.34)$$

Flujo turbulento [7]:

$$\text{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (2.2.35)$$

En donde “f” representa el factor de fricción que se puede obtener del diagrama de Moody. En el capítulo siguiente se estudia más detenidamente la obtención de este factor. La ecuación 2.2.35 es válida para $0.5 < \text{Pr} < 2000$ y $3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$.

En algunos casos en los cuales el flujo es laminar, se suele introducir en el tubo una platina retorcida con el fin de aumentar la turbulencia y mejorar la transferencia de calor. La Figura 9 muestra un esquema de dicho turbulador.

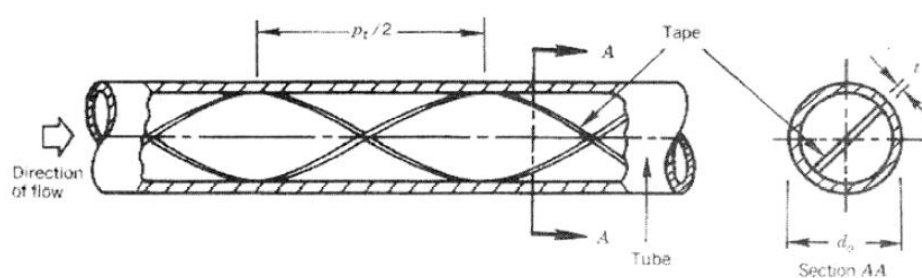


FIGURA 9. TURBULADOR TIPO PLATINA RETORCIDA.

Para este caso la correlación apropiada del número de Nusselt es la siguiente [1]:

$$\text{Nu}_D = 5.172 \left[1 + 0.005484 \left(\frac{\text{Re}}{y} \right)^{1.25} \text{Pr}^{0.7} \right]^{0.5} \quad (2.2.36)$$

$$y = \frac{\pi}{2 \tan \alpha} = \frac{P_t}{2D_{\text{in},T}} \quad (2.2.37)$$

Donde:

α : Ángulo de hélice.

P_t : Paso de la hélice.

$D_{\text{in},T}$: Diámetro interior del tubo.

Una vez calculado el número de Nusselt se procede a determinar el coeficiente convectivo interno a través de la ecuación 2.2.38.

$$h_{\text{conv},T} = \frac{\text{Nu}_D \cdot k_{pc}}{D_{\text{in},T}} \quad (2.2.38)$$

Todas las propiedades deben ser evaluadas a la temperatura media (T_m).

La ecuación 2.2.39 es utilizada para el cálculo de la resistencia por convección en el interior del tubo:

$$R_{\text{conv},T} = \frac{1}{h_{\text{conv},T} \cdot A_{\text{in},T}} \quad (2.2.39)$$

$A_{in,T}$ representa el área superficial interior del tubo.

Para el cálculo de la resistencia por ebullición ($R_{ebullición,T}$) se utilizan las ecuaciones 2.2.22 a 2.2.24 simplemente reemplazando el valor T_{s2} por el obtenido mediante la ecuación 2.2.40.

$$T_{S,T} = T_{Sat} + q_{tubo} \cdot R_{ebullición,T} \quad (2.2.40)$$

q_{tubo} representa el calor transferido en un tubo y está dado por las siguientes ecuaciones [7].

$$q_{tubo} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{tot}} \quad (2.2.41)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (2.2.42)$$

$$\Delta T_o = T_{Sat} - T_{out} \quad (2.2.43)$$

$$\Delta T_i = T_{Sat} - T_{in} \quad (2.2.44)$$

Por último, la resistencia total está dada por la ecuación 2.2.45:

$$R_{tot} = R_{conv,T} + R_{f1} + R_{ac,H} + R_{f2} + R_{ebullición,T} \quad (2.2.45)$$

El calor aportado por los gases de combustión en un paso es calculado a través de la ecuación 2.2.46:

$$q_{\text{paso}} = N_T \cdot q_{\text{tubo}} \quad (2.2.46)$$

El calor aportado en todo el haz de tubos se calcula a través de la ecuación 2.2.47:

$$q_{\text{Haz}} = \sum q_{\text{paso}} \quad (2.2.47)$$

Las ecuaciones anteriores requieren el conocimiento de la temperatura de los gases a la salida del tubo (T_{out}), valor que aún se desconoce. Por lo tanto, se empieza por asumir este valor a fin de evaluar las propiedades, y una vez calculado se retroalimenta este valor en las ecuaciones correspondientes, convirtiéndose el cálculo en un proceso completamente iterativo.

2.2.3. Pérdidas de calor.

Se considera la pérdida de calor por la coraza debido a que esta tiene un área superficial considerable, además, el considerar ésta pérdida es una herramienta que nos permite cuantificar el espesor de material aislante que es necesario

colocar a fin de obtener una temperatura superficial admisible en el exterior de la coraza. Para calcular esta pérdida se establecen los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable.
- La temperatura superficial en el interior de la coraza es igual a la temperatura de saturación del agua a la presión de operación.
- La pérdida de calor se da únicamente por convección natural.

Bajo los supuestos anteriores se plantea la malla térmica mostrada en la Figura 10:

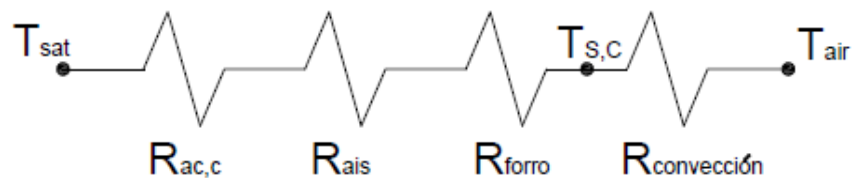


FIGURA 10. MALLA PARA EL CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR LA CORAZA.

El calor perdido por la coraza está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{L,Coraza} = \frac{T_{sat} - T_{air}}{R_{tot}} \quad (2.2.48)$$

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{ac,c}} + R_{\text{ais}} + R_{\text{forro}} + R_{\text{convección}} \quad (2.2.49)$$

Las resistencias por conducción se calculan mediante el uso de la ecuación 2.2.21, reemplazando los diámetros correspondientes a cada material y su respectiva conductividad térmica. Para el cálculo de la resistencia por convección natural se debe calcular el número de Rayleigh [7]:

$$Ra_D = \frac{g\beta_{\text{air}}(T_{\text{S,C}} - T_{\text{air}})D_4^3}{\nu_{\text{air}}\alpha_{\text{air}}} \quad (2.2.49)$$

$T_{\text{S,C}}$ y D_4 representan la temperatura superficial externa de la coraza y el diámetro exterior respectivamente. Todas las propiedades deben ser evaluadas a la temperatura de película $T_f = (T_{\text{S,C}} + T_{\text{air}})/2$. El número de Nusselt está dado por la siguiente relación [7]:

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{\text{air}}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 ; Ra_D \leq 10^{12} \quad (2.2.50)$$

El coeficiente convectivo exterior y la resistencia por convección están dados por las ecuaciones 2.2.51 y 2.2.52.

$$h_{\text{convección}} = \frac{Nu_D \cdot k_{\text{air}}}{D_4} \quad (2.2.51)$$

$$R_{\text{convección}} = \frac{1}{h_{\text{convección}} \cdot A_{\text{coraza}}} \quad (2.2.52)$$

Donde A_{coraza} representa el área exterior de la coraza. Una vez calculada esta resistencia se procede a calcular el valor real de la temperatura superficial de la coraza ($T_{s,c}$).

$$T_{s,c} = T_{\text{air}} + \dot{E}_{L,\text{Coraza}} \cdot R_{\text{convección}} \quad (2.2.53)$$

Para el uso de las ecuaciones de convección natural se debe asumir un primer valor para $T_{s,c}$ con el fin de evaluar las propiedades a la temperatura de película y establecer un flujo de calor a través de la coraza, para luego calcular el valor real mediante la ecuación 2.2.53 y retroalimentarlo en el cálculo de la resistencia por convección, convirtiéndose este cálculo en un proceso iterativo.

CAPÍTULO 3

3. CAÍDAS DE PRESIÓN EN UNA CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL

El objetivo de este capítulo es calcular la caída de presión que se produce a través de la caldera del lado de los productos de combustión, la misma que sirve para dimensionar el tamaño del ventilador que se requiere para abastecer del aire necesario a la combustión. La caída de presión a través de la caldera está estrechamente vinculada con el diseño térmico, debido a que se pueden obtener distribuciones de tubos muy compactas, en las que se hace pasar los gases de combustión a una elevada velocidad por tubos de diámetros pequeños, lográndose obtener altos coeficientes de transferencia de calor para áreas relativamente pequeñas y por ende calderas más pequeñas y menos costosas, sin embargo, la caída de presión producida puede ser tan elevada que no se justifican los requerimientos de potencia necesarios para hacer circular dichos gases a través de la caldera. Por este motivo

se debe tratar de realizar un diseño óptimo, en el cual el tamaño de la caldera y consumo de potencia del ventilador sean aceptables.

Para este cálculo se considera la caída de presión en el hogar de la caldera, en el haz de tubos y en expansiones y contracciones bruscas, por lo que la caída de presión total estará dada por la ecuación 3.1.

$$\Delta P_{\text{Tot}} = \Delta P_{\text{H}} + \Delta P_{\text{T}} + \Delta P_{\text{C,E}} \quad (3.1)$$

Donde:

ΔP_{H} : Caída de presión en el hogar.

ΔP_{T} : Caída de presión en el haz de tubos.

$\Delta P_{\text{C,E}}$: Caída de presión en expansiones y contracciones bruscas.

3.1. Caídas de presión en el hogar de la caldera.

Para el cálculo de la caída de presión en el hogar, se citan los siguientes supuestos:

- Existe flujo completamente desarrollado a lo largo de todo el hogar.
- Los gases se comportan como fluidos incompresibles debido a la baja presión existente dentro del hogar.

Bajo estos supuestos, la caída de presión está dada por la ecuación de Darcy-Weisbach [10]:

$$\Delta P_H = f \frac{\rho_{pc} L_H \bar{V}_m^2}{2D_{in,H}} \quad (3.1.1)$$

$$\bar{V}_m = \frac{4\dot{m}_{pc}}{\rho_{pc}\pi D_{in,H}^2} \quad (3.1.2)$$

Donde:

f: Factor de fricción.

L_H: Longitud del hogar.

\bar{V}_m : Velocidad media de los productos de combustión.

La densidad de los productos de combustión (ρ_{pc}) se la determina mediante la ecuación 2.2.11 y debe ser evaluada a la temperatura media $(T_1+T_2)/2$.

El factor de fricción “**f**” es función de dos variables, el número de Reynolds (**Re**) y la rugosidad relativa ($\epsilon/D_{in,H}$). Por este motivo se empieza por determinar el régimen en el cual los productos de combustión se encuentran circulando dentro del hogar, por lo que se calcula el número de Reynolds evaluando todas las propiedades a la temperatura media.

$$Re = \frac{4\dot{m}_{pc}}{\pi D_{in,H} \mu_{pc}} \quad (3.1.3)$$

Re < 2300	Flujo laminar
2300 < Re < 4000	Flujo en transición
Re > 4000	Flujo turbulento

Una vez determinado el número de Reynolds, se calcula el factor de fricción (**f**) mediante las siguientes ecuaciones:

Flujo Laminar [10]:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.1.4)$$

Flujo en Transición [9]:

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad 3000 < Re < 10^6 \quad (3.1.5)$$

Flujo Turbulento [10]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon/D_{in,H}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right] \quad (3.1.6)$$

En donde “ ε ” representa una medida de la rugosidad de la pared del hogar, la cual depende del material y proceso de manufactura de la tubería. En la mayoría de casos, las tuberías utilizadas para fabricar calderas son sin costura y estiradas. A continuación, en la Tabla 6,

se muestran valores de rugosidad para dos tipos de materiales comunes en la fabricación de calderas [10].

TABLA 6. VALORES DE RUGOSIDAD MEDIA PARA MATERIALES COMÚNES EN LA FABRICACIÓN DE CALDERAS.

Tubo	ϵ (mm)
Acero comercial	0.045
Tubería estirada	0.0015

Si bien el haz de tubos de la caldera por lo general está fabricado de tuberías estiradas sin costura, se debe recordar que por su interior se encuentran circulando gases de combustión y por ende se forma una capa de hollín en la pared interior del tubo, además, en realidad los productos de combustión contienen azufre, lo que contribuye a la corrosión del material y por ende puede aumentar la rugosidad media de la tubería. Es por este motivo que para fines de cálculo y diseño, se sugiere utilizar la rugosidad media del acero comercial.

3.2. Caídas de presión en el haz de tubos.

Para el cálculo de la caída de presión a través del haz de tubos, se calcula empleando las mismas ecuaciones de la sección anterior con solo sustituir el flujo másico de productos de combustión correspondiente a cada pase del haz de tubos ($\dot{m}_{p,T}$). Si existe más

de un paso a través del haz de tubos, la caída de presión sería la suma de las contribuciones de cada paso.

Se supone que los tubos en un mismo paso se comportan como tubos en paralelo, por lo que la caída de presión en un tubo es la representativa de todo el paso.

Una diferencia que se da en el cálculo de la caída de presión a través del haz de tubos, es para el caso en el que se utilizan turbuladores en el interior del tubo. Para el caso de la platina retorcida en flujo laminar, el cálculo del factor de fricción “*f*” está dado por las siguientes ecuaciones [1]:

$$f \cdot Re = 42.23 \quad \text{para} \quad \frac{Re}{y} < 6.7 \quad (3.2.1)$$

$$f \cdot Re = 38.4 \left[\frac{Re}{y} \right]^{0.05} \quad \text{para} \quad 6.7 < \frac{Re}{y} < 100 \quad (3.2.2)$$

$$f \cdot Re = C \left[\frac{Re}{y} \right]^{0.05} \quad \text{para} \quad \frac{Re}{y} > 100 \quad (3.2.3)$$

$$C = 8.82y - 2.12y^2 + 0.211y^3 - 0.0069y^4 \quad (3.2.4)$$

El valor de “*y*” está determinado por la ecuación 2.2.37. Es importante mencionar que tanto las fórmulas para transferencia de

calor y caída de presión para un turbulador de platina retorcida son muy sensibles al valor de ángulo de hélice (α) o lo que es equivalente, al paso de la hélice (P_t). Se recomienda no utilizar valores de ángulo de hélice elevados, para así evitar caídas excesivas de presión.

3.3. Caídas de presión en contracciones y expansiones bruscas

bruscas.

A través de la caldera, los productos de combustión experimentan contracciones y expansiones bruscas a la entrada y salida de cada paso, es por este motivo que se generan caídas de presión que deben ser tomadas a en cuenta al momento de realizar el diseño. A continuación, en la Figura 11, se muestra un esquema en donde se aprecian dichas pérdidas.

