

93
29,



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

"METOLOGIA PARA EL DISEÑO Y
EVALUACION DE CALDERAS
HUMOTUBULARES"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
EDMUNDO BRAULIO JUAREZ NICOLAS



MEXICO, D. F.

258485

1998

TESIS CON
FALSA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE
VOCAL
SECRETARIO
1er. SUPLENTE
2º SUPLENTE

PROF. RÍOS MONTERO ERNESTO
PROF. ANAYA DURAND ALEJANDRO
PROF. SANDOVAL GONZÁLEZ REYNALDO
PROF. MÉNDEZ FREGOSO HÉCTOR
PROF. PÉREZ CAMACHO MARIANO

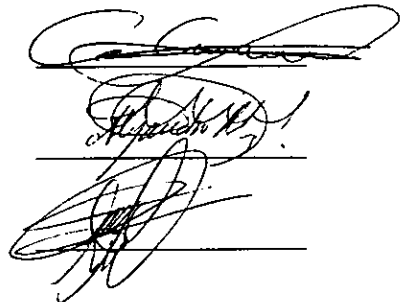
SITIO DONDE SE DESARROLLÓ ELTEMA:

INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO

Asesor del tema: M. en C. Alejandro Anaya Durand

Supervisor Técnico: Ing. Alejandro Hernández Luna

Sustentante: Edmundo Braulio Juárez Nicolás



Cada momento de nuestra vida presenta una cara distinta aún cuando parezca que ya lo hemos vivido, cada faceta del mismo tiene características propias que enriquece la idea que se genera en nuestras mentes de la primera impresión.

Con la idea de saber el significado exacto de los instantes que vivimos, perdemos de vista aspectos que requieren de mayor atención y nos conducen a Los fallos, a las equivocaciones.

¿Importa demasiado si nos equivocamos? No, si de cada yerro ganamos en experiencia y seguridad de las metas hacia el futuro.

¿Importa si la equivocación es sobre el mismo punto? No, si aprendemos a mirar con mayor detenimiento a nuestro alrededor.

Lo Importante de esta vida es eso: vivirla.

Vivirla en toda su magnitud disfrutando de los momentos de alegría, de los triunfos y las gentes a nuestro alrededor; sin importar los tropiezos pues de ellos sólo habremos de levantarnos y continuar hacia delante, sin importar los sinsabores ya que apreciaremos mejor las mieles, sin importar la fatiga pues el descanso será más reparador cuando hayamos conseguido nuestra meta.

NO SE SI DECIR GRACIAS O LO SIENTO

DEDICADO A MIS PADRES MACEDONIA Y RAFAEL:

GRACIAS A SU APOYO, CONFIANZA Y CARIÑO FUE POSIBLE LA OBTENCIÓN DE ESTE TRABAJO. NO ES SOLAMENTE EL VEHÍCULO PARA LA OBTENCIÓN DE UNA META, ES EL CUMPLIMIENTO DE UN SUEÑO QUE ALBERGAMOS JUNTOS DURANTE TANTOS AÑOS Y QUE PERMITE TENER LA CERTEZA DE LOS QUE HABREMOS DE ALCANZAR EN EL FUTURO.

A MIS HERMANOS: RAFAEL, VÍCTOR, BERTHA, CATALINA, BENITO, ANDRÉS, ALEJANDRO Y CÉSAR, A USTEDES TAMBIÉN LES PERTENECE POR ACEPTARME TAL COMO SOY, POR ESTAR AL PENDIENTE DE SU DESARROLLO Y POR COMPARTIR EL ANHELO, EL SUEÑO.

A MIS CUÑADAS Y CUÑADOS: EVA, MARÍA, PEPE, BEATRIZ, JULIETA Y COLUMBA, POR SU DESINTERESADO APOYO.

A MIS SOBRINOS: LORENA, DULCE, VÍCTOR, DANIEL, BERENICE, RODOLFO, RAYMUNDO, OSCAR, BRENDA Y MELISA, PARA QUE LES SIRVA COMO UN ALICIENTE Y LES LLENE DEL OPTIMISMO QUE LOS LLEVE A LA CULMINACIÓN DE SU PROPIO SUEÑO.

A MIS MÁS ENTRAÑABLES AMIGOS: DANIEL, MAURICIO Y OLIVER, GRACIAS POR PERMITIRME SER SU AMIGO, PUES CON USTEDES APRENDÍ EL VERDADERO SIGNIFICADO DE LA PALABRA QUE ENTRE NOSOTROS ADQUIRIÓ EL NIVEL DE CONCEPTO - LOS CHAVITOS-

A MIS OTROS AMIGOS POR LOS CUALES GUARDO UN AFECTO MUY ESPECIAL: ARTURÍN, PATY, ANGLSVADER, CLAU.

*A MIS COMPAÑEROS DE ESTUDIO Y DE TRABAJO QUE ESTUVIERON AL
PENDIENTE DEL DESARROLLO, LA LISTA ES LARGA Y EL ESPACIO
CORTO PERO TODOS TIENEN UNA CONSIDERACIÓN ESPECIAL.
A DOÑA ROSA Y A DOÑA TERE, NO TENGO PALABRAS PARA USTEDES.*

AGRADECIMIENTOS

*AGRADEZCO AL INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO POR EL APOYO
BRINDADO, POR LA CONFIANZA DEPOSITADA EN PERSONAS QUE
REQUERIMOS DE UN PEQUEÑO IMPULSO Y QUE CREAN EN
NOSOTROS PARA PODER DESARROLLAR NUESTRAS APTITUDES.*

*AGRADEZCO A LA DIVISIÓN DE INGENIERÍA DE COMBUSTIÓN Y
DEPARTAMENTO DE DISEÑO TÉRMICO DE EQUIPO DE
COMBUSTIÓN POR LAS FACILIDADES, EL APOYO Y LA ASESORÍA
BRINDADA, EN ESPECIAL AL ING. ALEJANDRO HERNÁNDEZ LUNA.*

*A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO POR FORMAR
NO SOLAMENTE LOS RECURSOS HUMANOS NECESARIOS PARA
SACAR ADELANTE ESTE PAÍS, TAMBIÉN POR FORMAR PERSONAS
DE PENSAMIENTO LIBRE.*

INTRODUCCIÓN

Existe una marcada dependencia de tipo tecnológico en nuestro país hacia la adquisición de una gran cantidad de equipos y servicios provenientes del extranjero. El sector industrial se ha preocupado por subsanar esta deficiencia e intenta impulsar la creación de tecnología propia que le permita ser autosuficiente tecnológicamente.

De acuerdo con lo anterior, se pretende apoyar la fabricación de equipo industrial nacional con el propósito de sustituir en cierta medida al equipo de origen extranjero, desde de los equipos básicos dentro de un proceso hasta los de tipo auxiliar o de servicio, que cumplan con los requerimientos de cada sector, así como el funcionamiento y eficiencia del equipo estén dentro de los rangos de competitividad que marcan los mercados internacionales.

Las calderas humotubulares o piro-tubulares, también conocidas como tipo paquete son equipos empleados en la obtención de vapor saturado o bien de agua caliente, por lo cual despierta poco interés para las consideraciones de un diseño integral de una planta industrial y cada empresa proporciona a su proveedor los requerimientos y condiciones de operación de los equipos que puedan requerir del servicio de vapor saturado.

La función del proveedor es ofrecer a su cliente el dispositivo adecuado para satisfacer las necesidades del cliente, instalar el equipo y dejarlo funcionando dentro de las condiciones solicitadas. Esto se realiza dentro de los parámetros establecidos por el fabricante del equipo, el cual siempre es de procedencia extranjera y a ellos se debe remitir cualquier duda sobre el diseño del equipo en el caso de falla en el mismo.

Desarrollar un método de diseño de estos equipos fabricados tanto en el extranjero como dentro del territorio nacional abre la posibilidad de dejar de depender de empresas y tecnología extranjera y tener a disponibilidad la asesoría sobre el uso, manejo y mantenimiento del equipo desarrollado; así como de la creación de empleos por la fabricación del equipo .

El objetivo de este trabajo es desarrollar un método de diseño que conjunte modelos termodinámicos y mecánicos que describan el comportamiento de las variables involucradas en el proceso de producción de vapor en calderas humotubulares; a la vez que permita (con las debidas modificaciones), evaluar el rendimiento de equipos en funcionamiento.

En el Capítulo I se resumen los conceptos básicos de la transferencia de calor, así como de una serie de definiciones útiles en la comprensión del tema tratado, así como la clasificación de calderas que permitan tener una idea más concreta acerca de las características de las calderas en general y de las de tubos de humo en particular; se listan además de los significados, las ecuaciones o modelos más representativos que describen la fenomenología presente en el diseño de las calderas humotubulares.

En el Capítulo II se realiza un análisis de las alternativas de diseño encontradas en particular para las calderas humotubulares. Se hace una descripción de la metodología empleada en cada una de las rutas de evaluación y diseño; además de las ventajas y desventajas de cada uno de estos métodos.

En el Capítulo III se describe la alternativa de diseño realizada en este trabajo. Empleando los puntos de mayor importancia de cada método descrito en el Capítulo II, se obtiene un modelo práctico, sencillo y completo que describe

de manera cercana a las calderas comerciales que contiene la mayoría de la características listadas.

Con la ayuda de un programa de cómputo realizado en lenguaje ensamblador "Turbo C++", se crean tablas de resultados obtenidos tanto en el diseño de calderas de capacidad comercial. El Capítulo IV corresponde al análisis de los resultados obtenidos por medio del programa generado, se enfatizan las similitudes y diferencias entre los resultados obtenidos y las dimensiones de las variables importantes en el diseño de estos equipos.

El Capítulo V es el correspondiente a las Conclusiones, complementándose éste, con algunas recomendaciones que se sugieren para algún interesado en ampliar y mejorar el presente trabajo.

Se anexa un Apéndice que muestra algunas de las gráficas que se utilizaron para la obtención de algunos de resultados parciales, así como de las subrutinas de cálculo seguidas para la obtención de los mismos.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Definición de Caldera	9
1.2 Clasificación	10
1.3 Calderas de Tubos de Humo	11
1.4 Conceptos Generales	13
1.5 Eficiencia de Caldera	27
1.6 Elementos de Termodinámica	28

El vapor es ampliamente utilizado para calefacción, para secado, para evaporación, para procesos de calentamiento, para mover turbinas, máquinas y bombas; para realizar los miles y miles de procesos en todas las ramas de la industria. Es empleado cuando existe una necesidad de calor y energía motriz al mismo tiempo, a la vez es la manera más adecuada y económica de transportar grandes cantidades energía.

La producción de este servicio es relativamente fácil, ya que se obtiene del agua y generalmente se requiere de un recipiente adecuado para producirlo industrialmente, este recipiente es una CALDERA o un GENERADOR DE VAPOR.

1.1 DEFINICIÓN DE CALDERA.-

El término caldera se aplica a un dispositivo cerrado para generar vapor para fuerza, procesos industriales o calefacción, agua caliente para calefacción o para uso general. Son diseñadas para transmitir calor procedente de una fuente externa (generalmente combustión de un hidrocarburo), a un fluido contenido dentro de la misma caldera. Cuando el líquido referido es diferente del agua, se denomina al equipo como vaporizador o calentador de líquidos térmicos. El comportamiento y capacidad de producción de vapor dependerá de factores tales como: grado de combustión o calor liberado, extensión del área de calefacción, distribución de áreas de calefacción (zonas de convección y radiación), circulación del vapor o agua, circulación de los gases de combustión, calidad del agua, etc.

1.2 CLASIFICACIÓN DE GENERADORES DE VAPOR.-

Se clasifican en función de los parámetros de construcción, presión de operación, capacidad, disposición de flujo de gas y de vapor, circulación de agua, control de temperatura, colocación de quemadores y sistemas de tiro.

1.2.1 CONSTRUCCIÓN

- a) *De un paso.* Se representa como un tubo en el cual entra agua de una lado y por el otro sale vapor. El fluido de trabajo (agua o vapor) fluye a través de las paredes de agua y las paredes de convección, sin que exista un recipiente por el cual se lleve a cabo la separación de líquido y vapor. Operan dentro de un amplio rango de presiones, por encima o por debajo del punto crítico, por lo que se conocen como generadores universales.
- b) *Con domo.* El domo tiene la función de separar y purificar el vapor del líquido, además de albergar en su interior los accesorios que realizan estas operaciones. Este tipo de calderas trabajan por debajo del punto crítico.

1.2.2 PRESIÓN DE OPERACIÓN

- a) *Supercríticas.* La operación de operación se encuentra por encima del punto crítico. Generalmente son los generadores de un solo paso.
- b) *Generadores subcríticos.* Operan a una presión menor a la crítica, son sinónimos de calderas con domo. La presión más común a la que opera este tipo de calderas es alrededor de 168.72 kg/cm^2 (2400 psi).

1.2.3 CAPACIDAD

En cuanto a la capacidad se les clasifica de la siguiente manera:

- a) *Generadores paquete de baja capacidad (0-15 TON/hr)*
- b) *Generadores paquete de uso industrial (15-100 TON/hr)*
- c) *Generadores armados en campo de capacidad media (50-300 TON/hr).*
- d) *Generadores de alta capacidad (300 TON/hr y mayores)*

1.2.4 DISPOSICIONES DE FLUJO DE GAS Y VAPOR.- La unidad generadora de vapor en cuanto a la disposición de flujo de gases y vapor, se dividen en dos grandes grupos:

1) *Generadores de tubos de humo.* Estos se clasifican a su vez en:

- de hogar externo
 - ✓ Horizontales tubulares de retorno
 - ✓ De hogar de caja corta
 - ✓ Calderas compactas

- de hogar interno
 - ✓ Horizontales tubulares: locomóviles o de locomotor, de hogar corto, calderas compactas, calderas tipo escocés, calderas escocesas tipo paquete, calderas de uno, dos, tres o cuatro pasos.
 - ✓ Verticales tubulares: calderas portátiles para generación de fuerza, calderas de domo recto, calderas tipo manning, calderas de caja de humo crónicas.
 - ✓ Calderas de tipo residencial

2) *Generadores de tubos de agua.* En cuanto a su configuración geométrica y su capacidad se clasifican en:

- Calderas de tubos rectos (0-15 TON/hr)
- Calderas tipo A (1.5-100 TON/hr)
- Calderas tipo O (5-100 TON/hr)
- Calderas tipo D (5-300 TON/hr)
- Calderas en secciones verticales (mayores de 300 TON/hr)

1.3 CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.- La unidad generadora de tubos de humo consiste de casco cilíndrico (tipo marmita), en la cual está contenida el agua y es

el lugar en el cual se llevará a cabo el efecto de la transferencia de calor por convección (en el seno del líquido). Los gases calientes procedentes del hogar entran a una serie de tubos colocados en el interior del casco, los cuales transfieren energía calorífica por mecanismos combinados de convección y conducción hacia las paredes de los tubos y de éstas a el seno líquido.

