

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA
PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL
CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

TESISTAS:

Bach. Cancio Mavilo Cordero Cuisano
Bach. Mike Jason Silva Lucich

ASESOR:

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz

NUEVO CHIMBOTE
Abril, 2019

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA
PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL
CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
EN ENERGÍA**

AUTORES

Bach. Cancio Mavilo Cordero Cuisano

Bach. Mike Jason Silva Lucich

ASESOR

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz

NUEVO CHIMBOTE

Abril, 2019

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA PARA OBTENER
LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA
EMPRESA TASA**

Autores: Bach. Cancio Mavilo Cordero Cuisano
 Bach. Mike Jason Silva Lucich



Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
ASESOR

Nuevo Chimbote, abril de 2019

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado: **EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA.**

AUTORES: Bach. Cancio Mavilo Codero Cuisano
 Bach. Mike Jason Silva Lucich

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador

Mg. Héctor Benites Villegas
PRESIDENTE

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
INTEGRANTE

Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
SECRETARIO

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA
PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL
CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
EN ENERGÍA

AUTORES

Bach. Cancio Mavilo Cordero Cuisano

Bach. Mike Jason Silva Lucich

ASESOR

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz

NUEVO CHIMBOTE

Abril, 2019

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA PARA OBTENER
LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA
EMPRESA TASA**

Autores: Bach. Cancio Mavilo Cordero Cuisano
 Bach. Mike Jason Silva Lucich

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
ASESOR

Nuevo Chimbote, abril de 2019

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado: **EVALUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TERMOCINÉTICA PARA OBTENER LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP DE LA EMPRESA TASA.**

AUTORES: Bach. Cancio Mavilo Codero Cuisano

 Bach. Mike Jason Silva Lucich

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador

Mg. Héctor Benites Villegas

PRESIDENTE

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz

INTEGRANTE

Mg. Robert F. Guevara Chinchayan

SECRETARIO

DEDICATORIA

Agradezco a mis padres, hermanos, mi pareja Nely y mis hijitos Piero y Daniel Cordero Huatta, por todo el apoyo y esfuerzo brindado en mi formación profesional y personal por hacer de mi cada vez mejor ser humano, por ser mi sustento emocional para continuar en mi vida profesional, así mismo quiero agradecer a mis docentes quienes me brindaron el conocimiento y además su apoyo, a mi asesor el Dr. Serapio Quillos Ruiz y mi compañero de tesis Mike Silva Lucich quien más que un compañero de tesis es mi gran amigo, a mis amigos de la agrupación AICEUNS, con quienes trabajamos por el bienestar de nuestra universidad.

Cancio M. Cordero Cuisano

Dedicada a mi madre Lucy, que, con su apoyo y su guía, me hizo ser la persona de la cual se sienta orgullosa. A mi familia, que siempre me brindaron su ánimo y ayuda cuando lo necesite. A mis docentes, que, con sus excelentes enseñanzas y amistad, hicieron de la Universidad un sitio donde pude aprender y crecer, profesionalmente y personalmente

Mike J. Silva Lucich

AGRADECIMIENTOS

A NUESTRO ASESOR:

Dr. Serapio Quillos Ruiz

Por la asesoría y dirección en el desarrollo de investigación de tesis.

A nuestros compañeros de estudios de la Universidad, a los docentes de la escuela de Ingeniería en Energía y especial a las lecciones académicas impartida por el Dr. Serapio Quillos Ruiz, en las áreas de enseñanza térmica.

RESUMEN

La presente investigación tuvo como objetivo determinar la influencia de la capa límite termo cinética en la eficiencia térmica de un caldero piro tubular a vapor de 800 BHP, y como objetivos específicos caracterizar el régimen de flujo de gases y los parámetros térmicos de combustión, además representar gráficamente la relación entre el desarrollo de la capa límite cinética y térmica y determinar la producción de vapor y la eficiencia térmica por ambos métodos de análisis.

El método de investigación es cuantitativo, y aplicado ya que se realizaron mediciones de composición de gases con los que se obtuvieron resultados de la composición porcentual de las pérdidas empleando la (N.T.P.350.300.2002); y teoría de capa límite termo cinético, para determinar la eficiencia térmica empleando correlación para flujo interno en convección forzada en tuberías para luego al aplicar la teoría de capa límite. Además, para el tratamiento de la información se empleó las técnicas estadísticas y como instrumentos se utilizó el block de notas donde se registró datos de mediciones de campo. El tipo de selección de la muestra en no probabilístico debido a que se eligió directamente al caldero de 800 BHP, de una población de 5 calderas.

Mediante la caracterización de los gases se obtiene un flujo másico de....., del análisis de gases de combustión, se obtuvo 6.5% de oxígeno en volumen de gases, 12.5% en volumen de dióxido de carbono (CO_2), 45 ppm CO vol, 548 ppm SOx en vol, el índice de opacidad es de 3, el exceso de aire medido es de 42.9% y la eficiencia de combustión 88.9%. El espesor de capa límite cinemático es de , calculado a partir del coeficiente de fricción de la tubería , la viscosidad cinemática y la velocidad de flujo de gases a 14.495 m/s y la capa límite calculada con la correlación de Von Karman , a una distancia $y=5\text{mm}$, de la pared interna del tubo es de , obteniéndose un flujo de calor de , representando el del calor teórico que desarrolla el caldero al usar su equivalente de $9.81 \cdot 800 \text{ BHP} = 7848 \text{ kW}$. El espesor de capa límite térmica, medido a 5cm de la longitud de entrada del tubo de gases es de , luego evaluando el espesor de capa límite desde 8/s a 17.5 m/ a una distancia de 1m de la entrada del tubo de gases se obtuvo un espesor de capa límite térmica de 0.039880 m.

El flujo de calor transferido mediante correlaciones de capa límite es de _____, y el calor obtenido mediante la combinación del coeficiente convectivo obtenido por caspa límite térmica _____, con el coeficiente externo del agua _____, es de..... La eficiencia térmica obtenida mediante el método indirecto es de 82.3% con un flujo másico de vapor de _____, y la eficiencia obtenida a partir del análisis de capa límite es de 81.54%, con un flujo de vapor estimado de _____.

ABSTRACT

The objective of the present investigation was to determine the influence of the thermo kinetic boundary layer on the thermal efficiency of a steam boiler of 800 BHP, and as specific objectives to characterize the gas flow regime and the thermal parameters of combustion, as well as to graphically represent the relationship between the development of the kinetic and thermal boundary layer and determine the steam production and the thermal efficiency by both methods of analysis.

The research method is quantitative, and applied since measurements of gas composition were made with which results of the percentage composition of the losses were obtained using the (N.T.P.350.300.2002); and Theory of thermo kinetic boundary layer, to determine the thermal efficiency using correlation for internal flow in forced convection in pipes and then applying the theory of boundary layer. In addition, statistical techniques were used for the treatment of the information and, as instruments, the notepad was used where field measurements data was recorded. The type of sample selection was not probabilistic because the cauldron was directly chosen. 800 BHP, from a population of 5 boilers.

By means of the characterization of the gases a mass flow of 9949.849 (kg gases) / h. Is obtained, from the analysis of combustion gases, it was obtained 6.5% of oxygen in volume of gases, 12.5% in volume of carbon dioxide (CO₂) , 45 ppm CO vol, 548 ppm SO_x in vol, the opacity index is 3, the measured air excess is 42.9% and the combustion efficiency 88.9%. The kinematic limit layer thickness is $y(0) = 3.03024 * 10^{-3}$ m, calculated from the coefficient of friction of the pipeline, the kinematic viscosity and the gas flow velocity at 14,495 m / s and the boundary layer calculated with the von Karman correlation, at a distance and = 5mm, of the inner wall of the tube, is $\delta_b = 4.61729 * (10)^{-4}$

cauldron use its equivalent of $9.81 * 800$ BHP = 7848 kW. The thermal limit layer thickness, measured 5cm from the inlet length of the gas pipe is of $\delta_t = 2.5669 * (10)^{-3}$ m, then

evaluating the thickness of the boundary layer from 8 m / s to 17.5 m /s a at a distance of 1 m from the entrance of the gas pipe, a thermal boundary layer thickness of 0.039880 m

The heat flux transferred by means of limit layer correlations is 6950.84 kW, and the heat obtained by combining the convective coefficient obtained by thermal limit dandruff $h = 22.278 \text{ W} / (\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$, with the external coefficient of water $498.89 \text{ W} / (\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$, is 4917.037kW. The thermal efficiency obtained by the indirect method is 82.3% with a steam mass flow of 7748.7816 Kg / h, and the efficiency obtained from the boundary layer analysis is of 81.54%, with an estimated steam flow of 7380 Kg / h

ÍNDICE

	Página
Carta de conformidad del asesor	i
Hoja de conformidad del jurado Evaluador	ii
Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	v
Abstracta	vi
CAPÍTULO I: INTRODUCCION	12
1.1 Antecedentes	13
1.2 Formulación del problema	16
1.3 Objetivos	16
1.4 Hipótesis	16
1.5 Justificación y Limitaciones del trabajo	17
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	21
2.1. Caldera a vapor	22
2.2. Mecanismos de transferencia de calor	23
2.2.1. Mecanismos físicos de la convección	25
2.2.2. Capa límite de velocidad	25
2.2.3. Esfuerzo cortante superficial	25
2.2.4. Capa limite térmica	28
2.3. Espesor y caudales de la capa limite térmica	29
2.4 Desprendimiento de capa limite	30
2.4.1 Flujo turbulento en tubos	34
2.5 Caída de presión	36
2.6 Efecto de la aspereza de la superficie	36
2.6.1 Coeficiente de fricción	38
2.6.2 Coeficiente de transferencia de calor	38
2.6.3 Correlaciones para tubos cortos	39
2.7 Metodología de determinación de eficiencia térmica de calderas piro-tubulares	40
CAPÍTULO III: MATERIALES Y METODOS	44
3.1 Materiales	44
3.2 Equipos	46

3.3 Instrumentos	46
3.4 Métodos	47
3.5 Método de medición de eficiencia térmica	49
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES	53
4.1 Registro de análisis de combustión	53
4.1.2 Balance de combustión	53
4.1.3 Calculo de la masa de aire de combustión	54
4.1.4 Calculo del flujo total de gases desarrollado en la cámara	55
4.1.5 Cantidad de tubos	56
4.1.6 Propiedades a temperatura promedio de entrada y salida de gases de combustión en el segundo paso	56
4.1.7 Interpretación de propiedades de gases de combustión como aire	57
4.1.8 Calculo del flujo volumétrico de aire	57
4.1.9 Datos de tuberías de gases	57
4.1.10 Calculo de área interna	59
4.2. Régimen de flujo	59
4.3 Espesor de capa limite en un tubo liso	61
4.4 Aplicación del método de potencias de VON KARMAN, para capa limite	63
4.5 Cálculo de espesor de capa limite	66
4.6. Calculo de transferencia de calor	67
4.7 Gráficos de variación de espesor de capa limite cinemática	71
4.8 Calculo de capa limite térmica a temperatura constante	75
4.9 Calculo de flujo de calor y coeficiente convectivo	76
4.10 Representación gráfica de la capa limite térmica y cinemática	76
4.11 Eficiencia térmica del caldero a vapor de 800 BHP	76
4.12 Análisis de coeficiente convectivo hallado por capa limite y NTP.350.300.2002	Método indirecto 82
4.13 Calculo de coeficiente convectivo externo para lado de cámara de agua	82
4.1.4 Estimación de velocidad para flujo interno de agua en cámara	83
4.1.5 Correlación para tubos cortos	83
4.1.6 Coeficiente convectivo y capa limite	86

4.1.7 Calculo de transferencia de calor	86
5.0 Conclusiones	89
6.0 Recomendaciones	90
7.0 Referencias bibliográficas	91
8.0 Anexos	92

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

o **Anzoategui D., Ordosgostia E. (2004)” Capa límite, su importancia en el flujo de fluidos y el diseño de tuberías”**, concluyen que La introducción del concepto, estudio y formulación de la capa límite, proporcionó un enlace entre el flujo ideal y el flujo real, lo que facilitó el estudio de los fluidos y la comprensión de fenómenos tales como el arrastre, y la separación de estela en objetos abordados por un fluido; permitiendo avances en numerosos campos de la ciencia y la tecnología, encontrando aplicaciones en la optimización del diseño de sistemas de conducción de alta eficiencia, el entendimiento y estudio de sistemas naturales como la circulación del torrente sanguíneo, intercambio gaseoso en el sistema respiratorio, circulación de sabia en las plantas, diseño de superficies en contacto con fluidos, como cascos de buques y submarinos, fuselajes de aviones y transbordadores espaciales, diseño de formas y superficies de automóviles de alto rendimiento. Y las posibilidades son infinitas, ya que el concepto se puede usar en cualquier estudio donde intervengan fluidos.

La capa límite, es decir su espesor, longitud de separación y el hecho de ser laminar o turbulenta, depende en gran medida de las características morfológicas de la pared sólida con la cual interactúa el fluido, entonces se puede decir que en el caso hipotético de encontrar una superficie perfectamente lisa, el coeficiente de fricción, y por ende la capa límite no existirían e inmediatamente el perfil de velocidad sería constante, el esfuerzo cortante no sería mayor al producido por el intercambio del paquete de moléculas y sus respectivos momentum y la caída presión sería notablemente pequeña . Ahora bien, aunque la experiencia nos demuestre que esta condición es imposible, se encuentran superficies con diferentes rugosidades por lo cual los análisis matemáticos difieren y hacen necesario determinar si el flujo es hidráulicamente liso o hidráulicamente rugoso por medio de la relación del espesor de la subcapa laminar viscosa, y la rugosidad de la superficie.

- **Fernández Diez, P (2005) “Teoría elemental de la capa limite bidimensional”** concluye que para el desprendimiento de la capa limite respecto al gradiente de presiones se mantiene nulo a lo largo de la placa plana, la capa limite se desprende a lo largo de la misma, independientemente de su longitud. Pero si el gradiente de presiones adverso, la presión aumenta en el sentido de la corriente, y el espesor de la capa limite crece rápidamente. Por otro lado, el gradiente de presión adverso junto con el espesor esfuerzo cortante en la parte, hacen que disminuya la cantidad de movimiento dentro de la capa limite, y si ambos actúan a lo largo de una distancia suficiente, el flujo de la capa limite se ira frenando hasta alcanzar el reposo, en este instante, la línea de corriente que coincide con la pared se aleja de la superficie a partir del punto de separación, conociéndose este fenómeno como desprendimiento de la capa limite.
- **Morales J, Campo A., (1991)” Simulación numérica de la convección mixta de gases en tubos verticales incluyendo inversión de flujo”,** concluye que el estudio paramétrico trata la influencia de la convección mixta en el desarrollo simultáneo de la velocidad y la temperatura de un gas con propiedades constantes, desplazándose por una tubería circular en posición vertical. Entretanto, la velocidad y la temperatura se consideran uniformes a la entrada de la región de intercambio térmico permaneciendo la pared del tubo isotérmica. La hipótesis más relevante utilizada en este análisis es la aproximación de Boussinesq para la densidad en el término de flotación, en tanto que el resto de las propiedades termofísicas permanecen invariantes con la temperatura. El sistema de ecuaciones en derivadas parciales altamente acoplado que gobierna el citado problema (conservación de masa, cantidad de movimiento y energía) se resuelve numéricamente mediante el método de los volúmenes de control. Un grupo selecto de gráficos ilustra la influencia de la convección natural sobre la convección forzada: ascendente con enfriamiento y ascendente con calentamiento. Además, se presentan curvas ilustrativas que ponen de manifiesto las inversiones del flujo en ambos casos. Este aspecto constituye un aporte innovador del presente trabajo.

- **Espinoza B (2007) " Simulación de la capa límite turbulenta sobre una placa plana",** concluye que el presente trabajo desarrollado tiene una metodología de cálculo basado en la solución de las ecuaciones parabólicas de la capa límite (conservación de masa, conservación de cantidad de movimiento y conservación de energía), con el fin de describir en forma continua los perfiles de velocidad y temperatura a través de la capa límite, sobre una placa plana con la ubicación de inicio de cálculo cerca del borde de ataque de la placa. Para tal fin se consideró un u_j ($v \approx 1 \times 10^{-5}$ m²/s) pasando sobre una placa plana a 3,3 m/s, sin que esto sea una limitante en este trabajo ya que dicha velocidad puede ser variada arbitrariamente, la razón de tomar estos datos se debe a que ya han sido usados en pruebas experimentales por Nakayama siguiendo la metodología presentada en este trabajo, se logra generar en forma continua los perfiles de velocidad y de temperatura locales a lo largo de la capa límite, abarcando las tres zonas que dividen a ésta, a diferencia de los trabajos publicados en la literatura como son los estudios de Prandtl, quien describe la capa límite con dos zonas representadas cada una de ellas con una ecuación por separado, seguido por Van Driest quien logra describir el comportamiento de estas mismas zonas en forma continua sin llegar hasta la zona externa o estela de la capa límite, la cual fue estudiada por Coles de forma muy particular sin ninguna conexión con las zonas antes mencionadas.

La metodología del presente trabajo no solo logra unificar los resultados obtenidos por Van Driest y Coles, sino que aporta una mejora a la ecuación propuesta por Coles, introduciendo un factor de corrección necesario para satisfacer la condición de la derivada de la velocidad igual a cero en la corriente libre del flujo. Estos resultados han sido comparados y validados con datos experimentales obtenidos de la literatura.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿En qué medida la evaluación de la capa límite termocinética determinará la eficiencia térmica del caldero a vapor de 800 BHP de la Empresa TASA?

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL:

Evaluar la influencia de la capa límite termocinética para obtener la eficiencia térmica del caldero a vapor de 800 BHP de la empresa TASA

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Caracterizar el régimen de flujo de gases y parámetros térmicos de operación del caldero a vapor de 800 BHP.
- Calcular y graficar los parámetros que influyen en el comportamiento de la capa límite termocinética de gases de combustión.
- Determinar el calor transferido para evaporación y la eficiencia térmica mediante método indirecto NTP. 350.300.2002

1.4 HIPOTESIS

La evaluación de la capa límite termocinética permite determinar la eficiencia térmica del caldero a vapor de 800 BHP, con un margen en 2% respecto a la eficiencia mediante NTP.350.300.2002, en la Empresa TASA

1.5 JUSTIFICACION Y LIMITACIONES DEL TRABAJO

El análisis de desarrollo o formación de la capa límite termocinética comprende el estudio de la formación de la capa límite cinemática y capa límite térmica en el régimen turbulento de gases de combustión de flujo interno en tubería que circulan en el interior del caldero a vapor.

El mecanismo de transferencia de calor asociado a estas dos características de capa límite permite conocer la magnitud de calor transferido que dependerá específicamente de las características internas de la tubería, la velocidad del fluido, la temperatura y la viscosidad. Es importante destacar que el análisis de ambas capas límites se analizan simultáneamente, en tres fases de desarrollo, tanto laminar, transición y turbulento, en este último régimen se identificará el comportamiento de la capa límite cinemática, su desprendimiento y el espesor, aplicándose el análisis de transferencia de calor mediante la obtención del coeficiente convectivo de gases, asimismo se analizará la evolución y desarrollo de los gradientes de temperatura de los distintos perfiles térmicos a lo largo de la tubería de gases de combustión, determinando como afecta al desarrollo de la capa límite térmica, ya que esta depende íntegramente de la viscosidad de los gases de combustión y esta a su vez a la temperatura que tiene el gas en cada paso de la tubería.