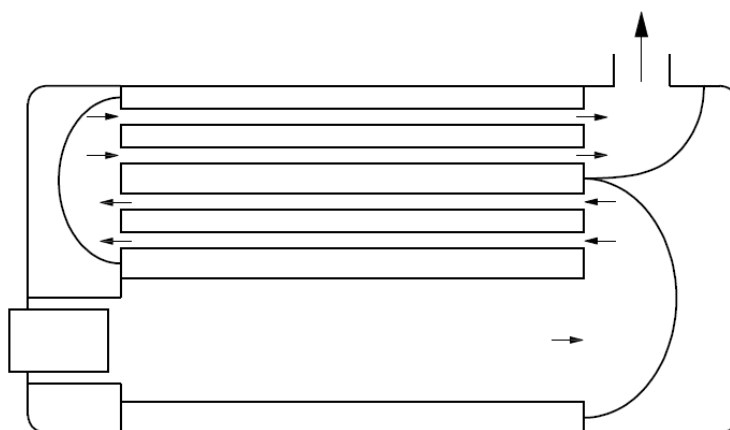


FIGURA 11. EXPANSIONES Y CONTRACCIONES BRUSCAS EN LA CALDERA.

Para el cálculo de la caída de presión en una expansión o contracción se utiliza la ecuación 3.3.1.

$$\Delta P = K_L \frac{\rho_{pc} \bar{V}_m^2}{2} \quad (3.3.1)$$

En donde K_L se denomina coeficiente de pérdida. En la Tabla 7 se muestran dichos valores [10]:

TABLA 7. VALORES DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA PARA EXPANSIONES Y CONTRACCIONES ABRUPTAS.

Condición	K_L
Expansión abrupta	0.5
Contracción abrupta	1

Una vez determinada la caída de presión que experimentan los productos de combustión a través de la caldera y al conocer el flujo de aire necesario para la combustión mediante la ecuación 2.2.8, se está en capacidad de determinar la potencia teórica del ventilador requerido para abastecer de aire a la caldera. Para esto se utiliza la ecuación 3.3.2.

$$P_{\text{Teórica}} = \frac{\Delta P_{\text{Tot}} \cdot \dot{m}_a}{\rho_{\text{air}}} \quad (3.3.2)$$

La densidad del aire debe ser evaluada a la presión y temperatura atmosférica del lugar.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO MECÁNICO DE CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES

En este capítulo se abordará el diseño mecánico de la caldera, para lo cual se toma como referencia las partes aplicables del código ASME, Sección I [11]. Las partes aplicables del código son las siguientes:

- Parte PG. Requerimientos generales para todos los métodos de construcción.
- Parte PFT. Requerimientos para calderas pirotubulares.
- Parte PW. Requerimientos para calderas fabricadas por soldadura.

El diseño mecánico puede ser frustrante para quienes no tienen experiencia en el manejo del código, debido a la complejidad del mismo, por este motivo, en este capítulo, se plantea la metodología para el cálculo de los distintos componentes sometidos a presión y demás consideraciones a tomar en cuenta al momento de diseñar una caldera.

Cabe mencionar que este código aplica para calderas en las cuales el vapor es generado a una presión mayor a los 103 KPa (15 psig) y a calderas destinadas a operar a presiones que excedan los 1100 KPa (160 psig) o temperaturas mayores a los 121 °C (250 °F). Para calderas que se encuentran fuera de estas limitaciones se debe acudir a la Sección IV del código ASME.

4.1. Materiales utilizados en la fabricación de calderos.

Los materiales sometidos a esfuerzo debido a la presión deben estar contemplados en las especificaciones dadas en la Sección II, parte D del código ASME, y cuyas resistencias no deben exceder las mostradas en las tablas de dicha sección.

ESPEJOS Y CORAZA.- Los materiales permitidos para la fabricación de los espejos o cualquier otra parte de la caldera sometida a presión, pudiendo o no estar expuestos a la llama o los productos de combustión, se encuentran listados en la parte PG-6.

TUBOS Y PARTES SOMETIDAS A PRESIÓN.- Los materiales permitidos para este tipo de materiales se encuentran listados en el Código ASME parte PG-9. Su esfuerzo máximo permitido está dado en las Tablas 1A y 1B de la Sección II, parte D

TENSORES.- En algunos casos es necesario el uso de tensores entre los espejos. Estos pueden ser de acero SA-36 o SA-675.

4.2. Esfuerzos permitidos en los materiales.

Los esfuerzos máximos permitidos para diferentes temperaturas de trabajo están dados en las tablas 1A y 1B de la sección II, parte D, son estos los valores que serán usados en las fórmulas para el cálculo de los espesores mínimos o de la presión máxima de trabajo permitida. Cabe mencionar que la Tabla 1A es para materiales ferrosos, mientras que la tabla 1B es para materiales no ferrosos.

4.3. Presión máxima de trabajo permitida.

Es la presión para la cual el elemento más débil, sometido a esfuerzo debido a la presión, alcanza su máximo esfuerzo permitido según la Sección II, parte D. Se determina mediante el uso de este esfuerzo máximo y las reglas de diseño que se muestran a continuación. El término presión máxima de trabajo permitida se refiere a la presión manométrica, es decir, la presión por arriba de la atmosférica.

Otro concepto importante en el diseño mecánico de calderas es el de Presión de Diseño. Se debe diseñar las calderas para una

presión mayor a la de operación, por lo que la presión de diseño deberá ser igual al mayor de los resultados obtenidos al sumar la presión de operación más 206,8 KPa (30 psig) o al incrementar la presión de operación en un 10%, según referencia [12].

4.4. Cálculo de esfuerzos y espesores.

A continuación se muestra la metodología para el cálculo de los espesores o presiones máximas de trabajo permitida para los diferentes componentes sometidos a esfuerzo. Las siguientes fórmulas citadas en el Código ASME parte PFT aplican específicamente al diseño de calderas pirotubulares horizontales y trabajan en conjunto con las reglas aplicables de la parte PG.

4.4.1. Cálculo del espesor de la coraza.

Las fórmulas que se muestran a continuación aplican al cálculo de componentes cilíndricos sometidos a presión interna. Para determinar el mínimo espesor permitido para una presión de diseño establecida, el Código ASME parte PG-27.2.2 presenta la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PD}{2SE + 2yP} + C \quad (4.4.1)$$

Por otra parte, para un espesor dado se puede calcular la presión máxima de trabajo permitida, la cual debe ser mayor a la presión de diseño, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = \frac{2SE(t - C)}{D - 2y(t - C)} \quad (4.4.2)$$

Donde:

t: Espesor mínimo de la coraza (in).

P: Presión máxima de trabajo (psi).

E: Eficiencia de soldadura. Toma un valor de uno ($E=1$) para cilindros sin costura o soldados. Ver Código ASME PG-27.4, Nota 1.

S: Máximo esfuerzo permitido en el material a la temperatura de diseño (psi). Este valor se lo obtiene de la tabla 1A o 1B de la sección II, parte D.

D: Diámetro exterior de la coraza (in).

C: Permisividad máxima para roscado. Toma un valor de cero para diámetros nominales mayores a cuatro pulgadas. Ver Código ASME, PG-27.4, Nota 3.

y: Coeficiente de temperatura. Ver Código ASME, PG-27.4, Nota 6.

La temperatura de diseño está determinada por la semi-suma de la temperatura interior y exterior del tubo, y para tubos que absorben calor no debe ser menor a los 700 °F. Para tubos que no absorben calor la temperatura puede ser la del fluido pero nunca a la de saturación. Ver Código ASME, PG-27.4, Nota 2.

Otro requerimiento importante es el dado por el código PFT-9.1, donde se establece que el espesor mínimo de la coraza debe estar de acuerdo con lo establecido en Código ASME, PG-27.2.2 pero además no debe ser menor a los valores mostrados en la Tabla 8.

TABLA 8. ESPESORES MÍNIMOS DE LA CORAZA SEGÚN CODIGO PFT-9.1.

Diámetro interior de la coraza	Espesor mínimo
Menores a 36 pulgadas	¼ pulgadas
De 36 a 54 pulgadas	5/16 pulgadas
De 54 a 72 pulgadas	3/8 pulgadas
Mayores a 72 pulgadas	½ pulgadas

4.4.2. Cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa.

El cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa se detalla en el Código ASME, PFT-51. A continuación se muestra la metodología seguida para dicho cálculo:

- 1) Se debe asumir un valor para el espesor del tubo (t) y calcular la relación D_o/t , donde D_o representa el diámetro exterior del tubo. Si esta relación es mayor a diez ($D_o/t > 10$) se continua con el paso 2.

- 2) Se calcula la relación L/D_o en donde L es la longitud del tubo. Con este valor se ingresa en la figura G de la Sección II, parte D, subparte 3; y se desplaza horizontalmente hasta interceptar la línea del respectivo valor D_o/t calculado en el paso 1. Desde este punto de intersección se debe desplazar verticalmente hacia abajo para determinar el valor del factor A .

Para valores de L/D_o mayores a cincuenta se usa $L/D_o=50$, y para valores menores a 0.05 se usa $L/D_o=0.05$.

- 3) Con el valor de A se ingresa a la figura aplicable del Código ASME Sección II, parte D, subparte 3. Por ejemplo la figura CS-1 aplica para aceros al carbono o de baja aleación cuyo esfuerzo de fluencia varía de 24000 psi a 30000 psi, sin incluir este último valor. El esfuerzo de

fluencia del material puede ser obtenido de la Sección II, parte D. Tabla 1A o 1B.

Con el valor de **A** se debe ascender hasta interceptar la respectiva línea de temperatura media a la que estará expuesto el material; y desde esta intersección se desplaza horizontalmente hacia la derecha para determinar el factor **B**.

- 4) Con el valor de **B** se aplica la siguiente fórmula para determinar la presión máxima de trabajo permitida:

$$P = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (4.4.3)$$

Si el valor de presión calculado mediante esta fórmula es mayor a la máxima presión de trabajo permitida, el valor asumido de espesor es correcto, caso contrario se debe asumir un valor mayor y repetir el cálculo.

Además de la especificación anterior, PFT-15.1 establece que para hogares circulares de cualquier longitud, el espesor no debe ser menor a 5/16 pulgadas (8 mm).

A continuación, en la figura XX se muestra el gráfico G de la Sección II, parte D, subparte 3; aplicable para todos los materiales.

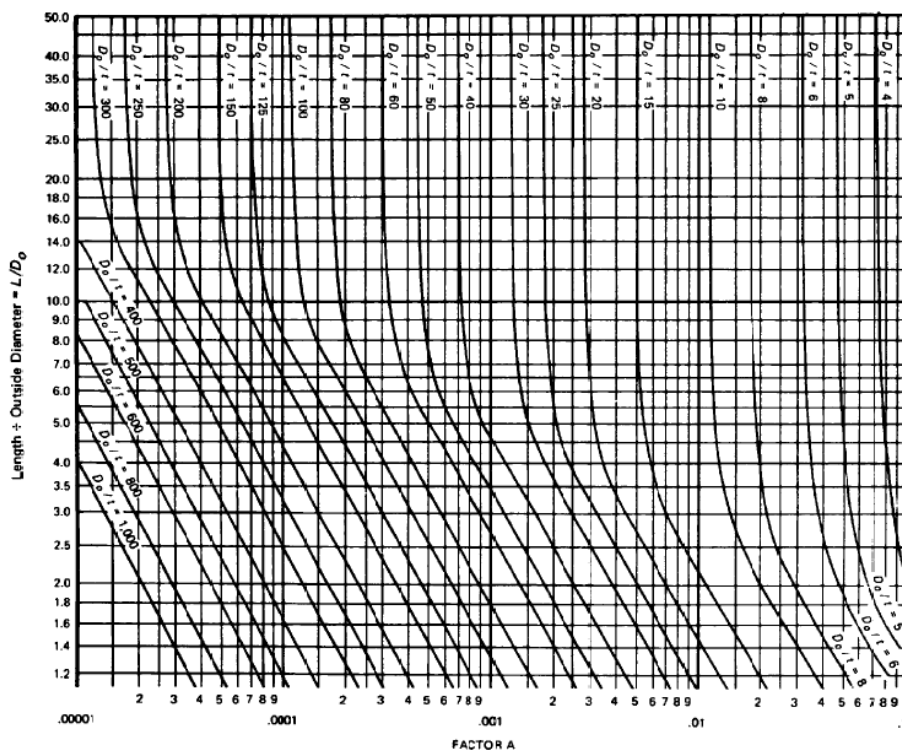


FIGURA 12. GRÁFICO PARA LA DETERMINACIÓN DEL FACTOR A.¹

4.4.3. Cálculo del espesor de los espejos.

El cálculo del espesor de los espejos está determinado por PFT-31.2, en donde los tubos son utilizados como soportes para los espejos. Se utiliza la ecuación 4.4.4 para su cálculo.

¹ Figura tomada del Código ASME 1998, sección II, parte D, subparte 3, pág. 614.

$$t = \sqrt{\frac{P}{CS} \left(p^2 - \frac{\pi d^2}{4} \right)} \quad (4.4.4)$$

Donde:

t: Espesor del espejo (in).

p: Espacio máximo entre los centros de tubos de diferentes arreglos, pudiendo ser horizontal, vertical o inclinado (in).

C: 2.1 para espejos con espesores menores a 7/16 pulgadas.

2.2 para espejos con espesores mayores a 7/16 pulgadas.

S: Esfuerzo máximo permitido en el material (psi).

P: Presión de diseño (psi).

d: Diámetro exterior del tubo (in).

Una consideración importante a tener en cuenta al momento de calcular el espesor de un espejo, es la establecida en el Código ASME PFT-9.2.1, en donde se indican los espesores mínimos permitidos en función del diámetro de la coraza. Dichos valores se muestran a continuación en la Tabla 9.

TABLA 9. ESPESORES MÍNIMOS DEL ESPEJO SEGÚN PFT-9.2.1.

Diámetro interior de la coraza	Espesor mínimo
Menores a 42 pulgadas	3/8 pulgadas
De 42 a 54 pulgadas	7/16 pulgadas
De 54 a 72 pulgadas	1/2 pulgadas
Mayores a 72 pulgadas	9/16 pulgadas

4.5. Cálculo de tensores.

Según el código PFT-25.2 se debe utilizar tensores en los espejos cuando para un determinado espesor del espejo y una presión máxima de trabajo permitida, la distancia desde el borde de los agujeros para los tubos excede el espacio máximo establecido en PG-46, el cual se calcula mediante la ecuación 4.5.1.

$$p = t \sqrt{\frac{SC}{P}} \quad (4.5.1)$$

El valor de C depende del método de sujeción empleado para unir los tensores al espejo y cuyos valores se muestran a continuación:

- C=2.1: Para tensores roscados a través de espejos de un espesor menor a 7/16 pulgadas y con cabeza remachada.
- C=2.2: Para tensores roscados a través de espejos de un espesor mayor a 7/16 pulgadas y con cabeza remachada.
- C=2.5: Para tensores sujetos mediante tuercas en el exterior del espejo, en el interior o en ambos lados.

Para otras formas de sujeción de los tensores el valor de C se lo puede tomar de PG-46.1.

Otro requerimiento importante citado por PFT-25.2 señala que las partes del espejo que se encuentran entre un tubo o el hogar y la coraza, no necesariamente deben ser soportadas por tensores si la distancia medida sobre una línea radial desde el centro de una línea tangente a cualquier par de tubos o combinación tubo-hogar hasta la superficie interior de la coraza no excede en 1.5 veces el valor del paso máximo dado en el Código ASME, PG-46, usando $C=1.8$ o 1.9 dependiendo del espesor de la coraza. A continuación, en la Figura 12, se muestra un esquema en donde se aprecia de mejor manera esta regla.