La eficiencia de un generador de tubos de humo es mucho más alta que la de la simple caldera de recipiente cilíndrico, ya que el calor es transmitido por los tubos (denominados también fluxería), así como del casco cilíndrico. La capacidad de la caldera se aumenta dentro de las mismas dimensiones generales y disminuye a la vez el consumo de combustible.

Los generadores de tubos de humo se utilizan principalmente para sistemas de calefacción, para la producción de vapor y para la generación de fuerza a menor escala. Se construyen en tamaños para proporcionar una capacidad de hasta 6 800 kg/hr (15 000 lb/hr), considerando un rendimiento nominal de 100% . El generador de baja presión está limitado a una presión de operación de 1.5 kg/cm² (15 lb/in²) de presión de vapor; mientras que la caldera de vapor para generación de fuerza, puede operar hasta una presión de 17.6 kg/cm² g (250 lb/in² g).

El generador de tubos de humo se usa generalmente en donde la demanda de vapor es relativamente reducida en relación con la demanda que requieren las centrales termoeléctricas.

El generador de tubos de humo tiene limitaciones en cuanto a su tamaño y en la adaptabilidad de su diseño, sin embargo, tiene la ventaja de contar con un gran volumen de almacenamiento de agua, además de su peculiaridad de compensar los efectos de las grandes y repentinas fluctuaciones en la demanda de vapor.

Debido a su gran volumen de agua, el tiempo que necesita para alcanzar su presión de trabajo, partiendo de un arranque en frío, es considerablemente mayor que el requerido por un generador acuotubular.

Su posibilidad de sobrecalentamiento es limitada y depende del tipo de caldera. Con el aumento de la demanda de vapor, la temperatura de los gases se

eleva rápidamente. No son usados para el accionamiento de turbinas, por la razón que no es convenientemente adaptable a la instalación de sobrecalentadores.

El costo de una caldera de tubos de humo instalada, es relativamente bajo y considerablemente menor que la correspondiente caldera acuotubular de domo. Al ofrecer condiciones favorables con respecto a su costo de fabricación, es perfectamente adaptable a la producción estandarizada.

1.4 CONCEPTOS GENERALES.- Aunada a la producción de vapor, como es lógico se encuentran íntimamente ligados una serie de principios y conceptos fundamentales, los cuales se explican en forma práctica.

1.4.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

ENERGIA.- La energía es inherente en la materia . Por energía se indica algo que aparece en muchas formas, las cuales se relacionan entre sí, por el hecho de que se puede hacer la conversión de una forma de energía a otra. El término general de energía no es definible, pero sí se pueden definir con precisión las diversas formas en que aparece. La energía de un sistema de cuerpos es simplemente la suma de las energías (con sus sentidos) en cada uno de ellos. O sea que la energía total de un solo sistema es la suma de las magnitudes (con sus sentidos o signos) de las diversas formas de energía (cinética, química, térmica, etc.).

La materia está compuesta de un agregado de moléculas que se están moviendo continuamente al azar. Como las moléculas tienen masa, la energía cinética llamada energía cinética interna, se origina principalmente por : El movimiento de traslación de las moléculas, el movimiento de rotación de las moléculas y un movimiento de vibración de los átomos dentro de las moléculas.

Además de la energía cinética interna, las sustancias tienen una energía potencial interna, cuyo cambios resulta de una fuerza de atracción entre las moléculas que cambian de posición unas respecto a otras. La suma de las estas energías se llama

energía interna, que es la energía almacenada en un cuerpo o sustancia en virtud de la actividad y configuración de sus moléculas y de las vibraciones dentro de ellas. Nos referimos a esta energía como energía Molecular o Térmica.

CALOR.- El calor es la energía en transición (en movimiento) de un cuerpo o sistema a otro, solamente debida a una diferencia de temperatura entre los cuerpos o sistemas. Es una forma de energía que causa un efecto físico en la sustancia que es calentada.

Calor Latente.- Es la cantidad de energía requerida para lograr el cambio de estado físico de una sustancia sin que existan variaciones en su temperatura.

Calor Sensible.- Es la energía que produce una elevación de temperatura en un cuerpo o en una sustancia.

Tipos de Transferencia de Calor.- Hay tres tipos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Los tres tipos de transferencias de calor se pueden producir al mismo tiempo y es aconsejable tomar en consideración la transferencia de calor por cada uno de esos tipos en cada caso particular.

Conducción.- Es la transmisión de calor desde una parte de un cuerpo a otra parte del mismo cuerpo, o bien, desde un cuerpo a otro que esté contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de partículas de los cuerpos. Puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases.

La ley de Fourier es la ecuación diferencial fundamental para la transferencia de calor por conducción:

$$q = \frac{Q}{A} = -k \left(\frac{dT}{dx} \right)$$

En donde Q/A es el flujo de calor por unidad de área que es directamente proporcional a la disminución de la temperatura con la distancia x .

k : conductividad térmica del material, propiedad característica del material por el que fluye el calor y varía con la temperatura,

y $-dT/dx$: la velocidad del cambio de temperatura con la distancia, en la dirección del flujo de calor, o sea, el gradiente de temperatura.

Radiación.- Es la transferencia de calor desde un cuerpo a otro, que no se encuentra en contacto con él, por medio de ondas electromagnéticas a través del espacio.

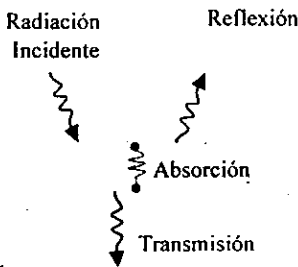


Fig 1.1

Esquema que muestra los efectos de la Radiación Incidente

La radiación térmica (energía electromagnética en transporte) se emite dentro de la materia excitada por la temperatura; se absorbe en otras materias, a distancias de la fuente que dependen de la trayectoria libre media de los fotones emitidos, figura 1.1.

El flujo total de irradiación a través de un hemisferio desde una superficie negra de área A y temperatura absoluta T lo da la ley de Stefan-Boltzmann:

$$Q = A\sigma T^4 \quad \text{ó} \quad q = \sigma T^4$$

σ : constante Stefan Boltzman $0.1712 \cdot 10^{-8}$ BTU/ hr ft⁴ R⁴; $4.88 \cdot 10^{-8}$ kcal/m²·h·K⁴

Convección.- Es el intercambio de energía entre un fluido y una superficie o interfaces. Existen dos tipos de procesos convectivos:

a) convección forzada.- en la cual se le suministra movimiento al fluido por medio de un agente externo como un ventilador o bomba y la

b) convección natural o libre en que los cambios de densidad en el fluido a consecuencia del intercambio de energía provocan un movimiento natural en el fluido.

La relación de la transferencia de calor por convección se establece con el modelos de la "ley" de enfriamiento de Newton

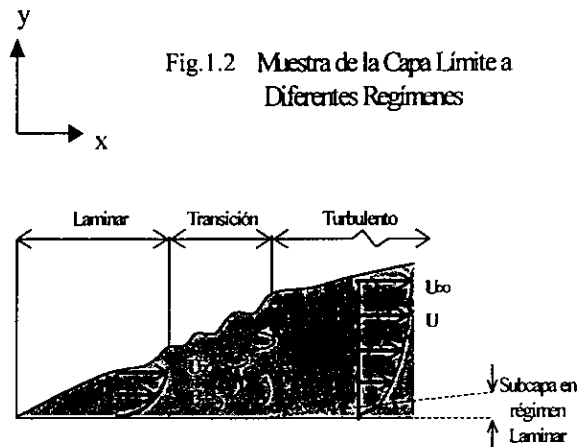
$$q = \frac{Q}{A} = h_c \Delta T$$

donde q es la relación de transferencia convectiva de calor

A es el área normal a la dirección del flujo de calor

h_c : coeficiente de transmisión de calor por convección

ΔT : fuerza motriz de la temperatura.



Coefficiente de Transmisión de Calor (h_c).- Es la cantidad de flujo de calor en kcal (BTU) por unidad de tiempo a través de una unidad de área por grado de diferencia en temperatura.

Kilo caloría.- Es la cantidad de calor necesaria para elevar un grado centígrado la temperatura de un kg. de agua. Es la unidad de calor en el sistema métrico 1 kilo caloría = 1 000 calorías (La caloría no tiene aplicación práctica en ingeniería).

BTU. (British Thermal Unit).- Es la cantidad de calor necesaria para elevar un grado Fahrenheit la temperatura de una libra de agua. Es la unidad de calor en el sistema inglés.

VAPOR.- Es una fase intermedia entre líquida y gas. Los vapores tienen características semejantes a los gases, puesto que llenan por completo las paredes del recipiente que los contiene, pero no siguen la ley de los gases perfectos. Las propiedades o características de los vapores se encuentran consignadas en las tablas y gráficas de vapores. Cuando la presión es relativamente baja para el cuerpo de que se trata, al calentar éste, puede pasar directamente de su fase sólida a la fase de vapor, sin pasar por la fase líquida : este fenómeno se denomina *sublimación*.

Vaporización.- Es el cambio de un cuerpo de la fase líquida a la fase vapor.

Evaporación.- Es la vaporización de un líquido que tiene lugar exclusivamente en la superficie libre del líquido. La evaporación tiene lugar a cualquier temperatura del líquido.

Ebullición.- Es la vaporización de un líquido que tiene lugar en el seno mismo del líquido. Tiene lugar a una temperatura , cuyo valor depende de la presión a la que está el líquido; mientras mayor sea la presión, mayor será la temperatura.

Condensación.- Es el cambio de vapor (fase gaseosa) a líquido con una transferencia de calor del vapor a la superficie de condensación. Los vapores saturados son aquellos que tiene una temperatura igual a la de ebullición (correspondiente a la presión a que está el vapor) y constan únicamente de la fase vapor. Un vapor saturado queda definido por su presión o su temperatura. Un vapor húmedo tiene al mismo tiempo la fase líquida y la fase vapor. Su temperatura es igual a la de ebullición. Para definirlo es necesario dar su presión o su temperatura y su calidad.

La calidad del vapor húmedo es la relación del peso del fluido que está en la fase de vapor y el peso total del fluido. Los vapores sobrecalentados tienen una temperatura superior a la temperatura de ebullición y en ellos está presente solamente la fase vapor. Para definirlos hay que indicar su presión y su temperatura o bien su sobrecalentamiento. El sobrecalentamiento de un vapor es la diferencia entre su temperatura y la temperatura de ebullición correspondiente a su presión. Un líquido saturado consta solamente de la fase líquida y está a su temperatura de ebullición. Se define con la presión o la temperatura.

1.4.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS ESTADOS DE VAPOR

El estado de un vapor se define por dos o tres características. Las características más empleadas, sus dimensiones, signos convencionales, unidades en el sistema métrico y sistema inglés, etc. se definen a continuación.

PRESIÓN.- La presión de un fluido se define como la fuerza normal ejercida por el fluido por unidad de área de la superficie. Se mide por medio de un manómetro y se expresa en (kg. /cm^2 , lb/ in^2 , bar). Los manómetros miden la presión relativa (presión arriba de la presión atmosférica). Para obtener la presión absoluta hay que sumar a la lectura del manómetro la presión atmosférica, en el lugar del experimento, la cual se mide con un barómetro. Las tablas y gráficas de vapores se refieren a la presión absoluta.

Presión Absoluta.- Es la presión que resulta de la adición de la presión Manométrica y la presión Atmosférica.

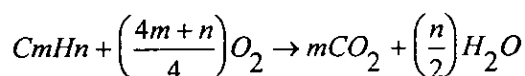
Presión de Vacío.- Si la presión absoluta es menor que la atmosférica, a la lectura manométrica se le llama presión del vacío o vacío.

Temperatura.- La temperatura de un cuerpo, es su estado térmico con referencia a su poder de comunicar calor a otros cuerpos.

1.4.3 DESARROLLO DE PROCESO DENTRO DE UNA CALDERA

1.4.3.1 COMBUSTIÓN.- Se entiende por combustión, la combinación violenta, con desprendimiento de calor y luz, del oxígeno del aire con el carbono, hidrógeno y azufre, que constituyen los elementos activos de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos.

La combustión se efectúa en proporciones de peso bien determinadas, de acuerdo a la composición específica de cada combustible y respetando el siguiente modelo de reacción :



El azufre se combina siempre en proporción de 1 átomo de azufre por cada 2 átomos de oxígeno, forma el gas anhídrido sulfuroso SO_2 . Este gas es muy perjudicial, porque al enfriarse los productos de la combustión, se condensa el vapor de agua presente y reacciona con el gas anhídrido sulfuroso SO_2 formando el ácido sulfúrico H_2SO_4 , sumamente corrosivo y que ataca a los conductos de humos, sobre a todo a los metálicos.

1.4.3.2 ASPECTOS IMPORTANTES SOBRE LA COMBUSTIÓN.- Cualquier cuerpo sólido o líquido que contenga sustancias que se puedan quemar (carbono, hidrógeno, azufre o combinaciones de éstos) solamente empieza a quemarse hasta que estas sustancias sean llevadas al estado gaseoso mediante una fuente de calor externa, iniciándose así un proceso químico, con desprendimiento de calor y luz en mayor o menor abundancia, hasta que se agoten las sustancias susceptibles de quemarse.

Con un combustible líquido como la gasolina, mezcla compleja de elementos hidrógeno y carbono (hidrocarburos) y que también contiene el elemento azufre en cantidades muy pequeñas, el proceso de combustión se puede iniciar instantáneamente y para ello bastará acercar una fuente de calor externa de cierta intensidad. Una vez que se ha iniciado el proceso, parte del calor producido se

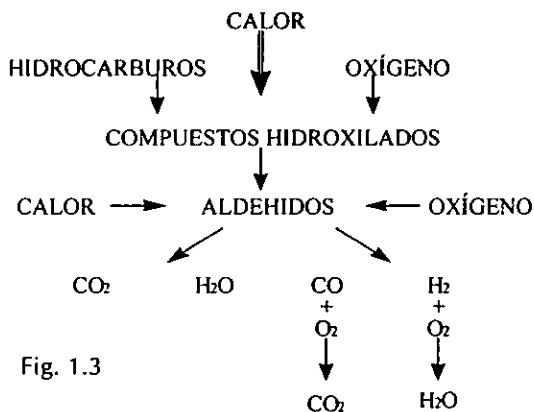


Fig. 1.3

emplea en llevar al combustible de su estado líquido natural al gaseoso, para continuar la combustión del mismo.

En el medio mexicano los combustibles comerciales por excelencia son los derivados del petróleo, es decir los hidrocarburos. Cuando los hidrocarburos se queman, se

está confrontando el proceso de combustión de más complejidad dentro de dichos procesos. Los elementos carbono, hidrógeno y azufre no se queman como tales; es decir, se queman en mayor o en menor porcentaje como moléculas de hidrocarburos y el resto como elementos hidrógeno-carbono separados. Esto determina también el color y la intensidad de flama.