En análisis a nivel de capa límite de los componentes de los gases de combustión permitirá identificar el grado de aporte de calor de cada componente ligado al coeficiente de fricción producto de la rugosidad de la superficie interna de la tubería, asimismo se analizarán el comportamiento termocinético del vapor de agua, el dióxido de carbono, el monóxido de carbono, el nitrógeno, el oxígeno y compuesto de óxidos nitrogenados y óxidos de azufre, que son productos que hacen muy dependiente la calidad de combustión y por ende la transferencia de calor. Los datos de temperatura de cada componente mencionado se obtendrán de tablas termodinámicas y de bibliografías de mecanismos de transferencia de calor, teniendo presente que, por practicidad y simplificación de operaciones, siempre se usa el criterio de tratar a los gases de combustión como aire, para la búsqueda de sus propiedades. La investigación propone

un análisis más adecuado a la realidad al estudiar la capa límite termocinética de cada componente de los gases de combustión.

El interés de analizar la formación y desarrollo de la capa límite termocinética se da con la finalidad de explicar y comprender la variación del coeficiente convectivo promedio de los gases a través de la determinación de los valores de cada especie que componen los gases de combustión, para explicar la influencia que tiene estas condiciones en la transferencia de calor, a nivel de convección interna forzada en tuberías cortas, para ello el tratamiento analítico partirá de la aplicación de la teoría de capa límite, el proceso de transferencia de calor en convección interna forzada, y análisis de caída de presión asociado a mecánica de fluidos o transporte de fluidos interno en tuberías y finalizará con la determinación de la eficiencia térmica del caldero a vapor bajo la NTP.350.300.2008, con la aplicación del método indirecto

1.5.1 JUSTIFICACIÓN

- Actualmente en el medio local y nacional no se encuentran estudios referente al fenómenos de capa límite térmica y cinemática respecto a calderos a vapor, siendo este un proceso muy importante por el cual es necesario ser caracterizado, bajo la teoría de capa límite, ya que ayuda a explicar cómo el flujo de gases de combustión en función a su régimen puede influenciar en la transferencia de calor, asociado a las posibilidades de mejorar el proceso de transferencia de calor empleando elementos insertables que permitan mayor turbulencia para conseguir coeficientes convectivo más elevados, bajo la teoría de ebullición de alberca Yunus y Cengel, 2013), se conoce que el coeficiente convectivo del lado del agua o cámara de vapor es mucho mayor que el coeficiente convectivo de los gases, a pesar de que los gases de combustión al interior posee más temperatura que el agua a evaporar, este fenómeno ayuda a explicar que mediante la turbulencia ocasionada también por el perfil de desarrollo de capa límite teórica y cinemática, se puede orientar a mejorar la ganancia de calor de los gases dado como consecuencia un aumento de calor a la zona de evaporación y por ende el aumento de la eficiencia térmica.

- La investigación se justifica desde el punto de económico, ya que al demostrarse que la formación de capa límite termocinética influye en la ganancia de calor de gases hacia la cámara, se puede dar la opción de incorporar elementos o insertos en las tuberías que son muy económicos para fabricarse (Turbuladores), que permiten formar mayor turbulencia , y por ende reducir la zona de transición y laminaridad de los gases que es la zona donde el valor de coeficiente convectivo es menor ,en consecuencia se sabe que la turbulencia debidamente controlada favorece o mejora el transporte de calor, monitoreando también su efecto sobre la caída de presión.

1.5.2 LIMITACIONES DEL TRABAJO

La investigación se limita a aplicar la teoría de capa límite termocinética a través de correlaciones matemáticas relativo a mecánica de fluidos, dinámica de gases y combustión , sin alterar los parámetros de construcción de tuberías , se obtendrán resultados a partir de cálculos de formación y desarrollo de la capa límite por el lado de las aplicaciones pre experimental , se tomarán mediciones con analizador de gases de combustión para caracterizar los componentes de los gases, determinar la eficiencia de combustión y aplicar la metodología de la NTP.350.300.2002 , para obtener la eficiencia térmica.

El alcance del estudio, permitirá caracterizar, y comprender a nivel explicativo, todo el proceso que ocurre desde la formación de la combustión(capa límite cinética y térmica de gases), su efecto en la transferencia de calor(coeficientes convectivo y global) y mediciones de eficiencia de combustión y eficiencia del calderos a vapor, para describir ,correlacionar y explicar el efecto que tiene el desarrollo de la capa límite , en el calor que se transfiere y por ende como este afecta en la eficiencia del caldero. Los resultados de la investigación definirán la longitud o espesor de la capa límite, el punto de desprendimiento de la capa límite térmica y cinética, su relación con la turbulencia, para optar por soluciones prácticas que la técnica aplicada ya proporciona para las mejoras (accesorios que mejoran distribución de calor).

La investigación en su contexto general no modifica el diseño constructivo de la zona de transferencia de calor, ms solo correlacionara la cauda efecto de la capa limite termocinética sobre la eficiencia térmica del caldero a vapor.

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

2.1 CALDERA A VAPOR

El generador o caldero piro tubular es un equipo térmico utilizado para la generación de vapor saturado a una presión de trabajo establecida el cual emplea una superficie de calefacción total compuesta por los tubos de humos más el hogar de combustión y otras secciones menores que en su conjunto utilizando una cantidad o masa de agua tratada para su evaporación por medio del aporte de calor que se obtiene de la oxidación de un combustible que puede ser petróleo residual, gas natural o para el caso del centro hospitalario, el diésel.

Los calderos piro tubulares están provistos de sistemas como la de abastecimiento de agua conformado por una línea de tuberías que conectan al depósito de agua blanda que es suministrada por medio de una bomba de alimentación a través de una red de tubería y sus accesorios correspondientes, también se cuenta con un sistema de alimentación de combustible provisto por una bomba ,tuberías , filtro, y un quemador alojando a un circuito eléctrico con un pequeño transformador que le suministra el arco o chispa para inflamar la mezcla aire combustible a la presión y caudal regulado para generar el calor junto a los gases de combustión para la circulación por los tubos de humo y aprovecharse por transferencia de calor.



Figura 01. Imagen de un caldero piro tubular y sus componentes.

Fuente. ATTSU COMPANY S.A

- **Partes internas de un generador de vapor**

Las partes o secciones de un generador piro tubular son las siguientes.

- **El hogar o cámara de combustión**

Es una zona específica para desarrollar la combustión y está compuesta de un cilindro corrugado diseñados bajo normativas atendiendo a la capacidad de evaporación (potencia de evaporación), su presión de trabajo, la cámara de combustión forma parte de la zona de transferencia de calor del caldero y conduce los gases hacia la entrada de los paquetes o banco de tubos por donde se hace efectivo también la transferencia de calor.(Castillo N,2016)

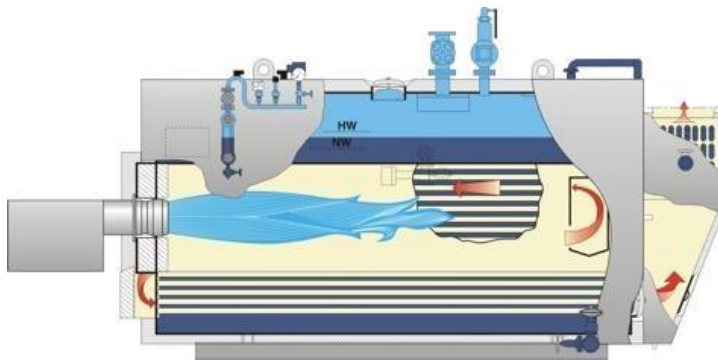


Figura 02. Hogar o cámara de combustión de un caldero piro tubular
Fuente. INDUSTRIA SEDEMINER S.A.C

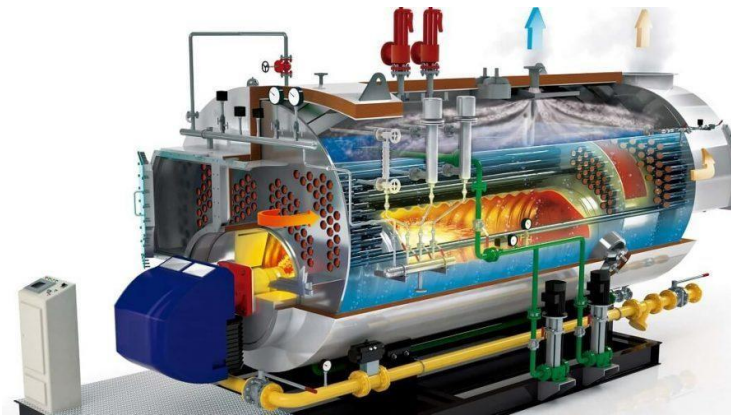
- **Tubos de humos o gases de combustión**

Los tubos permiten el recorrido de los gases de combustión por el cual se realiza la transferencia de calor hacia la cámara de agua, los tubos están instalados en paquetes cuya agrupación se les denomina pasos.



Figura 03. Tubos de acero para calderas

Fuente. Mamser Company.



2.2 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El medio de transferencia de calor se da de forma combinada entre conducción, convección y radiación , los gases de combustión se producen en el hogar de combustión transfiriendo el calor conectivamente cuando los gases ceden calor usando como medio el espacio interior de la tubería, y luego por conducción a través del espesor del tubo y luego por convección al pasar al agua de la cámara.)

2.2.1 MECANISMO FÍSICO DE LA CONVECCIÓN

El mecanismo o proceso de transferencia de calor por convección emplea como medio de un transporte un fluido en movimiento que puede ser líquido o gaseoso. La transferencia de calor por convección es complicada por el hecho de que comprende movimiento del fluido, así como conducción del calor. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías de ese fluido, iniciando índices más altos de conducción en un gran número de sitios. Por lo tanto, la velocidad de la transferencia de calor a través de un fluido es mucho más alta por convección que por conducción. De hecho, entre más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de la transferencia de calor (Yunus y Cengel, (1996).

2.2.2 Capa límite de la velocidad

Considere el flujo paralelo de un fluido sobre una *placa plana*, como se muestra en la figura. Las superficies que están torneadas de manera ligera, como los álabes de las turbinas, también se pueden considerar como placas planas con precisión razonable. La coordenada x se mide a lo largo de la superficie de la placa, desde el *borde de ataque* de esta última, en la dirección.

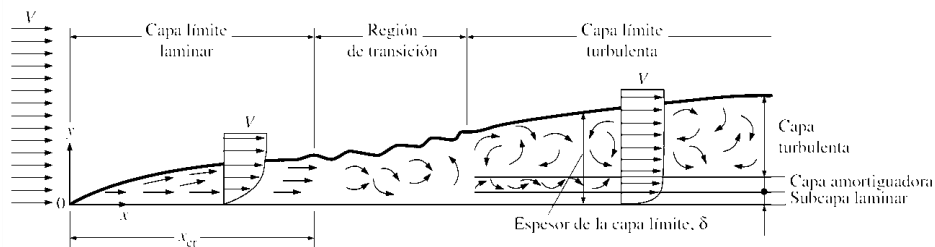


Figura 05. Desarrollo de capa límite para el flujo sobre una placa plana y diferentes regímenes de flujo.

Fuente. Cengel, Y. A.; Boles, M.A.

se puede considerar que el fluido consta de capas adyacentes apiladas una sobre la otra. La velocidad de las partículas en la primera capa de fluido adyacente a la placa se vuelve cero debido a la condición de no resbalamiento. Esta capa inmóvil retarda las partículas de la capa vecina como resultado de la fricción de las partículas de ambas capas adjuntas que tienen velocidades diferentes. Esta última capa retarda las moléculas de la capa siguiente, y así sucesivamente. Por tanto, la presencia de la placa se siente hasta cierta distancia normal a partir de ella, más allá de la cual la velocidad de la corriente libre permanece esencialmente inalterada. Como resultado, la componente x de la velocidad del fluido, u , varía desde 0, en $y = 0$, hasta casi V , en $y = \delta$.

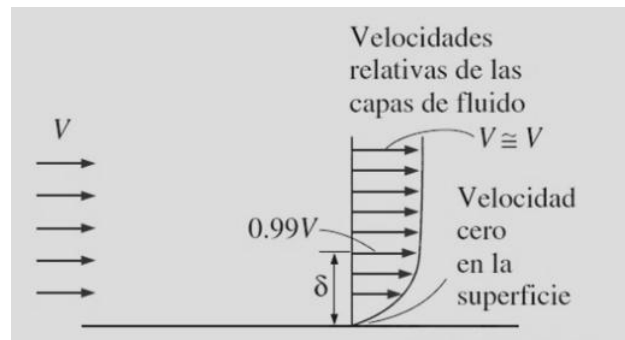


Figura 06. Capa limite en condición de no deslizamiento

Fuente. Cengel, Y. A.; Boles, M.A.

2.2.3 Esfuerzo cortante superficial

La capa de fluido en contacto con la superficie tratará de arrastrar a la placa por efecto de la fricción, al ejercer una *fuerza de fricción* sobre ella. De modo semejante, una capa de fluido más rápida trata de arrastrar a la capa adyacente más lenta y ejercerá una fuerza de fricción en virtud de la fricción entre las dos. La fuerza de fricción por unidad de área se llama **esfuerzo cortante** y se denota por τ . Los estudios experimentales indican que, para la mayor parte de los fluidos, el esfuerzo cortante es proporcional al *gradiente de velocidad*, y el esfuerzo cortante en la superficie de la pared es expresada como.

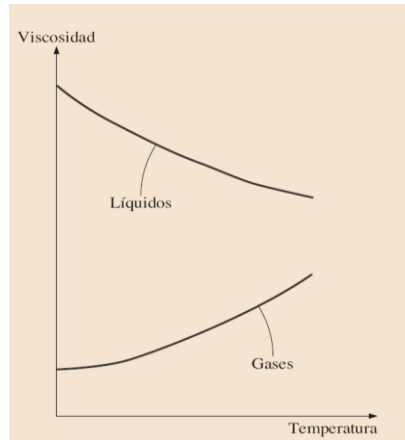


Figura 07. La viscosidad de los líquidos decrece y la de los gases aumenta con la temperatura.

Fuente: Incropera Frank P. Fundamentos de transferencia de Calor, 4ta Edición, Edit. Prentice – Hall, México 1999

La determinación del esfuerzo cortante superficial a partir de la ecuación no es práctica, ya que requiere conocimiento del perfil de velocidades del fluido. Un procedimiento más práctico en el flujo externo es relacionar con la velocidad corriente superior, V , como.

$$\tau = C_f \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{N/m}^2) \quad (01)$$

donde es el coeficiente de fricción adimensional, cuyo valor, en la mayor parte de los casos, se determina en forma experimental, y ρ es la densidad del fluido. Nótese que, en general, el coeficiente de fricción variará con la ubicación a lo largo de la superficie. Una vez que se dispone del coeficiente de fricción promedio sobre una superficie dada, la fuerza de fricción sobre la superficie completa se determina a partir de.

$$F = C_f \frac{\rho V^2}{2} A \quad (\text{N}) \quad (02)$$

2.2.4 Capa límite térmica

Se ha visto que se desarrolla una capa límite de la velocidad cuando un fluido fluye sobre una superficie como resultado de que la capa de fluido adyacente a la superficie tome la velocidad de ésta (es decir, velocidad cero en relación con la superficie). Asimismo, se define la capa límite de la velocidad como la región en la cual la velocidad del fluido varía desde cero hasta $0.99V$. De modo semejante, se desarrolla una *capa límite térmica* cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie que está a una temperatura diferente, como se muestra en la figura.

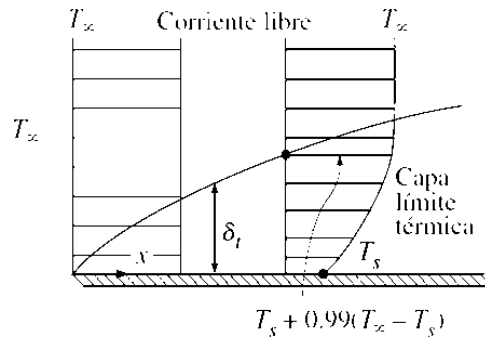


Figura 08. Capa límite térmica.

Fuente. Incropera Frank P. Fundamentos de transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Prentice – Hall, México 1999

Considere el flujo de un fluido a una temperatura uniforme sobre una placa plana isotérmica a la temperatura T_s . Las partículas de fluido en la capa adyacente a la superficie alcanzan el equilibrio térmico con la placa y tomarán la temperatura superficial T_s . Entonces, estas partículas de fluido intercambiarán energía con las partículas que están en la capa de fluido adjunta, y así sucesivamente. Como resultado, se desarrolla un perfil de temperaturas en el campo de flujo que va desde T_s , en la superficie, hasta T_∞ , suficientemente lejos de ésta.

2.3 Espesores y caudales de la capa límite

Mediante el concepto de capa límite es posible concentrar en un espesor δ los fenómenos de fricción; ello implica el que se tengan que cumplir las siguientes condiciones:

- a) El valor de la velocidad u correspondiente a ($y = \delta$) tiene que estar muy próximo a V_0 , pues entonces el gradiente de velocidades será despreciable; suele tomarse, $u = 0,99 V_0$.
- b) El esfuerzo de fricción evaluado en la zona de espesor δ , (a lo largo del contorno), mediante la ecuación de la cantidad de movimiento, tiene que coincidir con el obtenido analíticamente para la capa límite laminar, o con el deducido experimentalmente en la capa límite turbulenta. En ambas situaciones la distribución de velocidades viene dada, para el régimen laminar, por polinomios de grado m (parábolas de segundo o tercer grado en general) y para el régimen turbulento por polinomios de grado $(1/m)$.

2.3.1 Espesor de desplazamiento de la capa límite. - El espesor de desplazamiento de la capa límite

δ_1 está basado en la conservación del caudal a lo largo de la normal al contorno, mediante la equivalencia de las áreas rayadas, como se indica.

Considerando ley de velocidad asintótica.

$$\int_0^{\delta_1} (V_0 - u) dy = \int_0^{\delta} u dy$$

Que se puede interpretar como la diferencia entre el espesor δ_1 y el espesor δ de una corriente que tuviera la misma velocidad que la corriente exterior y transportase la misma masa de fluido (caudal q de la capa límite real).