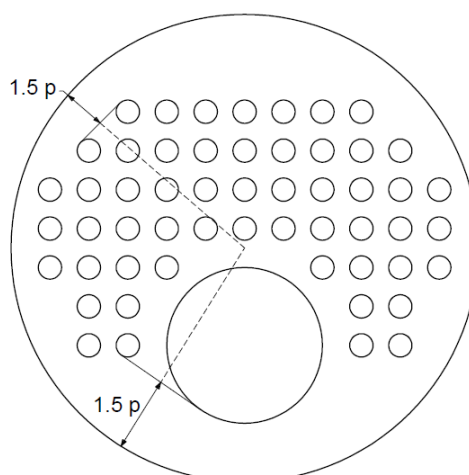


FIGURA 13. ÁREAS ADYACENTES A LA CORAZA QUE NO NECESITAN SOPORTE SEGÚN PFT-25.2.

Una vez establecido el espacio máximo que debe existir entre tensores, se procede a calcular el área transversal que estos deben

tener, para lo cual se empieza por determinar la carga a la que el tensor estará sometido, según PFT-26.1, esta carga se determina al multiplicar la presión máxima de trabajo permitida y el área neta soportada por el tensor, por lo que se plantea la ecuación 4.5.2.

$$F = P \cdot A_N \quad (4.5.2)$$

El área neta soportada por el tensor se obtiene de la diferencia entre el área soportada por el tensor y el área ocupada por el mismo. Evidentemente el área ocupada por el tensor aún es desconocida por lo que se debe empezar por asumir un valor y posteriormente comprobar que el valor calculado sea menor al asumido. En base a esto se plantea la ecuación 4.5.3.

$$A_N = p_v \cdot p_h - \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.5.3)$$

p_v y p_h representan el espacio entre soportes vertical y horizontal respectivamente y d es el diámetro del tensor asumido.

Según PG-49.1 el área requerida por el tensor se obtiene al dividir la carga determinada mediante la ecuación 4.5.2 y el esfuerzo máximo permitido en el material dado en la tabla 1A de la Sección II, parte D;

y multiplicar este resultado por 1.1. Por lo que se plantea la ecuación 4.5.4.

$$A_{\text{Tensor}} = 1.1 \frac{F}{S} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.5.4)$$

Para tensores cuya longitud excede a 120 veces su diámetro, PG-46.8 establece que su área debe ser incrementada en por lo menos un 15%, o deben estar soportado a intervalos que no excedan los 120 diámetros.

4.6. Aberturas en la coraza y registros de inspección.

Al momento de realizar una abertura en un recipiente a presión, se debe reforzar el recipiente alrededor de la abertura con una cantidad de metal igual a la que se quitó para hacer la abertura. PG-32.1 establece que no se requiere refuerzos en aberturas cuyo diámetro sea menor a 50.8 mm (2 pulgadas). Además, según PG-32.2.1 las aberturas deben ser de preferencia circulares, elípticas u oblongas.

En cuanto al tamaño, PG-32.3.2 establece los siguientes límites para el cálculo de los refuerzos en las aberturas:

- Para corazas cuyo diámetro sea menor a 1520 mm (60 pulgadas), las aberturas no deben exceder la mitad del diámetro de la coraza, pero nunca mayor a 508 mm (20 pulgadas).
- Para corazas cuyo diámetro sea mayor a 1520 mm (60 pulgadas), las aberturas no deben exceder un tercio del diámetro de la coraza, pero nunca mayor a 1000 mm (40 pulgadas).

Para una abertura circular, el plano que contiene al eje de la coraza y pasa por el centro de la abertura, es en donde se da la mayor carga debida a la presión según PG-33.1 y el área de compensación está dada por la ecuación 4.6.1.

$$A = d \cdot t_r \quad (4.6.1)$$

En donde **d** representa el diámetro de la abertura terminada y **t_r** representa el espesor de la coraza calculado mediante la ecuación 4.4.1 con una eficiencia de uno (E=1) y sin considerar el margen por corrosión (C=0). A continuación, se muestra la Figura 13, en donde se aprecia el significado del área de compensación.

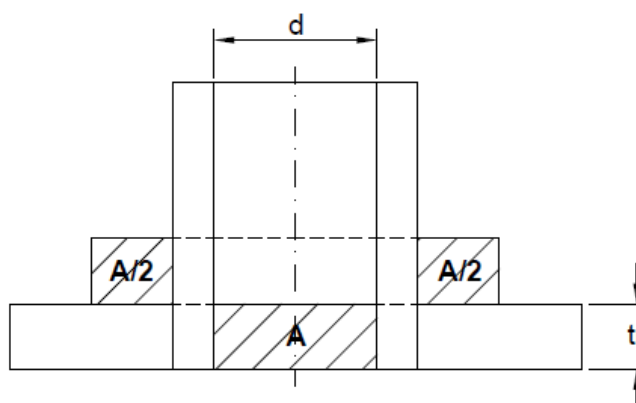


FIGURA 14. ÁREA DE COMPENSACIÓN EN PLANO DE MAYOR CARGA.

Por lo general el espesor de los materiales utilizados en la coraza y en el cuello de las boquillas es mayor al requerido para resistir la presión, por lo que estos excesos sirven como material disponible para refuerzo. Según PG-36.4 el exceso de material en la pared de la coraza, cuya área (A_1) sirve de refuerzo, es el mayor de los valores dados por las ecuaciones 4.6.2a y 4.6.2b.

$$A_1 = (t - t_r)d \quad (4.6.2a)$$

$$A_1 = 2(t - t_r)(t + t_n) \quad (4.6.2b)$$

En cuanto al exceso de material disponible para refuerzo en la pared del cuello de la boquilla (A_2), este está determinado como el menor de los valores dados por las ecuaciones 4.6.3a y 4.6.3b.

$$A_2 = (t_n - t_{rn})5t \quad (4.6.3a)$$

$$A_2 = (t_n - t_{rn})(5t_n + 2t_e) \quad (4.6.3b)$$

Además de esto también se puede considerar como material disponible para refuerzo al material del cuello de la boquilla que se extiende hacia el interior de la coraza, cuya área (A_3) se puede calcular con la ecuación 4.6.4, según referencia [12].

$$A_3 = (t_n - C)2h \quad (4.6.4)$$

El área de la soldadura (A_4) también se puede considerar como área disponible para refuerzo.

Donde:

t: Espesor real de la coraza.

t_r: Espesor requerido de la coraza al utilizar la ecuación 4.4.1 con $E=1$ y $C=0$.

t_n: Espesor nominal del cuello de la boquilla.

t_{nr}: Espesor requerido del cuellos de la boquilla al utilizar la ecuación 4.4.1 con $E=1$ y $C=0$.

C: Margen de corrosión.

d: Diámetro interior de la abertura terminada.

paralelo a la pared de la coraza (x) es igual al mayor de los valores dado por las ecuaciones 4.6.5a y 4.6.5b.

$$x = 2d \quad (4.6.5a)$$

$$x = d + 2(t + t_n) \quad (4.6.5b)$$

Mientras que el límite medido perpendicular a la pared de la coraza (y) es igual al menor de los valores dados por las siguientes ecuaciones:

$$y = 2.5t \quad (4.6.6a)$$

$$y = 2.5t_n \quad (4.6.6b)$$

Para los casos en los que el material del refuerzo posee una resistencia menor a la del material de la coraza, según Código ASME PG-37.1 el área de compensación requerida debe ser incrementada en una proporción inversa a la relación entre los valores de los esfuerzos permitidos en ambos materiales, es decir, que la ecuación 4.6.1 debe ser reemplazado por la ecuación 4.6.7, según referencia [12].

$$A = d \cdot t_r + 2t_n t_r \left(1 - \frac{S_n}{S_v}\right) \quad (4.6.7)$$

Además, el área disponible para refuerzo debe ser disminuida en la misma proporción; por lo que la ecuación 4.6.2a o 4.6.2b para el cálculo de A_1 debe ser reemplazada por la ecuación 4.6.8.

$$A_1 = (t - t_r)d - 2t_n(t - t_r) \left(1 - \frac{S_n}{S_v}\right) \quad (4.6.8)$$

Las áreas A_2 , A_3 y A_4 se deben multiplicar únicamente por el factor $\frac{S_n}{S_v}$. En donde S_n representa la resistencia del material más débil y S_v es la resistencia del material de la coraza.

En cuanto a los registros de inspección, Código ASME PFT-43 establece que las calderas pirotubulares horizontales deben estar equipadas con una abertura para hombre (manhole) en la parte superior de la coraza, excepto para calderas con diámetros de coraza menores o iguales a 1200 mm. (48 pulgadas) en donde la abertura para hombre puede ser reemplazada por una abertura para mano (handhole). Código ASME PG-44.1 establece los tamaños mínimos para aberturas de inspección para hombre y mano. Sus valores se muestran a continuación:

- Una abertura elíptica para hombre no debe ser menor a 152 mm. x 406 mm. (12 pulgadas x 16 pulgadas).

- Una abertura circular para hombre no debe ser menor a 381 mm. (15 pulgadas) de diámetro.
- Una abertura para mano no debe ser menor a 70 mm. x 89 mm. (2.74 pulgadas x 3.5 pulgadas) pero se recomienda que en lo posible se utilicen tamaños mayores.

El Código ASME PFT-43 también establece que las tuberías para purga de lodos no deben ser menores a 38 mm. (1.5 pulgadas).

4.7. Cálculo de soportes tipo silla para recipiente a presión.

Los recipientes sometidos a presión y soportados por sillas están sujetos a esfuerzo de flexión longitudinal, esfuerzo cortante tangencial y esfuerzo circunferencial. Se recomienda que la ubicación de las sillas sea en el punto en donde el esfuerzo de flexión longitudinal máximo sea aproximadamente igual esfuerzo en el centro del claro, pero en ningún caso a una distancia mayor a 0.2 veces la longitud del recipiente medida desde el borde de la coraza [12]. En la Figura 15 se muestra un esquema con las variables involucradas en el diseño de los soportes.

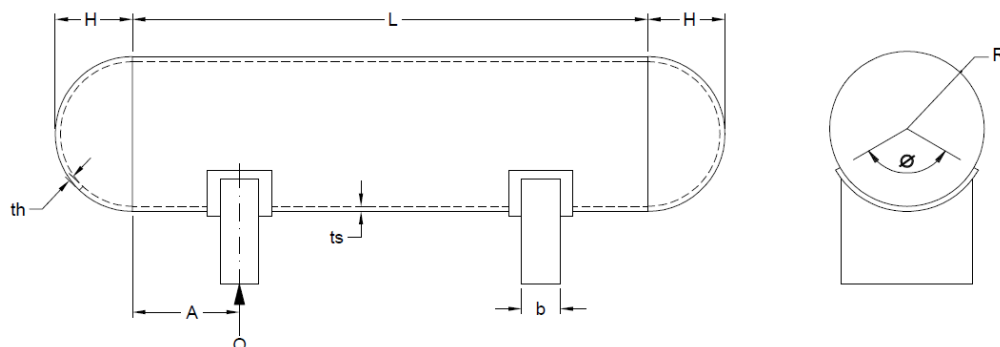


FIGURA 16. VARIABLES PARA EL DISEÑO DE SILLAS PARA SOPORTE DE RECIPIENTES A PRESIÓN.

El esfuerzo máximo debido a la flexión a la altura de la silla está dado por la ecuación 4.7.1a.

$$\sigma_1 = \pm \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{KR^2 t_s} \quad (4.7.1a)$$

Mientras que el esfuerzo máximo en el centro del claro está dado por la ecuación 4.7.1b.

$$\sigma_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi R^2 t_s} \quad (4.7.1b)$$

Para ambos casos la suma de σ_1 y el esfuerzo longitudinal debido a la presión interna ($PR/2t_s$) no debe ser mayor al máximo esfuerzo

permitido en el material de la coraza (**S**) multiplicado por la eficiencia de la junta circunferencial (**E=0.85**).

El valor de **k** se muestra en la Tabla A1 del apéndice A, siendo **k₁** el valor utilizado para el esfuerzo a la tensión, mientras que **k₈** se debe utilizar para el esfuerzo a la compresión. Para relaciones $t_s/R \geq 0.005$, el esfuerzo a la compresión no es un factor de importancia.

El esfuerzo cortante tangencial está dado por las siguientes ecuaciones, según referencia [12].

$$\text{En la coraza si } A > \frac{R}{2}; \quad \sigma_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3}H} \right) \quad (4.7.2a)$$

$$\text{En la coraza si } A \leq \frac{R}{2}; \quad \sigma_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s} \quad (4.7.2b)$$

$$\text{En la cabeza si } A \leq \frac{R}{2}; \quad \sigma_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h} \quad (4.7.3)$$

Esfuerzo adicional en la cabeza si $A \leq R/2$:

$$\sigma_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad (4.7.4)$$

En las ecuaciones anteriores, el valor de σ_2 no debe ser mayor a 0.8 veces el esfuerzo permitido en el material de la coraza. Además, la suma de σ_3 y el esfuerzo debido a la presión interna no debe ser mayor a 1.25 veces el esfuerzo a la tensión permitido en el material de la cabeza.

El esfuerzo circunferencial en la parte superior de las sillas está dado por las ecuaciones 4.7.5 y 4.7.6.

$$\text{Si } L \geq 8R; \quad \sigma_4 = -\frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6Q}{2t_s^2} \quad (4.7.5)$$

$$\text{Si } L < 8R; \quad \sigma_4 = -\frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6QR}{Lt_s^2} \quad (4.7.6)$$

Mientras que el esfuerzo en la parte inferior de la silla está dado por la ecuación 4.7.7.

$$\sigma_5 = -\frac{K_7Q}{t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} \quad (4.7.7)$$

El valor de σ_4 no debe exceder en 1.5 veces el esfuerzo a la tensión permitido del material de la coraza, mientras que σ_5 no debe ser mayor a 0.5 el punto de fluencia a la compresión del material de la coraza.

Una vez que se comprobó que el espesor de la coraza y los espejos sean los necesarios para soportar los esfuerzos de flexión, cortante y circunferencial que se generan al estar el recipiente soportado únicamente en dos puntos de apoyo, se debe determinar el espesor requerido de las sillas a fin de que resistan la carga.

A partir del punto más bajo de la coraza, una sección transversal de la silla, de longitud igual a un tercio del radio de la coraza debe resistir una fuerza horizontal inducida por la carga que soporta la silla [12]. En la Figura 16 se muestra de mejor manera este requerimiento.

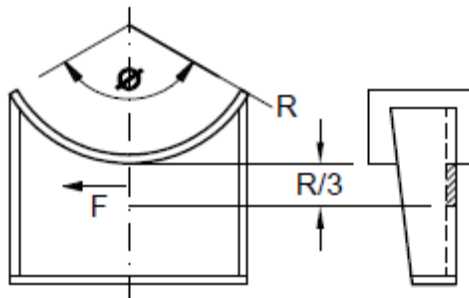


FIGURA 17. SOPORTE PARA RECIPIENTE A PRESIÓN TIPO SILLA.

En donde la fuerza F está dada por la ecuación 4.7.8.

$$F = K \cdot Q \quad (4.7.8)$$

A continuación, en la Tabla 10, se muestra los valores de K para la ecuación 4.7.8, en función del ángulo de contacto entre la coraza y la silla [12].