Al quemarse la molécula de hidrocarburo aparecen y desaparecen productos de diversa naturaleza como se muestra en el siguiente esquema.

Los productos de la combustión CO_2 y H_2O no tienen olor. Sin embargo, en cualquier combustión de hidrocarburos apreciamos olores, con mayor o menor intensidad. Esto se debe, por una parte, a que es prácticamente imposible efectuar una combustión total de los combustibles, por el problema mecánico de su mezcla perfecta con el oxígeno del aire.

REACCIONES QUÍMICAS DE LA COMBUSTIÓN

Las reacciones químicas que ocurren en la combustión son las siguientes :

Sustancias Combustibles

Carbono	$2C + O_2$	▶	$2CO$
Bióxido de Carbono (CO ₂)	$C + O_2$	▶	CO_2
Monóxido de Carbono (CO)	$2CO + O_2$	▶	$2CO_2$
Hidrógeno	$2 H_2 + O_2$	▶	$2H_2O$
Bióxido de Azufre	$S + O_2$	▶	SO_2
Trióxido de Azufre	$2S + 3 O_2$	▶	$2SO_3$
Metano	$CH_4 + 2^o_2$	▶	$CO_2 + 2H_2O$
Acetileno	$2 C_2H_2 + 5O_2$	▶	$4CO_2 + 2H_2O_2$
	$C_2H_2 + 3O_2$	▶	$2CO_2 + 2H_2O_2$
Etano	$2 C_2H_6 + 7O_2$	▶	$4CO_2 + 6H_2O_2$

PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.- Como resultante de la combustión se obtiene una mezcla de gases cuya proporción es según el desarrollo de la combustión misma. La composición ideal o normal, debe contener: CO₂-Bióxido de Carbono; H₂O-Vapor de agua; SO₂-Anhídrido Sulfuroso; N₂- Nitrógeno; O₂- Oxígeno; Trazas de hidrocarburos ligeros (metano y etileno)

HOLLÍN.- También llamado combustible coquizado. Teóricamente es el combustible parcialmente quemado. Representa en sí una combustión incompleta y por ello significa pérdidas en el consumo de combustible. Se presenta principalmente en dos formas:

a) volátil

b)coquizado. recibe vulgarmente el nombre escoria. Para evitar su presencia, se requiere de quemadores especiales que sean capaces de atomizar el combustible (cuando se trata de un líquido) y formar una nube con él que

sale del quemador a presión para que al contacto con el aire se realice por completo la combustión.

EXCESO DEL AIRE.- Es suministrado para garantizar la realización total de la combustión, aunque al ser adicionado el rendimiento disminuye pues se calienta una cantidad innecesaria de aire que no interviene en la combustión; sin embargo, asegura el quemado casi total del combustible. Cuando se suministra la cantidad de aire por debajo del mínimo requerido (aire estequiométrico), existe el peligro de la formación de CO resultante de la combustión incompleta del carbono. Se deben analizar algunos aspectos en el control o verificación del funcionamiento adecuado de la combustión como son:

- *ANÁLISIS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE UNA CALDERA.-* De acuerdo a las características del combustible que se emplee, se tendrá una composición típica de la mezcla de gases, lo cual dependerá de la cantidad de elemento carbono que contenga el mismo. La cantidad de oxígeno saliente debe ser relativamente muy baja (1 o 2%), mientras que la del CO debe ser nula.
- *TEMPERATURA DE GASES DE SALIDA.-* El control de la temperatura de los gases de combustión es importante ya que una temperatura demasiado alta significa un gran desperdicio de calor.

1.4.4 COMBUSTIBLES.-

Combustible es toda sustancia que combinada con el oxígeno del aire, produce luz, calor y desprendimiento de gases. Existen tres tipos de combustibles: Sólidos, Líquidos y Gaseosos.

Combustibles Sólidos.- Se considera principalmente al carbón mineral, el cual se clasifica de acuerdo a su grado de metamorfismo en cuatro clases: Antracita,

Bituminosa, sub bituminosa y lignita. Se diferencian entre sí por los límites fijos de carbono, límites de materia volátil, límites de poder calorífico y por su naturaleza de aglomeración principalmente.

El coque inferior, la madera, la turba, el carbón vegetal, las cortezas de curtiduría, el bagazo, la brea, el serrín, etc., son otros tipos de combustibles sólidos que se diferencian entre sí aparte de su naturaleza física y origen, por su poder calorífico, su capacidad de volatilización y su porcentaje en peso de los materiales combustibles.

Combustibles Gaseosos.- La mayor parte de los combustibles gaseosos son hidrocarburos de bajo punto de ebullición que se encuentran mezclados con el petróleo crudo. Los más usados en calderas son: Gas natural, gas de hornos de coque, gas de altos hornos y gas pobre. El gas LP por su alto costo tiene aplicación práctica reducida, aunque se ha comenzado a emplear con mayor frecuencia. Los combustibles gaseosos tienen todas las ventajas de los combustibles líquidos y menos desventajas. Únicamente para su encendido es necesario tomar mayor número de medidas de seguridad y evitar fugas por insignificantes que sean en las tuberías.

Combustibles Líquidos.- Los principales combustibles líquidos derivados del petróleo se obtienen mediante la destilación fraccionada del petróleo crudo (mezcla de hidrocarburos y derivados de hidrocarburos que se encuentran en el intervalo del metano hasta compuestos bituminosos pesados). Desde un cuarto hasta la mitad de moléculas de petróleo crudo pueden contener átomos de azufre y, algunas, contienen oxígeno, nitrógeno, vanadio, níquel o arsénico.

La siguiente es una composición típica de los combustibles líquidos que se expenden para uso industrial y doméstico.

Carbono (C) varía entre 83 y 87%; **Hidrógeno (H)** varía entre el 10 y 14%; **Oxígeno (O)** en general inferior a 3%; **Nitrógeno (N)** inferior a 1%; **Azufre (S)** en general inferior a 2%

COMBUSTIBLES LÍQUIDOS MEXICANOS.- Los combustibles líquidos mexicanos son de base asfáltica y presentan el inconveniente del alto contenido de azufre, pudiendo alcanzar valores 7% en peso, lo cual es altamente corrosivo ya que llega a deteriorar tuberías y depósitos.

Contenido de Azufre.- Se encuentra en dos formas dentro del combustible: en estado elemental o formando compuestos orgánicos.

Agua y Sedimentos.- El agua es poco soluble en los hidrocarburos (0.005% a 0.06%) pero cuando el combustible contiene alcohol la solubilidad es mayor. El agua favorece la corrosión y los sedimentos tienden a tapar los filtros y cañerías. Generalmente se acepta hasta un 2% de agua y sedimentos como máximo.

Diesel.- Su densidad relativa es variable tomando valores entre 0.86 a 0.92. A mayor cantidad de hidrocarburos naftánicos, corresponde mayor densidad; su poder calorífico varía de acuerdo con su densidad.

1.4.5 TÉRMINOS COMUNES A CALDERAS

Superficie de Calefacción.- Es la superficie de metal que está en contacto con los gases de combustión y con el agua o vapor al mismo tiempo, es decir, es toda la superficie de una caldera que está en contacto por un lado con el agua y por el otro está expuesta a los gases de combustión. Se mide en metros cuadrados (m^2) por el lado de los gases en el caso de las calderas de tubos de humo y por el lado del agua en las calderas de tubos de agua.

Caballo Caldera.- Se dice que una caldera tiene una capacidad de un caballo caldera, cuando es capaz de producir 15.65 kg. /h (34.5 lb/hr) de vapor saturado a 100 °C (212 °F), utilizando agua de alimentación a la misma temperatura. Cuando esta cantidad de vapor se produce por cada m² de superficie de calefacción (aprox. 10 pies²) se dice que la caldera está trabajando con 100% de carga.

Capacidad Nominal.- Se obtiene de acuerdo a la siguiente expresión:

$$C_n = \frac{S_c}{K} \quad K = \frac{1 \cdot m^2}{CC} \quad C_n = \frac{10 \cdot \text{pies}^2}{CC}$$

S_c = Superficie de calefacción.

Capacidad Real.- $C_r = \frac{Q}{8450}$ $C_r = \frac{Q}{33500}$

Q = cantidad de calor que se está transmitiendo al fluido por hora en kcal o BTU.

$$Q = W (h_v - h_c)$$

W = cantidad de vapor que está produciendo la caldera por hora en kg.(Lbs.)

h_v = entalpía del vapor.

h_c = entalpía del agua de alimentación de la caldera.

Porcentaje de Carga.- Es la relación entre el calor que transmite por hora y el que debía transmitir de acuerdo con su superficie de calefacción a razón de 8450 kcal / hr./ Caballo (33 500 Btu / hr. / Caballo). Por razones de diseño, las calderas modernas producen una cantidad de vapor superior a 15.65 kg. / hr (34.5 Lbs / hr) o una cantidad de calor superior a 8450 kcal / hr (33500 BTU / hr) por cada m² (10 pies² aprox.) de superficie de calefacción.

$$R = \frac{C_r}{C_n} \times 100$$

$$Q = CC \times 8450 \times \frac{R}{100} \text{ (en kcal)} \quad Q = CC \times 33500 \times \frac{R}{100} \text{ (en BTU)}$$

Una caldera es un transmisor de calor, por lo tanto, su capacidad está definida por la cantidad de calor transmitido y aprovechado por el agua y vapor.

La A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers), define al caballo caldera como unidad de capacidad en los siguientes términos: Es la evaporación de 15.65 kg. / hr (34.5 lbs / hr) partiendo de *agua líquida* 100 °C (212 °F) a vapor de 100 °C (212 °F).

Estas condiciones significan que el fluido absorberá una cantidad de calor igual a:

$$Q = 15.65 \text{ kg. / hr (640-100) kcal / kg.} = 15.65 * 540 = 8450 \text{ kcal / hr}$$

$$Q = 34.5 \text{ lbs. / hr (1050.3 -180) BTU / lb.} = 34.5 * 970.3 = 33\ 500 \text{ BTU / hr.}$$

Por lo tanto la capacidad de una caldera la podemos expresar en los siguientes términos :

1 $\frac{\text{kg.}}{\text{hr}}$ $\frac{\text{lbs.}}{\text{hr}}$ de vapor, se emplea para designar comercialmente a las calderas de gran capacidad de producción de vapor.

2 $\frac{\text{kcal.}}{\text{hr}}$ $\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$ del vapor, se utiliza para las calderas de baja capacidad.

3 Caballo Caldera, se maneja este término para las calderas de mediana capacidad (pequeña y mediana industria).

Caída de Presión.- Es la diferencia de presión entre dos puntos, causada por la resistencia a la fricción y condensación en una tubería.

1.5 EFICIENCIA DE CALDERA.- La eficiencia de una caldera es la relación entre el calor aprovechado por el fluido (agua y vapor) y el calor que suministra el combustible al mismo en una hora. La eficiencia en operación es determinada por dos factores :

- 1 Diseño de la caldera y limpieza de las superficies de calefacción.
- 2 Diseño del quemador y facilidad para ser ajustado y para sostener la relación aire-combustible.

Existen tres tipos de eficiencia :

1 Eficiencia de combustión.- Exclusiva del quemador y está relacionada con su facilidad para quemar totalmente el combustible. La caldera propiamente tiene poca relación sobre la eficiencia de combustión. Con un 15% a 20% de exceso de aire, un buen quemador deberá tener una eficiencia de combustión entre 94% a 97%.

2 Eficiencia Térmica.- Es la efectividad de la transmisión de calor en un cambiador de calor. Ésta no toma en cuenta las pérdidas por radiación y convección (como por ejemplo : del cuerpo de una caldera, de la columna de agua, de la puerta trasera, etc.) u otras pérdidas varias, tales como: la variación del poder calorífico, precisión en la medida del combustible, vapor y agua o peso de los accesorios. Las pérdidas por radiación, convección y varias pueden ser de 1% a 3% de la capacidad desarrollada y su valor depende del tamaño de ésta.

3 Eficiencia Total de la Caldera.- éste es un término general y significa la eficiencia térmica total o sea la eficiencia combustible a vapor. La eficiencia total de una caldera es la relación entre el calor aprovechado por el fluido (agua y vapor) y el

calor que suministra el combustible al mismo, en una hora. Se puede expresar de las siguientes maneras :

$$(A) \quad \eta = \frac{\text{calor aprovechado}}{\text{calor suministrado}} = \frac{W(Hv - Hl)}{Pc * Cc}$$

η = Eficiencia del generador de vapor

W = peso del vapor producido por hora

Hv = Entalpía del vapor de salida

Hl = Entalpía del agua a la entrada

Pc = Poder calorífico del combustible

Cc = Cantidad de combustible quemado por hora, en peso.

$$(B) \quad \eta = \frac{\text{calor suministrado} - \text{calor perdido}}{\text{calor suministrado}} = \frac{Qs - Qp}{Qs} = 1 - \frac{Qp}{Qs}$$

Qs = Calor suministrado

Qp = Calor perdido

1.6 ELEMENTOS DE TERMODINÁMICA APLICABLES A LAS CALDERAS.

Como ya se ha comentado el vapor es una "fase" del estado gaseoso en donde la sustancia no se comporta de acuerdo a las leyes de los gases perfectos y gran parte de sus variables se determinan por la experimentación en el laboratorio y se consignan en tablas de Propiedades Termodinámicas.

El vapor puede estar "seco" cuando no contenga en su seno partículas de agua y "húmedo" en el caso contrario. El grado de "sequedad" en el vapor se define como calidad del mismo, por ejemplo: si una caldera produce vapor con un 2% de humedad, la calidad del vapor sería de 98%.

La presión atmosférica es una variable presente en todo momento, la cual puede medirse con un barómetro, por lo cual se denomina también presión barométrica. Es menor a medida que aumenta la altitud sobre el nivel del mar y es mayor en el caso en que nos acercamos a este último.

El agua a nivel de mar hierve (se satura) a 100 °C (212 °F) en donde la presión barométrica es de 1.033 kg. / cm² (14.7 lb / pies²). Dentro de una caldera se producen variaciones en la presión debidas a la generación de vapor, dichas variaciones se miden por medio de un manómetro,. Por ello, para los cálculos termodinámicos se emplea el concepto de "presión absoluta" que es la suma de la presión atmosférica y de la manométrica (variación de presión dentro del recipiente). En la Ciudad de México la presión barométrica es de 0.79 kg. / cm² = 11.2 lbs. / pies². Una caldera que produzca vapor de 10 kg. / cm² (142 lbs. / pies²) la presión absoluta será de

$$P_a = 10 + 0.79 = 10.79 \text{ kg. / cm}^2$$

$$P_a = 142 + 11.2 = 153.2 \text{ lbs. / pies}^2$$

De lo anterior se desprende que el comportamiento termodinámico de los vapores en algunas de sus variables depende de la presión absoluta y no de la relativa (manométrica).