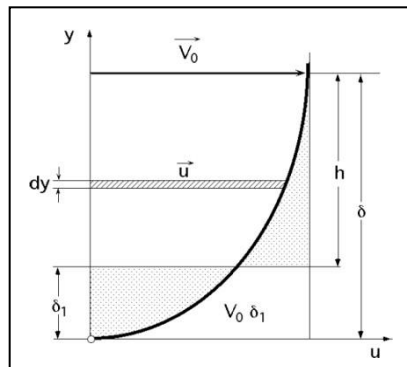


Figura 09: Perfil de una capa límite

Fuente: Pedro Fernández Díez (Fenómenos convectivos)

Consideramos la capa límite turbulenta

$$\int_{\text{capa límite}} (-) \dots \quad (03)$$

Ecuaciones de prandtl de la capa límite

La velocidad a la que la entalpía entra a través de la sección (AB) de la capa límite representada en la figura viene dada por:

Calor conducido a través de la capa límite

$$-(f) (f) () \dots \quad (04)$$

2.4 Desprendimiento de capa límite

Cuando el gradiente de presiones se mantiene nulo a lo largo de la placa plana, la capa límite se desarrolla a lo largo de la misma, independientemente de su longitud. Pero si el gradiente de presiones es *adverso*, la presión aumenta en el sentido de la corriente, y el espesor de la capa límite crece rápidamente. Por otro lado, el gradiente de presión adverso junto con el esfuerzo cortante en la pared, hacen que disminuya la cantidad de movimiento dentro de la capa límite y, si ambos actúan a lo largo de una distancia suficiente, el fluido de la capa límite se irá frenando hasta alcanzar el reposo; en este instante, la línea de corriente que coincide con la pared se aleja de la superficie a partir del punto de separación, conociéndose este fenómeno como

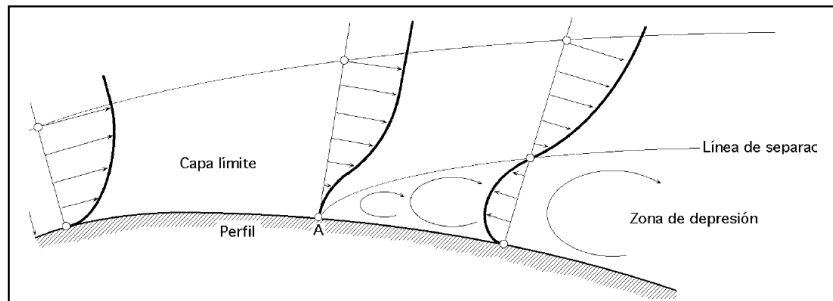


Figura 10. Desprendimiento de capa limite

Fuente: Pedro Fernández Díez (Fenómenos convectivos)

Coeficiente medio de transferencia de calor por convección()en intervalo $0 < x < L$, para flujo interno de una tubería.

$$-f \quad) \quad \frac{\sqrt{x}}{(\quad)} \quad (05)$$

$$-f \quad) \quad \frac{\sqrt{x}}{(\quad)} \quad (06)$$

El calor transmitido desde la tubería al fluido se expresa:

$$(\quad) \quad (07)$$

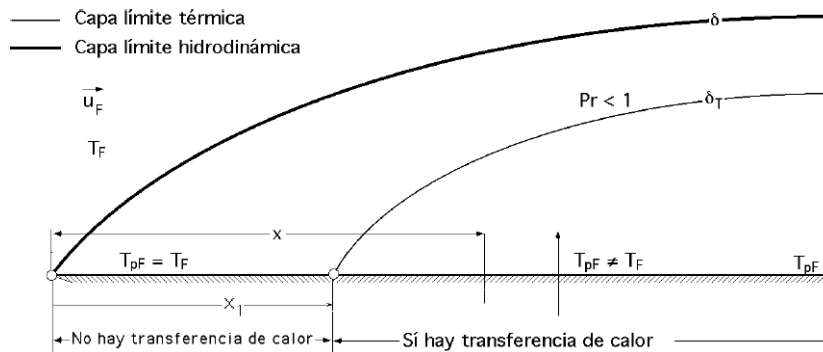


Figura 11: Perfil de capa límite térmica e hidrodinámica

Para una zona de tubería comprendida entre $(< x <)$ a la que se aplica un flujo de calor Q , se tiene:

$$-\frac{1}{\sqrt{\epsilon}} \left(\frac{u}{U} - \frac{v}{U} \right) \quad (08)$$

Ecuaciones de Von Karman

Fue demostrado por C.B. Millikan en 1937 por lo tanto se supone que la ley logarítmica es válida en todo el espesor de la capa limite.

$$-\frac{1}{\sqrt{\epsilon}} \left(\frac{u}{U} - \frac{v}{U} \right)$$

Donde

Ley de potencia

Se aplica a los perfiles de flujo turbulento donde la ley de potencia es válida en todo el espesor de la capa limite.

$$-\frac{1}{\sqrt{\epsilon}} \left(\frac{u}{U} - \frac{v}{U} \right)$$

{

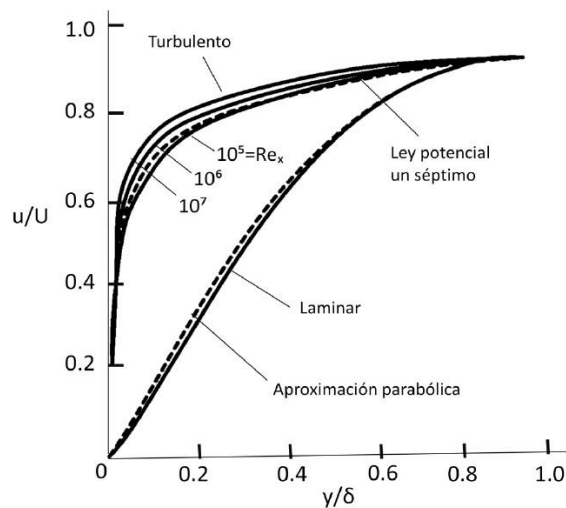


Figura 12: Perfiles dimensionales de velocidad de capa limite

Forma aproximada de perfil de velocidad en región turbulenta

Una forma aproximada simple de la relación de (u) e (y) , para flujo turbulento se puede obtener en un fluido en un tubo de sección circular utilizando el Prandtl elevado a la potencia $1/7$, la ley de potencia y la ecuación de Blasius siendo coherentes su uso de la siguiente manera.

$$u = u_m \left(\frac{y}{R} \right)^{1/7} \quad (1)$$

$$\frac{u}{u_m} = \left(\frac{y}{R} \right)^{1/7} \quad (i)$$

La relación de Blasius entre el factor de fricción y el número de Reynolds para flujo turbulento es:

$$f = \frac{0.046}{Re^{1/4}}$$

Luego

$$f = \frac{0.046}{Re^{1/4}} = \frac{0.046}{\left(\frac{u_m D}{\nu} \right)^{1/4}}$$

Aplicando la ley de potencia a la $1/7$ al número de Prandtl, se tendrá

$$u = u_m \left(\frac{y}{R} \right)^{1/7}$$

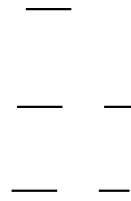
Luego

$$\frac{u}{u_m} = \left(\frac{y}{R} \right)^{1/7} \Rightarrow \left(\frac{u}{u_m} \right)^7 = \left(\frac{y}{R} \right) \Rightarrow y = R \left(\frac{u}{u_m} \right)^7$$

Reemplazando en la ecuación (i)

$$\frac{u}{u_m} = \left(\frac{y}{R} \right)^{1/7} = \left(\frac{R}{R} \left(\frac{u}{u_m} \right)^7 \right)^{1/7}$$

Gradientes de velocidad



2.4 Capa límite compresible turbulenta

Al aumentar el número de Reynolds, ocurre que se produce una transición al régimen turbulento. Se produce una fuerte mezcla de partículas, y el flujo se caracteriza por el desorden y trayectorias circulares erráticas, algo así como un caos. Se suele considerar que para un Reynolds superior a 2300 comienza la transición y al llegar a 4000 la mezcla se ha estabilizado en régimen turbulento para el caso de un conducto. Para el caso de una placa plana el límite estaría entre y si se basa en la longitud de la placa.

El paso de laminar a turbulento, viene marcado por el número de Reynolds, de forma que, el paso de un tipo de capa límite a otro depende del espesor de la misma, pues

2.4.1 Flujo turbulento en tubos

Al principio se mencionó que el flujo en los tubos lisos es completamente turbulento para $Re > 10\ 000$. El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo.

Para los tubos lisos, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov explícita (Petukhov (1970), dada como).

$$\text{Tubos lisos: } \left(\quad \right) \quad (09)$$

El número de Nusselt en el flujo turbulento está relacionado con el factor de fricción a través de la analogía de Chilton- Colburn, expresada como.

2.5 Caída de presión

Debido a la fricción, el régimen del fluido, la longitud de la tubería en la que se transporta el flujo de gases de combustión, genera la caída de presión, esta resistencia al paso de los gases debe ser cuantificada y controlada a fin de garantizar que los gases evacuen a una temperatura y velocidad adecuada por la chimenea.

$$(\longrightarrow) \quad (14)$$

2.6 Efecto de la aspereza de la superficie

Al principio se mencionó que, en general, la *aspereza superficial* incrementa el coeficiente de resistencia en el flujo turbulento. Éste es especialmente el caso para los cuerpos aerodinámicos. Sin embargo, para los cuerpos obtusos, como un cilindro circular o una esfera, un aumento en la aspereza superficial en realidad puede *decrecer* el coeficiente de resistencia, como se muestra en la figura para una esfera. Esto se lleva a cabo al disparar el flujo hacia la turbulencia a un número de Reynolds más bajo y causando de este modo que el fluido se cierre detrás del cuerpo, al angostar la estela y reducir de manera considerable la resistencia por la presión. Esto da por resultado un coeficiente de resistencia y, como consecuencia, una fuerza de resistencia mucho menores para un cilindro o una esfera con superficie áspera en un cierto rango del número de Reynolds, que para una esfera lisa de tamaño idéntico a la misma velocidad.

Cualquier irregularidad o aspereza en la superficie perturba la subcapa laminar y afecta el flujo. Por lo tanto, a diferencia del flujo laminar, el factor de fricción y el coeficiente de convección en el flujo turbulento dependen fuertemente de la aspereza superficial un tubo depende del número de Reynolds y de la **aspereza relativa** e/D , la cual es la razón de la altura media de la aspereza del tubo al diámetro de éste. La forma funcional de esta dependencia no se puede obtener a partir de un análisis teórico y todos los resultados de los que se dispone se obtienen de concienzudos experimentos mediante el uso de superficies cuya aspereza se produce en forma artificial (comúnmente, al pegar granos de arena de un tamaño conocido sobre las superficies interiores de los tubos). La

mayor parte de esos experimentos los condujo J. Nikuradse, estudiante de Prandtl, en 1933, y fueron seguidos por los trabajos de otros. El factor de fricción se calculó a partir de las mediciones del gasto y de la caída de presión.

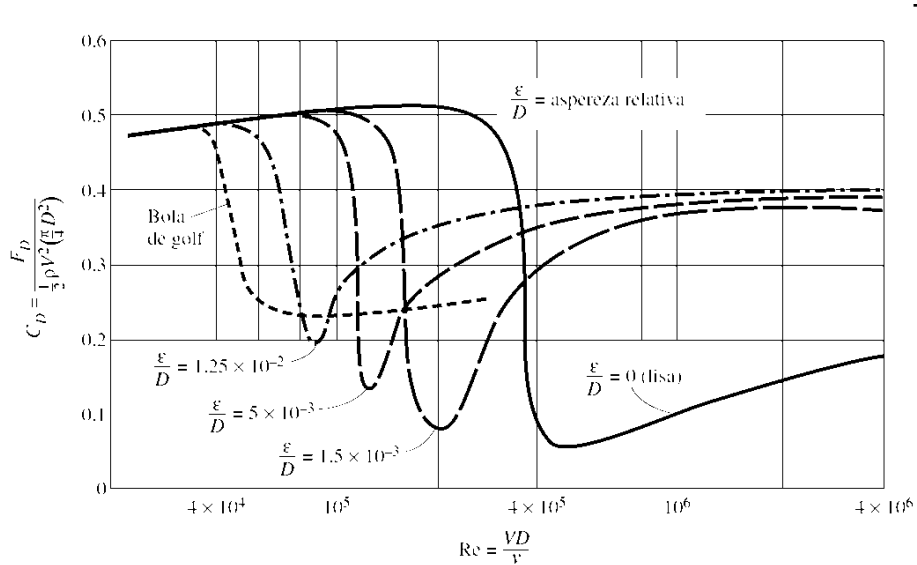


Figura 13. Efecto de la aspereza superficial sobre el coeficiente de resistencia.

Fuente: Incropera Frank P. Fundamentos de transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Prentice – Hall, México 1999

Los resultados experimentales obtenidos se presentan en las formas tabular, gráfica y funcional, obtenidas mediante ajuste de curvas con base en los datos experimentales. En 1939, Cyril F. Colebrook (1910-1997) combinó los datos disponibles para el flujo de transición y para el flujo turbulento en tubos lisos, así como ásperos, en la relación implícita siguiente, conocida como **ecuación de Colebrook**:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \left(\frac{2.5}{\sqrt{\epsilon/D}} + \frac{2.5}{\sqrt{f}} \right) \quad (\text{flujo turbulento}) \quad (15)$$

2.6.1 Coeficiente de fricción

Se determina que el coeficiente de fricción de la capa límite y el coeficiente de fricción local en la ubicación x para el flujo turbulento sobre una placa plana son:

$$\text{---} \quad (16)$$

$$\text{---} \quad (17)$$

2.6.2 Coeficiente de transferencia de calor

Nótese que hx es proporcional a $x^{-0.5}$ y, por lo tanto, a $x^{-0.5}$ para el flujo laminar. Por lo tanto, hx es *infinito* en el borde de ataque ($x=0$) y disminuye en un factor de $x^{-0.5}$ en la dirección del flujo. En la figura se muestran la variación del espesor de la capa límite δ y los coeficientes de fricción y de transferencia de calor a lo largo de una placa plana isotérmica. Los coeficientes locales de fricción y de transferencia de calor son más altos en el flujo turbulento que en el laminar. Asimismo, hx alcanza su valor más alto cuando el flujo.

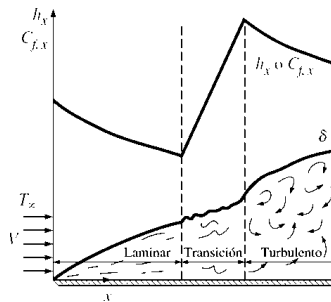


Figura 14. Variación de los coeficientes de fricción locales y de transferencia de calor.

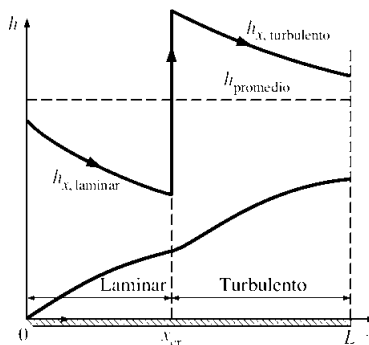


Figura 15. Representación gráfica del coeficiente de transferencia de calor promedio en régimen laminar y turbulento combinados.

2.6.3 Correlaciones para tubos cortos

Para determinar los coeficientes convectivos para el lado interno (de los gases) y lado externo (lado del agua de la cámara), se empleará las siguientes correlaciones de transferencia de calor.

$$\text{---} \quad (18)$$

donde se tiene:

$$\begin{aligned} &() \\ &(\text{---}) \end{aligned}$$

Coeficiente convectivo interior

Se empleará la correlación para tubos de corta longitud.

$$\ominus \quad \text{con} \quad (19)$$

Donde se cumplirá que:

2.7 METODOLOGÍA DE DETERMINACIÓN DE EFICIENCIA TÉRMICA DE CALDEROS PIROTUBULARES

A) Evaluación de la eficiencia energética de un generador de vapor pirotubular

a.1 Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos,(P₁)

Es la pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$\frac{1}{1} \quad (20)$$

Donde:

T_g = Temperatura de los gases de la combustión.

T_a = Temperatura del medio ambiente.

[CO₂] = % de Dióxido de carbono en los gases de la combustión.

K = Es la constante de Siegert para el Combustible.

a.2 Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, P₂

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases

$$\frac{1}{1} \quad (21)$$

Donde:

T_g = Temperatura de los gases de la combustión.

T_a = Temperatura del medio ambiente.

[H₂O] = % de Agua en los gases de la combustión.

[H] = % de Hidrogeno en los gases de la combustión.

PCS = Poder calorífico Superior del Combustible.

a.3 Pérdida por inquemados gaseosos, P₃.

La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$\frac{K_1 [CO]}{100} \quad (22)$$

Donde:

[CO] = % de Monóxido de Carbono en los gases de la combustión.

K_1 = Es la constante de Inquemados del Combustible.

a.4 Pérdida por inquemados sólidos, P_4 .

La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$(23)$$

Donde:

B = Índice de Bacharach, mediante el cual se evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

a.5 Pérdida por convección, P_5 .

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$(\text{---}) \quad (24)$$

Donde:

$$(\text{---}) \quad (\text{---}) \quad (25)$$

$$(\text{---}) \quad (\text{---}) \quad (26)$$

$$(\text{---}) \quad (\text{---}) \quad (27)$$

(28)

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero). En grados °K.

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea).en grados °K.

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en m^2 .

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en m^2 .

v = Es la velocidad del viento (m/s) que fluye por la parte exterior al caldero.

a.6 Pérdida por radiación, P_6 .

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

(29)

Donde:

(30)

$[(\quad) (\quad)]$ (31)

$[(\quad) (\quad)]$ (32)

(33)

Donde:

T_{sf} = Temperatura exterior de la caldera, lado del fluido (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero). En grados °K.

T_{sg} = Temperatura exterior de la caldera, lado de los gases (se asume la temperatura exterior de la chimenea) en grados °K.

A_f = Superficie exterior que cubre al fluido (se asume la superficie exterior del caldero) en m^2 .

A_g = Superficie exterior que cubre los gases de la combustión (se asume la superficie exterior de la chimenea) en m^2 .

=emisividad del material que cubre al caldero.