TABLA 10. VALORES DE K PARA EL CÁLCULO DE LAS SILLAS.

ϕ	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

El espesor de la silla estará dado por la ecuación 4.7.9.

$$t_{\text{silla}} = \frac{3F}{R \cdot S} \quad (4.7.9)$$

S representa la resistencia a la tensión del material de la silla. Se recomienda que la plancha del alma de la silla se refuerce con nervaduras para evitar el pandeo de la misma.

4.8. Uniones soldadas.

Según el Código ASME, PW-9, las juntas longitudinales, circunferenciales y otras juntas ubicadas en la coraza o en partes sometidas a presión deben ser juntas a tope de penetración completa. En casos en los que se requiera soldar materiales de distinto espesor el Código ASME PW-9.3 establece que debe existir una transición no menor a tres veces la diferencia de los espesores

para juntas en las cuales dicha diferencia exceda en un cuarto al espesor del material más delgado o sea mayor a 3.2 mm (1/8 pulgada) como se ilustra a continuación, en la Figura 17.

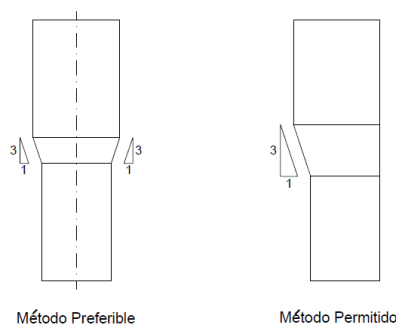


FIGURA 18. JUNTAS ACEPTABLES PARA DIFERENTES ESPESORES.

En cuanto a las inspecciones radiográficas a las que deben ser sometidas las juntas, el Código ASME PW-11 establece bajo qué condiciones estas juntas deben ser examinadas. A continuación, la Tabla 11 muestra dichas condiciones.

TABLA 11. INSPECCIONES RADIOGRÁFICAS REQUERIDAS PARA JUNTAS SOLDADAS.

Tipo de junta	En contacto con gases del hogar a más de 850°F		Sin contacto con gases del hogar a más de 850°F	
	Sujetos al calor radiante del hogar	No sujetos al calor radiante del hogar	No sujetos al calor radiante del hogar	
	Conteniendo Vapor/Agua		Contiene agua	Contienen vapor
Longitudinal	Radiografiar todos los tamaños y espesores	Radiografiar todos los tamaños y espesores	Radiografiar todos los tamaños y espesores	Radiografiar todos los tamaños y espesores
Circunferencial en la coraza	Radiografía >NPS 10 o >1 1/8 de esp.	Radiografía >NPS 10 o >1 1/8 de esp.	Radiografía >NPS 10 o >1 1/8 de esp.	Radiografía >NPS 10 o >1 1/8 de esp.
Circunferencial en tubos y espejos	Radiografía >NPS 4 o >1/2 de esp.	Radiografía >NPS 6 o >3/4 de esp.	Radiografía >NPS 10 o >1 1/8 de esp.	Radiografía >NPS 16 o >1 5/8 de esp.

En caso de que se requiera una abertura adyacente o sobre una junta soldada, el Código ASME PW-14 establece que cualquier abertura que cumpla con los requerimientos de compensación dados en el Código ASME PG-32 a PG-44 puede estar localizada sobre una junta soldada.

CAPÍTULO 5

5. IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL MODELO MATEMÁTICO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. Algoritmo del programa a ser creado en EES para evaluar el modelo.

Como se mencionó en un principio, para la comprobación del modelo se escribirá un programa utilizando el software EES debido a las ventajas que éste ofrece al momento de realizar análisis de sistemas térmicos. En términos generales, este software simplemente resuelve ecuaciones, las mismas que no necesariamente tienen que estar expresadas en forma explícita; sin embargo, su principal ventaja es que en su biblioteca se encuentran ingresadas las propiedades termo-físicas (ρ , μ , C_p , K , Pr , h , etc.) de un gran número de fluidos, entre ellos el vapor de agua, dióxido de carbono, aire, nitrógeno y oxígeno. Por este motivo es fácil evaluar dichas propiedades en algún estado de interés (presión y

temperatura) y reemplazar sus valores en las ecuaciones del modelo matemático planteado.

El programa está claramente dividido en seis etapas, las mismas que se enumeran a continuación:

- Análisis de la combustión y cálculo de la temperatura de flama adiabática.
- Cálculo de la transferencia de calor en el hogar.
- Cálculo de la transferencia de calor en el haz de tubos.
- Cálculo de la pérdida de calor en la coraza.
- Cálculo de la eficiencia térmica y la capacidad nominal.
- Cálculo de caídas de presión.

Es importante mencionar que al momento de calcular una determinada variable en una etapa del programa, la misma será considerada como un valor conocido en caso de ser requerida en una etapa posterior. A continuación se muestran las Figuras 19 a 24, las que representan los diagramas de bloques para cada etapa del programa.

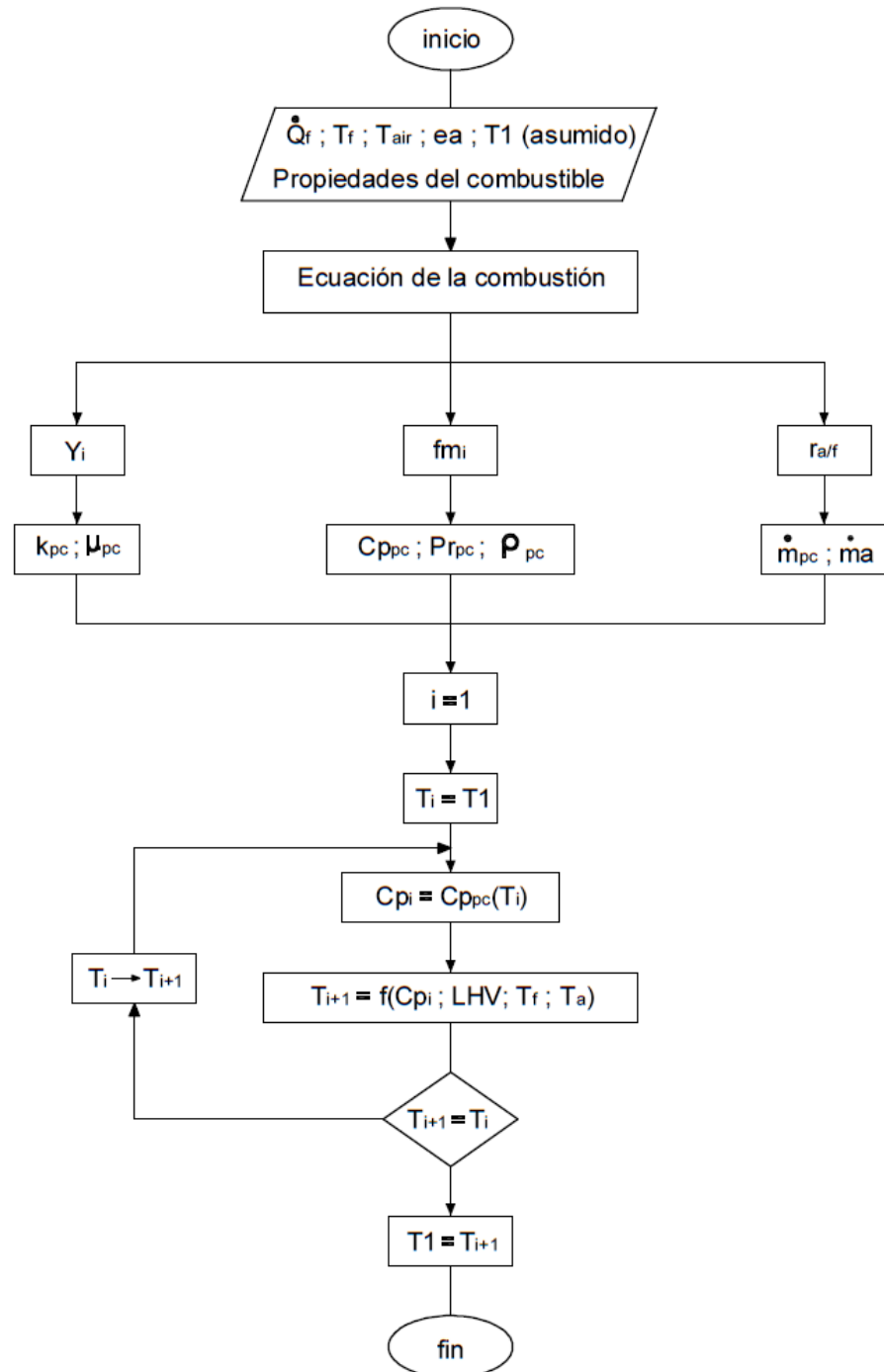


FIGURA 19. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE LA COMBUSTIÓN Y LA TEMPERATURA DE FLAMA ADIABÁTICA.

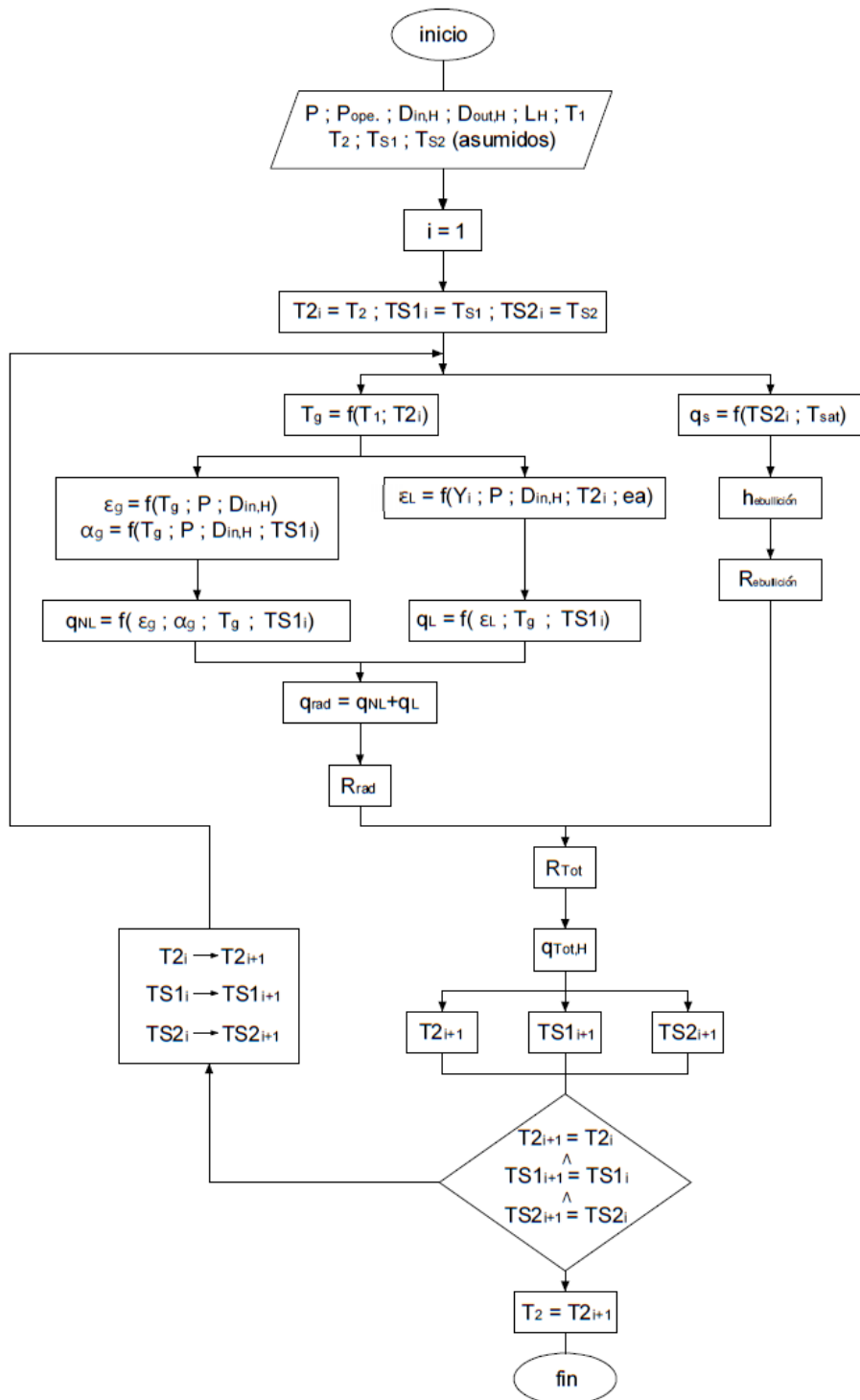


FIGURA 20. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HOGAR.

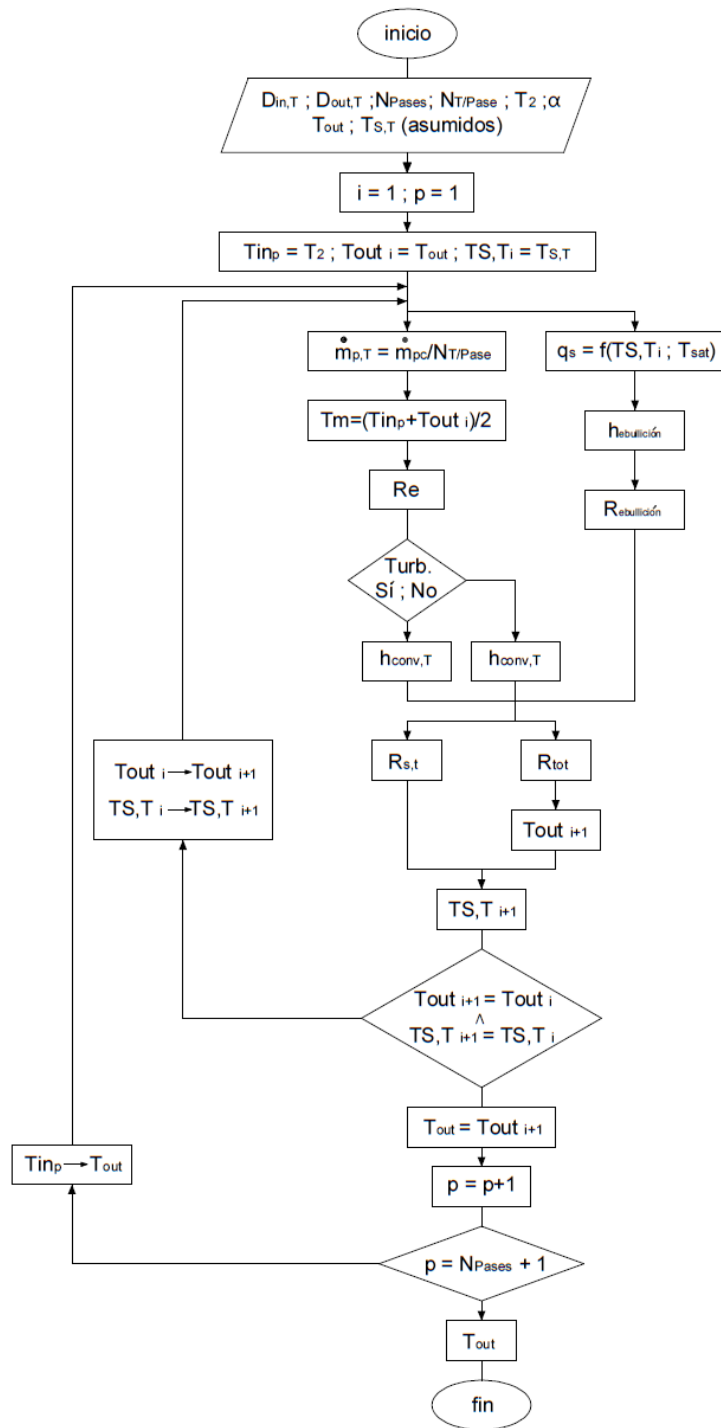


FIGURA 21. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HAZ DE TUBOS.