Ley de los Gases Ideales.- A presión constante, el volumen de una determinada masa de gas varía directamente con la temperatura absoluta. Gases a presiones moderadas y altas temperaturas caen dentro de una clasificación especial llamada gas ideal y obedecen la siguiente relación.

$$pV = nRT$$

donde

p= presión

T = temperatura

V = volumen

n = número de moles

R = constante universal de los gases.

La ley de los gases ideales es una forma de limitación del comportamiento del producto pV como una función de la presión p cuando ésta tiende a cero $p \rightarrow 0$. La región de aplicabilidad depende de la temperatura y la composición de los gases

Los gases en general se consideran más ideales en tanto se encuentren a: 1) bajas

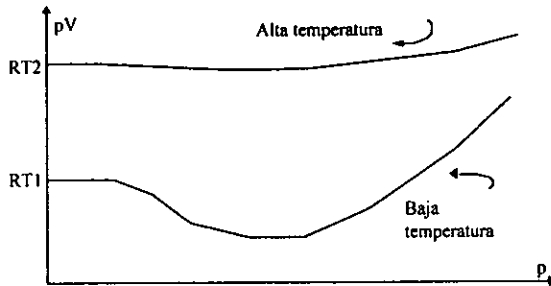


Fig. 1.4

presiones y 2) altas temperaturas.

En los procesos de combustión, a la presión atmosférica se considera la idealidad para todos los gases.

Ley de Dalton.- La presión parcial de la especie "i" es igual a la presión total medida, si "i" ocupa el volumen de la mezcla a la misma temperatura. Esta definición aplica también para gases no ideales.

$$P_i = Y_i P$$

donde Y_i = fracción mol de "i" = mol de la especie "i" / mol total de mezcla.

1ª. Ley de la Termodinámica.- La cantidad total de energía es constante aunque adopte diferentes presentaciones; cuando desaparece una forma de energía, surge simultáneamente con otra apariencia.

En otras palabras es la relación entre la energía interna de una sustancia y el calor y trabajo que interactúan en sus alrededores.

$$\Delta U = Q - W$$

ΔU : cambio de energía interna del sistema o sustancia.

Q : flujo de calor hacia el sistema.

W : trabajo realizado por el sistema.

2ª. Ley de la Termodinámica.- Las dos definiciones más comunes son:

- Ningún aparato puede operar en forma tal que su único efecto (en el sistema y sus alrededores) sea la conversión completa del calor absorbido por el sistema en trabajo.
- Ningún proceso puede consistir únicamente en la transferencia de calor de un nivel de temperatura dado a otro superior

La segunda ley no prohíbe la producción de trabajo a partir de calor, pero limita la fracción de calor que puede convertirse en trabajo en un proceso cíclico. La conversión parcial de calor en trabajo es la base de prácticamente toda la producción comercial de potencia.

Para un proceso de combustión a presión constante, el cambio de volumen es igual al trabajo realizado por el sistema. Sustituyendo esta consideración en la expresión de la 2ª ley

$$\Delta H = Q$$

donde Q es el flujo total de calor entrante al sistema y de acuerdo al balance de energía

$$Q = \sum H_p n_p - \sum H_R n_R$$

Temperatura de Flama Adiabática.- Temperatura a la cual se encuentra en equilibrio el calor desprendido por la reacción de combustión (entalpía de reacción), con la composición de los gases de combustión resultantes.

Evaporación de una caldera.- Se llama "evaporación" a la cantidad de vapor que produce una caldera bajo determinadas condiciones de presión absoluta en una hora

y con determinada temperatura del agua de alimentación. La evaporación es la medida de la capacidad de una caldera. Las dificultades para designar la evaporación en estas condiciones, estriba en los siguientes puntos:

1 Una misma caldera puede operar a diferentes presiones en el término de una hora, dependiendo de la demanda de vapor y en consecuencia, de la cantidad de combustible que se alimente.

2 La temperatura del agua de alimentación varía constantemente.

3 La misma caldera puede ser instalada en sitios diferentes, a distintas altitudes sobre el nivel del mar.

Es decir, una misma caldera podría designarse en cuanto a capacidad (evaporación) con un número infinito de valores, dentro de determinados límites de presión del vapor, altitud y temperatura del agua de alimentación.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO

YHimmelblau, David M., **Principios y Cálculos Básicos de la Ingeniería Química**.
CECSA.1991.

YMANUAL DE CALDERAS SELMEC. CLEAVER&BROOKS. 2ª ED. 1981.

YPERRY. **Manual del Ingeniero Químico**. McGraaw Hill. 6ª ed. Tomo III

YRichard J. Reed & Jost O. Wendt., **Applied Combustion Technology**. 1991.

YWelty, James R., **Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería**. LIMUSA. 1981.

CAPÍTULO II

ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 Método Valdes	36
2.2 Método Chadderton	43
2.3 Método Huang-Yen-Shyu	49
2.4 Método Latre Durso	53

MÉTODOS DE DISEÑO Y EVALUACION DE CALDERAS HUMOTUBULARES

La metodología a desarrollar es básicamente la elaborada para el diseño de intercambiadores de calor de dos tipos :

- a) Intercambiadores de calor a fuego directo e
- b) Intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Metodologías propias para este tipo de equipos (Calderas Humotubulares) existen muy pocas y ellas dependen de las experiencia del diseñador en la conceptualización de estos dispositivos y de los resultados obtenidos en pruebas de laboratorio donde pretenden obtener los parámetros de diseño más adecuados para incrementar la operabilidad, eficiencia y apegar al modelo desarrollado lo más posible a tales resultados.

Las metodologías que se pueden consultar son de procedencia extranjera. En ellas predominan los modelos que combinan los balances de materia y energía propios de los equipos de transferencia de calor con relaciones empíricas debidas a la experiencia adquirida mencionada anteriormente.

2.1 METODO VALDES

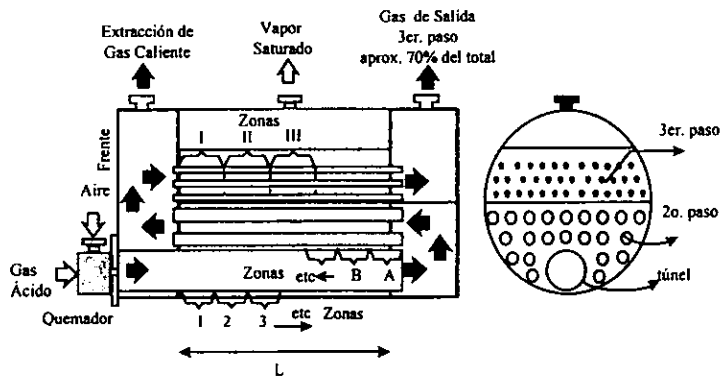


figura 2.1

Este método se plantea como una rutina de diseño de reactores humotubulares en el que se asegura es un método satisfactorio para evaluar las relaciones entre las variables de diseño como son el diámetro del hogar, longitud y diámetro de los tubos.

Define el algoritmo de cálculo por medio de un método riguroso de cómputo en el que se hace la debida diferenciación entre el uso de un combustible limpio y el que contenga azufre.

El diseño está limitado a tres pasos por la caldera. El primer paso consiste en el túnel u hogar con un quemador de gas ácido por un lado y por el otro un retorno de gases hacia el segundo paso.

La ecuación general que describe la transferencia de calor en estado estacionario para esta zona es dada por la siguiente relación :

$$Q_{g1} = (Q_{cs1})_{flama} + (Q_{cs1})_{gas} + (Q_{cs1})_{conv} =$$

$$M(Cp_f(T_f - 525) - Cp_1(T_1 - 525)) + W_s(h_f - h_1)$$

donde

Q_{g1} → es el calor total cedido por los gases a través del túnel,

Q_{cs1} → calor absorbido por la superficie del túnel por las diferentes fuentes designadas. La correspondiente a la radiación de la flama ($(Q_{cs1})_{flama}$) se considera despreciable por ser demasiado pequeña la cantidad de hidrocarburos y existe poca formación de carbón libre en la flama ocasionado por la ruptura de moléculas de hidrocarburos de alto peso molecular. La contribución por radiación de los gases calientes ($(Q_{cs1})_{gas}$) es leída de las gráficas realizadas por Hottel & Sarofim para la transmisión por radiación de gases no-luminosos y el calor por convección es calculado por el balance

$$(Q_{cs1})_{conv} = U_1 A_1 (MTD)$$

M → Flujo total del gas de proceso, exceptuando el vapor de azufre (mol/h)

Cp_f → Capacidad calorífica molar promedio para el gas a la temperatura de la flama, basada en una temperatura de referencia de 525 °R (Btu/lbmol°R)

Cp_1 → Capacidad calorífica molar promedio para el gas a la temperatura de salida, basada en una temperatura de referencia de 525 °R (Btu/lbmol°R)

W_s → Flujo de vapor de azufre presente en la zona del túnel (lb/h)

h → Entalpía del vapor de azufre a las temperaturas de flama y salida del túnel respectivamente (Btu/lb).

La transferencia de calor de un cuerpo luminoso (flama) se desprecia debido a la pequeña cantidad de hidrocarburos presentes, además de la mínima formación de carbón libre en la flama por rompimiento de las cadenas de los hidrocarburos de alto peso molecular.

$$(Q_{CS1})_{flama} \rightarrow 0$$

La transferencia de calor desde los gases se realiza por radiación hacia las superficies del túnel. Para este caso particular, los gases considerados son agua H_2O , bióxido de carbono CO_2 , bióxido de azufre SO_2 y ácido sulfhídrico H_2S . La información disponible para la determinación de la radiación es aplicable cuando se conocen las temperaturas de los gases, las presiones parciales producidas por los gases constituyentes, así como de las distancias medias entre el plano caliente producido por los gases y la superficie absorbente; esta información se haya en forma gráfica de donde es posible determinar tanto el flujo radiante, o bien, la emisividad del gas. Con ello, se define al flujo de calor radiante como:

$$(Q_{CS1})_{gas} = \epsilon_s A_1 (S_1 - S_s)$$

donde

ϵ →emisividad de la superficie húmeda del metal por estar a temperatura menor a la de los gases.

$S_{1,s}$ →radiación de los gases leída a las temperaturas de la flama y de la superficie metálica, ambas de las gráficas mencionadas.

El segundo paso consiste en un conjunto de tubos rectos rolados por ambos extremos; a la salida del segundo paso se localiza una derivación del flujo volumétrico con el cual se remueve un cierto porcentaje de la carga calorífica disponible (30% aprox) y el restante se remueve en el tercer paso de la caldera, que es también un banco de tubos de características similares.

Desde el punto de vista del proceso, se debe realizar un enfriamiento de los gases desde la temperatura de reacción teórica (temperatura de flama) hasta la temperatura de extracción del segundo paso 900 °F (~ 500 °C).

El mecanismo de transferencia predominante en esta sección es la transferencia por convección, el cual para esta etapa se calcula como:

$$(Q_{csi})_{conv} = U_1 A_1 (MTD)$$

donde son determinadas arbitrariamente las temperaturas límite de la zona (MTD), por otro lado A_1 es una variable a calcular al evaluar U_1 de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_r} + r_{gf} + r_m + r_s + \frac{1}{h_s}$$

$r_{gf,ms}$ → son las resistencias por ensuciamiento de ambos lados de los tubos, además de la resistencia térmica del metal.

h_{gs} → coeficientes de transferencia de los fluidos, para el caso del vapor se toma como constante (2000 BTU/hr ft²), mientras que el de los gases se determina como:

$$h_g = 16.6 \left(\frac{G^{0.8}}{D^{0.2}} \right) \left[\frac{(C_p)_g + (C_p)_s}{2} \right]$$

con

$G \rightarrow$ masa velocidad dentro del túnel o tubos (lb / sec ft²)

$D \rightarrow$ diámetro interno del túnel o tubos (in).

con ello quedan establecidos los parámetros para la solución de la ecuación generalizada para la zona 1 de la forma:

$$M(C_p)_F(T_F - T_R) - M(C_p)_1(T_1 - T_R) + W_S(h_F - h_1) = A_1 \sum_{101}^{l=n} \epsilon_S(S_1 - S_S) + U_1 A_1 (MTD)_1$$

la única variable desconocida es A_1 , con la cual puede ser solucionada rigurosamente la ecuación. Para la segunda zona, la relación correspondiente es:

$$M(C_p)_1(T_1 - T_R) - M(C_p)_2(T_2 - T_R) + W_S(h_1 - h_2) = A_2 \sum_{101}^{l=n} \epsilon_S(S_2 - S_S) + U_2 A_2 (MTD)_2$$

donde nuevamente la variable desconocida es A_2 . Con el área determinada se puede establecer la longitud del tramo de tubería mediante la relación:

$$L_{Z1} = \frac{12A_1}{\pi D}; L_{Z2} = \frac{12A_2}{\pi D}$$

Se establece la importancia de la homogeneidad de las longitudes en cada uno de los pasos para la construcción del equipo, desde el punto de vista mecánico. La solución resultante más satisfactoria se obtiene cuando las longitudes del túnel y de los tubos son idénticas.