CAPÍTULO III
MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Materiales

Cuadro 07: Datos de placa de caldero

Características de placa de caldera		
N°	DESCRIPCION	DATOS
01	Potencia	800 BHP
02	Marca	Intesa
03	Tipo de caldera	Pirotubular
04	Año	1999
05	Presión de diseño	250psi
06	Presión de trabajo	120 psi

Características del aire		
N°	DESCRIPCION	DATOS
01	Temperatura de aire de combustión	23.7°C
02	Humedad relativa del aire	80%
03	Presión atmosférica(mmHg)	760

Fuente. Elaboración propia

Cuadro 09: Propiedades de combustible y características de quemador

Propiedades del combustible		
N°	DESCRIPCION	DATOS
01	Tipo de combustible	PR- 500
02	Caudal de combustible(gal/h)	101
03	Temperatura de combustible(°C)	110
04	Atomización con fluido auxiliar	Aire comprimido

Cuadro 10: Parámetros de consumo de agua de alimentación y referencias de purgas

Características del agua de alimentación y purgas		
Nº	DESCRIPCION	DATOS
01	Temperatura de agua de alimentación	90°C
02	Cantidad de agua de purga(Kg/h)	370

Fuente. Elaboración propia

3.2 Equipos

Caldero pirotubular de 800 BHP marca Intesa



Figura 16: Caldera pirotubular 800 BHP

Fuente: Área de mantenimiento-Empresa Pesquera

3.3 Instrumentos

Analizador de gases de combustión



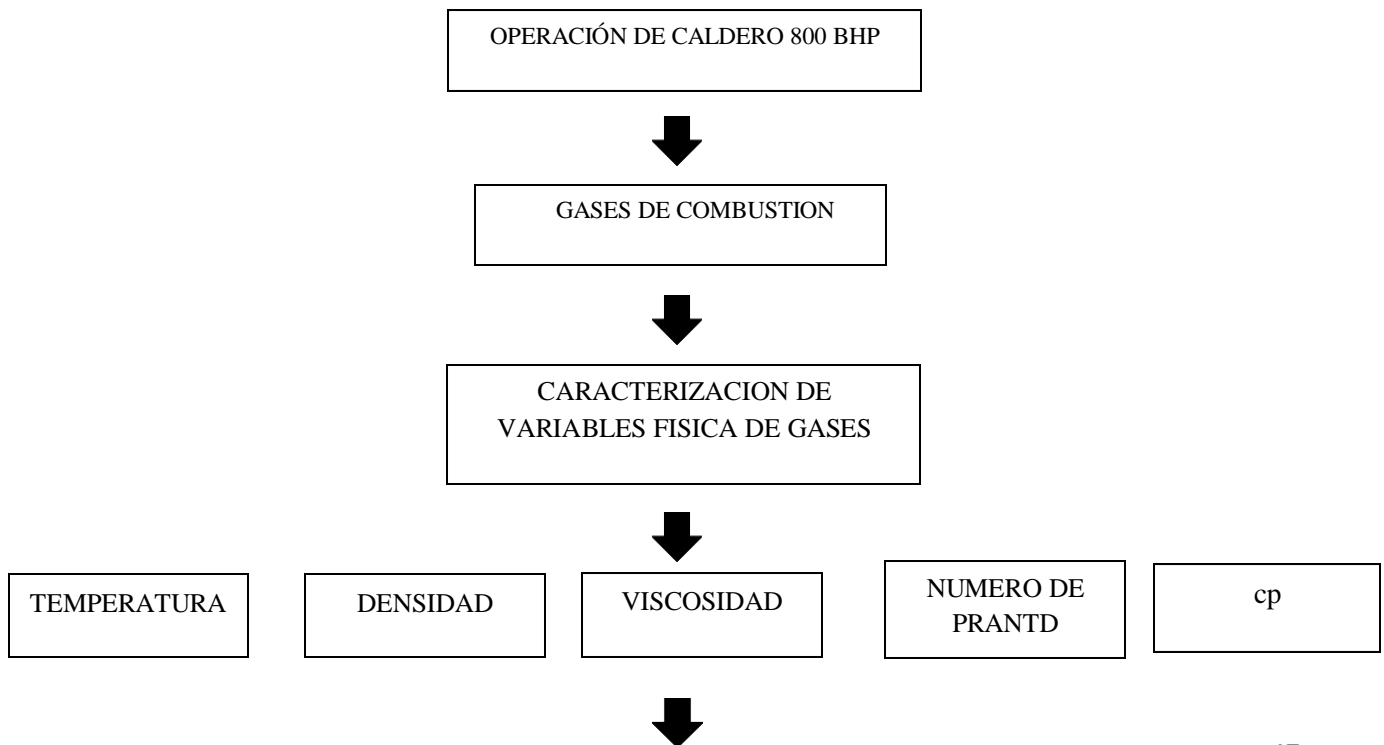
Figura 17. Analizador de gases marca Testo 350

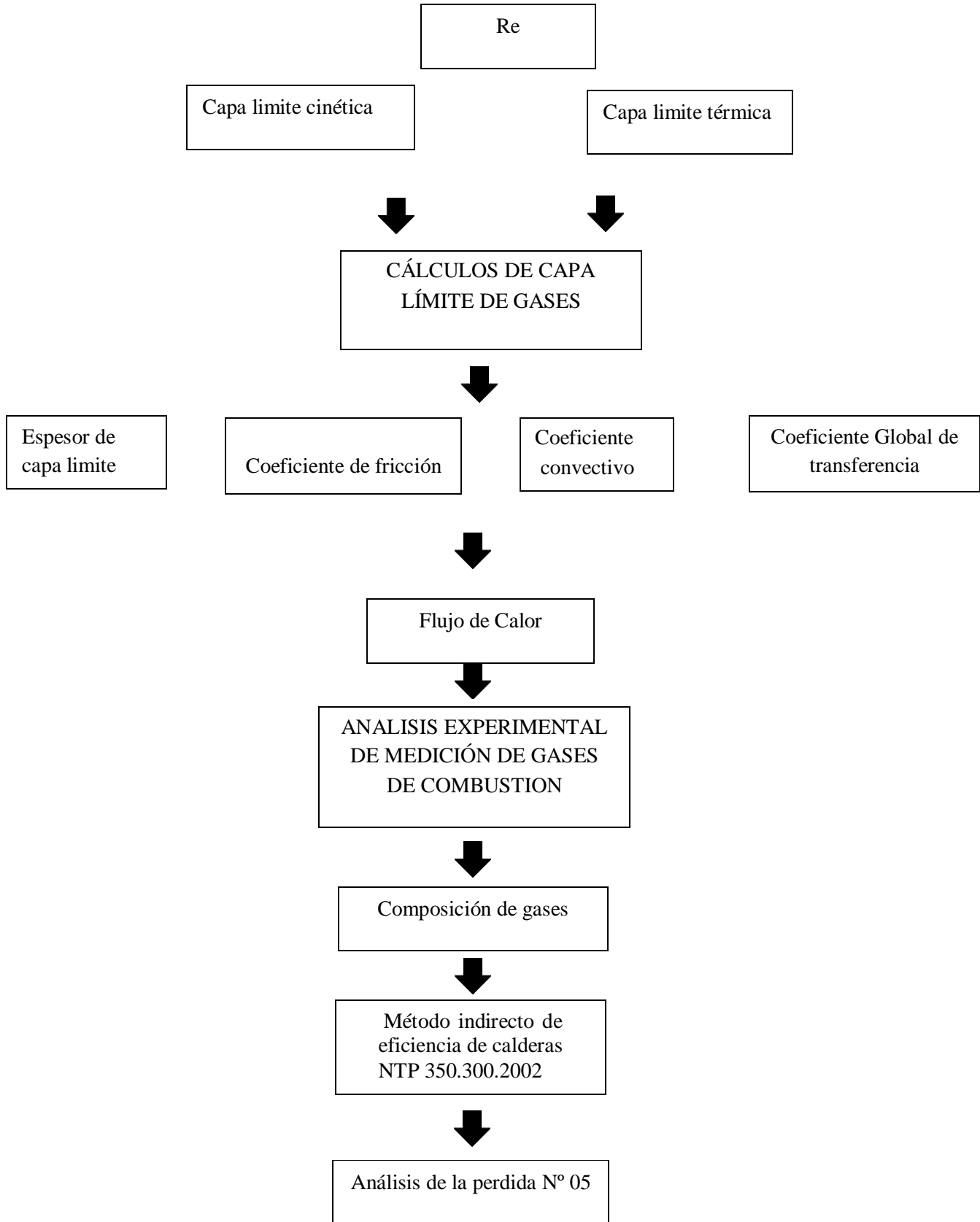
3.4 Métodos

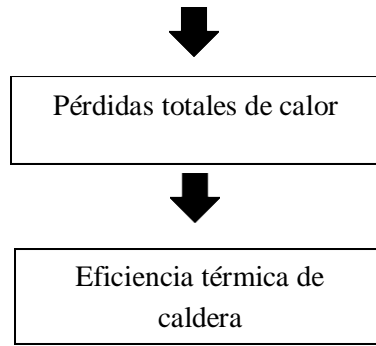
El método empleado es el Analítico porque la investigación se ha orientado a dos etapas, una de ellas dirigida a simular el comportamiento del proceso de transferencia de calor por medio de la capa límite cinética y térmica al cual se le denomina termocinética, donde se estudia los parámetros propios de capa límite para obtener el coeficiente convectivo interno del flujo de gases cuando estos pasan por el interior de los tubos, la cantidad de calor obtenida en la transferencia se puede aproximar según el paso en que los gases se encuentren, y la segunda etapa está dirigida a medir la composición de los gases de combustión como consecuencia de los resultados obtenidos en la que se evaluará la eficiencia de combustión, y parámetros de combustión para obtener la eficiencia térmica del caldero al aplicar el método indirecto de obtención de eficiencia.

Es importante resaltar que en las obtenciones de las seis pérdidas de calor que contempla la metodología, se va a analizar la pérdida número 5, ya que en su procedimiento se obtiene una ecuación con relación a coeficientes convectivos, la cual servirá para compararse con las que se obtienen directamente del análisis de la primera etapa del estudio de capa límite.

A continuación, se presenta la secuencia del estudio mediante







3.5 Método de medición de eficiencia térmica

La medición de la eficiencia térmica en calderos pirotubulares está orientado a la aplicación de la NTP.350.300.2002, aplicándose el método indirecto en la que se observa la pérdida N^a 05. Relacionada la pérdida por convección, expresándose de la siguiente manera:

3.5.1 Coeficiente convectivo de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo.

$$\left(\quad \right) \left(\quad \right) \quad (20)$$

3.5.2 Coeficiente convectivo de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de combustión

$$\left(\quad \right) \left(\quad \right) \quad (34)$$

3.5.3 Flujo de calor perdido por convección

$$\left(\quad \right) \left(\quad \right) \quad (35)$$

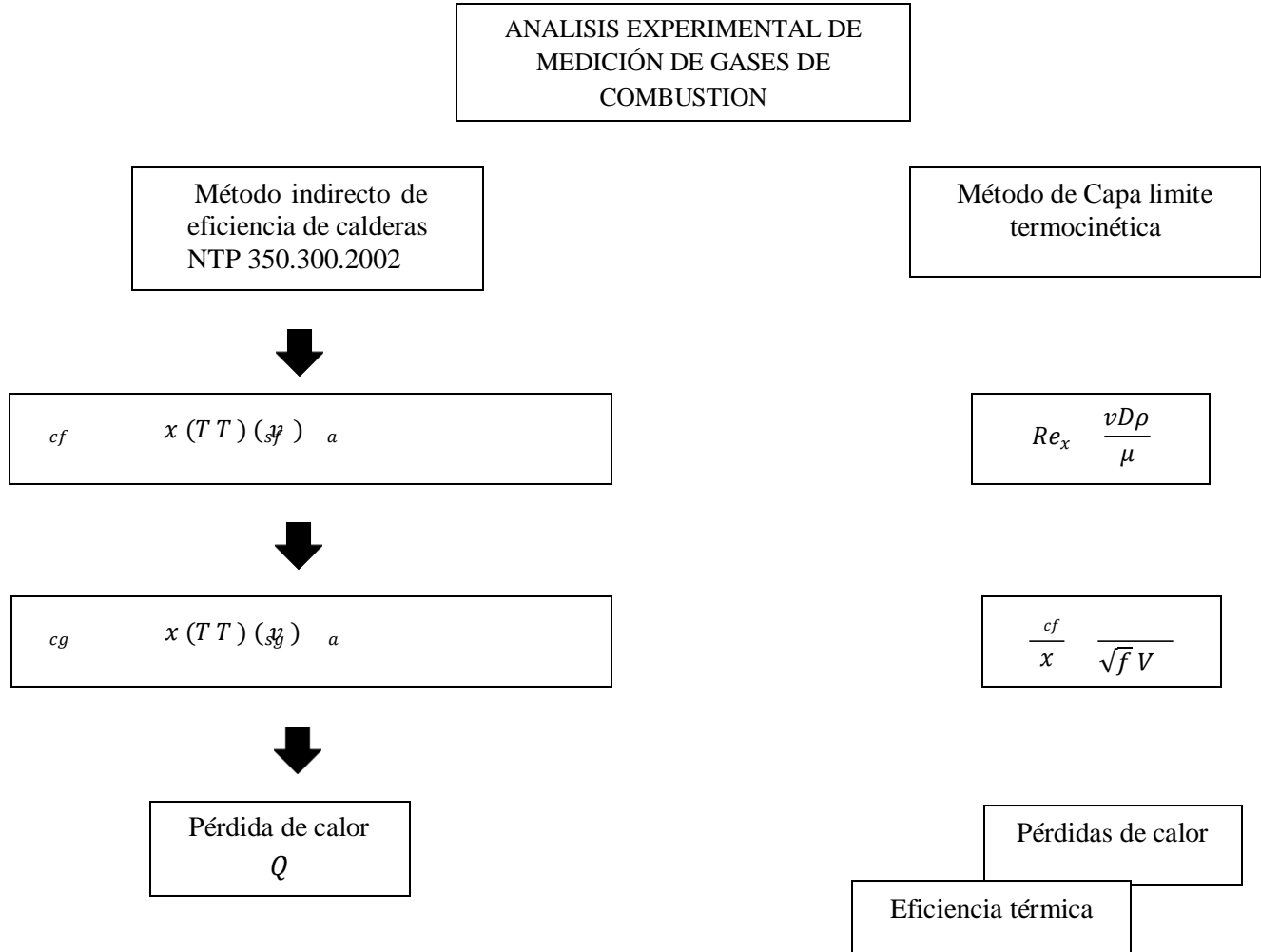
3.5.4 Potencia de la caldera(kW)

$$\quad (36)$$

3.5.5 Calor perdido por convección expresado en porcentaje

$$\frac{\quad}{\quad} \quad (37)$$

Con la que se utilizará el siguiente esquema de diseño de experimentación para calcular la eficiencia térmica influenciada por los coeficientes convectivos obtenidos en el estudio de capa límite.



Fuente. Elaboración propia

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Registro de datos de análisis de combustión

Tabla 01. Mediciones y composición de gases para caldera pirotubular a vapor de 800 BHP.

DESCRIPCION	LLAMA BAJA		LLAMA MEDIA		LLAMA ALTA	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temp. de los gases(°C)	170.2	183.6	191.3	187.3	233	216
Temp. del aire de combustion(°C)	23.4	18.5	23.8	23.7	31.2	30.5
COMPOSICION DE GASES						
oxigeno(% O2 vol)	8	6.6	7.4	7	7.9	6.5
Bióxido de Carbono(% CO2 vol)	9.8	10.9	10.4	10.6	9.9	12.5
Monóxido de Carbono(ppm CO vol)	25	19	14	28	24	45
Óxidos de Azufre(ppm SOx vol)	525	593	592	567	542	548
Índice de opacidad Bacharach	4	3	4	3	4	3
Resultados						
Nivel de Carga(%)	20	20.1	51.8	52.5	83	81.1
Exceso de aire(%)	58.8	43.9	52	47.8	57	42.9
Eficiencia de Combustión(%)	90.5	91	89.1	90.3	88.7	88.9

Fuente. Área de Mantenimiento empresa TASA

4.1.2 Balance para la combustión

En base a la composición del petróleo residual 500, se tiene la expresión para el balance.

$$(\quad) \quad (\quad) \quad (\quad) \quad (38)$$

Obtención de coeficientes:

$$(\quad)$$

relación de aire /combustible:

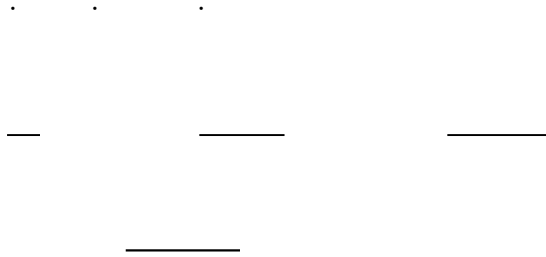
Tomando dato del exceso de aire en llama alta: 57% (de cuadro N° 01)

4.1.3 CÁLCULO DE LA MASA DE AIRE DE COMBUSTIÓN

A partir del dato de consumo de combustible de la información del factor de carga realizado, se tiene un consumo de petróleo residual 500, el cuadro se toma el dato de 139 Gal/h, con una eficiencia del 82%, produciendo 9134.5 kg/h de vapor saturado a la presión de 120 psi.

Convirtiendo 139 gal/h a Kg/h, hacemos uso de su densidad: 3.675 Kg/gal

4.1.4 CÁLCULO DE FLUJO TOTAL DE GASES DESARROLLADO EN LA CÁMARA



4.1.5 SUPERFICIE DE CALEFACCIÓN DEL CALDERO:

Según ASME la superficie de calefacción de la unidad generadora de vapor, es aquella parte de la superficie de transmisión de calor del aparato, expuesto por un lado al gas y por el otro el líquido que es calentado, medida del lado que recibe calor. Para el caldero de 800 BHP, se tiene la siguiente distribución de superficie de calefacción.

Tomando como referencia la equivalencia de :

Entonces se tiene:

Aproximadamente el 70 % del área total de superficie de calefacción, lo contienen los tubos en el segundo y tercer paso respectivamente.

- **CANTIDAD DE TUBOS**

- D ext: mm
- L: Longitud de tubo :4.8 m
- : Numero de tubos de gases total

Reemplazando se tiene:

()

()

Hay 135 tubos por cada paso que recorre los gases de combustión por lo que se procederá a calcula el flujo másico que pasa por un tubo.

4.1.6 PROPIEDADES A TEMPERATURA PROMEDIO DE ENTRADA Y SALIDA DE GASES EN EL SEGUNDO PASO

Los gases de combustión alcanzan una temperatura de 784°C en la cámara, pero al ingresar al segundo paso, recorriendo hacia el tercer paso hasta su salida por la chimenea, donde alcanzan una temperatura final de según los datos de mediciones 216°C.

Para el recorrido de los gases por los tubos se considera la temperatura media de 500°C a la cual se utilizarán las propiedades del aire como si fuera gases de combustión

4.1.7 INTERPRETACION DE PROPIEDADES DE GASES DE COMBUSTION COMO AIRE

En el proceso de combustión dado, se observa que el nitrógeno se mantiene casi intacto después de la combustión, siendo el oxígeno del aire el que se reduce para formar CO₂ y vapor de agua, sin embargo, el nitrógeno tiene una participación como agente secuestrador de calor en la combustión y en situaciones de mayores gradientes térmicos que en el proceso de combustión pueden llegar a formar NO_x (óxidos nitrogenados), que pueden ocasionar algún daño la estructura interna de la caldera ,siendo el nitrógeno un componente del aire que participa casi en el 79% de la composición del aire, se asumirá entonces que las propiedades de los gases de combustión se asemejan a los del aire.

De tablas de transferencia de calor y masa: autor: *Yunus A. Cengel, (Transferencia de Calor y masa), Pág.887. Tabla A15l).*

-
- ; —
- —;
- ; —
- —

4.1.8 CÁLCULO DEL FLUJO VOLUMÉTRICO DE GASES

Inicialmente ese tiene flujo másico, por lo que se empleara la densidad para obtener flujo volumétrico

·
—

Reemplazando se tiene

· — —

4.1.9 DATOS DE TUBERIA DE GASES

El caldero a vapor contiene tubos de 2 ½ de diámetro de catálogo, de la siguiente tabla se lee el diámetro interno para obtener su área interna.