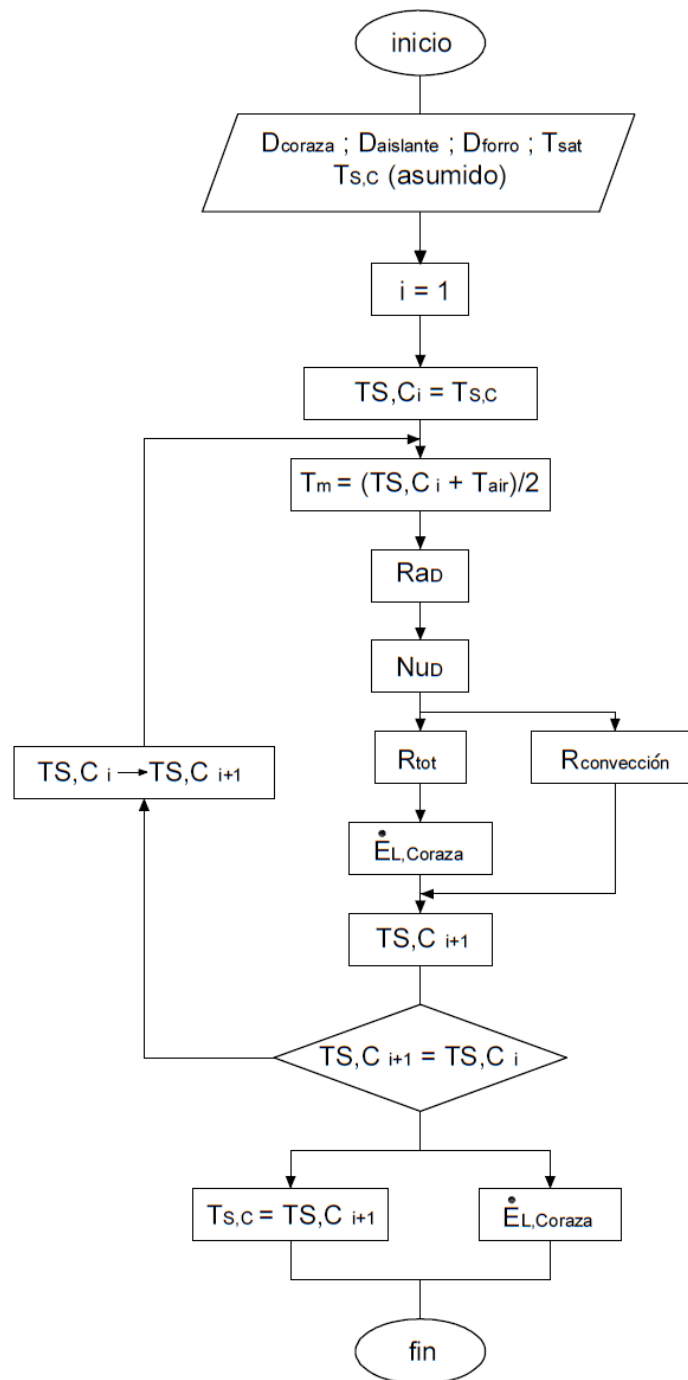


FIGURA 22. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA CORAZA.

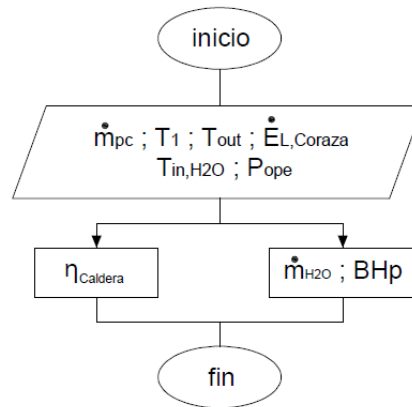


FIGURA 23. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA Y LA CAPACIDAD NOMINAL.

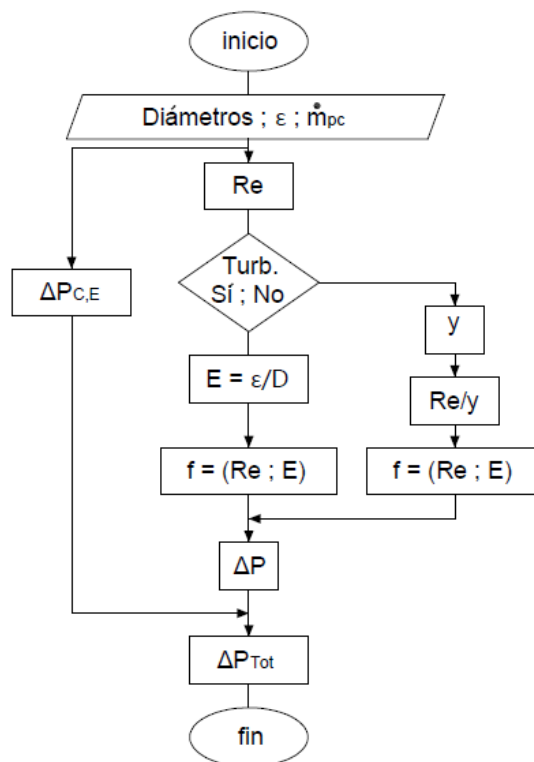


FIGURA 24. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN.

Una ventaja importante que ofrece EES al momento de realizar el análisis de este tipo de sistemas, es que no se necesita programar el lazo de realimentación para efectuar los cálculos iterativos hasta que exista una convergencia de los valores que en primera instancia son asumidos y posteriormente calculados. EES se encarga de hacer las iteraciones y muestra los valores para los cuales las ecuaciones convergen. A continuación se describe el procedimiento a seguir para cualquier tipo de cálculo que requiera asumir un valor y realizar iteraciones hasta lograr una convergencia de resultados:

1. Se ingresa un valor asumido para la variable que será calculada posteriormente (Ej.: $T_2=1000$), a fin de realizar una primera iteración.
2. Se presiona la tecla F9 y aparece la ventana "Variable Information", en donde se debe dar clic en el botón "Update" y "OK" en ese orden. Con esto EES almacena los valores calculados y está listo para realizar automáticamente las iteraciones posteriores.
3. Se borra o coloca entre llaves el valor asumido anteriormente (Ej.: $\{T_2=1000\}$) y se procede a escribir la ecuación que calcula el valor real de dicha variable. Al dar clic en el botón "Solve", el software se encarga de realizar automáticamente las iteraciones

necesarias y presenta el resultado para el cual las ecuaciones convergen, obteniéndose así el valor real de la variable asumida.

Si se requiere de mayor información referente al manejo de este software se puede recurrir a la referencia 13 citada en la bibliografía, además en el apéndice C se muestra el programa completo para la evaluación de un caldero existente de 30 BHP.

5.2. Prueba del modelo mediante el análisis térmico de un caldero existente de 30 BHP.

Para probar el modelo se realiza el análisis térmico del caldero localizado en el Laboratorio de Termofluidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción- FIMCP de la ESPOL, donde al ingresar las magnitudes de su geometría y demás condiciones operacionales se procede a calcular la tasa de producción de vapor, eficiencia térmica, caída de presión y temperatura de los gases a la salida del hogar y haz de tubos. Por último se comparan estos resultados con los obtenidos al utilizar los métodos aproximados presentados en el capítulo 1, para el cálculo de la transferencia de calor en el hogar y se compara el valor medido experimentalmente de la temperatura de los gases a la salida da la caldera con el calculado por los métodos presentados en este

proyecto de graduación. A continuación se presenta la Tabla 12 con los datos geométricos del caldero y las condiciones de operación para proceder a realizar los cálculos:

TABLA 12. DATOS DE GEOMETRÍA Y CONDICIONES OPERACIONALES DE UN CALDERO DE 30 BHp.

Datos	
Capacidad nominal (BHp)	30
Tipo de combustible	Diesel
Consumo de combustible (gph)	12.47
Exceso de aire (%)	20
Temperatura ambiental (°C)	27
Temperatura del agua de alimentación (°C)	28
Presión atmosférica (KPa)	101,3
Presión de operación (psig)	125
Número de pasos en la caldera	2
Longitud del hogar (m)	1,38
Diámetro interior del hogar (m)	0,303
Diámetro exterior del hogar (m)	0,323
Longitud del haz de tubos (m)	1,38
Diámetro interior del tubo (m)	0,0344
Diámetro exterior del tubo (m)	0,04
Número de tubos en el haz	71
Existencia de turbuladores	Sí
Paso del turbulador (m)	0,125
Diámetro exterior de la coraza (m)	1
Espesor de la coraza (m)	0,012
Tipo de aislante	Fibra de vidrio
Espesor del aislante (m)	0,06
Espesor del forro (m)	0,0007

A continuación, la Figura 25 muestra una fotografía del caldero analizado.



FIGURA 25. CALDERA DE 30 BHP A DIESEL.

La Tabla 13 muestra los resultados obtenidos al evaluar el modelo matemático utilizando los datos presentados en la Tabla 12, además, se comparan dichos resultados con los obtenidos al utilizar los métodos aproximados para el cálculo de la transferencia de calor en el hogar, citados en el capítulo 1.

TABLA 13. RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE LOS TRES MÉTODOS PLANTEADOS.

Resultados	MRT	MEH	MTA
Eficiencia térmica (%)	81,05	78,43	78,56
Tasa de producción de vapor (lbm/h)	1141	1104	1106
Temp. de flama adiabática (°C)	1647	1647	1647
Temp. gases a la salida del hogar (°C)	1055	1294	1282
Temp. gases a la salida del haz (°C)	261,2	276,2	275,4
Pérdida de calor por la coraza (W)	350,9	350,9	350,9
Temp. superficial de la coraza (°C)	47,35	47,35	47,35
Caída de presión (Pa)	37	43,09	42,76

MRT: Temperatura Media Radiante.

MEH: Método de la emisividad del hogar.

MTA: Método de la temperatura adimensional.

A continuación, en la Tabla 14 se muestra el valor medio experimental de la temperatura de los gases a la salida de la cadera, y los calculados con los métodos mostrados en este proyecto de graduación.

TABLA 14. TEMPERATURA DE LOS GASES A LA SALIDA DE LA CALDERA.

Temperatura de los gases a la salida de la caldera			
Valor Medio Experimental	MRT	Mét. Emis. Hogar	Mét. Temp. Adimensional
259	261,2	276,2	275,4

A continuación, las Figuras 26 a 29 muestran la influencia que tiene el consumo de combustible sobre los parámetros calculados para la geometría establecida.

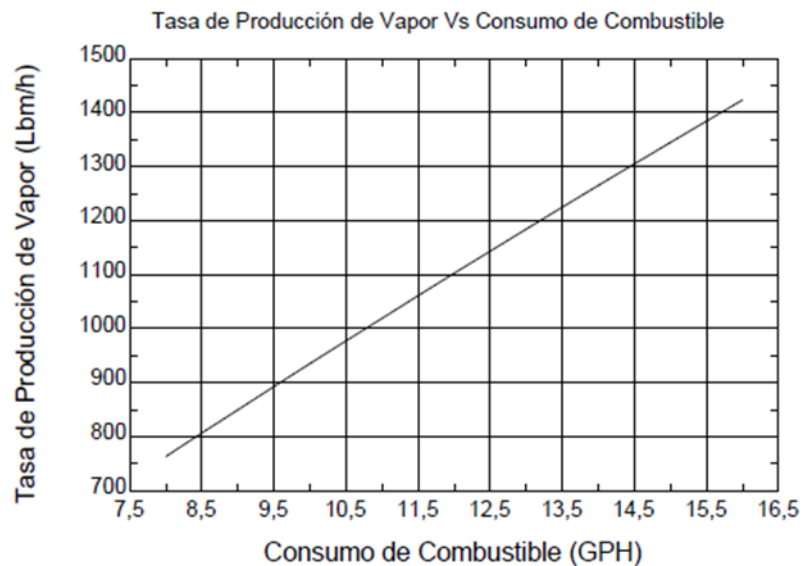


FIGURA 26. TASA DE PRODUCCIÓN DE VAPOR VS. CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

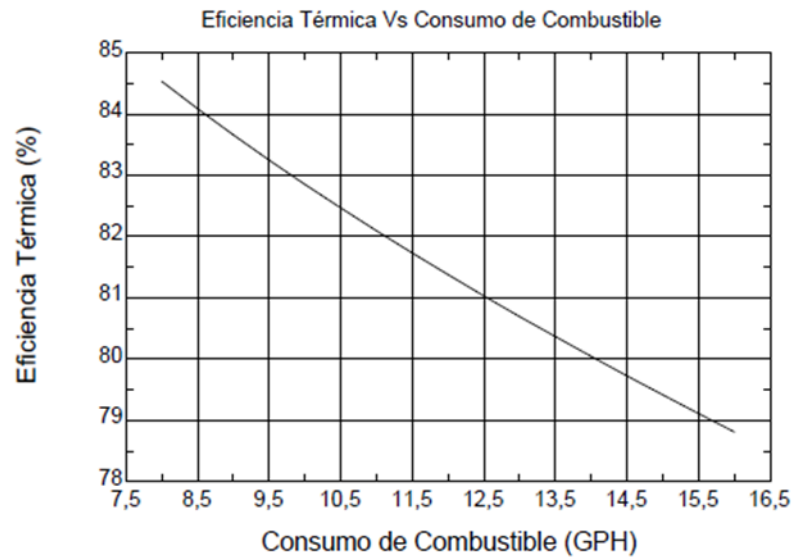


FIGURA 27. EFICIENCIA TÉRMICA VS. CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

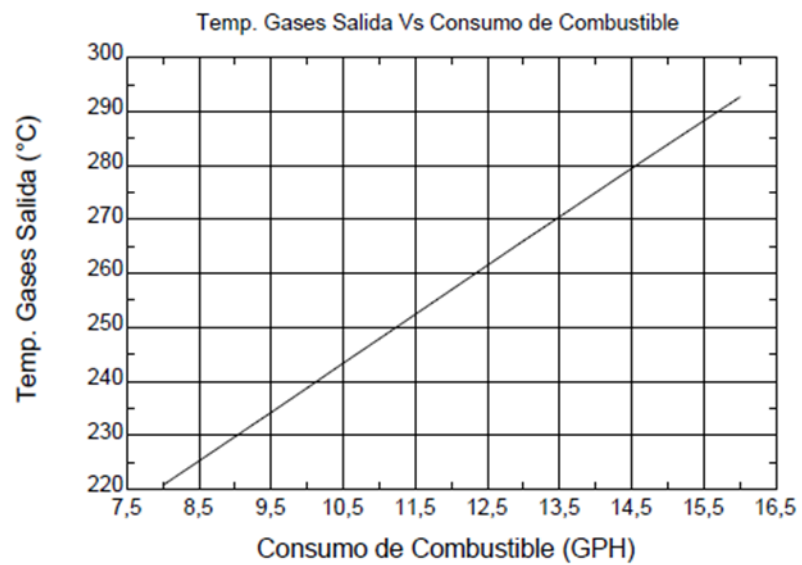


FIGURA 28. TEMPERATURA DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HAZ DE TUBOS VS. CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