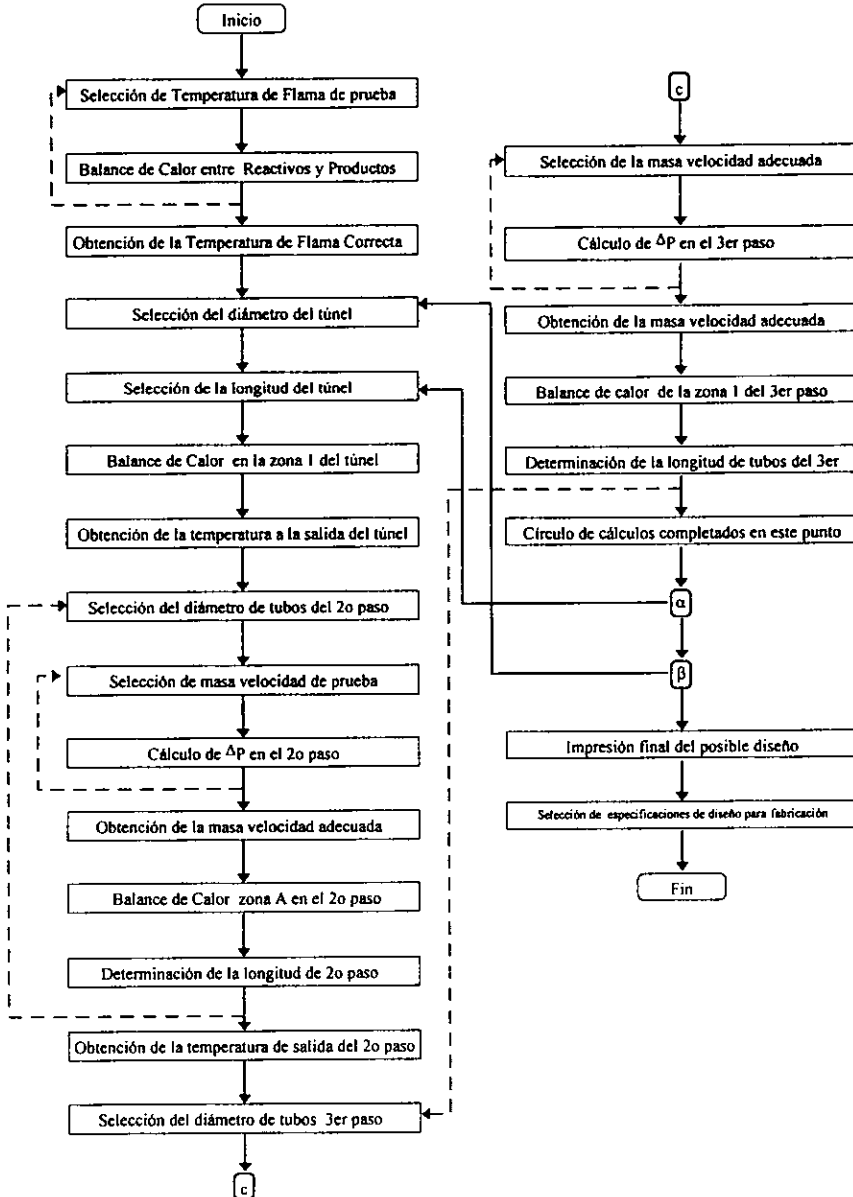
Las desventajas de este método de diseño se encuentran por el lado de las variables de diseño establecidas en combinación con algunos de los modelos planteados para el cálculo de tales variables; estos modelos no ajustan

adecuadamente con el uso de las variables de diseño planteadas y los resultados obtenidos son demasiado lejanos a los que habría de obtenerse de manera teórica. Esto se aclara en el caso del cálculo de las caídas de presión del lado de los gases, donde son realizados los cálculos permitiendo una caída de presión de 1 psi. Al aplicar la siguiente relación planteada por el autor del método, se obtienen resultados lejanos al parámetro establecido.

$$\Delta P = 5 \left(\frac{N_1 L}{d_1} \right) \left(\frac{G_T}{10^5} \right)^2 \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{f_1}{\phi} \right) + 0.0416 \left(\frac{d_1}{L} \right) \right]$$

Esta ecuación sólo se satisface para masas velocidad de gran magnitud, para el caso de gases de combustión en calderas humotubulares de mediana capacidad (100 CC), el flujo másico no excede de 4 000 lb / hr por lo que se requerirían áreas transversales pequeñas en extremo, puesto que las demás relaciones dentro de la ecuación son de un orden de magnitud cercana a la unidad.

DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CALCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA CALDERAS HUMOTUBULARES POR EL MÉTODO VALDES



2.2 MÉTODO CHADDERTON

Este método enfoca su desarrollo hacia la optimización de los parámetros de diseño de las calderas humotubulares con el fin de obtener el costo más bajo en la fabricación de estos equipos. Las variables a seguir dentro del diseño son : diámetro de túnel (L_A), diámetro de tubos en la zona de convección (L_B), longitud (L_C) y número de tubos (N).

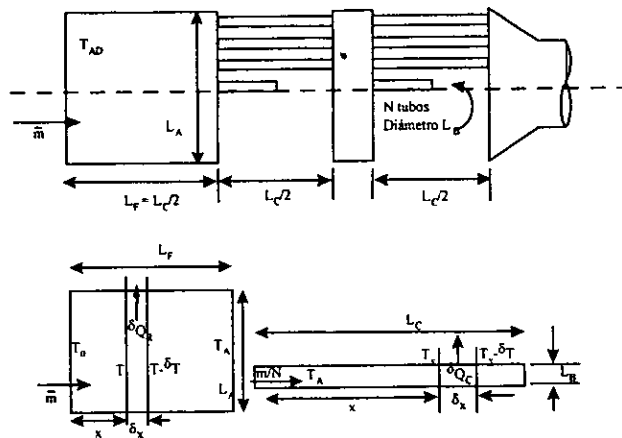


figura 2.2

Los elementos principales en el proceso de calentamiento de agua por medio de estos equipos son :

- reacciones químicas
- transferencia de calor por convección forzada

- transferencia de calor por radiación
- aerodinámica

Una aproximación simple se puede hacer para la radiación en el túnel usando la ecuación clásica de transferencia de calor y con la ayuda de la información empírica acerca de la variación de la emisividad de la flama a través de la longitud del túnel, se puede llegar a un modelo de un considerable acercamiento, aunque en el diseño de estos equipos no existe una configuración básica apropiada para todos los tamaños de plantas y aplicaciones.

La longitud del horno es normalmente la mitad del largo total del empleado en la tubería de convección, reduciendo con esto una de las variables envueltas. El objetivo primario de los cálculos fue encontrar una combinación óptima de las variables envueltas para obtener el mejor costo-eficiencia caldera para su construcción. Para evitar el empleo de términos monetarios con valor en un tiempo-base que puedan ser obsoletos en un corto tiempo, se establece el peso del material empleado en la construcción del equipo en el horno y los tubos de convección.

Otras partes de la caldera como el quemador, la bomba de alimentación, la salida de los gases, los sopladores para el tiro forzado o inducido de los gases, etc. serían una adición a la configuración considerada, particularmente como un tipo y tamaño específico para las calderas decididas previamente.

El peso de los accesorios no se incluiría en su totalidad. Los costos por rolado de los platos en el final del túnel y de cada paso de convección variarían en muy

poca medida para varias combinaciones de diámetro de horno y tubos, así como del número de tubos. Por lo tanto, el peso de los platos finales no dependerían tanto de la cantidad de líquido que se contiene dentro de la coraza, sino de las horadaciones que se le realicen.

Para un restringido número y diámetro de tubos, el diámetro de la coraza no variaría considerablemente, su longitud está estrechamente relacionada con la longitud del horno ; como no está estimada en los cálculos de la transferencia de calor de los gases al agua, un estimado inicial del peso de la caldera fue realizado sin la inclusión de la coraza externa o de los platos finales.

Otra variable dependiente requerida y considerada, como la temperatura de salida de los gases en el horno, al tener una variación en su valor afecta la transferencia de calor en ambos compartimentos de la caldera; un valor máximo beneficiaría tanto la sección de transferencia de calor por radiación como la de convección. El valor máximo se establece en 1228 K, este valor es posible determinarlo mediante la solución de las relaciones:

$$T_{AD} = \frac{NCV \dot{m}_F}{\dot{m} C_{pF}}$$

para obtener la temperatura de flama adiabática del combustible, con NCV como poder calorífico neto del hidrocarburo, mi los flujos másicos del combustible y de los gases de combustión y el Cp de los gases. Con este parámetro se puede resolver la

ecuación de la transferencia de calor por radiación en el horno de la caldera dada como:

$$Q_R = \dot{m}C_p \left[\left(\frac{3\sigma\pi\epsilon_{GF} L_A L_F}{\dot{m}C_p} + \frac{1}{T_{AD}^3} \right)^{-0.33} - T_{AD} \right]$$

ecuación para la obtención del calor radiante dentro del túnel u horno de la caldera

Una consideración similar se realiza con la temperatura de salida de los gases en la zona de convección, que en este caso se hace empleando un mínimo debido a la condensación que puede existir por la presencia de azufre en los combustibles empleados ; 456 K se usa para este caso para tener una eficiencia total de 80%, en línea con la práctica comercial.

Los modelos matemáticos empleados son también basados en otros ya creados como el modelo para la obtención de la longitud del horno de Thring ; donde se parte de la suposición del gradiente de temperatura a través del horno sería el parámetro controlador para la transferencia de calor radiante. La transferencia de calor radiante longitudinal hacia las paredes finales de la cámara de combustión es normalmente más pequeña su magnitud que la del flujo calorífico radial cilíndrico en un orden de tres a uno. Las paredes del túnel serían parcialmente enfriadas por agua quedando libres los extremos para los orificios del quemador por un extremo y a la cámara de retorno de gases en el otro.

El modelo matemático no abarca la expectación de la longitud y configuración del horno por concordancia con la primer suposición, solo se considera la transferencia de calor. Se compone de

- Transferencia radiante en el Horno (mostrada anteriormente)
- Transferencia de calor convectivo en el Horno, calculada como

$$\delta Q_{CF} = -h_{CF} \pi L_A (T_X - T_W) \delta x \quad (\text{forma diferencial})$$

- Radiación de gases no luminosos en los tubos convectivos

$$\delta Q_{MLR} = -\pi L_B N \sigma \left(\frac{\epsilon_{WC} + 1}{2} \right) (\epsilon_{WC} T_X^4 - \alpha_G T_W^4) \delta x \quad (\text{forma diferencial})$$

- Transferencia de calor por convección en el banco de tubos

$$Q_C = \dot{m} C_p (T_A - T_W) \left[\exp \left(- \frac{h \pi N L_B L_C}{m C_p} \right) - 1 \right]$$

- Presión total de soplado.- Pérdida de presión en las tuberías

$$\delta P = \frac{32 \dot{m}^2 f R T_X}{L_B^5 N^2 \pi^2 P} \delta x$$

- Pérdidas de presión a la entrada y salida del segundo paso por el banco de tubos.

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2 R T_A}{N^2 \pi^2 L_B^4 P} (1 - q^2 + K_C)$$

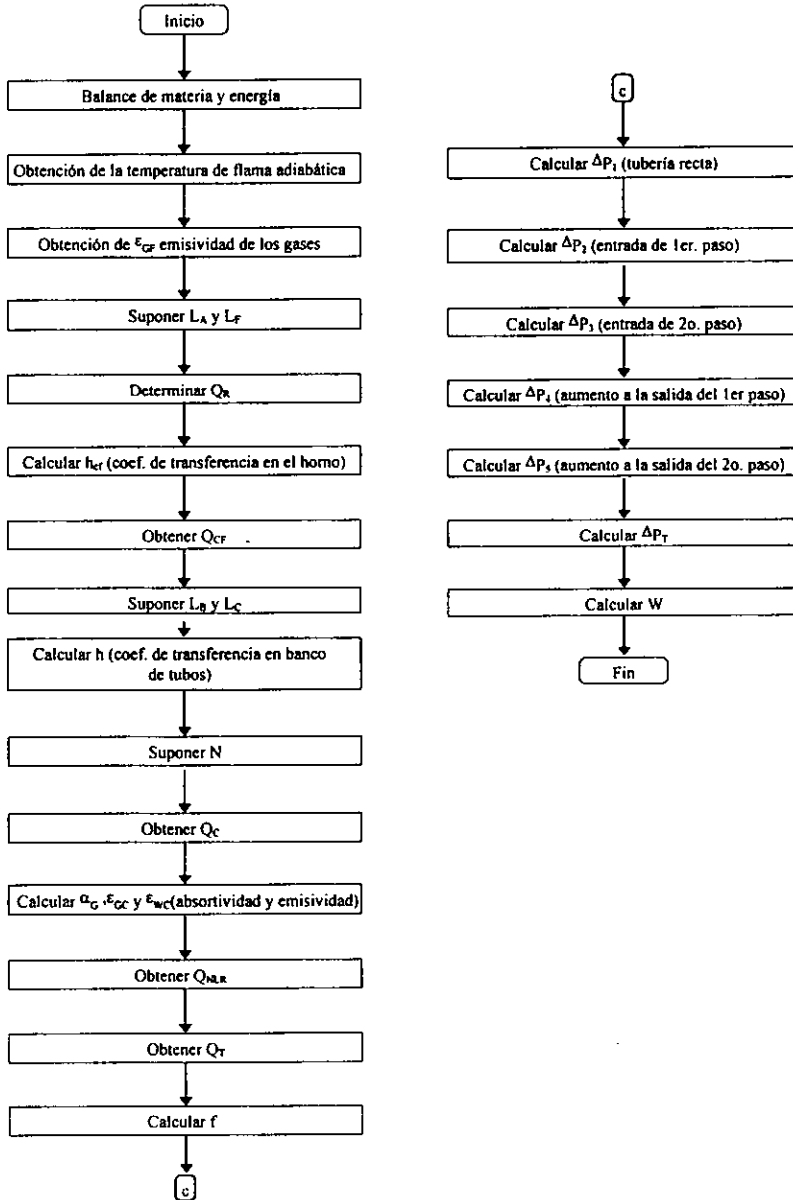
- Aumento de la presión a la salida del primer y segundo paso del banco de tubos.

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2 R T_B}{N^2 \pi^2 L_B^4 P} (1 - q^2 + K_E)$$

- Peso de la caldera.

$$W = \pi L_C \rho_M \left[\frac{L_A t_S}{2} + L_B N t_T \right]$$

DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL CALCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA CALDERAS HUMOTUBULARES POR EL MÉTODO CHADDERTON



2.3 METODO HUANG-YEN-SHYU

Plantean la evaluación de este tipo de equipos con datos obtenidos experimentalmente al igual que los métodos anteriores.

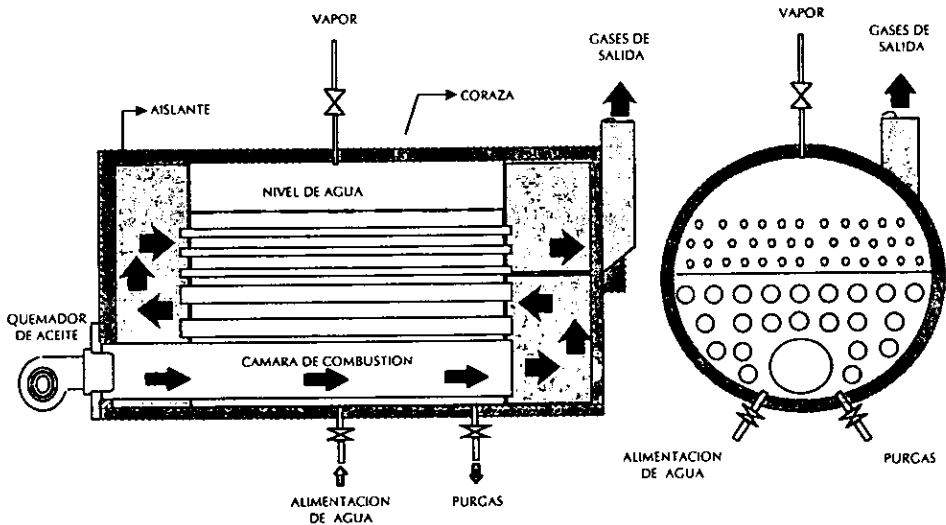


figura 2.3

Sus cálculos se soportan en los códigos de prueba de ASME. Aclara por otro lado que los cálculos no requieren de un modelo especial sino de un simple balance de energía en un punto de operación. Sin embargo, las eficiencias calculadas se encontraron dispersas debido a la variación de las condiciones de operación, las cuales pueden ser fijadas en los mismos valores para todas las calderas durante las pruebas de campo. Por lo tanto, los problemas de comparación de eficiencia entre

las calderas de diferentes capacidad salen a relucir cuando se emplean datos de prueba específicos de cada equipo a condiciones fijas de operación. Por ello, buscan la utilización de un modelo matemático que permita el cálculo y graficado de las curvas representativas del funcionamiento de tales equipos.