Cuadro 04. Especificaciones técnicas de tuberías de acero comercial

DIAM. NOMINAL	DIAM. EXTERIOR	SCHEDULE 80				SCHEDULE 40			
		D.I	E.P	P.M.P	PESO	D.I	E.P	P.M.P	PESO
pulg	mm	mm	mm	P.S.I	Kg/m	mm	mm	P.S.I	Kg/m
4	355.60	317.60	19.00	7125.00	157.54	333.40	11.10	6880.17	94.31
2	323.85	288.89	17.48	7094.16	132.07	303.23	10.31	6836.99	79.71
0	273.05	242.87	15.09	7033.87	96.00	254.51	9.27	6760.7	60.24
0	219.08	193.88	12.70	6952.55	64.64	202.72	8.18	6682.02	42.49
6	160.2	140.34	10.97	6873.43	42.55	154.06	7.11	6675.22	26.26
5	141.30	122.24	9.53	6787.75	30.97	128.2	6.55	6606.02	21.77
4	114.30	97.10	8.56	6715.48	22.33	102.26	6.02	6431.62	16.08
3	88.90	73.66	7.62	6629.93	15.20	77.92	5.49	6344.38	11.29
2 1/2	73.03	59.01	7.01	6563.67	11.41	62.71	5.16	6202.47	8.64
2	60.33	49.25	5.54	6353.21	7.49	52.51	3.91	5972.71	5.44
1 1/2	48.26	38.10	5.08	6266.45	5.41	40.90	3.60	5897.44	4.05
1 1/4	42.16	32.46	4.85	6217.95	4.46	35.04	3.56	5855.26	3.39
1	33.40	24.30	4.55	6148.65	3.23	20.64	3.30	5787.67	2.50
3/4	20.07	10.85	3.91	5972.51	2.20	20.93	2.87	6582.02	1.08
1/2	21.34	13.88	3.73	5914.38	1.62	15.80	2.77	5510.61	1.26
3/8	17.15	10.75	3.20	5714.29	1.10	12.53	2.31	5234.14	0.85
1/4	13.72	7.60	3.02	5634.33	0.80	9.24	2.24	5106.10	0.63

érmicas I, (Dr. Serapio A, Quillos Ruiz, UNS-2010)

Di:62.71mm (diámetro interno), se escoge tubo acero cédula 40 sin costura como especifica el cuadro.

4.1.10 CÁLCULO DEL ÁREA INTERNA

: Área interna de la tubería

$$\frac{(\quad)}{\quad}$$

Para una tubería de 2 pulgadas, cédula 40 Acero al carbono, sin costura. Do=62.71 mm (De Anexo 03,pág.94)

$$\frac{(\quad)}{\quad}$$

- o Luego se obtiene la velocidad de los gases en cada tubería.

$$\frac{\cdot}{\quad}$$
$$\frac{\quad}{\quad}$$
$$\frac{\quad}{\quad}$$

4.2 RÉGIMEN DE FLUJO

A partir de la velocidad de gases obtenido se determinara si se encuentra en régimen transicional o turbulento, en general , la denominación transición para un flujo se utiliza solo para análisis teórico de fluidos, ya que en la práctica no tiene mayor influencia en los procesos térmicos, ya que en la industria se emplean por lo general sistemas que bombean o soplan algún fluido y en todos los casos se usan velocidades altas por lo que el régimen se da en total turbulencia, tal es así también para el flujo de gases en calderos .

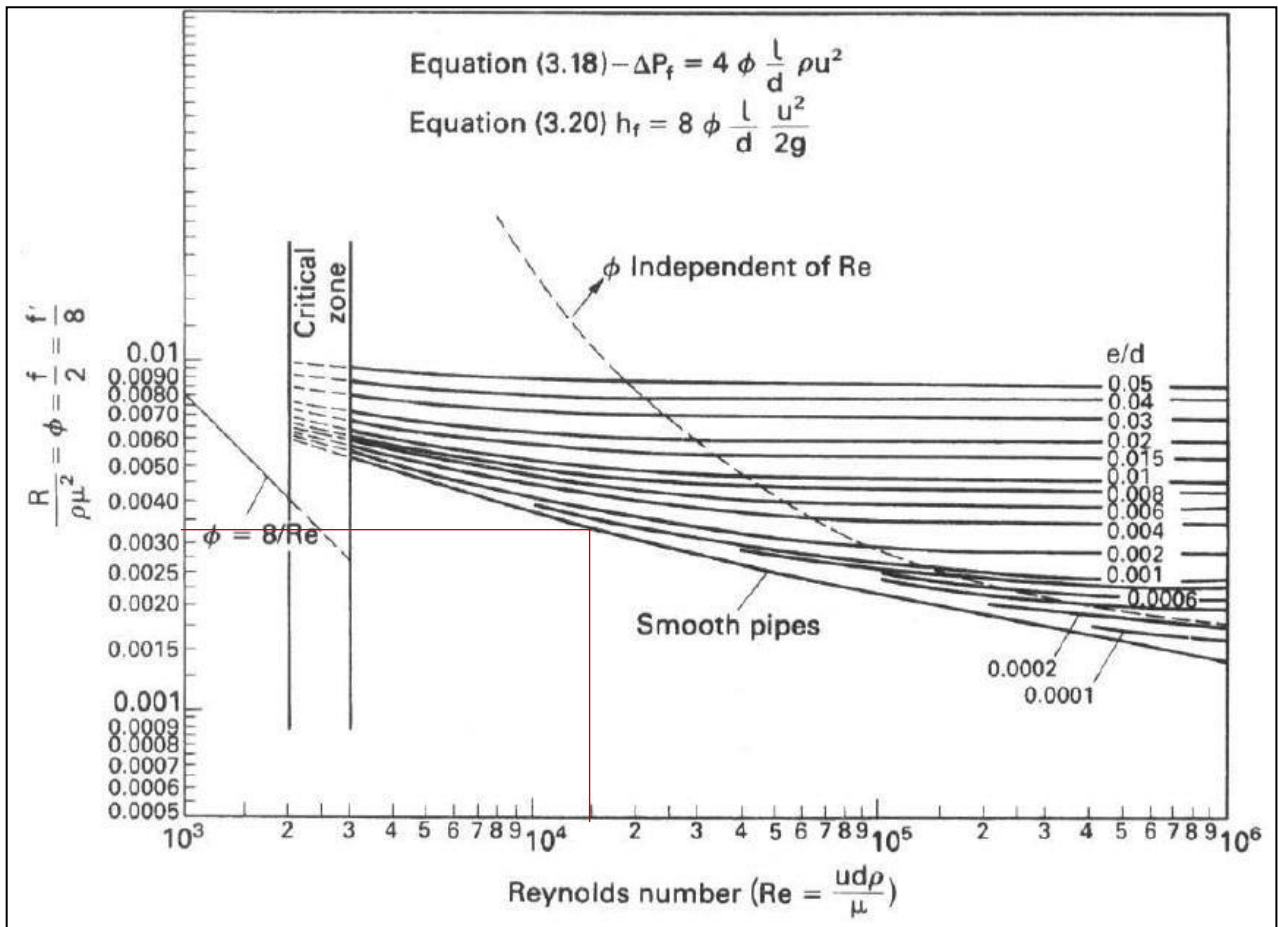
4.2.1 NÚMERO DE REYNOLDS

Se conocen las propiedades de los gases que ingresan a 500°C, luego:

- o Evaluando el número de Reynolds

De tabla(Anexo 05), a la temperatura de 500 °C, se obtiene la viscosidad

4.2.2 DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCION



Del diagrama de Moody

Fuente: Shames y streeter, Mecánica de Fluidos.

Sabiendo que $e: 0.0024\text{mm}$ y además el diámetro interno (d) es: 62.71mm , entonces: —

Se obtiene un valor de coeficiente de fricción() :

4.3 ESPESOR DE CAPA LÍMITE DE UN TUBO LISO

Donde a base de la deducción de la fórmula se establece la siguiente relación

$$\frac{\delta}{d} = \frac{1.49}{\sqrt{Re}}$$

Reemplazando la velocidad de gases hallada al inicio: 14.495 m/s , se tiene

—(De tablas de aire a 500°C).

$$\delta = \frac{1.49 d}{\sqrt{Re}}$$

De esta condición se construye el perfil de capa limite cinemático variando la velocidad de aire a la entrada de las tuberías como se resumen a continuación

Para velocidad que varía desde 8m/s hasta 17.5 m/s

Velocidad(m/s)	Espesor de capa limite(m)
8	$5.4904 \cdot 10^{-3}$
8.5	$5.1674 \cdot 10^{-3}$
9	$4.8803 \cdot 10^{-3}$
9.5	$4.6235 \cdot 10^{-3}$
10	$4.3923 \cdot 10^{-3}$
10.5	$4.1831 \cdot 10^{-3}$
11	$3.9930 \cdot 10^{-3}$
11.5	$3.8194 \cdot 10^{-3}$
12	$3.6602 \cdot 10^{-3}$
12.5	$3.5138 \cdot 10^{-3}$
13	$3.3787 \cdot 10^{-3}$
13.5	$3.2535 \cdot 10^{-3}$
14	$3.1373 \cdot 10^{-3}$
14.5	$3.0291 \cdot 10^{-3}$
15	$2.9282 \cdot 10^{-3}$
16	$2.8337 \cdot 10^{-3}$
16.5	$2.6620 \cdot 10^{-3}$
17	$2.5837 \cdot 10^{-3}$
17.5	$2.5099 \cdot 10^{-3}$

Fuente. Elaboración propia

4.4 APLICACIÓN DEL MODELO DE POTENCIAS DE VON KARMAN PARA CAPA LIMITE

Evaluando el Reynolds:

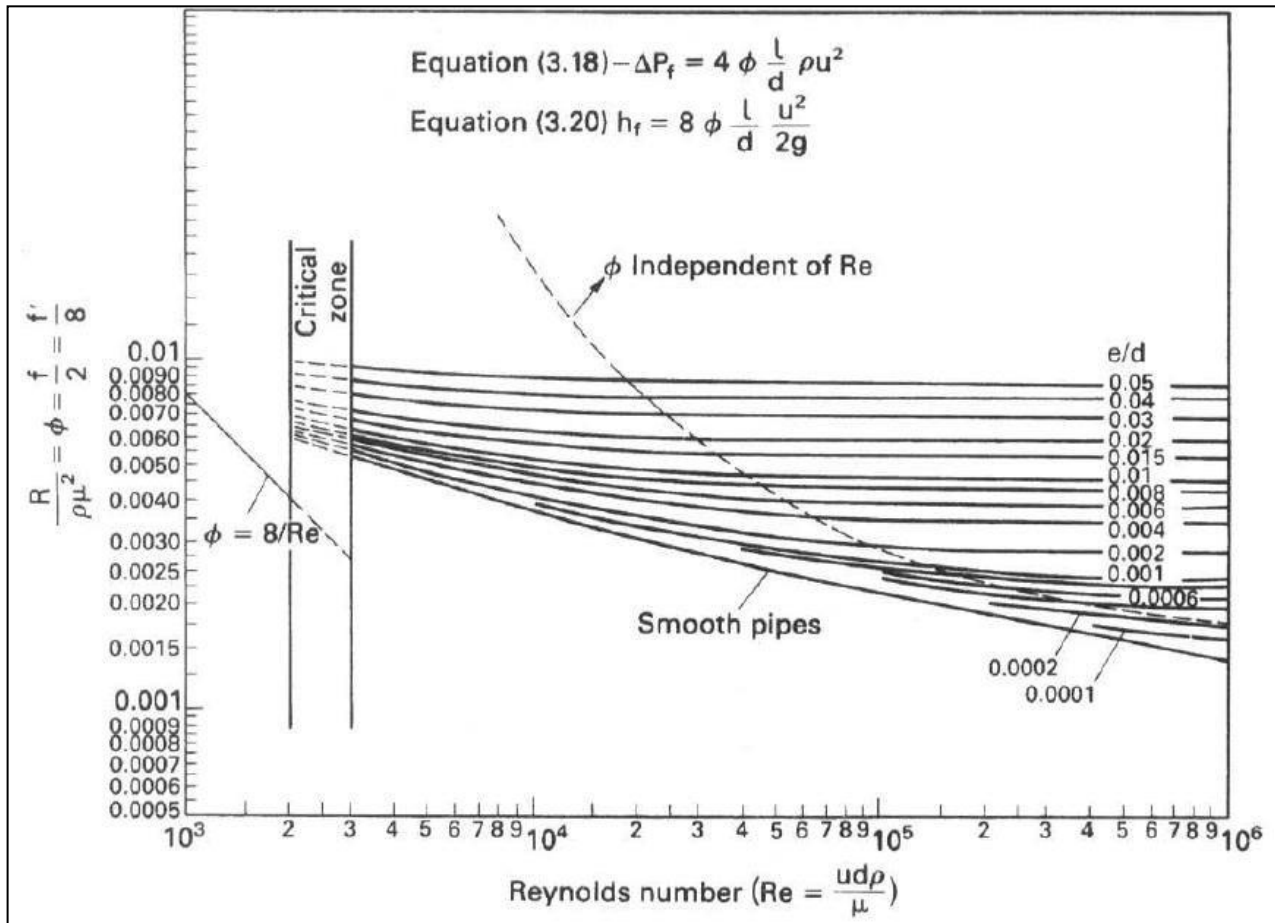
Propiedades de los gases de combustión a la temperatura de 500°C

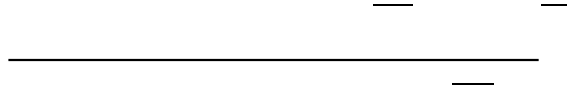
Tabla 04: Propiedades del aire a T=500°C (considerando gases como aire)

T (°C)	(Kg/m ³)	Cp(kJ/kgK)	k(w/mK)	(Kg/ms)
500	0.4565	1.093	0.05572	3.563*10 ⁻⁵

Fuente: Yunus y Cengel, Transferencia de Calor y Masa.

Reemplazando se tiene





Del siguiente Diagrama

Sabiendo que $e: 0.0024\text{mm}$ y además el diámetro interno (d) es: 62.71mm , entonces: —

Se obtiene un valor de coeficiente de fricción() :

Evaluando Relación de potencia

Reemplazando la velocidad obtenida de los gases de combustión que pasan por un tubo

Reemplazando para hallar :

Calculo de la velocidad media de los gases

ca

$$\sqrt{\quad}$$

— $\sqrt{\quad}$

Reemplazando se tiene

Se tiene los siguientes datos:

—

—————

El valor de y es la distancia que hay hasta la pared de la tubería, se representa mediante el siguiente esquema.

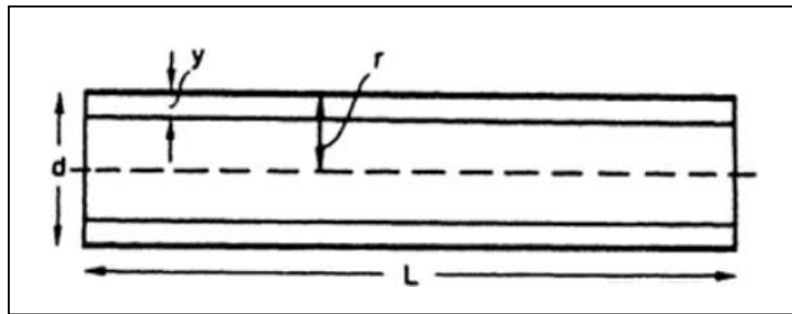


Figura 18. Esquema para análisis de crecimiento de “ ” u ó (:)

Hallando la velocidad de gases a una distancia de $y= 5\text{mm}$ de la pared interna de la tubería

- Para $y: 5\text{mm}=0.005\text{m}$

— —————

Reemplazando se tiene

(-)

() ()

-

4.5 CALCULO EL ESPESOR DE CAPA LIMITE

$\sqrt{\frac{\dots}{\dots}}$

$\frac{\dots}{\sqrt{\dots}}$

4.6 CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

$\frac{(\dots)}{(\dots)}$

Reemplazando se tiene

$\frac{(\dots)}{(\dots)}$

Donde

Reemplazando se tiene

$$\frac{\text{---} - \text{---} - (\text{---})}{(\text{---})}$$
$$\text{---}$$

Conociéndose que el área total de los tubos es 260 , entonces se tendrá el flujo de calor

Comparándose con la potencia térmica teórica que desarrolla el caldero se tiene:

()

Se tiene un caldero pirotubular de 800 BHP

()

Entonces el flujo de calor hallado mediante estudio de capa limite termocinética en relación al flujo de calor teórico expresado por la fórmula de la pérdida de calor (), es:

Variación de velocidades de gases a temperatura constante de 500°C, para determinar perfil de capa limite cinemática

Nº	velocidad	Densidad	viscosidad	Diámetro	Reynolds	coef. fricción	y(m)	r(m)	y/r	us(m/s)	u	u*	Ux	m	espesor capa limite cinemático (mm)
1	8	0.4565	0.00003563	0.06271	6427.643	0.0034	0.001	0.031355	0.0319	17.741	14.495	0.8451965	10.4610	0.00084	0.837
2	8.5	0.4565	0.00003563	0.06271	6829.371	0.0034	0.002	0.031355	0.0638	17.741	14.495	0.8451965	11.9256	0.00079	0.787
3	9	0.4565	0.00003563	0.06271	7231.098	0.0034	0.003	0.031355	0.0957	17.741	14.495	0.8451965	12.7823	0.00074	0.744
4	9.5	0.4565	0.00003563	0.06271	7632.826	0.0034	0.004	0.031355	0.1276	17.741	14.495	0.8451965	13.3902	0.00070	0.705
5	10	0.4565	0.00003563	0.06271	8034.554	0.0034	0.005	0.031355	0.1595	17.741	14.495	0.8451965	13.8617	0.00067	0.669
6	10.5	0.4565	0.00003563	0.06271	8436.281	0.0034	0.006	0.031355	0.1914	17.741	14.495	0.8451965	14.2469	0.00064	0.637
7	11	0.4565	0.00003563	0.06271	8838.009	0.0034	0.007	0.031355	0.2232	17.741	14.495	0.8451965	14.5726	0.00061	0.608
8	11.5	0.4565	0.00003563	0.06271	9239.737	0.0034	0.008	0.031355	0.2551	17.741	14.495	0.8451965	14.8548	0.00058	0.582
9	12	0.4565	0.00003563	0.06271	9641.464	0.0034	0.009	0.031355	0.2870	17.741	14.495	0.8451965	15.1037	0.00056	0.558
10	12.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10043.192	0.0034	0.01	0.031355	0.3189	17.741	14.495	0.8451965	15.3263	0.00054	0.535
11	13	0.4565	0.00003563	0.06271	10444.920	0.0034	0.011	0.031355	0.3508	17.741	14.495	0.8451965	15.5277	0.00051	0.515
12	13.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10846.648	0.0034	0.012	0.031355	0.3827	17.741	14.495	0.8451965	15.7115	0.00050	0.496
13	14	0.4565	0.00003563	0.06271	11248.375	0.0034	0.013	0.031355	0.4146	17.741	14.495	0.8451965	15.8807	0.00048	0.478
14	14.5	0.4565	0.00003563	0.06271	11650.103	0.0034	0.014	0.031355	0.4465	17.741	14.495	0.8451965	16.0373	0.00046	0.462
15	15	0.4565	0.00003563	0.06271	12051.831	0.0034	0.015	0.031355	0.4784	17.741	14.495	0.8451965	16.1830	0.00045	0.446
16	15.5	0.4565	0.00003563	0.06271	12453.558	0.0034	0.016	0.031355	0.5103	17.741	14.495	0.8451965	16.3194	0.00043	0.432
17	16	0.4565	0.00003563	0.06271	12855.286	0.0034	0.017	0.031355	0.5422	17.741	14.495	0.8451965	16.4475	0.00042	0.418
18	16.5	0.4565	0.00003563	0.06271	13257.014	0.0034	0.018	0.031355	0.5741	17.741	14.495	0.8451965	16.5683	0.00041	0.406
19	17	0.4565	0.00003563	0.06271	13658.741	0.0034	0.019	0.031355	0.6060	17.741	14.495	0.8451965	16.6825	0.00039	0.394
20	17.5	0.4565	0.00003563	0.06271	14060.469	0.0034	0.02	0.031355	0.6379	17.741	14.495	0.8451965	16.7909	0.00038	0.382