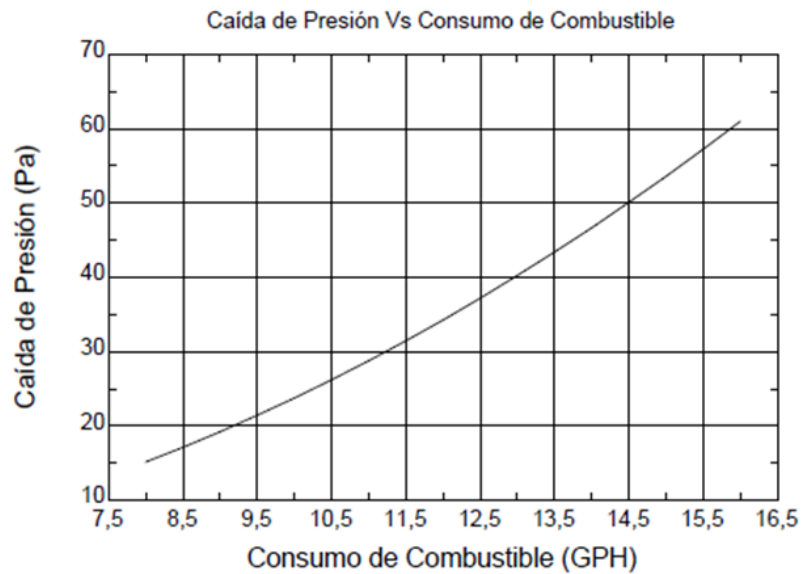


FIGURA 29. CAÍDA DE PRESIÓN VS. CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

5.3. Análisis de resultados.

De la Tabla 13 se observa que los resultados de los métodos aproximados tienen gran similitud entre ellos, sin embargo la temperatura a la salida del hogar calculada con MRT (Temperatura Media Radiante) es mucho menor a la calculada con los otros métodos. Esto era de esperarse debido a que al ser MRT mayor a la media geométrica utilizada tradicionalmente para los cálculos, el calor radiativo transferido desde los gases es mayor, lo que se traduce en una disminución de la temperatura de los mismos a la salida del hogar.

De la misma Tabla 13 también se observa que pese a existir una gran diferencia en la temperatura de los gases a la salida del hogar, esta diferencia no se ve reflejada en igual proporción a la salida del haz de tubos. Esto se debe a la naturaleza misma de la temperatura media logarítmica, ya que al ser mayor la temperatura de los gases a la entrada, existe mayor potencial para la transferencia de calor, con esto el calor transferido es mayor y la temperatura de los gases a la salida del haz de tubos no experimenta un cambio tan significativo como se esperaría.

Se observa una diferencia cercana al 15% en los resultados de las caídas de presión. Esto se debe a que la temperatura media utilizada para evaluar las propiedades de los gases al interior de los tubos es mayor para el caso de los métodos aproximados lo que se traduce en una disminución de la densidad y un aumento en la velocidad media de los gases a fin de mantener el flujo másico constante, y este aumento en la velocidad media es lo que ocasiona que la caída de presión sea mayor para estos métodos.

En cuanto a la eficiencia térmica, se observa que es menor para los métodos aproximados. Esto se debe que la temperatura de los gases a la salida del haz de tubos es mayor para estos métodos, con

lo que se desecha mayor cantidad de energía al ambiente y esto a su vez se manifiesta en una disminución de la eficiencia de la caldera. Por otro lado se observa que la pérdida de calor por la coraza es igual para los tres métodos, esto era de esperarse debido a que las condiciones establecidas para su cálculo eran las mismas para todos los métodos.

En la Figura 26 se observa que la tasa de producción de vapor de la caldera tiene una relación directa con el consumo de combustible, esto era de esperarse debido a que al existir un mayor flujo de combustible aumenta la energía disponible para producir vapor.

Pese a que al aumentar el consumo de combustible se incrementa la energía disponible para la producción de vapor, para una geometría establecida, este incremento de energía no es absorbido en su totalidad por el agua, lo que produce un incremento en la temperatura de los gases a la salida del haz de tubos y con esto se incrementa la cantidad de energía desechada al ambiente produciéndose así una disminución en la eficiencia térmica de la caldera, lo cual está claramente evidenciado en las Figuras 27 y 28.

En la Figura 29 se observa que la caída de presión se incrementa exponencialmente al aumentar el consumo de combustible, esto se debe a que al existir un mayor flujo de combustible se incrementa también la cantidad de aire requerida para lograr una combustión completa por lo que la velocidad media de los productos de combustión se incrementa ocasionando un aumento en la caída de presión.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

1. En base a los resultados obtenidos se ha logrado comprobar que el modelo matemático planteado funciona adecuadamente, por lo que se convierte en una herramienta útil para el diseño de calderas pirotubulares horizontales.
2. Al utilizar la temperatura media radiante para el diseño del hogar, existe una mayor concordancia entre el valor calculado de la temperatura de los gases a la salida de la caldera y el valor medido experimentalmente, lo cual permitiría optimizar los diseños.
3. En el diseño de este tipo de equipos es importante tener en cuenta la caída de presión que experimentan los productos de

4. combustión al pasar a través de la caldera, ya que la misma puede ser tan elevada que los requerimientos de potencia para implementar dicho diseño sean prohibitivos.

5. El uso de MRT permite estimar de mejor manera el número de tubos requerido en el haz de tubos de la caldera a fin de mantener baja la caída de presión; ya que con MRT se calcula de mejor manera la temperatura de los gases a la salida del hogar.

6.2. Recomendaciones

1. Debido a que EES resuelve todas las ecuaciones simultáneamente, es recomendable que se escriban y resuelvan las ecuaciones de un solo paso, y una vez obtenidos los resultados para dicho paso se proceda a escribir las ecuaciones para el siguiente paso y así sucesivamente, con esto se logra que EES disponga del dato de entrada para cada paso.
2. Por defecto EES trabaja con todas la temperaturas en grados Celsius, sin embargo, debido a que se manejan ecuaciones de tipo Boltzman y calores específicos es recomendable cambiar dicha configuración y trabajar con todas la temperaturas en grados Kelvin.
3. Para evaluar la emisividad de los gases es recomendable utilizar el comando "FUNCTION", de esta manera la misma función puede ser utilizada para evaluar la absortividad de los gases sin la necesidad de volver a escribir las ecuaciones.
4. En base a los resultados obtenidos se observa que una cantidad considerable de energía está siendo desechada al ambiente debido a la elevada temperatura de los gases a la salida de la

caldera, por lo que se podría realizar un análisis para determinar la factibilidad de implementar un recuperador de calor de desecho y con este precalentar el agua de alimentación, consiguiéndose una disminución del calor aportante o a su vez incrementando la producción de vapor y mejorando la eficiencia del ciclo termodinámico.

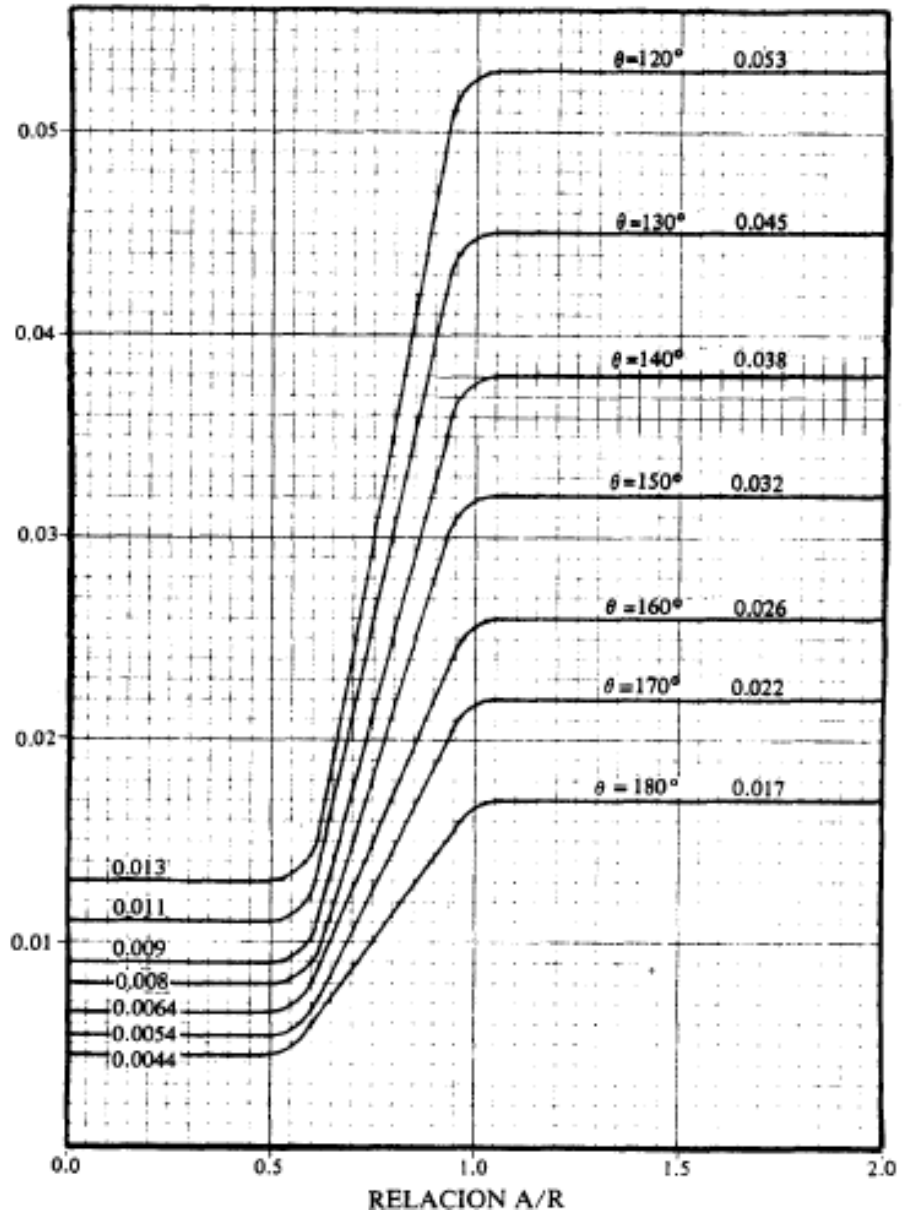
APÉNDICES

APÉNDICE A

TABLA A1.- VALORES DE “K” PARA EL CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS DE FLEXIÓN, CORTANTE Y TANGENCIAL EN RECIPIENTES A PRESIÓN SOPORTADOS POR APOYOS TIPO SILLA [12]

ANGULO DE CONTACTO θ	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327	Ver la gráfica	0.697	0.780
142	0.455	0.879	Para	0.569	0.320		0.692	0.796
144	0.467	0.858	cual-	0.547	0.314		0.687	0.813
146	0.480	0.837	quier	0.526	0.308		0.682	0.831
148	0.492	0.818	ángulo	0.505	0.301		0.678	0.853
150	0.505	0.799	de con-	0.485	0.295		0.673	0.876
152	0.518	0.781	tacto	0.466	0.289		0.669	0.894
154	0.531	0.763	θ	0.448	0.283		0.665	0.913
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266	0.654	0.976	
162	0.585	0.698		0.380	0.261	0.650	0.994	
164	0.599	0.683		0.365	0.256	0.647	1.013	
166	0.613	0.668		0.350	0.250	0.643	1.033	
168	0.627	0.654		0.336	0.245	0.640	1.054	
170	0.642	0.640		0.322	0.240	0.637	1.079	
172	0.657	0.627		0.309	0.235	0.635	1.097	
174	0.672	0.614		0.296	0.230	0.632	1.116	
176	0.687	0.601		0.283	0.225	0.629	1.137	
178	0.702	0.589		0.271	0.220	0.627	1.158	
180	0.718	0.577		0.260	0.216	0.624	1.183	

VALORES DE K_6



APÉNDICE B

FOTOGRAFÍA DEL ESPEJO POSTERIOR.



FOTOGRAFÍAS DE LA MEDICIÓN DE TEMPERATURA DE LOS GASES A LA SALIDA DE LA CALDERA.





APÉNDICE C

PROGRAMA ESCRITO EN EES PARA EL ANÁLISIS TÉRMICO DE LA CALDERA DE 30 BHp LOCALIZADA EN EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE LA FIMCP.

```
FUNCTION em_H2O_Patm(PaL;Tg)                {Emisividad del H2O a presión atmosférica}
To=1000 {°K}
PaLo=1 {bar-cm}
H2O[0;0]=-2,2118
H2O[0;1]=-1,1987
H2O[0;2]=0,035596
H2O[1;0]=0,85667
H2O[1;1]=0,93048
H2O[1;2]=-0,045915
H2O[2;0]=-0,10838
H2O[2;1]=-0,17156
H2O[2;2]=0,045915
A=sum(H2O[0;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^0;j=0;2)
B=sum(H2O[1;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^1;j=0;2)
C=sum(H2O[2;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^2;j=0;2)
em_H2O_Patm=exp(A+B+C)
End
```

```
FUNCTION em_rel_atm_H2O(PaL;P;Tg)          {Emisividad del H2O a presión del sistema (P)}
Po=1 {bar}
PaLo=1 {bar-cm}
Pa=P*convert(Kpa;Bar)*0,1012              {Presión parcial}
P_sist=P*convert(Kpa;Bar)
To=1000
t=Tg/To
PaLm=13,2*(t^2)*PaLo
PE=(P_sist+(2,56*Pa)/(t^0,5))/Po
b=1,1/t^1,4
c=0,5
If (t<0,75) Then
  a:=2,479
Else
  a:=1,88-2,053*log10(t)
EndIf
Y=log10(PaLm/PaL)
em_rel_atm_H2O=1-(((a-1)*(1-PE))/(a+b-1+PE))*exp(-c*(Y^2))
End
```

```
FUNCTION epsilon_H2O(PaLe;P;Tg)           {Emisividad del H2O}
epsilon_H2O=em_rel_atm_H2O(PaLe;P;Tg)*em_H2O_Patm(PaLe;Tg)
End
```

```

FUNCTION em_CO2_Patm(PaL;Tg)           {Emisividad del CO2 a presión
atmosférica}
To=1000 {°K}
PaLo=1 {bar-cm}
CO2[0;0]=-3,9893
CO2[0;1]=2,7669
CO2[0;2]=-2,1081
CO2[0;3]=0,39163
CO2[1;0]=1,271
CO2[1;1]=-1,109
CO2[1;2]=1,0195
CO2[1;3]=-0,21897
CO2[2;0]=-0,23678
CO2[2;1]=0,19731
CO2[2;2]=-0,19544
CO2[2;3]=0,044644
A=sum(CO2[0;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^0;j=0;3)
B=sum(CO2[1;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^1;j=0;3)
C=sum(CO2[2;j]*((Tg/To)^j)*(log10(PaL/PaLo))^2;j=0;3)
em_CO2_Patm=exp(A+B+C)
End