Pese a la escasa existencia de modelos creados sobre calderas humotubulares, algunos investigadores han desarrollado modelos simples para estudiar el funcionamiento de los calentadores de agua caseros. Sin embargo esos modelos no son aplicables para analizar los generadores de vapor, pues las variables que se emplean son distintas en gran medida. Los fenómenos de radiación, convección y procesos de ebullición forman parte del complejo proceso de calentamiento de las paredes de la caldera a causa del paso de gases calientes a través del equipo ; lo que lleva a suponer una serie de variables que deben ser conocidas, así como medidos, como los coeficientes de transferencia de calor combinados, temperatura de las fases sólidas, etc.

En este método se desarrolla un modelo semi-empírico no-lineal de estado estacionario, para la transferencia de calor de los gases de combustión a el agua en ebullición considerando las pérdidas de calor del cuerpo de la caldera hacia el ambiente. El modelo puede emplearse en el cálculo de las curvas de funcionamiento teórico de la coraza de la caldera bajo condiciones estándar dadas y así poder comparar el rendimiento entre diferentes calderas hechas sobre un misma base.

Su estudio se enfoca hacia la división del equipo en tres fases de acuerdo con la carga calorífica media (figura 2.4):

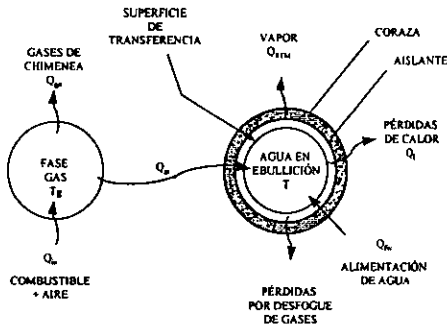


figura 2.4

1) Fase gaseosa como fuente de calor.

2) fase de agua en ebullición como receptor de la carga calorífica y

3) fase sólida que incluye la superficie de calentamiento metálica y el material aislante de

la coraza.

La fase gaseosa incluye los gases de combustión producidos en la cámara de combustión y en el interior del banco de tubos. En estos dos compartimentos es donde se realiza la transferencia de calor por radiación y convección respectivamente, de la fase gaseosa a la fase líquida por medio de la fase sólida, para que la ebullición del líquido tenga lugar. Las pérdidas de calor se realizan de la fase líquida por medio de las paredes de la coraza y de la capa de aislante, hacia el medio ambiente.

En una prueba convencional de eficiencias de calderas, un conjunto de datos completo comprende las temperaturas del sistema (del vapor-agua en ebullición formado, la temperatura de salida de los gases, la del agua de alimentación, del

medio ambiente y la más importante, la de los gases después de la combustión), presiones (del vapor, del gas de salida, ambiente y del intercambiador de calor), los flujos del sistema (del combustible, del vapor producido, del agua alimentada y del aire de combustión), la composición de las corrientes (principalmente de los gases de salida) y la humedad del ambiente. El procedimiento comprende la recolección de datos de campo para después aplicarlos en el cálculo de la eficiencia usando los balances de materia y energía. Los balances comprenden las ecuaciones en dos grandes grupos :

- El calor absorbido de los gases de combustión transferido por mecanismos de radiación y convección

$$Q_{r1} = f_r A_1 \sigma (T_r^4 - T_1^4) + h_c A_1 (T_r - T_1)$$

- Las pérdidas de calor por medio de la superficie externa de la caldera al medio ambiente por medio de la transferencia por radiación y convección.

$$Q_l = C_s m_f A_h (T_h - T_0)^{n_l}$$

n_l : constante empírica

2.4 MÉTODO LATRE DURSO

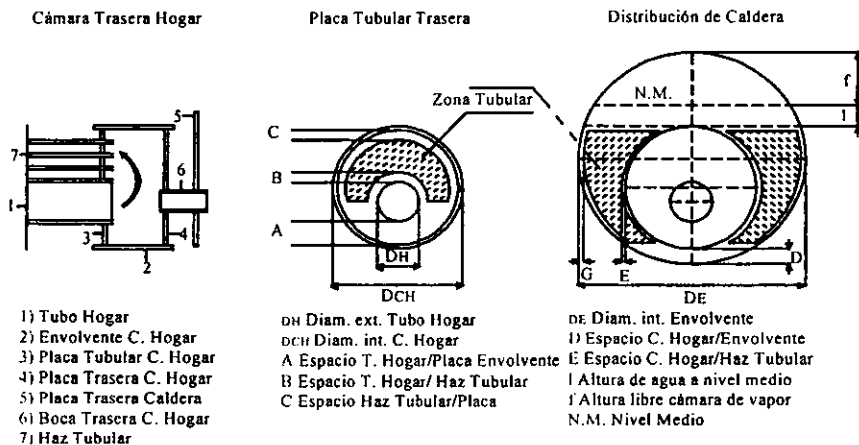


figura 2.5

Este método “describe el diseño conceptual de las calderas pirrotubulares, tanto desde el punto de vista térmico, como del dimensional y constituye una herramienta de trabajo muy valiosa para los profesionales del diseño, operación y mantenimiento de este tipo de equipos.”

Como se enuncia, se describen dos aspectos fundamentales del diseño de estos equipos: el diseño térmico y el mecánico.

En cuanto al primero, parte del planteamiento de las bases del diseño del equipo :

- Producción y temperatura del servicio.

- Tipo del combustible.
- Temperatura de los gases de salida de la caldera.
- Rendimiento.
- Consumo de combustible.

Fijados estos datos el siguiente paso a resolver, considerado como básico, es determinar la forma física del recorrido de los gases, para que la caldera cumpla con los parámetros base antes indicados. :

- Hogar de combustión: disposición dentro del equipo.
- Cámara del Hogar: posición y orificios para servicio de mantenimiento.
- Haces tubulares: geometría.

En cuanto al diseño dimensional, si se dispone de los parámetros de las distintas superficies de calefacción que se han obtenido por medio del diseño térmico, se debe pasara al dimensionado de la caldera propiamente dicha, teniendo en cuenta las normas y limitaciones del Código de diseño seleccionado para la construcción de la caldera.

Las magnitudes determinadas son la longitud y diámetro del hogar mediante la relación:

$$D = 0.17B^{1/3.5} \quad \text{para el diámetro}$$

$$L = 0.2B^{1/2} \quad \text{longitud del cañón.}$$

B es el consumo de combustible en kg / h

Con estas dimensiones es posible conocer el área del túnel de radiación, con el calor introducido $B * PCI$ (poder calorífico inferior) se completan las variables para determinar la temperatura de salida del túnel (t) mediante la relación:

$$\frac{tr-t}{tr} * \frac{Q_1}{A} = C \left(\frac{273+t}{100} \right)^4$$

tr → temperatura de flama adiabática del combustible.

Con t es posible saber la disponibilidad de calor hacia el final del túnel por medio del modelo

$$Q_{FH} = m C_p T_x$$

m → flujo total de gases dentro del túnel de radiación, quedando un valor residual de la sustracción de este valor al del calor producido, el cual se considera como el calor absorbido por radiación:

$$Q_R = B * PCI - Q_{FH}$$

Realizando la adecuada selección del material de fabricación y conociendo sus propiedades, es posible realizar una rutina de comprobación que lleve a la obtención de la temperatura de pared dentro de los estándares marcados, esto es mediante la relación:

$$t_{MAX} = t_S + 15 + \Phi_{MAX} \left(\frac{e}{K} + \frac{1}{N} \right)$$

e/K → resistencia térmica del material y $1/N$ coeficiente de película del lado de los gases, Φ_{MAX} es una relación entre las dimensiones obtenidas del equipo y el flujo

calorífico medio obtenido a partir de la relación entre el calor radiado y superficie absorbente del túnel. Cuando la temperatura máxima rebasa los estándares se recurre a la ampliación de la longitud del dispositivo y si esto no es suficiente se procede a la ampliación del diámetro.

Se estima además una cámara trasera del hogar, que tiene la función de absorber parte del calor radiante de los gases en ese punto, además de realizar el retorno de los gases de combustión, ahora hacia el primer haz tubular. Se comprueba el diámetro de la misma estimado en el diseño térmico, sin necesidad de retocar este cálculo, salvo que el diámetro real sea muy distinto al estimado.

El número de tubos obtenidos en cada caso por la zona de convección se determinan con el área calculada por la transferencia de calor para cada sección, haciéndose necesaria la obtención de las propiedades de los gases de combustión y de los límites de temperatura para estas secciones.

$$Q_{HT} = K_C S_{HT} \Delta t$$

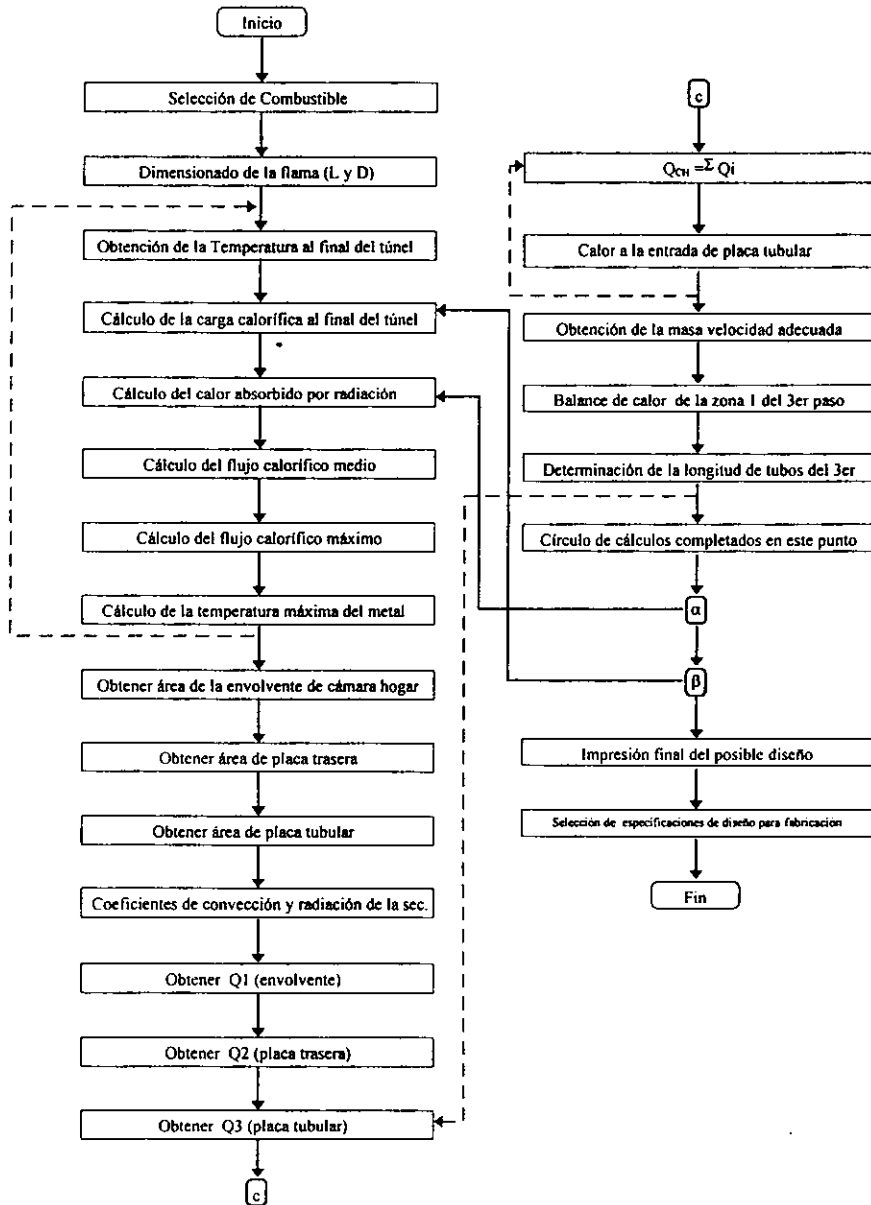
K_C → coeficiente de diseño para el paso, que depende de las propiedades del fluido, S es el área de la sección y Δt es la temperatura media logarítmica.

El arreglo de los tubos obtenidos necesarios para la transferencia de calor en cada sección, se realiza de acuerdo con la experiencia del diseñador puesto que no existen relaciones generales para este tipo de equipos; aunque se proporcionan algunos puntos de referencia como son el espaciado entre cada una de las secciones así como el nivel del agua sobre los tubos, etc.

El balance térmico final comprende la integración de todos los componentes calculados, incluyendo las caídas de presión; el parámetro de mayor importancia radica en el área total obtenida, la cual es igual a la adición de la calculada para:

- el tubo hogar
- cámara trasera del hogar
- cada paso por la zona de convección

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL CÁLCULO DE PARÁMETROS DE DISEÑO DE CALDERAS HUMOTUBULARES POR MÉTODO LATRE DURSO



BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO

- ∩ Chadderton D. V.; **Optimization of fire-tube shell boiler design parameters.**
Journal of the Institute of Energy. Dec 1981.
- ∩ Huang, B.J. et al ; **A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers.** Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. April 1988; Vol. 110.
- ∩ Latre Durso, Francisco; **Diseño de Calderas Piro tubulares.** Ingeniería Química.
Dic. 1994.
- ∩ Loockwood et. al. **Optimum design of the packaged boiler.** Journal of Institute of Fuel. April 1969.
- ∩ Valdes, Antonio R.; **New Way to Design Firetubes Reactors.** Hydrocarbon Processing. May 1965, Vol. 44, No. 5.

CAPÍTULO III
METODOLOGÍA DE DISEÑO

3.1 Bases de Diseño	62
3.2 Metodología	64
3.3 Diagrama de Flujo	74

La presente metodología es desarrollada para obtener el modelamiento termodinámico de las calderas pirotubulares en el que se logre representar adecuadamente las variables involucradas en el funcionamiento ordinario de estos equipos.

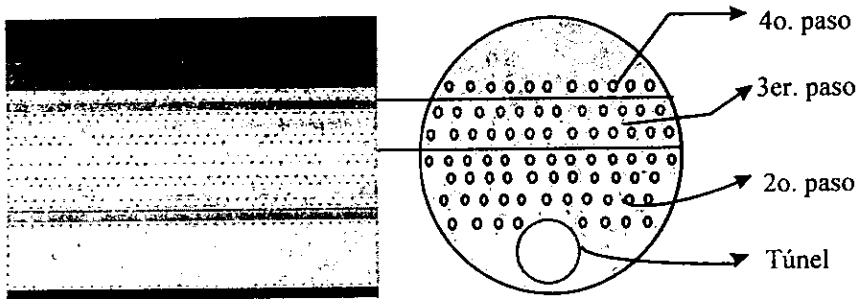
Para el caso es empleado un método base, el cual se complementa con procedimientos auxiliares provenientes de otros métodos relacionados con el diseño de calderas humotubulares o bien con los conceptos de transferencia de calor.