Fuente: Elaboración propia

Variación de velocidades de gases manteniendo constante la temperatura de gases a 500°C. para determinar perfil de espesor de capa limite térmica (distancia 5cm de entrada del tubo)

N°	velocidad(m/s)	Densidad	viscosidad	Diámetro	Reynolds	x(m)	capa limite térmica (m)	capa limite térmica (mm)	h(W/m ² k)
1	17.5	0.4565	0.00003563	0.06271	14060.469	0.05	0.001994019	1.99402	25.65954899
2	15.26	0.4565	0.00003563	0.06271	12260.729	0.05	0.00213536	2.13536	23.15455198
3	16.23	0.4565	0.00003563	0.06271	13040.081	0.05	0.002070566	2.07057	24.24986761
4	16	0.4565	0.00003563	0.06271	12855.286	0.05	0.002085395	2.08540	23.99166944
5	13.4	0.4565	0.00003563	0.06271	10766.302	0.05	0.002278746	2.27875	21.00385835
6	15.6	0.4565	0.00003563	0.06271	12533.904	0.05	0.002111962	2.11196	23.54040502
7	14.5	0.4565	0.00003563	0.06271	11650.103	0.05	0.002190607	2.19061	22.28417107
8	14.87	0.4565	0.00003563	0.06271	11947.381	0.05	0.002163181	2.16318	22.70929795
9	14	0.4565	0.00003563	0.06271	11248.375	0.05	0.002229381	2.22938	21.70533578
10	14.56	0.4565	0.00003563	0.06271	11698.310	0.05	0.002186088	2.18609	22.35329313
11	15.6	0.4565	0.00003563	0.06271	12533.904	0.05	0.002111962	2.11196	23.54040502
12	12	0.4565	0.00003563	0.06271	9641.464	0.05	0.002408007	2.40801	19.33554495
13	11.5	0.4565	0.00003563	0.06271	9239.737	0.05	0.002459798	2.45980	18.72810615
14	11	0.4565	0.00003563	0.06271	8838.009	0.05	0.002515082	2.51508	18.11402638
15	10.5	0.4565	0.00003563	0.06271	8436.281	0.05	0.002574268	2.57427	17.4929259
16	10	0.4565	0.00003563	0.06271	8034.554	0.05	0.00263784	2.63784	16.86438398
17	9.5	0.4565	0.00003563	0.06271	7632.826	0.05	0.002706366	2.70637	16.22793225
18	9	0.4565	0.00003563	0.06271	7231.098	0.05	0.002780527	2.78053	15.58304641
19	8.5	0.4565	0.00003563	0.06271	6829.371	0.05	0.002861139	2.86114	14.92913607
20	8	0.4565	0.00003563	0.06271	6427.643	0.05	0.002949195	2.94919	14.265532

Fuente. Elaboración propia

4.7. GRAFICAS DE VARIACION DE ESPESOR DE CAPA LIMITE CINEMATICO

Se representa la variación de la capa límite térmica y el coeficiente convectivo variando las velocidades de entrada en la tubería desde 17.5 m/s a 8 m/s,

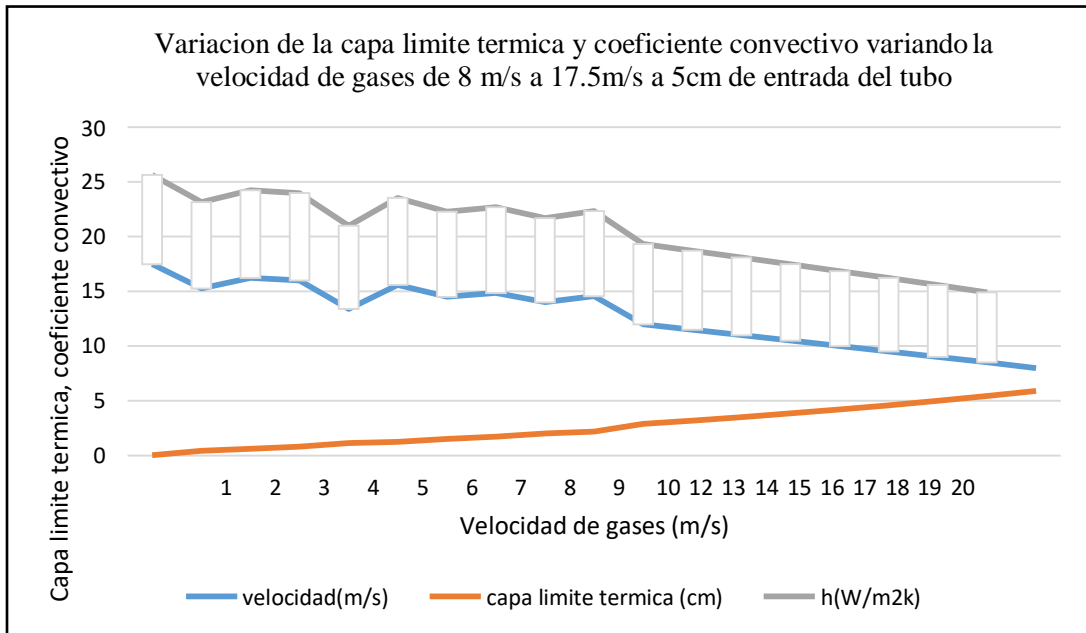


Gráfico 01: Perfil de desarrollo de capa límite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C

Fuente. Elaboración propia

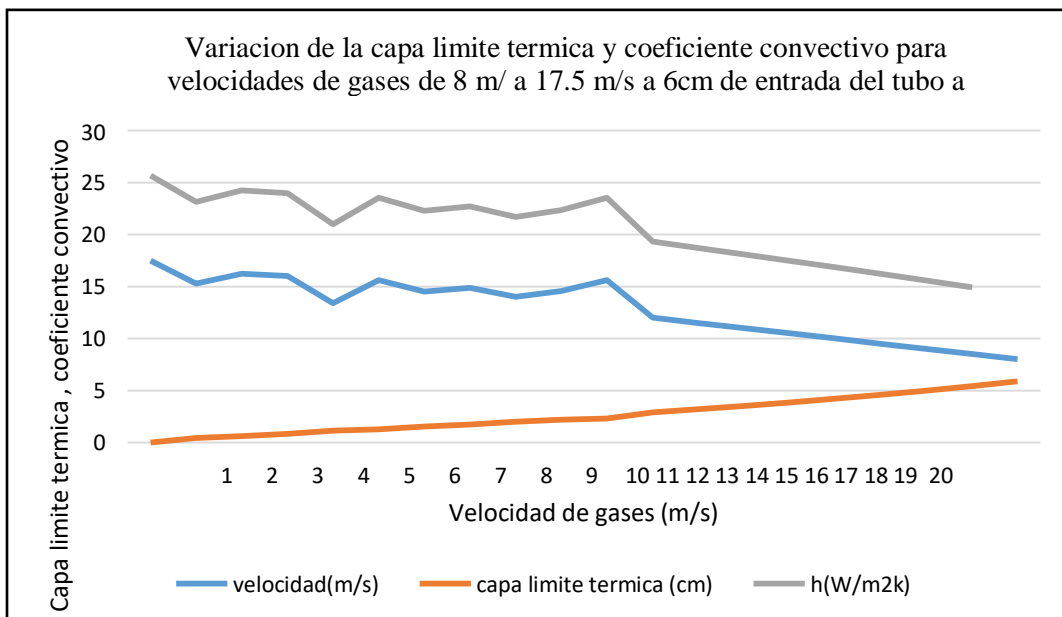


Gráfico 02: Perfil de desarrollo de capa límite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C

Fuente. Elaboración propia

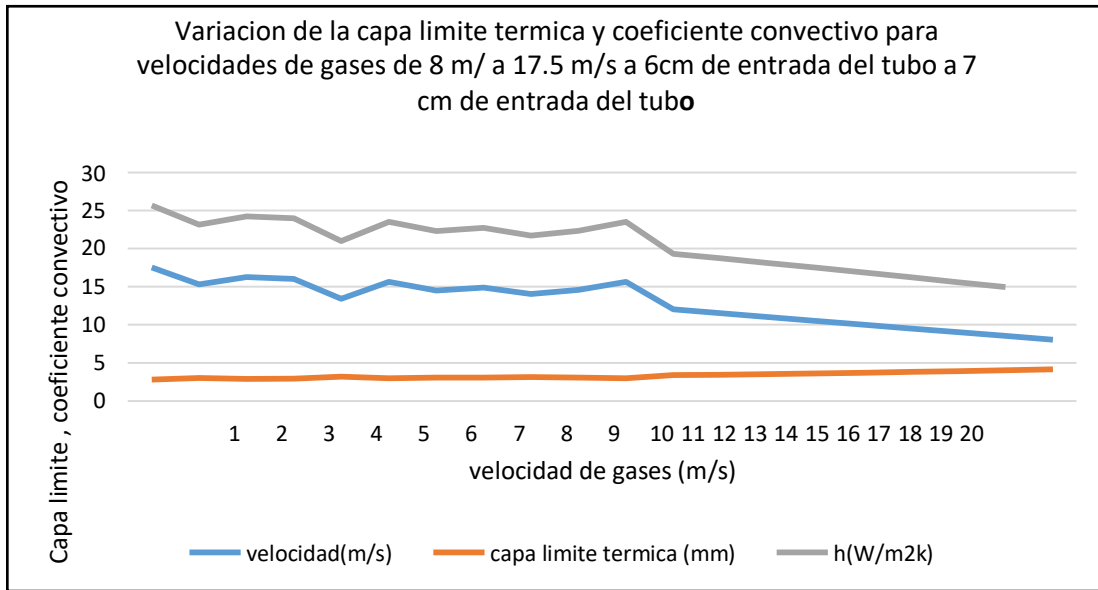


Gráfico 03: Perfil de desarrollo de capa límite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C

Fuente. Elaboración propia

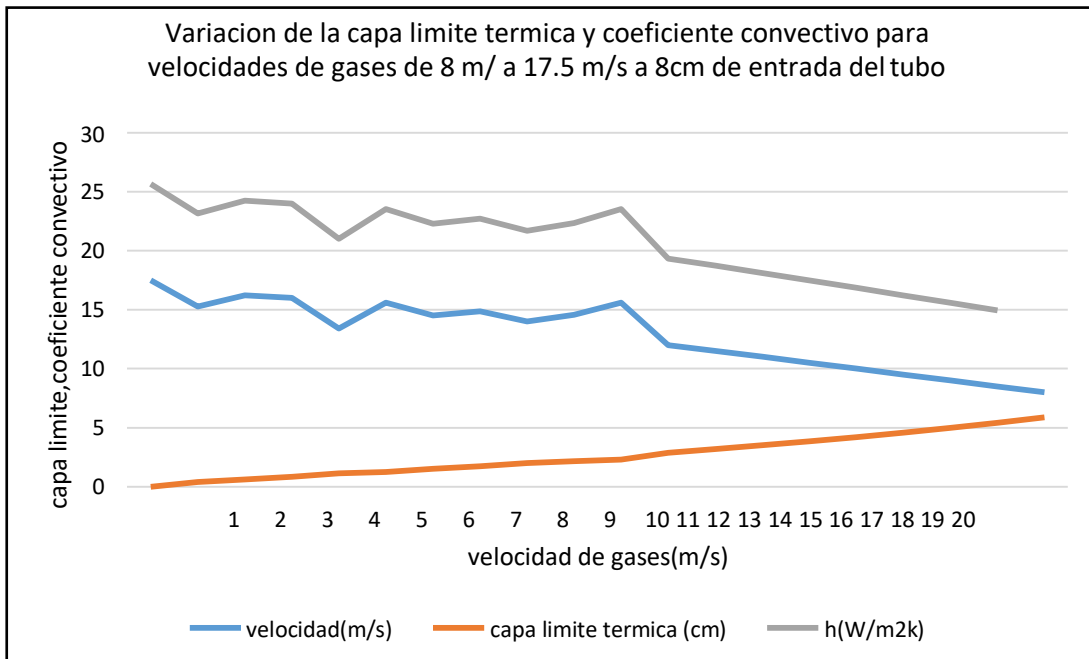


Gráfico 04: Perfil de desarrollo de capa límite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C

Fuente. Elaboración propia

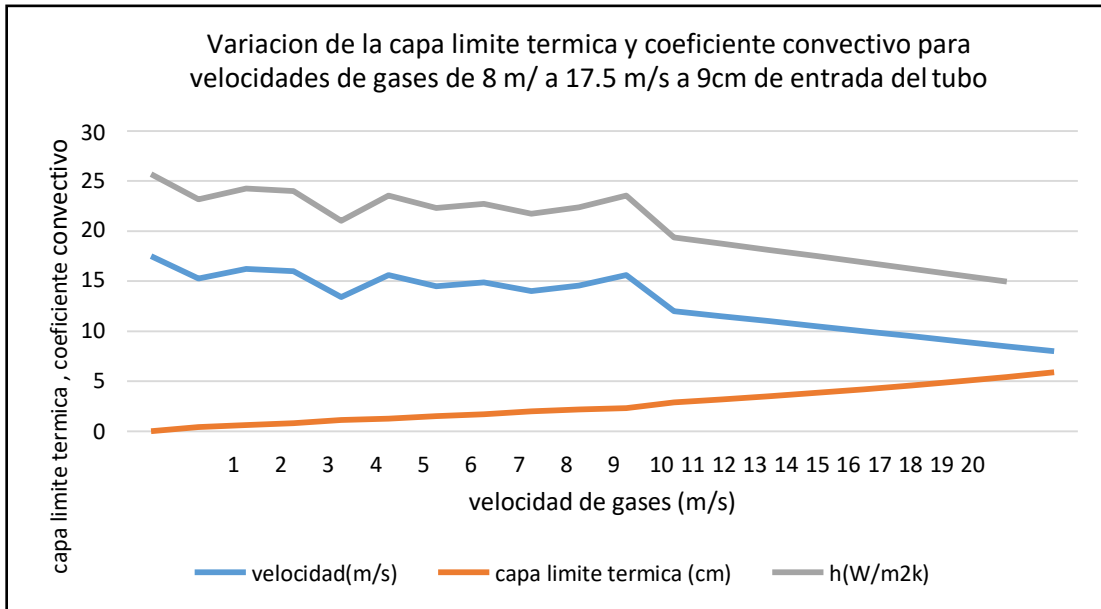


Gráfico 05: Perfil de desarrollo de capa limite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C
Fuente. Elaboración propia

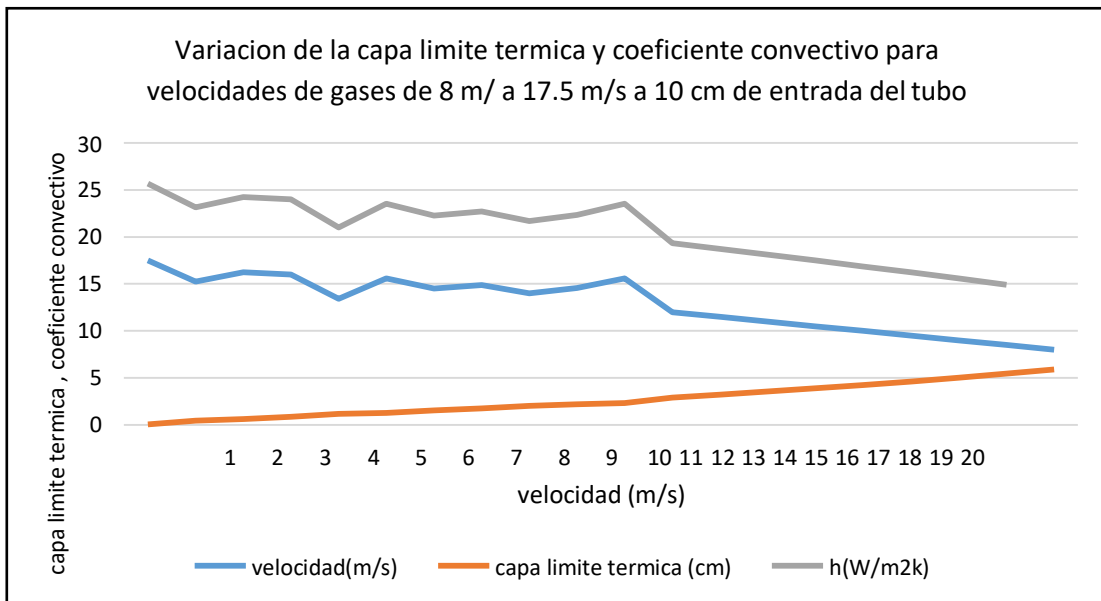


Gráfico 06: Perfil de desarrollo de capa limite, y coeficiente convectivo de gases a 500°C
Fuente. Elaboración propia

4.8 CÁLCULO DE CAPA LIMITE TERMICA A TEMPERATURA CONSTANTE

Cálculo del espesor de capa limite térmica

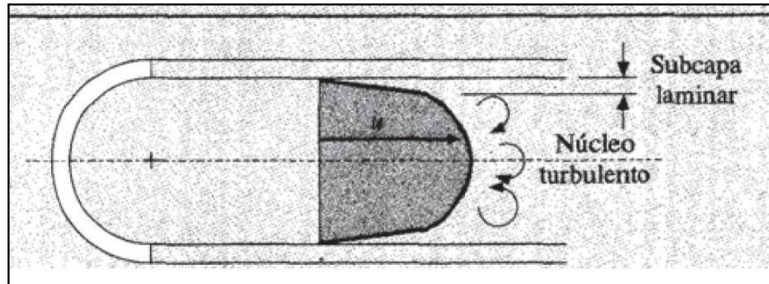


Figura 19. Modelo de flujo por interior de tubería

Tomando la correlación para capa limite térmica en tuberías

— —————

Donde x , es la longitud o distancia elegida para hallar el espesor de capa limite en la tubería.

Calculando el espeso de capa limite a 5cm de la longitud de entrada del tubo de gases de combustión.

- Distancia: 5 cm

— () ()

4.9 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR Y COEFICIENTE CONVECTIVO

Propiedades de los gases de combustión

T (°C)	(Kg/m ³)	Cp(kJ/kgK)	k(w/mK)	(Kg/ms)
500	0.4565	1.093	0.05572	3.563*10 ⁻⁵

Fuente. Yunus y Cengel, Tranferencia de calor y masa

Reemplazando $u=v= 14.495$ m/s velocidad de gases en tubería

$$\frac{h}{k} = \frac{u}{\nu} \quad (1)$$

Elaborando un cuadro donde se obtenga el perfil de capa limite en función de la variación de velocidades de gas , este procedimiento se realiza estableciendo una magnitud constante y la otra magnitud variable, para el estudio se considera que la temperatura de los gases de combustión en promedio equivale a 500°C para la transferencia de calor en los tubos, y se variara la velocidad de los gases en la tubería desde 8 m/s hasta 17.5 m/s, con el objetivo de ver el crecimiento o

é z u “x()” u
 se va a medir el espesor de capa limite y su influencia en el coeficiente convectivo de los gases.