```

```

FUNCTION em_rel_atm_CO2(PaL;P;Tg)     {Emisividad del CO2 a presión del sistema
(P)}
Po=1 {bar}
PaLo=1 {bar-cm}
Pa=P*convert(Kpa;Bar)*0,1156         {Presión parcial}
P_sist=P*convert(Kpa;Bar)
To=1000
t=Tg/To
P_E=(P_sist+0,28*Pa)/Po
a=1+0,1/t^1,45
b=0,23
c=1,47
If (t<0,7) Then
  PaLm:=(0,054/t^2)*PaLo
Else
  PaLm:=(0,225*t^2)*PaLo
EndIf
Y=log10(PaLm/PaL)
em_rel_atm_CO2=1-(((a-1)*(1-P_E))/(a+b-1+P_E))*exp(-c*(Y^2))
End

```

```

FUNCTION epsilon_CO2(PaL;P;Tg)        {Emisividad del CO2}
epsilon_CO2=em_rel_atm_CO2(PaL;P;Tg)*em_CO2_Patm(PaL;Tg)
End

```

```

FUNCTION deltaepsilon(L;P)
PaLo=1 {bar-cm}
P_sist=P*convert(Kpa;bar)
P_H2O=0,1012*P_sist
P_CO2=0,1156*P_sist
tau=P_H2O/(P_H2O+P_CO2)
deltaepsilon=(tau/(10,7+101*tau)-0,0089*tau^10,4)*(log10((P_H2O+P_CO2)*L/PaLo))^2,76
End

```

```

FUNCTION deltaalpha(L;P;Tg;Ts1)
A1=Ts1/Tg
PaLo=1 {bar-cm}
P_sist=P*convert(Kpa;bar)
P_H2O=0,1012*P_sist
P_CO2=0,1156*P_sist
tau=P_H2O/(P_H2O+P_CO2)
deltaalpha=(tau/(10,7+101*tau)-0,0089*tau^10,4)*(log10((P_H2O+P_CO2)*L*(A1)/PaLo))^2,76
End

```

{Datos Hogar}

L=1,38 {m; Longitud del hogar}
D_in_H=0,303 {m; diámetro interno}
D_out_H=0,323 {m; diámetro exterior}

{Datos Haz de tubos}

D_i=0,0344 {m; diámetro interior}
D_e=0,04 {m; diámetro exterior}
N_tubos=71 {número de tubos}
P_ins=0,125 {m; Paso del inserto}

alpha=arctan((pi*D_i)/(P_ins)) {Ángulo de hélice}

E=0,0001 {m; rugosidad del tubo, asumo acero oxidado}

{Datos}

T_in_H2O=30 {°K; Temperatura del agua de alimentación}
P_operación=125 {Psig; Presión de operación}
ea=0,2 {%/100; Exceso de aire}
Q_dot_fuel=12,47 {GPH; consumo de combustible}
D_1=0,976 {m; Diámetro interior de la coraza}
D_2=1 {m; Diámetro exterior de la coraza}

Esp_ais=0,06 {m; Espesor del aislante}
Esp_forro=0,0007 {m; Espesor del forro}

$D_3 = D_2 + 2 * \text{Esp_ais}$
 $D_4 = D_3 + 2 * \text{Esp_forro}$

{Combustión}

LHV=42512 {kJ/kg; Poder calorífico inferior del combustible}
T_a=300 {°K; Temperatura ambiental}
T_f=300 {°K; Temperatura del combustible}
rho_diesel=846 {kg/m³; Densidad del combustible}
Cp_ff=2,426 {kJ/kg-k; Calor específico del combustible}
Cp_a=CP(Air;T=T_a)

$m_{\dot{f}} = \text{rho_diesel} * Q_{\dot{\text{fuel}}} * \text{convert}(\text{gph}; \text{m}^3/\text{s})$ {kg/s; flujo de combustible}

x=12
y=21
z=y/x

$N_{\text{O}_2} = (1 + ea) * (1 + z/4)$ {Número de moles de oxígeno en los reactivos}
 $N_{\text{N}_2} = 3,76 * (1 + ea) * (1 + z/4)$ {Número de moles de nitrógeno en los reactivos y productos}
 $N_{\text{CO}_2} = 1$ {Número de moles de CO₂ en los productos}
 $N_{\text{H}_2\text{O}} = z/2$ {Número de moles de H₂O en los productos}
 $N_{\text{O}_2_p} = ea * (1 + z/4)$ {Número de moles de O₂ libre en los productos}

{Relación aire-combustible}

$r_{a_f} = (N_{\text{O}_2} * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) + N_{\text{N}_2} * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2)) / (1 * 12 + z * 1)$

$m_{\dot{\text{air}}} = m_{\dot{f}} * r_{a_f}$ {Kg/s; Flujo másico de aire}

$m_{\dot{p}} = m_{\dot{\text{air}}} + m_{\dot{f}}$ {Kg/s; Flujo másico de productos}
 $m_{\text{Tp}[1]} = N_{\text{CO}_2} * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2)$
 $m_{\text{Tp}[2]} = N_{\text{H}_2\text{O}} * \text{MOLARMASS}(\text{H}_2\text{O})$
 $m_{\text{Tp}[3]} = N_{\text{N}_2} * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2)$
 $m_{\text{Tp}[4]} = N_{\text{O}_2_p} * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2)$

$m_{\text{T}_p} = \text{sum}(m_{\text{Tp}[i]}; i=1; 4)$

$fm_{\text{CO}_2} = (N_{\text{CO}_2} * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2)) / m_{\text{T}_p}$ {Fracción másica de CO₂ en los productos}
 $fm_{\text{H}_2\text{O}} = (N_{\text{H}_2\text{O}} * \text{MOLARMASS}(\text{H}_2\text{O})) / m_{\text{T}_p}$ {Fracción másica de H₂O en los productos}

$fm_{N2}=(N_{N2} * MOLARMASS(N2))/m_{T_p}$ {Fracción másica de N2 en los productos}

$fm_{O2}=(N_{O2_p} * MOLARMASS(O2))/m_{T_p}$ {Fracción másica de O2 en los productos}

$N_{tot_productos}=N_{CO2}+N_{H2O}+N_{N2}+N_{O2_p}$ {Número de moles de los productos}

$Y_{CO2}=N_{CO2}/N_{tot_productos}$ {Fracción molar de CO2 en los productos}

$Y_{H2O}=N_{H2O}/N_{tot_productos}$ {Fracción molar de H2O en los productos}

$Y_{N2}=N_{N2}/N_{tot_productos}$ {Fracción molar de N2 en los productos}

$Y_{O2}=N_{O2_p}/N_{tot_productos}$ {Fracción molar de O2 en los productos}

{Cp de productos a Temperatura adiabática de flama}

$CpT[1]=fm_{CO2} * CP(CO2;T=T1)$

$CpT[2]=fm_{H2O} * CP(H2O;T=T1)$

$CpT[3]=fm_{N2} * CP(N2;T=T1)$

$CpT[4]=fm_{O2} * CP(O2;T=T1)$

$Cp_p=sum(CpT[i];i=1;4)$

{Temperatura adiabática de flama}

$T1=((m_{dot_air} * Cp_a * (T_a) + m_{dot_f} * Cp_ff * (T_f) + m_{dot_f} * LHV) / (m_{dot_p} * Cp_p))$

$T_1=T1-273$

{Transferencia de calor en Hogar}

$P=101,3$ {kPa; Presión del sistema (aproximadamente atmosférica)}

$Pa=P * convert(Kpa;bar)$

$Le=0,95 * D_{in_H} * 100$ {cm; Longitud media efectiva}

$PaLe_{H2O}=Pa * Le * Y_{H2O}$

$PaLe_{CO2}=Pa * Le * Y_{CO2}$

$epsilon_{H2O}=epsilon_{H2O}(PaLe_{H2O};P;Tg)$ {Emisividad del H2O}

$epsilon_{CO2}=epsilon_{CO2}(PaLe_{CO2};P;Tg)$ {Emisividad del CO2}

$DELTAepsilon=deltaepsilon(Le;P)$ {Factor de corrección de emisividad}

$epsilon_g=epsilon_{H2O} + epsilon_{CO2} - DELTAepsilon$ {Emisividad del gas}

$P1=(P_{operación} + 14,7) * convert(Psi;Kpa)$

$PaLeT_{H2O}=Pa * Le * Y_{H2O} * T_{s1}/Tg$

$PaLeT_{CO2}=Pa * Le * Y_{CO2} * T_{s1}/Tg$

$\alpha_{H_2O} = \epsilon_{H_2O}(PaLeT_{H_2O}; P; T_{s1}) * (Tg/T_{s1})^{0,5}$ {Absortividad del H2O}

$\alpha_{CO_2} = \epsilon_{CO_2}(PaLeT_{CO_2}; P; T_{s1}) * (Tg/T_{s1})^{0,5}$ {Absortividad del CO2}

$DELTA\alpha = \Delta\alpha(Le; P; Tg; T_{s1})$ {Factor de corrección de absortividad}

$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - DELTA\alpha$ {Absortividad del gas}

{Calor No luminoso}

$A_{s1} = \pi * D_{in} * L$ {Área interior del hogar}
 $\sigma = 5,67 * 10^{-8}$

$q_{NL} = A_{s1} * \sigma * (\epsilon_g * Tg^4 - \alpha_g * T_{s1}^4)$ {Calor No luminosos}

{Calor Luminoso}

$q_L = A_{s1} * \epsilon_L * \sigma * (Tg^4 - T_{s1}^4)$ {Calor luminoso}

$\epsilon_L = 1 - \exp(-(k_y * r + k_c) * P_M * Le_m)$ {Emisividad de calor luminoso}
 $P_M = P * \text{convert}(KPa; MPa)$ {Presión de los gases en mega-pascales}
 $Le_m = Le / 100$ {Longitud media efectiva en metros}

$k_y = ((A/B) - 1) * (1 - 0,37 * T^2 / 1000)$

$A = 7,8 + 16 * r_{H_2O}$

$B = \sqrt{10 * r * P_M * Le_m}$

$r_{H_2O} = Y_{H_2O}$ {Concentración del agua en fracción (fracción molar del H2O)}

$r = Y_{H_2O} + Y_{CO_2}$ {Suma de fracciones volumétricas del H2O y CO2}

$k_c = 0,3 * (2 - ea) * (0,0016 * T^2 - 0,5) * (C/H)$

$C = (144/165)$

{Concentración de carbono en el combustible}

$H = (21/165)$

{Concentración de hidrógeno en el combustible}

$q_{rad} = q_{NL} + q_L$ {Calor total de radiación}

$R_{rad} = (Tg - T_{s1}) / q_{rad}$ {Resistencia por radiación}

$R_{ac_H} = \ln(D_{out_H} / D_{in_H}) / (2 * \pi * k_{ac} * L)$ {Resistencia por conducción}

$k_{ac} = 29$ {W/m-K}

{W/m-k; Conductividad térmica del acero (P91)}

{P91}}

$R_{f_{inH}} = 0,001761$

$R_{f_{outH}} = 0,000176$

$R_{f1_H} = R_{f_{inH}} / A_{s1}$

{Resistencia interior por fouling}

$R_{f2_H} = R_{f_{outH}} / A_{s2}$

{Resistencia exterior por fouling}

{Ebullición}

$\mu_f = \text{VISCOSITY}(\text{Steam}; X=0; P=P1)$

$h_{fg} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; X=1; P=P1) - \text{ENTHALPY}(\text{Water}; X=0; P=P1)$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$\rho_f = \text{DENSITY}(\text{Water}; X=0; P=P1)$

$\rho_g = \text{DENSITY}(\text{Water}; X=1; P=P1)$

$T_{sat} = T_{SAT}(\text{Steam}; P=P1)$

$T_{sat} = T_{sat} - 273$

$\sigma_{H2O} = \text{SURFACETENSION}(\text{Water}; T=T_{sat})$

$C_{p_f} = \text{CP}(\text{Water}; X=0; P=P1)$

$Pr_f = \text{PRANDTL}(\text{Water}; X=0; P=P1)$

$\Delta T_{ps} = T_{s2} - T_{sat}$

$C_{sf} = 0,013$

{Tabla 10,1 Incropera}

$n = 1$

{Tabla 10,1 Incropera}

$q_s = \mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_f - \rho_g)}{\sigma_{H2O}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{C_{p_f} \cdot \Delta T_{ps}}{C_{sf} \cdot h_{fg} \cdot Pr_f^n} \right)^{1/3}$

$h_{ebullicion_H} = (1000 \cdot q_s) / \Delta T_{ps}$

$R_{ebullicion_H} = 1 / (h_{ebullicion_H} \cdot A_{s2})$

{Resistencia ebullición}

$A_{s2} = \pi \cdot D_{out_H} \cdot L$

{Área exterior del hogar}

$R_{Tot_H} = R_{rad} + R_{f1_H} + R_{ac_H} + R_{f2_H} + R_{ebullicion_H}$ {Resistencia total en el hogar}

$q_{Tot_H} = (T_g - T_{sat}) / R_{Tot_H}$

{Calor total transferido en el hogar}

{Cálculo de temperatura superficial del lado de la radiación}

$\{T_{s1} = 550\}$

{Valor inicial asumido}

$T_{s1} = T_g - q_{Tot_H} \cdot R_{rad}$

{Valor calculado}

$T_{s1} = T_{s1} - 273$

{Cálculo de temperatura superficial del lado del agua}

$\{T_s = T_{sat} + 5\}$

{Valor inicial asumido}

$T_{s2} = T_{sat} + q_{Tot_H} \cdot R_{ebullicion_H}$

{Valor calculado}

$T_{s2} = T_{s2} - 273$

{Cálculo de temperatura de los gases a la salida del hogar}

$C_{pT2[1]} = f_{m_CO2} \cdot CP(CO2; T=T2)$

CpT2[2]= fm_H2O*CP(H2O;T=T2)
CpT2[3]= fm_N2*CP(N2;T=T2)
CpT2[4]= fm_O2*CP(O2;T=T2)

Cp_p_2=sum(CpT2[i];i=1;4)

{T2=1200} {Valor inicial asumido}

T2=(m_dot_p*Cp_p*1000*T1-q_Tot_H)/(m_dot_p*Cp_p_2*1000) {Valor calculado}

T_2=T2-273

{Temperatura media radiante (Tg)}

Tg=((1/5)*(T1^5-T2^5)/(T1-T2))^0,25

T_g=Tg-273

{Transferencia de calor en Haz de Tubos}

{Análisis para un solo tubo}

m_dot_p_T=m_dot_p/N_tubos {Flujo másico de gases de combustión en UN tubo}

Tm_tubo=(T_o_tubo+T2)/2 {Temperatura media de los gases dentro del tubo}

Cpt[1]=fm_CO2*CP(CO2;T=Tm_tubo)*1000
Cpt[2]=fm_H2O*CP(H2O;T=Tm_tubo)*1000
Cpt[3]=fm_N2*CP(N2;T=Tm_tubo)*1000
Cpt[4]=fm_O2*CP(O2;T=Tm_tubo)*1000