El método empleado como soporte principal es el Latre Durso, del cual surgen las dimensiones de las principales variables como son el diámetro y longitud del túnel hogar así como la temperatura de salida de esta sección. Son realizadas algunas modificaciones a este método en la sección de convección, como el empleo de características particulares de los combustibles usados en el dimensionamiento del equipo, las propiedades termodinámicas de los fluidos a las condiciones térmicas señaladas según sea el caso, etc.

3.1 BASES DE DISEÑO

Las bases de diseño consideradas, son las siguientes:

- γ Caldera tipo paquete de cuatro pasos, un paso por la zona de radiación o túnel y tres pasos por la zona de convección o banco de tubos, ver figura 3.1.



Disposición del Túnel y Banco de Tubos.
Vista lateral.

Disposición y Arreglo del Túnel
y Banco de Tubos
(caras frontal y/o trasera de la caldera).

Figura 3.1

- γ Equipo de operación continua a régimen permanente.
- γ Equipo de generación de vapor saturado exclusivamente
- γ La longitud del túnel de radiación es la misma que la longitud de los tubos en la zona de convección.
- γ Paredes refractarias adiabáticas en los retornos de los gases, por lo tanto no existen pérdidas de calor en el fluido al pasar por estas zonas.

- γ La temperatura de salida de los gases de combustión tiene un rango de temperatura de 120 °C por encima de la temperatura de saturación del vapor producido.
- γ La temperatura de alimentación del aire es la temperatura ambiental considerada como 25 °C.
- γ La temperatura de alimentación del agua a la caldera es de 15 °C.
- γ Las pérdidas de calor por disipación al medio ambiente no son contempladas.

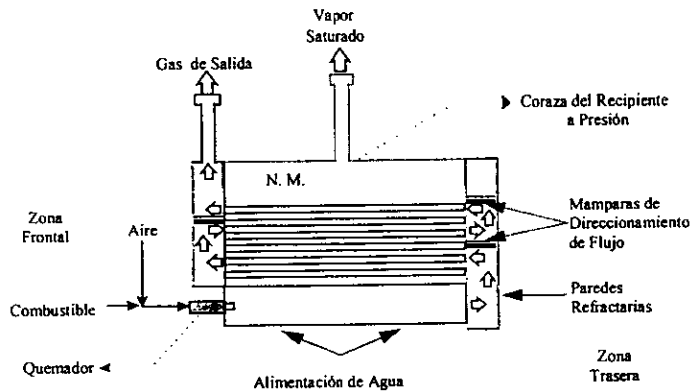


figura 3.2 Disposición y Trayectoria del Flujo de Gases de Combustión a través del Recipiente Contenedor (vista lateral)

- γ Las propiedades de combustibles a emplear como composición, poder calorífico inferior y superior, temperatura de ebullición, etc. son conocidas.
- El arreglo final del equipo en funcionamiento, se muestra en la figura 3.2

3.2 METODOLOGÍA.

El primer paso es la determinación de la capacidad nominal del equipo y las características del vapor que se va a producir, para efectos de comparación con las características de calderas en funcionamiento, es empleada la presión de vapor de 16.2 lb/in².

Con la capacidad nominal se obtiene el balance de materia preliminar para determinar el flujo másico del agua y la carga calorífica que habrá de transferírsele al líquido para convertirla en vapor.

3.2.1 BALANCES DE MATERIA Y ENERGIA PRELIMINARES.

El balance de materia por el lado del agua se establece de la siguiente manera:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulacion} \\ \text{en el Sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada} \\ \text{al Sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida} \\ \text{del Sistema} \end{array} \right\} + \{ \text{Generacion} \} - \{ \text{Consumo} \} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Se considera a las calderas como sistemas sin acumulación, sin generación ni consumo de materiales (sin reacción química) por el lado del agua. Por lo tanto el balance final se expresa como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada} \\ \text{al Sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida} \\ \text{del Sistema} \end{array} \right\} \quad \text{Ec. 3.2}$$

De aquí es posible obtener la cantidad de agua entrante a la caldera por medio de correlaciones y determinar la carga calorífica absorbida por el líquido para llegar a la temperatura de equilibrio entre el líquido con el vapor saturado, donde pasará a la fase vapor por medio de la transferencia de calor latente. El balance característico para este proceso es:

$$Q_{H_2O} = m C_p \Delta T + m \lambda \quad \text{Ec. 3.3}$$

La transferencia de calor hacia el vapor, proveniente de los gases de combustión no se realiza en un 100%. Existen diversas pérdidas del calor producido por la reacción de combustión, por lo cual se define una eficiencia térmica que es una relación entre el calor que puede ser aprovechado y la cantidad neta de calor producida por la reacción de combustión.

$$\eta = \frac{Q_{TOT}}{m * PCS} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Con la eficiencia térmica es posible obtener la cantidad de calor disponible en los gases de combustión, por medio de:

$$Q_{DISP} = \frac{Q_{H_2O}}{\eta}$$

Por otro lado,

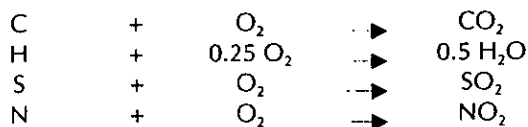
$$Q_{DISP} = PCI * m \quad \text{Ec. 3.5}$$

La cantidad de combustible necesaria para operar el equipo dentro de las condiciones requeridas es calculada con esta ecuación. El combustible debe ser seleccionado previamente de la base de datos creada (tabla 3.1), con las propiedades

de los combustibles comerciales más comunes empleados para la combustión en las calderas.

TABLA 3.1 Combustibles Disponibles para la Operación de Calderas		
NOMBRE	ESTADO	PCI. (kcal/ kg)
Gas L.P.	gas	11000
Diesel	líquido	10000
Gasóleo	gas	9435
Combustóleo	líquido	9583

Con el flujo de combustible y el exceso de aire se establecen los balances de materia y energía totales para el lado de los gases de combustión. Para el balance de materiales es necesaria la composición elemental del combustible; con ella se efectúan las reacciones de combustión del siguiente cuadro, las cuales son aplicables a los derivados del petróleo:



Ec. 3.6

Para este modelo de reacción se plantea un 100% de conversión del combustible en los productos marcados, sin considerar la formación de subproductos ni reacciones paralelas. Este modelo de reacción es empleado debido a que los

combustibles como ya se comentó, son mezclas de hidrocarburos de diferentes peso moleculares y la forma más conveniente de cuantificar los productos de reacción es la anterior.

En el caso del Gas L.P. (incluido dentro de las alternativas de diseño), las reacciones de combustión son del tipo común, señaladas en el capítulo I.

3.2.2 TEMPERATURA DE FLAMA ADIABATICA

Con los cálculos resultantes del balance anterior, es determinada la temperatura de flama adiabática (T_{FA}), la cual es característica para cada combustible y el exceso de aire seleccionado. El balance de energía simplificado para la obtención de esta temperatura es expresado como:

$$m * PCI = m * Cp(T_{FA}) * \Delta T \quad \text{Ec. 3.7}$$

Existe una sola temperatura a la cual se satisface esta igualdad, ésta es la temperatura de flama adiabática, con ella el cuadro de variables básicas para el desarrollo de la metodología planteada es completado.

3.2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TUNEL

El dimensionamiento del equipo comienza con el diámetro y la longitud de la flama, parámetros obtenidos a partir del método Latre Durso.

$$D = 0.17 \text{ m}^{1/3.5}$$

$$L = 0.2 \text{ m}^{\frac{1}{2}}$$

A estos valores es adicionado un factor de seguridad (15% para el presente diseño), el cual aplica tanto al diámetro de la flama como a la longitud de la misma para obtener los correspondientes del túnel de radiación.

$$D_{\text{TÚNEL}} = D * 1.15 \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$L_{\text{TÚNEL}} = L * 1.15 \quad \text{Ec. 3.9}$$

Ambas dimensiones permiten conocer el área interna del túnel, también llamada área de cámara seca.

$$a_{cs} = \pi * D_{\text{TÚNEL}} * L_{\text{TÚNEL}} \quad \text{Ec. 3.10}$$

3.2.4 TEMPERATURA DE SALIDA DEL TUNEL

La evaluación de la temperatura de salida de los gases de combustión al final del túnel (T_A), es obtenida por iteración de la relación:

$$\frac{T_{FA} - T_A}{T_{FA}} * \frac{Q_{DISP}}{a_{cs}} = C \left(\frac{273 + T_A}{100} \right)^4 \quad \text{Ec. 3.11}$$

donde C es una constante característica a cada combustible, considerada para efectos prácticos como valor constante a los diferentes combustibles contemplados.

3.2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN EN EL TUNEL

Con T_A es evaluado el calor disponible al final del túnel de radiación (Q_{FH}) sobre el flujo gaseoso; sustrayendo esta carga calorífica a la liberada por la reacción de combustión, obtenemos el calor transferido por radiación, enunciado como:

$$Q_{\text{RAD}} = Q_{\text{DISP}} - Q_{\text{FH}} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Al término del túnel se localiza el primer retorno de los gases de combustión, esto se realiza mediante la proyección de la masa gaseosa sobre una superficie refractaria la cual provocará el retorno de los gases, ahora sobre los tubos que conforman el primer paso por la zona de convección del equipo.

El tratamiento que reciben los siguientes pasos de la caldera, es muy similar a los otorgados a los equipos de transferencia de calor, en especial a las calderetas (calentador tipo kettle).

3.2.6 ZONA DE CONVECCION (BANCO DE TUBOS)

El primer paso a seguir es el establecimiento de los rangos de temperatura bajo los cuales operarán los diferentes pasos por la zona de convección. Según sea el caso particular, el rango de temperatura empleado está basado en los usados por equipos comerciales de características similares a los planteados en el presente trabajo. La figura 3.3 muestra un esquema sobre la disposición de las temperaturas de salida de cada uno de los pasos de las calderas pirotubulares fabricadas por Cleaver&Brooks.

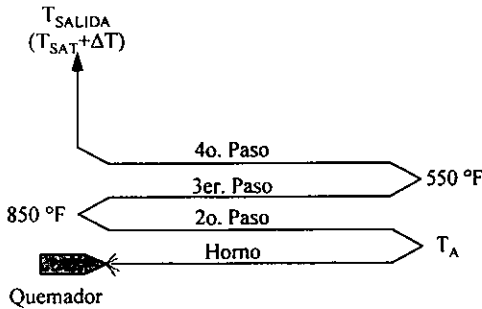


Figura 3.3

correspondiente. Las propiedades que son calculadas con estos rangos son: la viscosidad del gas en el seno del fluido, así como en las paredes de la tubería, la capacidad calorífica de la corriente gaseosa, la conductividad, etc.

Según el método seleccionado por el diseñador, es establecido el diámetro de tubería de acuerdo al caso. Para el presente diseño es considerado el empleo de un mismo diámetro de tubos para todos los pasos del fluido por la zona de convección.

El tubo seleccionado para el banco de tubos es acero al carbón cédula 40 de 2 in. de diámetro nominal en el primer caso desarrollado; posteriormente se analizará la repercusión del cambio en la dimensión del diámetro de tubos.

El material de la tubería es considerado como superficie lisa, con lo cual disminuyen en gran medida los efectos de la caída de presión por rugosidades del material.

Con los rangos de temperatura asignados se calcula la temperatura promedio entre las temperaturas de entrada y salida de cada paso y con ella son realizados los cálculos de las propiedades del fluido gaseoso a través de la sección

3.2.6.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN LOS TUBOS

El calor cedido por los gases de combustión en esta sección es evaluada como:

$$Q_{\text{TRANSF CONV}} = m * C_p * \Delta T \quad \text{Ec. 3.13}$$

por otro lado, el calor aprovechado

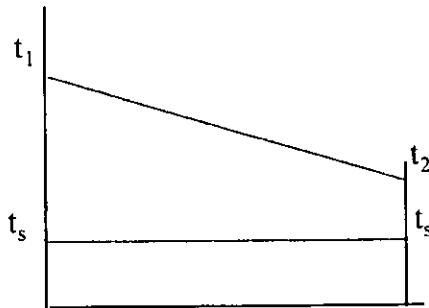
$$Q_{\text{TRANSF CONV}} = U A m L_{\Delta T} \quad \text{Ec. 3.14}$$

U es expresado como:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{\text{GAS}}} + \frac{1}{h_{\text{VAP}}} + r_{\text{GAS}} + r_{\text{VAP}} \right)} \quad \text{Ec. 3.15}$$

h_{VAP} se considera constante para el rango de temperatura que se maneja dentro del equipo; por otro lado h_{GAS} se calcula mediante la ecuación:

$$h_{\text{GAS}} = 0.027 \frac{k_{\text{GAS}}}{d_{\text{INT}}} \left(\frac{d_{\text{INT}} G_T}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k_{\text{GAS}}} \right)^{0.4} \quad \text{Ec. 3.15.1}$$



por otro lado $m L_{\Delta T}$ es calculada de acuerdo a la figura 3.4 con :

$$dt = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_s}{t_2 - t_s}} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Figura 4.4 Temperatura Media Logarítmica

3.2.6.2 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR PASO

A: es el área de transferencia de calor, obtenida por despeje de la ecuación 3.14 donde los demás términos son conocidos:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T} \quad \text{Ec. 3.17}$$

3.2.6.3 NUMERO DE TUBOS POR PASO

Definiendo a_{transf} como área de transferencia de un tubo, es posible calcular el número de tubos (N_T) por cada paso.

$$N_T = \frac{A}{a_{\text{transf}}} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Para mayor precisión en el número de tubos por paso, es requerido un circuito de cálculo que permita hacer las correcciones al flujo de acuerdo al número de tubos calculados. Además es realizado un redondeo al número par mayor consecutivo, con la finalidad de conservar simetría en el arreglo final de cada paso por la zona de convección.