Cuadro de desarrollo de capa limite termica a velocidades ente 8 m/s y 17.5 m/s a temperatura de gases de 500°C.

Nº	velocidad(m/s)	Densidad	viscosidad	Diametro	Reynolds	x(m)	capa limite termica (m)	capa limite termica (cm)	h(W/m2k)
1	8	0.4565	0.00003563	0.06271	6427.643	0.05	0.002949195	0.29491945	14.265532
2	8.5	0.4565	0.00003563	0.06271	6829.371	0.1	0.005722278	0.572227787	14.92913607
3	9	0.4565	0.00003563	0.06271	7231.098	0.15	0.008341582	0.834158174	15.58304641
4	9.5	0.4565	0.00003563	0.06271	7632.826	0.2	0.010825466	1.082546596	16.22793225
5	10	0.4565	0.00003563	0.06271	8034.554	0.25	0.013189199	1.31891988	16.86438398
6	10.5	0.4565	0.00003563	0.06271	8436.281	0.3	0.015445608	1.544560808	17.4929259
7	11	0.4565	0.00003563	0.06271	8838.009	0.35	0.017605571	1.760557069	18.11402638
8	11.5	0.4565	0.00003563	0.06271	9239.737	0.4	0.019678386	1.967838607	18.72810615
9	12	0.4565	0.00003563	0.06271	9641.464	0.45	0.021672065	2.167206509	19.33554495
10	12.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10043.192	0.5	0.023593556	2.359355606	19.93668705
11	13	0.4565	0.00003563	0.06271	10444.920	0.55	0.025448924	2.544892366	20.53184591
12	13.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10846.648	0.6	0.027243492	2.724349189	21.12130794
13	14	0.4565	0.00003563	0.06271	11248.375	0.65	0.028981959	2.898195945	21.70533578
14	14.5	0.4565	0.00003563	0.06271	11650.103	0.7	0.030668494	3.06684936	22.28417107
15	15	0.4565	0.00003563	0.06271	12051.831	0.75	0.032306807	3.230680717	22.85803674
16	15.5	0.4565	0.00003563	0.06271	12453.558	0.8	0.033900222	3.39002221	23.42713907
17	16	0.4565	0.00003563	0.06271	12855.286	0.85	0.035451722	3.54517224	23.99166944
18	16.5	0.4565	0.00003563	0.06271	13257.014	0.9	0.036963998	3.696399841	24.5518058
19	17	0.4565	0.00003563	0.06271	13658.741	0.95	0.038439484	3.843948409	25.10771401

Fuente. Elaboración propia

4.10. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA CAPA LÍMITE TÉRMICA Y CINEMÁTICA

20	17.5	0.4565	0.00003563	0.06271	14060.469	1	0.039880389	3.988038858	25.65954899
----	------	--------	------------	---------	-----------	---	-------------	-------------	-------------

Para poder graficar ambos espesores de capas limite se tiene presente que la capa limite térmica se grafica en función a la longitud deseada de la tubería, mientras que la capa cinética se grafica en función a la velocidad , ya que esta es inversamente proporcional al espesor de capa limite como se observa en su ecuación.

$$\frac{1}{\sqrt{Re}}$$

Se observa que la capa limite cinética es directamente proporcional a la viscosidad cinemática e inversamente proporcional a su velocidad de corriente de flujo, es por eso que se consideró la variación de velocidades para ver su crecimiento o decrecimiento.

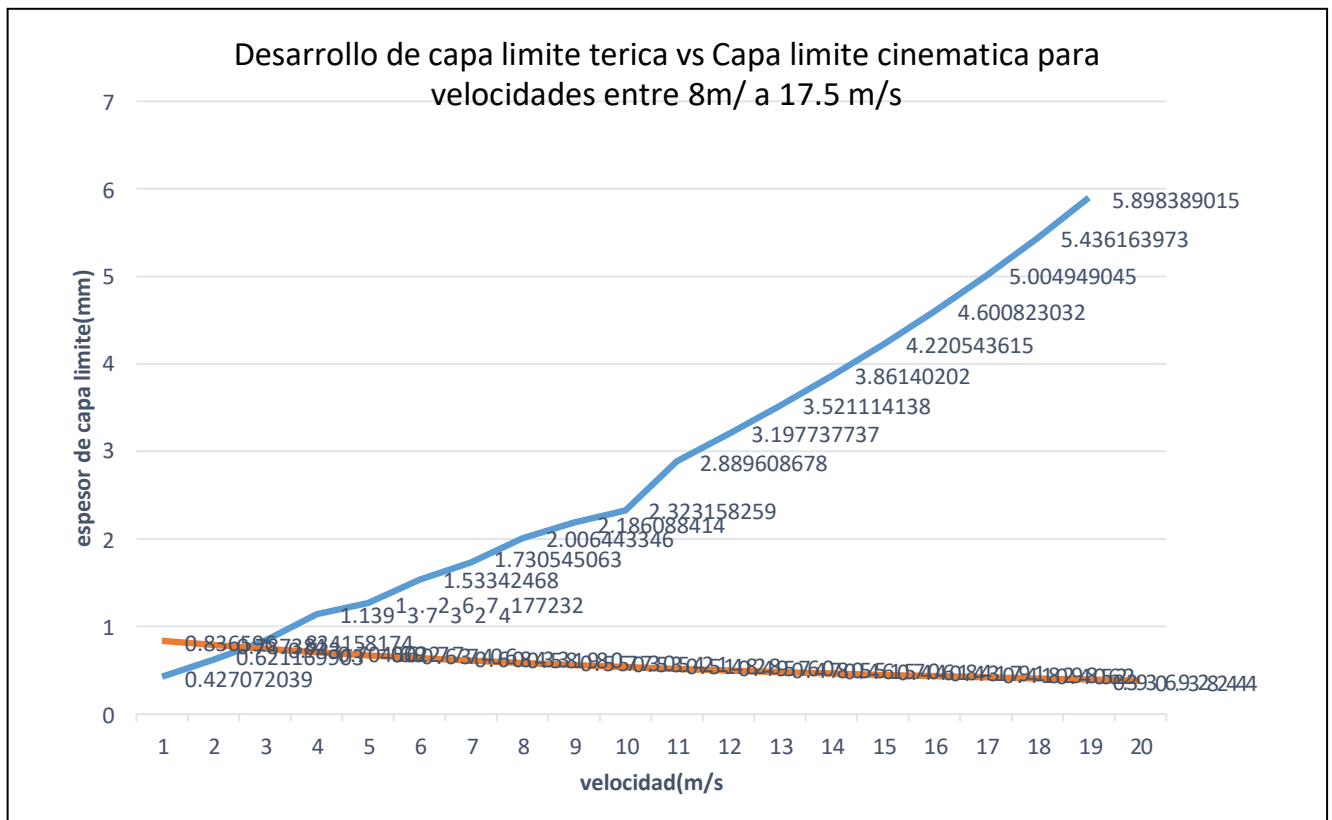


Gráfico 07. Perfil de capa limite cinética y térmica

Fuente. Elaboración propia

4.11 EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO A VAPOR DE 800 BHP

Aplicando el Método indirecto: NTP.350.300.2002, para determinar la eficiencia térmica.

Determinación de la eficiencia de caldera

$$\Sigma \quad (12)$$

Calculando las pérdidas:

- Pérdida por entalpia de los gases de escape secos, ()

$$* \text{---} + \quad (13)$$

Donde:

:216°C

Temperatura de ambiente(Ta): 20°C

Dióxido de carbono: 12.5%

K: 0.53 (Constante de Siegert para petróleo industrial N° 500)

Evaluando se tiene:

$$* \text{---} + \quad (14)$$

- Pérdida por entalpia del vapor de agua en los gases

$$\frac{* () () [() ()] +}{\quad} \quad (15)$$

:216°C

Temperatura de ambiente(Ta): 20°C

(): 0.6% de agua presente en los gases.

:

Reemplazando se tiene:

$$\frac{[(C) (O) [(C) (O)]]}{\text{-----}}$$

- Pérdida por inquemados gaseosos()

$$-\left(\frac{\text{-----}}{()}\right) \quad (16)$$

Dióxido de carbono (): 12.5%

Monóxido de carbono (): 0.6%

, constante de inquemados por tipo de combustible.

Reemplazando se tiene:

$$\left(\frac{\text{-----}}{()}\right)$$

- Pérdida por inquemado sólidos()

$$() \quad () \quad (17)$$

Donde: B=2 Índice de bacharach

Reemplazando:

$$() \quad ()$$

- Pérdida por convección()

$$(\rightarrow) \quad (18)$$

$$()()$$

Reemplazando datos:

$$()()$$

—

$$(\quad)()$$

Reemplazando datos:

$$()()$$

—

Donde se tiene:

$$(\quad) \quad (\quad) \quad (20)$$

$$(\quad) \quad (\quad)$$

Luego reemplazando en:

$$(\rightarrow) \quad (19)$$

Reemplazando se tiene:

$$(\rightarrow)$$

- Pérdida por radiación()

$$(\rightarrow) \quad (21)$$

$$[(\rightarrow) (\rightarrow)]$$

Reemplazando se tiene

$$[(\rightarrow) (\rightarrow)]$$

—

$$[(\rightarrow) (\rightarrow)]$$

Reemplazando se tiene

[() ()]

—

Realizando operaciones, se obtiene:

() ()

() () —

—

()

Hallando la eficiencia térmica

() ()

(22)

() ()

Obtención de la producción de vapor

(23)

Reemplazando:

-
-
-
- ()
- ()

4.12 ANÁLISIS DE COEFICIENTES CONVECTIVOS HALLADO POR CAPA LÍMITE Y MÉTODO INDIRECTO DE LA NORMA TÉCNICA DE EFICIENCIA TÉRMICA PARA CALDERAS NTP.350.300.2002

- Entalpia hallada mediante correlación para capa limite térmica

- Coeficiente convectivo hallado mediante formula de la perdida por convección (P5)

CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR		
CAPA LIMITE TERMICA	NTP.350.300.2002 Método Indirecto (Eficiencia térmica de un caldero piro-tubular) P ₅	
Flujo de gases por interior de tuberías (VON KARMAN – NIKURADSE)	Coficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre el fluido de trabajo	Coficiente de convección de la superficie exterior caldera, que cubre los gases de combustión
_____	() ()	() ()
Resultado	Resultado	
_____	_____	_____

Fuente. Elaboración propia

4.13 CÁLCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERENCIA DE CALOR- PARA LADO DE LA CÁMARA DE AGUA

Para poder comparar los valores de coeficientes convectivos que se obtienen con la NTP.350.300.2002, específicamente para la pérdida P₅(Pérdidas por convección), se deberá obtener el coeficiente convectivo externo o llamado también del lado del agua. Por teoría se sabe que siempre el coeficiente convectivo externo del lado del agua es superior a la del coeficiente convectivo interno (lado de gases), debido a que el Cp del agua a 177°C aproximadamente es 4.370 kJ/Kg°C y para los gases de combustión asumido como aire a la temperatura de 500°C es de 1.093 kJ/Kg°C , por lo cual se demostrara en los cálculos.

4.14 ESTIMACIÓN DE VELOCIDAD PARA FLUJO INTERNO DE AGUA EN CÁMARA:

Se tiene que el agua al interior se desplaza en movimientos cuando empieza a ebullición por lo cual se considera que el movimiento al interior se da por ascenso de las burbujas de aire hacia la superficie por lo que genera un movimiento de desplazamiento a los

lados de forma ligera en la medida que se actúa sobre la superficie la presión interna del equipo (120 psig), en estas circunstancias se establece que la velocidad lineal es mínima y el movimiento se traduce en turbulencia por ebullición , tomando como referencia $V=0.01\text{m/s}$ para estimar el número de Reynolds.

Reemplazando:

$$\frac{\rho V D}{\mu}$$

4.15 CORRELACIÓN PARA TUBOS CORTOS

$$\left(\frac{h}{k} \right)^{-0.4} \quad \text{Pr} > 0.6$$

Reemplazando:

(a temperatura de 90°C, de Tabla)

$$\left(\frac{h}{k} \right)^{-0.4} \left(\frac{\mu}{k} \right)$$

Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ, kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³

Fuente. Yunus y Cengel

Hallando el coeficiente convectivo de la zona externa (cámara de agua)

Del cuadro se lee los siguientes datos, a 95°C

- _____ (De tablas de propiedades del agua saturada)
- (diámetro interno de catálogo de tubería de 2 pulgadas)

$$\frac{(\quad)}{\quad}$$

Luego se reemplazan los coeficientes convectivos interior y exterior, en la ecuación para hallar el coeficiente global de transferencia de calor.

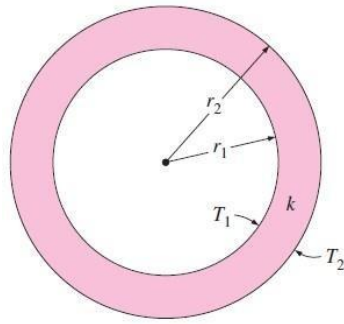


Figura 20. Modelo para análisis de conducción del calor y resistencias térmicas en una tubería

Fuente: Yunus y Cengel, Transferencia de calor y masa

$$\frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

Reemplazando se tiene:

$$\frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

Donde : $\ln(r_2/r_1)$

Reemplazando se tiene

$$\frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

4.16 COEFICIENTE CONVECTIVO Y CAPA LÍMITE

- El coeficiente convectivo obtenido mediante teoría de capa límite es valor calculado a la velocidad de gases de 14.495 m/s función al régimen turbulento(Re)
- El coeficiente que cubre al fluido de trabajo es menor que el que cubre los gases de combustión, debido al gradiente térmico halladas respectivamente y ambas están influenciados por la velocidad externa o del ambiente que las rodea (V=0.3 m/s)
- Se contabiliza un valor de coeficiente convectivo más elevado de los cálculos mediante correlaciones de capa límite termocinética , debido a que se ha analizado al interior de una tubería, mientras que los coeficientes y , se obtuvieron con correlaciones basados en la temperatura medida exteriormente y la velocidad del aire circundante de 0.3m/s.

4.17 CÁLCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Del calor hallado anteriormente

$$\frac{(\quad)}{(\quad)} \frac{(\quad)}{(\quad)}$$

$$\frac{\quad}{(\quad)}$$

Cálculo de flujo de vapor

$$- \quad (\quad) -$$

—

— ———

—

Despejando para hallar eficiencia térmica

$$- \quad \text{—————}$$

Resumen de resultados

METODOS DE DETERMINACION DE EFICIENCIA TERMICA DE CALDERO	
TEORIA DE CAPA LIMITE	NTP.350.300.2002 Método Indirecto pirotubular) P ₅
El flujo de calor transferido mediante correlaciones de capa limite es de	Flujo de calor teórico que desarrolla el caldero al usar su equivalente de 9.81*800 BHP=7848 kW
Flujo másico de vapor	Flujo másico de vapor
Eficiencia	Eficiencia

5. CONCLUSIONES

- Se caracterizó que el régimen de flujo de gases es turbulento con un valor de Re : _____, alcanzando un flujo másico de gases de combustión de _____. La temperatura promedio de gases que se empleó para el análisis en los tubos de gases es de $500^{\circ}C$ tomando como referencia que en la cámara se encuentra a $875^{\circ}C$ y los gases evacúan por la chimenea a $216^{\circ}C$, como se obtuvo de la medición.
- De análisis de gases de combustión, se obtuvo 6.5% de oxígeno en volumen de gases, 12.5% en volumen de dióxido de carbono (CO_2), 45 ppm CO vol, 548 ppm SOx en vol, el índice de opacidad es de 3, el exceso de aire medido es de 42.9% y la eficiencia de combustión 88.9%.
- El espesor de capa límite cinemática calculado es de _____, calculado a partir del coeficiente de fricción de la tubería _____, la viscosidad cinemática y la velocidad de flujo de gases a 14.495 m/s y la capa límite calculada con la correlación de VONN KARMAN _____, a una distancia $y=5mm$, de la pared interna del tubo _____, es de _____, obteniéndose un flujo de calor de _____, representando el _____ del calor teórico que desarrolla el caldero al usar su equivalente de $9.81 * 800 \text{ BHP} = 7848 \text{ kW}$.
- De las gráficas u “ ” _____ u _____ u _____ u _____ “ ” u límite _____, generando una caída de valor en el coeficiente convectivo, es debido a ello que en el proceso de transferencia de calor se requiere que el espesor de capa límite sea lo más pequeño posible, ya que las velocidades en esta región son menores que en la región central del flujo de gases, ocasionando bajas tasas de transferencia de calor por convección.
- El espesor de capa límite térmica, medido a 5cm de la longitud de entrada del tubo de gases es de _____, luego evaluando el espesor de capa límite desde 8/s a 17.5 m/ a una distancia de 1m de la entrada del tubo de gases se obtuvo un espesor de capa límite térmica de 0.039880 m
- El flujo de calor transferido mediante correlaciones de capa límite es de _____, y el calor obtenido mediante la combinación del coeficiente convectivo obtenido por capa límite térmica _____, con el coeficiente externo del agua _____, es de _____.

- La eficiencia térmica obtenida mediante el método indirecto es de 82.3% con un flujo másico de vapor de , y la eficiencia obtenida a partir del análisis de capa límite es de 81.54%, con un flujo de vapor estimado de . —

6.0 RECOMENDACIONES

- Ejecutar un programa de mantenimiento para la caldera a vapor centrado en el mantenimiento de tuberías de gases.
- Realizar la regulación de combustión adecuada a fin de reducir el exceso de aire.
- Revisar periódicamente la temperatura de gases de combustión
- Evitar ralladuras o desgastes o adherencias de inquemados en el interior de los tubos ya que puede producir una resistencia a la transferencia de calor, ya que puede incrementarse el espesor de capa límite cinemático y térmico debido a estos elementos.
- De ser posible emplear termografía infrarroja para determinar el perfil de temperatura en las zonas de transferencia de calor a fin de establecer un diagnóstico térmico.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Libros:

- INCROPERA FRANK P. , Fundamentos de transferencia de Calor , Cuarta Edición , Editorial Prentice – Hall , México 1999.
- Keenan Y KEYES , Tablas de Propiedades Termodinámicas del vapor, Primera Edición, New-York. John Wiley & Sons Inc., Noviembre 2007.
- HITE F “M á u ” E M G H (2)
- Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: Termodinámica. Mc Graw-Hill, 1996
- Holman, J. P.: Transferencia de Calor, 8a edicion, Mc Graw-Hill, Madrid, 1998.