Cp_tubo=sum(Cpt[i];i=1;4)
{Conductividad}

kYM1=Y_CO2*(MOLARMASS(CO2))^0,333*CONDUCTIVITY(CO2;T=Tm_tubo)
kYM2=Y_H2O*(MOLARMASS(H2O))^0,333*CONDUCTIVITY(H2O;T=Tm_tubo)
kYM3=Y_N2*(MOLARMASS(N2))^0,333*CONDUCTIVITY(N2;T=Tm_tubo)
kYM4=Y_O2*(MOLARMASS(O2))^0,333*CONDUCTIVITY(O2;T=Tm_tubo)

kYM[1]=Y_CO2*(MOLARMASS(CO2))^0,333
kYM[2]=Y_H2O*(MOLARMASS(H2O))^0,333
kYM[3]=Y_N2*(MOLARMASS(N2))^0,333
kYM[4]=Y_O2*(MOLARMASS(O2))^0,333

k_tubo=(kYM1+kYM2+kYM3+kYM4)/sum(kYM[i];i=1;4)

{Viscosidad}

$u_{YM1}=Y_{CO2}*(MOLARMASS(CO2))^{0,5}*VISCOSITY(CO2;T=Tm_tubo)$
 $u_{YM2}=Y_{H2O}*(MOLARMASS(H2O))^{0,5}*VISCOSITY(H2O;T=Tm_tubo)$
 $u_{YM3}=Y_{N2}*(MOLARMASS(N2))^{0,5}*VISCOSITY(N2;T=Tm_tubo)$
 $u_{YM4}=Y_{O2}*(MOLARMASS(O2))^{0,5}*VISCOSITY(O2;T=Tm_tubo)$

$u_{YM}[1]=Y_{CO2}*(MOLARMASS(CO2))^{0,5}$
 $u_{YM}[2]=Y_{H2O}*(MOLARMASS(H2O))^{0,5}$
 $u_{YM}[3]=Y_{N2}*(MOLARMASS(N2))^{0,5}$
 $u_{YM}[4]=Y_{O2}*(MOLARMASS(O2))^{0,5}$

$\mu_{tubo}=(u_{YM1}+u_{YM2}+u_{YM3}+u_{YM4})/sum(u_{YM}[i];i=1;4)$

{Densidad}

$\rho[1]=fm_{CO2}*DENSITY(CO2;T=Tm_tubo;P=101,3)$
 $\rho[2]=fm_{H2O}*DENSITY(H2O;T=Tm_tubo;P=101,3)$
 $\rho[3]=fm_{N2}*DENSITY(N2;T=Tm_tubo;P=101,3)$
 $\rho[4]=fm_{O2}*DENSITY(O2;T=Tm_tubo;P=101,3)$

$\rho_{tubo}=sum(\rho[i];i=1;4)$

{Prandtl}

$Pr[1]=fm_{CO2}*PRANDTL(CO2;T=Tm_tubo)$
 $Pr[2]=fm_{H2O}*PRANDTL(H2O;T=Tm_tubo)$
 $Pr[3]=fm_{N2}*PRANDTL(N2;T=Tm_tubo)$
 $Pr[4]=fm_{O2}*PRANDTL(O2;T=Tm_tubo)$

$Pr_{tubo}=sum(Pr[i];i=1;4)$
 $Re_{d_tubo}=(4*m_dot_p_T)/(pi*D_i*\mu_{tubo})$

{Nusselt para platina retorcida}

$Nu_{tubo}=5,172*(1+0,005484*(Re_{d_tubo}/y.)^{1,25}*Pr_{tubo}^{0,7})^{0,5}$

$y.=pi/(2*\tan(\alpha))$

$z.=Re_{d_tubo}/y.$

$h_{i_tubo}=Nu_{tubo}*k_{tubo}/D_i$ {Coeficiente convectivo en el interior del tubo}

$R_{conv1_tubo}=1/(h_{i_tubo}*pi*D_i*L)$ {Resistencia por convección en el interior}
 $R_{cond_tubo}=\ln(D_e/D_i)/(2*pi*L*k_{ac})$ {Resistencia por ebullición}
 $R_{ebullicion_T}=1/(h_{ebullicion_T}*pi*D_e*L)$ {Resistencia por conducción}
 $R_{f1_T}=R_{f_in}H/(pi*D_i*L)$ {Resistencia por fouling en el interior}
 $R_{f2_T}=R_{f_out}H/(pi*D_e*L)$ {Resistencia por fouling en el exterior}

$$R_{Tot_T}=R_{conv1_tubo}+R_{f1_T}+R_{cond_tubo}+R_{f2_T}+R_{ebullicion_T}$$

{Temperatura de los gases a la salida de la caldera}

$$\{T_{o_tubo}=500\} \quad \{\text{Valor inicial asumido}\}$$

$$\frac{(T_{sat}-T_{o_tubo})}{(T_{sat}-T_2)}=\exp(-1/(R_{Tot_T}*m_{dot_p_T}*Cp_{tubo})) \quad \{\text{Valor calculado}\}$$

$$T_{out}=T_{o_tubo}-273$$

{Ebullición}

$$DELTA_{ps_tubo}=T_{s_tubo}-T_{sat}$$

$$q_{s_T}=\mu_f*h_{fg}*((g*(rho_f-rho_g))/sigma_{H2O})^{0,5}*((Cp_f*DELTA_{ps_tubo})/(C_{sf}*h_{fg}*Pr_f^n))^{1/3}$$

$$h_{ebullicion_T}=(1000*q_{s_T})/DELTA_{ps_tubo}$$

{Temperatura superficial exterior del tubo}

$$T_{s_tubo}=T_{sat}-q_{tubo}*R_{ebullicion_T}$$

$$q_{tubo}=DELTA_{lm}/R_{Tot_T} \quad \{\text{Calor cedido en un tubo}\}$$

$$DELTA_{lm}=(DELTA_{o}-DELTA_{i})/\ln(DELTA_{o}/DELTA_{i}) \quad \{\text{Temp. media logarítmica}\}$$

$$DELTA_{o}=T_{sat}-T_{o_tubo}$$

$$DELTA_{i}=T_{sat}-T_2$$

{Pérdidas por convección natural}

$$R_{ac_c}=\ln(D_2/D_1)/(2*\pi*k_{ac}*L)$$

$$R_{ais}=\ln(D_3/D_2)/(2*\pi*k_{fibra}*L)$$

$$R_{forro}=\ln(D_4/D_3)/(2*\pi*k_{forro}*L)$$

$$R_{conveccion}=1/(h_{conveccion}*A_{c_out})$$

$$R_{Tot_Coraza}=R_{ac_c}+R_{ais}+R_{forro}+R_{conveccion}$$

$$A_{c_out}=\pi*D_4*L$$

$$k_{fibra}=0,035$$

$$k_{forro}=k_{('Aluminum'; T_{s_out})}$$

$$h_{conveccion}=(N_u*D*K_{air})/D_4$$

$$K_{air}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=T_{film})$$

$Ra_D = (9,81 * \beta_{air} * (T_{s_out} - T_{air}) * D^4) / (\nu_{air} * \alpha_{air})$ {Número de Rayleigh}

$\beta_{air} = \text{VOLEXP}(\text{COEF}(\text{Air}; T = T_{film}))$
 $\nu_{air} = \mu_{air_out} / \rho_{air_out}$
 $\alpha_{air} = K_{air} / (\rho_{air_out} * C_{p_out_air})$
 $C_{p_out_air} = \text{CP}(\text{Air}; T = T_{film}) * 1000$
 $\mu_{air_out} = \text{viscosity}(\text{Air}; T = T_{film})$
 $\rho_{air_out} = \text{density}(\text{Air}; T = T_{film}; P = 101,3)$

$T_{film} = (T_{air} + T_{s_out}) / 2$

$T_{air} = 300$ {Temperatura del aire en el exterior}

$N_{u_D} = (0,6 + (0,387 * Ra_D^{1/6})) / (1 + (0,599 / Pr_{air})^{9/16})^{8/27}$

$Pr_{air} = \text{PRANDTL}(\text{Air}; T = T_{film})$

$q_{L_coraza} = (T_{sat} - T_{air}) / R_{Tot_Coraza}$ {Calor perdido por la coraza}

{Temperatura superficial de la coraza}

$T_{s_out} = 325$ {Valor inicial asumido}

$T_{s_out} = T_{air} + q_{L_coraza} * R_{conveccion}$ {Valor calculado}

$T_{superficial} = T_{s_out} - 273$

{Cálculo de capacidad de caldera}

$m_{dot_v} = (Q_{dot_H2O} - q_{L_coraza}) / (h_g - h_{in})$

$h_g = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; X = 1; P = P1) * 1000$

$h_{in} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T = T_{in_H2O}; P = P1) * 1000$

$m_{dot_vapor} = m_{dot_v} * \text{convert}(\text{kg/s}; \text{lbm/hr})$

$Q_{dot_H2O} = q_{Tot_H} + q_{HAZ}$

$q_{HAZ} = -N_{tubos} * q_{tubo}$

{Cálculo de eficiencia de la caldera}

$n_{caldera} = 100 * (m_{dot_v} * (h_g - h_{in})) / (m_{dot_f} * LHV * 1000)$

{Caída de presión}

$C1=8,82*y.^{-2},12*y.^2+0,211*y.^3-0,0069*y.^4$ {Correlación para factor de fricción de Date}

$f_{\text{tubo}}*Re_{\text{d_tubo}}=C1*(Re_{\text{d_tubo}}/y.)^{0,3}$

$A11=(\pi/4)*D_i^2$

$V=m_{\text{dot}}p_T/(\rho_{\text{tubo}}*A11)$ {Velocidad media dentro del tubo}

$DELTA P_{f_tubo}=f_{\text{tubo}}*(\rho_{\text{tubo}}*L*V^2)/(2*D_i)$ {Caída de presión en el tubo debido a la fricción}

$k_1=0,78$ {Coeficiente de pérdida de una entrada con resalte hacia el interior}

$k_2=1$ {Coeficiente de pérdida de una salida con resalte}

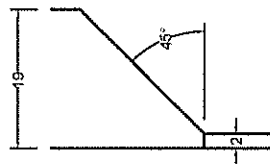
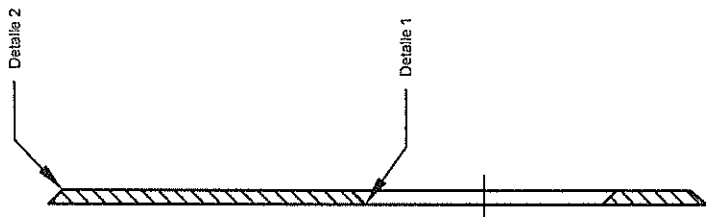
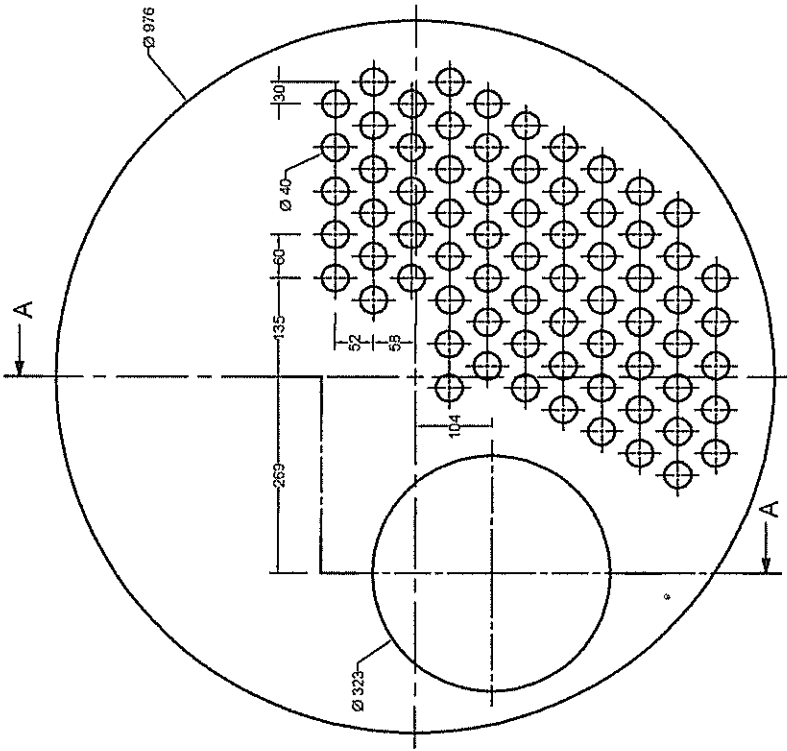
$DELTA P_1=k_1*(\rho_{\text{tubo}}*V^2)/2$

$DELTA P_2=k_2*(\rho_{\text{tubo}}*V^2)/2$

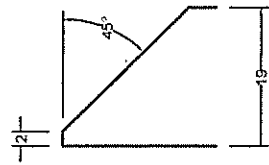
$DELTA P_{Tot}=(DELTA P_{f_tubo}+DELTA P_1+DELTA P_2)$ {Caída de presión total}

APÉNDICE D

**PLANO GENERAL DE ESPEJO DE CALDERA PIROTUBULAR
HORIZONTAL DE 30 BHp LOCALIZADA EN EL LABORATORIO DE
TERMOFLUIDOS DE LA FIMCP.**



Detalle 1
Escala 1:1



Detalle 2
Escala 1:1

FECHA	NOMBRE	PLANO N°	INSTITUCIÓN
DIBUJO 18/08/14	E. L. C.	1	FIMCP-ESPOL
DISEÑO -	-		
REVISO 19/08/14	V. A. G.		
ESCALA	ESPEJO DE CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL DE 30 BHp		
PESO			

BIBLIOGRAFÍA

1. Quinónez Nick, “Desarrollo de Software para el Análisis y Diseño Térmico de Calderas Piro-tubulares Horizontales con Quemadores a Diesel y Búnker”, Tesis de Grado, ESPOL, 2008.
2. Basu Prabir, Kefa Cen and Jestin Louis, “Boilers and Burners: Desing and Theory”, Springer, New York, 2000.
3. Kakac SadiK, “Boilers, Evaporators and Condensers”, Jhon Wiley and Sons, Inc. 1991.
4. Z. Warga and P. Novak, “Mean Radiant Temperature in Fire-Tube Boilers”, Journal of the Institute of Energy, September 2000, 73, pp 160-168.
5. Cengel Yunus A. and Boles Michael A., “Termodinámica”, McGraw Hill, México, Sexta edición, 2009.

6. TEMA, "Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association", Eighth edition, New York, 1999.
7. Incropera Frank P. y De Witt David P., "Fundamentos de Transferencia de Calor", Cuarta edición, Prentice Hall, México, 1999.
8. Modest Michael F., "Radiative Heat Transfer", Second edition, Academic Press, USA, 2003.
9. Kakac Sadik and Liu Hongtan, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", Second edition, CRC Press, USA, 2002.
10. Munson, Young y Okiishi, "Fundamentos de Mecánica de Fluidos", Segunda edición, Limusa Wiley, México, 2003.
11. ASME, Section I, "Rules for Construction of Power Boilers", USA, 2000.
12. Megyesy Eugene F., "Manual de Recipientes a Presión: Diseño y Cálculo", Primera edición, Limusa S.A. de C.V., México, 1992.
13. Engineering Equation Solver (EES), for Microsoft Windows Operating Systems, Commercial and Professional Versions, Manual.