Artículos y publicaciones de investigación

Tesis

- A z u D O E (2) ” C í u u j
u ñ u í ”
- Espinoza B (2007)” S u ó u u u ”
- Morales, Juan C.; Campo, Antonio. "Simulación numérica de la convección mixta de gases en tubos verticales incluyendo inversiones del flujo". Revista internacional de métodos numéricos, 1991, Vol. 7, núm. 3
- N A “A Ex I F A u Mu --- Element
A ” IN: A T C 1 S D CA M 1 20,
1988, Technical Papers (A88-37907 15-09). p. 311-32
- Anzoátegui Castellanos, D.A. Ordosgoitia Olivares, E. A. (2004) Capa límite, su importancia en el flujo de fluidos y el diseño de tuberías, 16-116

ANEXOS

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T, °C	Densidad, ρ, kg/m ³	Calor específico, C _p , J/kg · °C	Conductividad térmica, k, W/m · °C	Difusividad térmica, α, m ² /s	Viscosidad dinámica, μ, kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν, m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158 × 10 ⁻⁶	8.636 × 10 ⁻⁶	3.013 × 10 ⁻⁶	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036 × 10 ⁻⁶	1.189 × 10 ⁻⁶	5.837 × 10 ⁻⁶	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252 × 10 ⁻⁵	1.474 × 10 ⁻⁵	9.319 × 10 ⁻⁶	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356 × 10 ⁻⁵	1.527 × 10 ⁻⁵	1.008 × 10 ⁻⁵	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465 × 10 ⁻⁵	1.579 × 10 ⁻⁵	1.087 × 10 ⁻⁵	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578 × 10 ⁻⁵	1.630 × 10 ⁻⁵	1.169 × 10 ⁻⁵	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696 × 10 ⁻⁵	1.680 × 10 ⁻⁵	1.252 × 10 ⁻⁵	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818 × 10 ⁻⁵	1.729 × 10 ⁻⁵	1.338 × 10 ⁻⁵	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880 × 10 ⁻⁵	1.754 × 10 ⁻⁵	1.382 × 10 ⁻⁵	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944 × 10 ⁻⁵	1.778 × 10 ⁻⁵	1.426 × 10 ⁻⁵	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009 × 10 ⁻⁵	1.802 × 10 ⁻⁵	1.470 × 10 ⁻⁵	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074 × 10 ⁻⁵	1.825 × 10 ⁻⁵	1.516 × 10 ⁻⁵	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141 × 10 ⁻⁵	1.849 × 10 ⁻⁵	1.562 × 10 ⁻⁵	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208 × 10 ⁻⁵	1.872 × 10 ⁻⁵	1.608 × 10 ⁻⁵	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277 × 10 ⁻⁵	1.895 × 10 ⁻⁵	1.655 × 10 ⁻⁵	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346 × 10 ⁻⁵	1.918 × 10 ⁻⁵	1.702 × 10 ⁻⁵	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416 × 10 ⁻⁵	1.941 × 10 ⁻⁵	1.750 × 10 ⁻⁵	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487 × 10 ⁻⁵	1.963 × 10 ⁻⁵	1.798 × 10 ⁻⁵	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632 × 10 ⁻⁵	2.008 × 10 ⁻⁵	1.896 × 10 ⁻⁵	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780 × 10 ⁻⁵	2.052 × 10 ⁻⁵	1.995 × 10 ⁻⁵	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931 × 10 ⁻⁵	2.096 × 10 ⁻⁵	2.097 × 10 ⁻⁵	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086 × 10 ⁻⁵	2.139 × 10 ⁻⁵	2.201 × 10 ⁻⁵	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243 × 10 ⁻⁵	2.181 × 10 ⁻⁵	2.306 × 10 ⁻⁵	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565 × 10 ⁻⁵	2.264 × 10 ⁻⁵	2.522 × 10 ⁻⁵	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898 × 10 ⁻⁵	2.345 × 10 ⁻⁵	2.745 × 10 ⁻⁵	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241 × 10 ⁻⁵	2.420 × 10 ⁻⁵	2.975 × 10 ⁻⁵	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593 × 10 ⁻⁵	2.504 × 10 ⁻⁵	3.212 × 10 ⁻⁵	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954 × 10 ⁻⁵	2.577 × 10 ⁻⁵	3.455 × 10 ⁻⁵	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890 × 10 ⁻⁵	2.760 × 10 ⁻⁵	4.091 × 10 ⁻⁵	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871 × 10 ⁻⁵	2.934 × 10 ⁻⁵	4.765 × 10 ⁻⁵	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892 × 10 ⁻⁵	3.101 × 10 ⁻⁵	5.475 × 10 ⁻⁵	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951 × 10 ⁻⁵	3.261 × 10 ⁻⁵	6.219 × 10 ⁻⁵	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004 × 10 ⁻⁴	3.415 × 10 ⁻⁵	6.997 × 10 ⁻⁵	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117 × 10 ⁻⁴	3.563 × 10 ⁻⁵	7.806 × 10 ⁻⁵	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352 × 10 ⁻⁴	3.846 × 10 ⁻⁵	9.515 × 10 ⁻⁵	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598 × 10 ⁻⁴	4.111 × 10 ⁻⁵	1.133 × 10 ⁻⁴	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855 × 10 ⁻⁴	4.362 × 10 ⁻⁵	1.326 × 10 ⁻⁴	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122 × 10 ⁻⁴	4.600 × 10 ⁻⁵	1.529 × 10 ⁻⁴	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398 × 10 ⁻⁴	4.826 × 10 ⁻⁵	1.741 × 10 ⁻⁴	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908 × 10 ⁻⁴	5.817 × 10 ⁻⁵	2.922 × 10 ⁻⁴	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664 × 10 ⁻⁴	6.630 × 10 ⁻⁵	4.270 × 10 ⁻⁴	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades C_p, k, μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ, ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ, a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P.

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Tabla 01: Propiedades del aire

Tabla 02: Propiedades del agua saturada

854 APÉNDICE 1													
TABLA A-9 Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Diagrama 01: Diagrama de Moody.

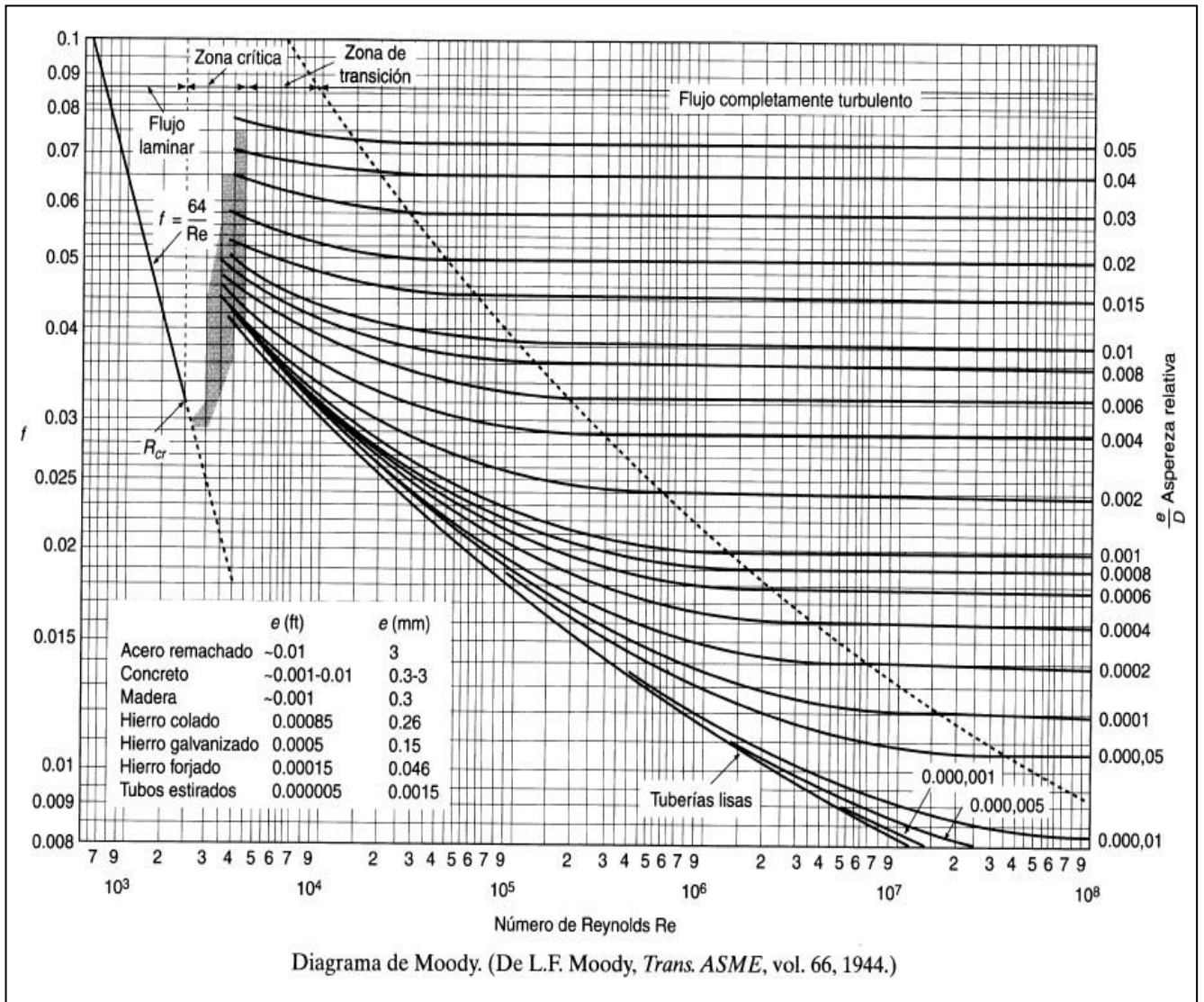


Tabla Anexo 03: Medidas de tuberías comercial

pulg	mm	mm	mm	P.S.I	Kg/m	mm	mm	P.S.I	Kg/m
14	355.60	317.60	19.00	7125.00	157.54	333.40	11.10	6880.17	94.31
12	323.85	288.89	17.48	7094.16	132.07	303.23	10.31	6836.99	79.71
10	273.05	242.87	15.09	7033.87	96.00	254.51	9.27	6760.7	60.24
8	219.08	193.88	12.70	6952.55	64.64	202.72	8.18	6682.02	42.49
6	160.2	140.34	10.97	6873.43	42.55	154.06	7.11	6675.22	26.26
5	141.30	122.24	9.53	6787.75	30.97	128.2	6.55	6606.02	21.77
4	114.30	97.10	8.56	6715.48	22.33	102.26	6.02	6431.62	16.08
3	88.90	73.66	7.62	6629.93	15.20	77.92	5.49	6344.38	11.29
2 1/2	73.03	59.01	7.01	6563.67	11.41	62.71	5.16	6202.47	8.64
2	60.33	49.25	5.54	6353.21	7.49	52.51	3.91	5972.71	5.44
1 1/2	48.26	38.10	5.08	6266.45	5.41	40.90	3.60	5897.44	4.05
1 1/4	42.16	32.46	4.85	6217.95	4.46	35.04	3.56	5855.26	3.39
1	33.40	24.30	4.55	6148.65	3.23	20.64	3.30	5787.67	2.50
3/4	20.07	10.85	3.91	5972.51	2.20	20.93	2.87	6582.02	1.08
1/2	21.34	13.88	3.73	5914.38	1.62	15.80	2.77	5510.61	1.26
3/8	17.15	10.75	3.20	5714.29	1.10	12.53	2.31	5234.14	0.85
1/4	13.72	7.60	3.02	5634.33	0.80	9.24	2.24	5106.10	0.63

Tabla 04: de variación de espesor de capa limite térmica variando la velocidad y la distancia x(m) de medición respecto a la entrada del tubo

zN°	velocidad(m/s)	Densidad	viscosidad	Diametro	Reynolds	x(m)	capa limite termica (m)	capa limite termica (cm)	h(W/m2k)
1	8	0.4565	0.00003563	0.06271	6427.643	0.05	0.002949195	0.29491945	14.265532
2	8.5	0.4565	0.00003563	0.06271	6829.371	0.1	0.005722278	0.572227787	14.92913607
3	9	0.4565	0.00003563	0.06271	7231.098	0.15	0.008341582	0.834158174	15.58304641
4	9.5	0.4565	0.00003563	0.06271	7632.826	0.2	0.010825466	1.082546596	16.22793225
5	10	0.4565	0.00003563	0.06271	8034.554	0.25	0.013189199	1.31891988	16.86438398
6	10.5	0.4565	0.00003563	0.06271	8436.281	0.3	0.015445608	1.544560808	17.4929259
7	11	0.4565	0.00003563	0.06271	8838.009	0.35	0.017605571	1.760557069	18.11402638
8	11.5	0.4565	0.00003563	0.06271	9239.737	0.4	0.019678386	1.967838607	18.72810615
9	12	0.4565	0.00003563	0.06271	9641.464	0.45	0.021672065	2.167206509	19.33554495
10	12.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10043.192	0.5	0.023593556	2.359355606	19.93668705
11	13	0.4565	0.00003563	0.06271	10444.920	0.55	0.025448924	2.544892366	20.53184591
12	13.5	0.4565	0.00003563	0.06271	10846.648	0.6	0.027243492	2.724349189	21.12130794
13	14	0.4565	0.00003563	0.06271	11248.375	0.65	0.028981959	2.898195945	21.70533578
14	14.5	0.4565	0.00003563	0.06271	11650.103	0.7	0.030668494	3.06684936	22.28417107
15	15	0.4565	0.00003563	0.06271	12051.831	0.75	0.032306807	3.230680717	22.85803674
16	15.5	0.4565	0.00003563	0.06271	12453.558	0.8	0.033900222	3.39002221	23.42713907
17	16	0.4565	0.00003563	0.06271	12855.286	0.85	0.035451722	3.54517224	23.99166944
18	16.5	0.4565	0.00003563	0.06271	13257.014	0.9	0.036963998	3.696399841	24.5518058
19	17	0.4565	0.00003563	0.06271	13658.741	0.95	0.038439484	3.843948409	25.10771401
20	17.5	0.4565	0.00003563	0.06271	14060.469	1	0.039880389	3.988038858	25.65954899

Fuente: Elaboración propia

7. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA

Por tratarse del **Método Indirecto**, o de pérdidas, según indica en el apartado 6.2, la eficiencia se determinará mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 100 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) \dots\dots\dots(7.1)$$

7.1 Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos, P_1

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = k \cdot \frac{T_g - T_a}{[CO_2]} \dots\dots\dots(7.2)$$

Algunos valores típicos de “ k ” se muestran en la Tabla 3.

TABLA 3 - Valores típicos de la constante de Siegert, k

Combustible	k
Residuales	0,53
Destilados	0,48
GLP	0,40
Gas natural	0,35

El valor “ k ” es la constante de Siegert; puede ser calculado para cualquier combustible, mediante:

$$k = \frac{255 \cdot [C]}{PCS} \dots\dots\dots(7.2a)$$

La relación entre los contenidos de dióxido de carbono y oxígeno es:

$$[CO_2] = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \cdot [CO_2]_{MAX} \dots\dots\dots(7.2b)$$

Los valores típicos de $[CO_2]_{MAX}$ se muestran en la Tabla 4.

TABLA 4 - Valores típicos de $[CO_2]_{MAX}$

Combustible	$[CO_2]_{MAX}$
Residuales	15,8
Destilados	15,5
GLP	13,8
Gas natural	11,9

7.2 Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases, P_2

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \frac{([H_2O] + 9 \cdot [H]) \cdot (2488 - 4,2 \cdot T_a + 2,1 \cdot T_g)}{PCS} \dots\dots\dots(7.3)$$

7.3 Pérdida por inquemados gaseosos, P_3

La pérdida porcentual de calor debida a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = k_1 \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]} \dots\dots\dots(7.4)$$

Los valores de la constante “ k_1 ”, se muestran en la Tabla 5.

TABLA 5 - Valores de la constante k_f

Combustible	k_f
Residuales	54
Destilados	53
GLP	48
Gas natural	40

7.4 Pérdida por inquemados sólidos, P_4

La pérdida porcentual de calor debida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0,14 \cdot B^2 + 0,08 \cdot B + 0,07 \dots\dots\dots(7.5)$$

7.5 Pérdida por convección, P_5

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 \cdot \frac{\dot{Q}_{p5}}{\dot{W}_c} \dots\dots\dots(7.6)$$

donde:

$$\dot{Q}_{p5} = h_{cf} \cdot A_f \cdot (T_{sf} - T_a) + h_{cg} \cdot A_g \cdot (T_{sg} - T_a) \dots\dots\dots(7.6a)$$

$$h_{cf} = 1,973 \times 10^{-3} \cdot (T_{sf} - T_a)^{0,25} \cdot (2,857 \cdot \nu + 1)^{0,5} \dots\dots(7.6b)$$

$$h_{cg} = 1,973 \times 10^{-3} \cdot (T_{sg} - T_a)^{0,25} \cdot (2,857 \cdot \nu + 1)^{0,5} \dots(7.6c)$$

$$\dot{W}_c = 9,81 \cdot BHP \dots\dots\dots(7.6d)$$

7.6 Pérdida por radiación, P_6

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 \cdot \frac{\dot{Q}_{p6}}{\dot{W}_c} \dots\dots\dots(7.7)$$

donde:

$$\dot{Q}_{p6} = (q_{rf} \cdot A_f) + (q_{rg} \cdot A_g) \dots\dots\dots(7.7a)$$

$$q_{rf} = 5,763 \times 10^{-11} \cdot \varepsilon \cdot [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \dots\dots\dots(7.7b)$$

$$q_{rg} = 5,763 \times 10^{-11} \cdot \varepsilon \cdot [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \dots\dots\dots(7.7c)$$

$$\dot{W}_c = 9,81 \cdot BHP \dots\dots\dots(7.7d)$$

8. ANTECEDENTES

8.1	NOM-002-ENER:1995	Norma Oficial Mexicana, Eficiencia térmica de calderas paquete.
8.2	BS 845 Part 1:1987	British Standard Methods for Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids Part 1. Concise procedure.
8.3	INTE 19-02-07:1994	Norma INTECO: Ensayos de recepción y prueba de operación para calderas de potencia térmica inferior a 1100 kW, Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica.

REGISTRO FOTOGRÁFICO DE CALDERO



Figura 20: Caldera intesa 800 BHP



Figura 21: Control de presión



Figura 22: Medidor de temperatura

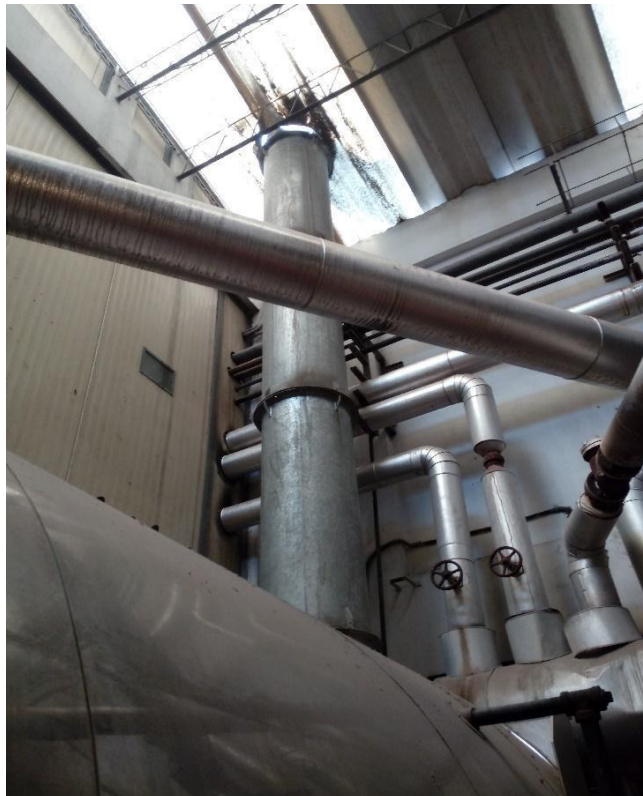


Figura 23. Chimenea de escape de gases