3.2.6.4 CAIDA DE PRESION DE LOS GASES

El cálculo de la caída de presión a lo largo de la tubería es realizado sobre el arreglo final de cada paso, conforme a el modelo dado para gases de combustión en banco de tubos.

$$\Delta P = \frac{f G_T^2 L}{2g D_i \rho_{GAS} \Phi^{0.14}} \quad \text{Ec. 3.19}$$

El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔPr , llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de presión por paso como pérdida, de acuerdo a la obtenida en 3.19.1

$$\Delta Pr = \frac{4W_{MAS}^2}{\rho_{GAS}} \quad \text{Ec. 3.19.1}$$

La suma de las pérdidas de presión indica la presión total de soplado que habría de suministrarse a los gases de combustión para trasladarlos a través del banco de tubos. Ésta será:

$$\Delta P_T = \Delta P_l + \Delta P_r \quad \text{Ec. 3.20}$$

Con estos datos finales, quedan definidas la totalidad de las variables que describen el diseño de las calderas, dentro de los límites contemplados, es decir, dentro del diseño termodinámico únicamente, puesto que el correspondiente arreglo final de la tubería, así como el diseño mecánico requieren de otra serie de criterios que no son contempladas en el presente trabajo.

Quedan definidas de esta manera, la serie de variables que describen el diseño propuesto. Para llevar a cabo la reproducción del algoritmo de cálculo, fue realizado un programa de cómputo en lenguaje C++.

La figura 3.5 muestra el diagrama de bloques del programa realizado. En el anexo I es desarrollado un ejemplo de cálculo, además se muestran las correlaciones empleadas en el cálculo de las variables utilizadas.

3.3 DIAGRAMA DE FLUJO PROGRAMA PRINCIPAL.- La secuencia de cálculo seguida es de acuerdo con el diagrama de bloque mostrado en la figura 3.5

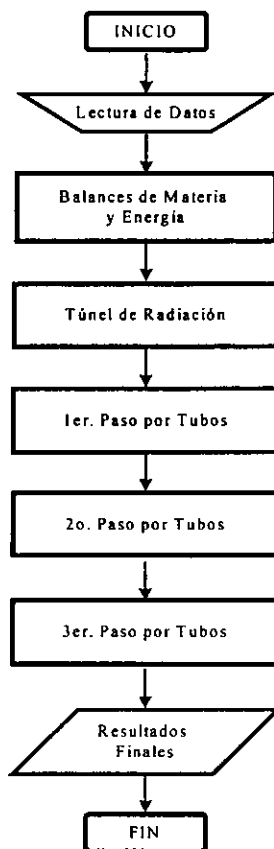


Figura 3.5 DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROGRAMA DE CÓMPUTO DESARROLLADO

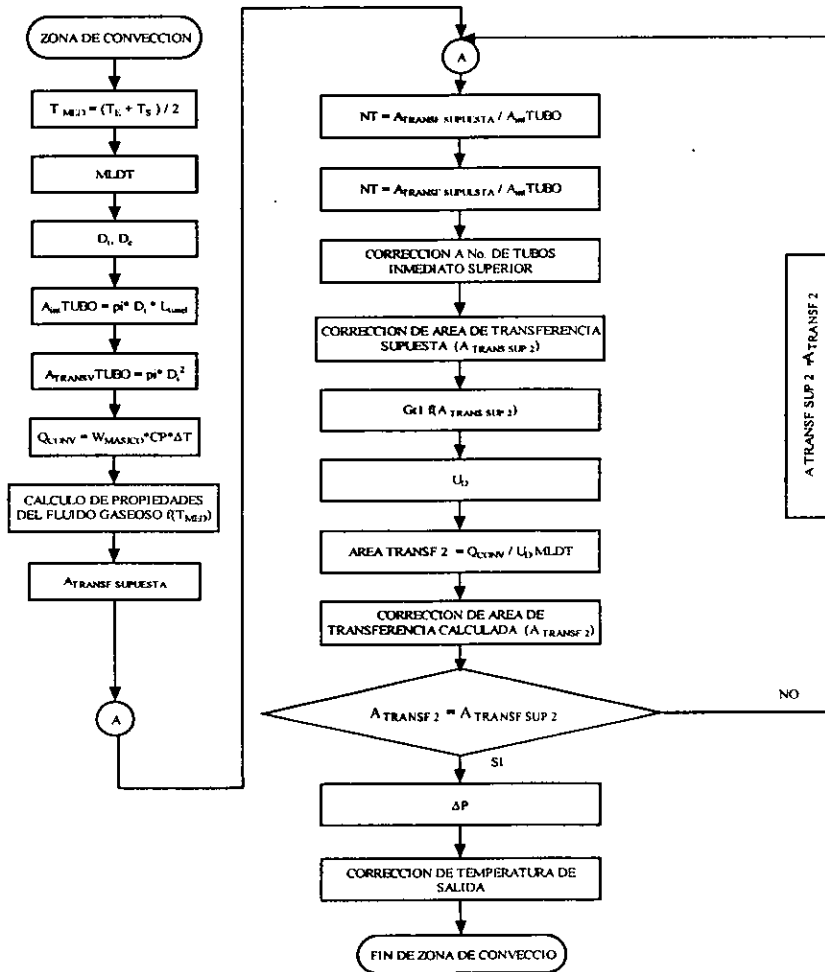


Figura 3.6 Diagrama de Flujo para cada paso por la Zona de Convección

NOMENCLATURA DEL CAPÍTULO

λ : calor latente de vaporización (J / kg).

$C_p(T_{FA})$: capacidad calorífica de los gases de combustión evaluado a la temperatura media entre la temperatura de flama supuesta y la temperatura de referencia (25 °C).

h_o, h_{io} : coeficientes de transferencia de calor del lado del agua en ebullición y de los gases de combustión correspondiente-mente (J / s m² °C).

$m C_p \Delta T$: calor sensible del agua desde su temperatura de entrada hasta la temperatura de saturación (ec. 3.3).

m : flujo másico de combustible

$m \Delta T$: temperatura media logarítmica según la figura 3.4 con: t_1 = temperatura de entrada de gases al haz tubular en °C; t_2 = temperatura de salida de gases del haz tubular en °C; t = temperatura del líquido (para vapor, la temperatura de saturación según la presión de servicio

PCI: es el poder calorífico inferior o poder calorífico neto del combustible.

PCS: poder calorífico superior del combustible.

Q_{DISP} : es la cantidad de calor neta que puede encontrarse disponible dentro de la caldera.

Q_{FH} : calor disponible en la corriente gaseosa a la salida del túnel de radiación.

Q_{H_2O} : cantidad de calor que se suministra al agua para llevarla a la fase vapor.

Q_{RAD} : cantidad total de calor absorbida por radiación en el túnel.

Q_{TOT} : cantidad de calor que puede emplearse a partir de la reacción de combustión.

R_d : factor de ensuciamiento, característico a ambos lados de la superficie de transferencia de calor.

T_A : temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión o túnel de radiación

T_{FA} : temperatura de flama adiabática.

U_D : coeficiente de diseño.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO

- ∴ Bazua, Enrique R., **Apuntes del Diplomado de Combustión**, Facultad de Química, UNAM, 1990.
- ∴ Chadderton D. V., **Optimization of fire-tube shell boiler design parameters**.
Journal of the Institute of Energy. Dec 1981.
- ∴ Himmelblau, David M., **Principios y Cálculos Básicos de la Ingeniería Química**.
CECSA.1991.
- ∴ Huang, B.J. et al., **A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. April 1988; Vol. 110.
- ∴ Kern, Donald Q., **Procesos de Transferencia de Calor**. 12a. ed., CECSA, 1986.
- ∴ Latre Durso, Francisco, **Diseño de Calderas Piro-tubulares**. Ingeniería Química.
Dic. 1994.
- ∴ Lockwood et. al., **Optimum design of the packaged boiler**. Journal of Institute of Fuel. April 1969.
- ∴ McAdams, W. H., **Heat Transmission**, Mc Graw-Hill Co. Inc., New York. 1975.
- ∴ PEMEX. **Manual de Propiedades de...**
- ∴ Richard J. Reed & Jost O. Wendt. , **Applied Combustion Technology**. 1991.

- Υ Smith, J. M. & Van Ness, H. C., **Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química**, 4a. ed. (2a. ed. en español), McGraw-Hill, 1988.
- Υ Valdes, Antonio R., **New Way to Design Firetubes Reactors**. Hydrocarbon Processing. May 1965, Vol. 44, No. 5.
- Υ Welty, James R., **Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería**. LIMUSA. 1981.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 Tablas de Resultados, Análisis General	82
4.2 Variación de Diámetro de Tubería	85
4.3 Variación de Tipo de Combustible	88
4.4-6 Análisis Gráfico	90
4.7 Cuadro Comparativo con Equipos Comerciales	101

4.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos por la reproducción del programa realizado son tabulados y tratados de manera gráfica para su mejor entendimiento.

Primero son recopilados los datos obtenidos por la reproducción del programa empleando un mismo combustible y un mismo diámetro de tubería para la zona de convección. En este punto se analiza el cambio en las variables características del diseño al ser modificado la capacidad del equipo, que se analizan estos cambios como función del exceso de aire suministrado para la realización de la combustión.

Posteriormente son tomados dos equipos considerados de capacidad intermedia a los cuales se les varía el diámetro de tubos para la zona de convección, tomando los valores de diámetro nominal de 2 ½ y 3 pulgadas, con ellos es realizado el análisis correspondiente del cambio en las magnitudes de las variables.

Paso siguiente, se analiza la variación de los resultados al emplear un segundo combustible (diesel) y éstos se confrontan con los obtenidos para el primero. Se analizan estas variaciones en función del cambio de diámetro y del exceso de aire suministrado.

Por último, es presentado un cuadro comparativo entre las principales características de equipos comerciales. Estos datos fueron tomados de catálogos de algunos de los fabricantes de estos dispositivos; se analizan los puntos de coincidencia y los divergentes.

4.1 TABLAS DE RESULTADOS

Como se mencionó en el inicio de este capítulo, en esta sección se considera el empleo de un mismo combustible, gas L.P. para este caso, para realizar el análisis de las variaciones de los resultados obtenidos al reproducir el programa realizado. Este combustible fue seleccionado por sus características mencionadas en el capítulo 1 donde se destaca como el hidrocarburo de un mayor poder calorífico, así como estar libre de elementos poco deseables en los procesos de combustión, como son la presencia de compuestos nitrogenados o sulfurosos que provocan problemas mencionados en ese mismo capítulo.

4.1.1 ÁREA RESULTANTE.- Este fue el elemento que se consideró como de mayor importancia al ser uno de los parámetros que podría ser más fácilmente confrontados con los reportados en los catálogos de fabricantes de estos equipos. Al analizar los datos resultantes en la tabla 4.1, podemos notar la clara tendencia de incremento del área conforme aumenta el exceso de aire; exceptuando lo mostrado en el caso del equipo de 15 CC de capacidad, donde es manifiesta la tendencia de disminución.

TABLA 4.1 ÁREA TOTAL DE LAS CALDERAS A DIFERENTES CAPACIDADES, DIÁMETRO NOMINAL DE TUBOS 2in.

EXCESO DE AIRE	Área Total m ²				
	15CC	20CC	60CC	100CC	200CC
0	8,1	7,9	11,6	14,5	23,5
5	7,8	7,9	11,6	15,3	23,5
10	7,8	7,9	11,6	15,7	24,0
15	7,8	8,2	11,6	15,7	24,6
20	7,5	8,2	11,9	15,3	25,2

4.1.2 CARGAS CALORÍFICAS.- El siguiente factor considerado para el análisis fue la carga calorífica transferida de los gases de combustión hacia el líquido a través de las paredes metálicas. La prioridad se estableció de esta forma debido a que este factor es el punto de partida de los cálculos realizados.

TABLA 4.2 CARGA DE CALOR ABSORBIDA EN EL TÚNEL DE RADIACIÓN

CALOR POR RADIACION kW					
EXCESO DE AIRE	15CC	20CC	60CC	100CC	200CC
0	97,8	128,2	358,9	577,8	1099,1
5	93,8	122,8	342,2	549,5	1041,8
10	89,9	117,5	325,8	521,9	985,6
15	86,0	112,3	309,7	494,7	930,6
20	82,1	107,1	293,9	468,1	876,8

En la tabla 4.2 se listan las cargas caloríficas transferidas en el hogar o túnel de radiación, en ella es posible notar la disminución de tales cargas conforme es aumentada la cantidad de aire en exceso, este punto también se encuentra dentro de la lógica esperada, puesto que al haber una mayor cantidad de gases en la cámara de combustión, la eficiencia de la misma aumenta y puede considerarse una combustión perfecta (sin formación de subproductos, de acuerdo a las primeras suposiciones realizadas en los balances de materia), sin embargo, estos gases absorben una buena cantidad de calor producido por la combustión, impidiendo pueda ser transferido por radiación, como podría esperarse en caso de no existir el exceso suministrado.

TABLA 4.3 CALOR POR CONVECCIÓN ABSORBIDO EN LOS TUBOS

CALOR POR CONVECCION kW					
EXCESO DE AIRE	15CC	20CC	60CC	100CC	200CC
0	61,2	83,4	271,6	469,5	985,4
5	63,1	86,0	279,9	483,6	1014,4
10	65,0	88,5	287,8	497,2	1042,3
15	66,8	91,0	295,6	510,3	1069,2
20	68,5	93,3	302,9	522,9	1095,1

Como consecuencia directa de la disminución de la transferencia de calor en el túnel y tener definidas como constante la carga de calor totales, en la zona de convección se manifiesta un incremento en la cantidad de calor transferida, tendencia que permanece en todos los casos analizados en la tabla 4.3

A pesar de lo anterior, el calor total resultante de la adición de cargas transferidas tanto en el túnel de radiación como en el banco de tubos, disminuye también de manera constante al incrementar el exceso de aire, esto se corrobora al observar los resultados de la tabla 4.4

TABLA 4.4 CARGA TOTAL TRANSFERIDA EN LA CALDERA

CALOR TOTAL kW					
EXCESO DE AIRE	15CC	20CC	60CC	100CC	200CC
0	159,0	211,7	630,6	1047,3	2084,6
5	156,9	208,8	622,1	1033,1	2056,1
10	154,8	206,0	613,6	1019,0	2027,9
15	152,7	203,3	605,3	1005,0	1999,8
20	150,6	200,5	596,8	991,1	1971,9

Como un parámetro de análisis extra, se ponderó la contribución de calor transferido por radiación respecto al total (tabla 4.5); de esto se deriva la observación del incumplimiento de la regla heurística que establece que la contribución de transferencia de calor por radiación en estos equipos se encuentra en un rango de 60-

65 %. Esta "regla" sólo se cumple para los casos de cero exceso de aire en equipos de baja capacidad de producción de vapor.

TABLA 4.5 APORTACIÓN DE LA CARGA POR RADIACIÓN AL CALOR
TOTAL TRANSFERIDO

EXCESO DE AIRE	RAD / Q TOTAL %				
	15CC	20CC	60CC	100CC	200CC
0	61,5	60,6	56,9	55,2	52,7
5	59,8	58,8	55,0	53,2	50,7
10	58,0	57,0	53,1	51,2	48,6
15	56,3	55,2	51,2	49,2	46,5
20	54,5	53,4	49,2	47,2	44,5

En la misma tabla se observa y corrobora el criterio señalado renglones arriba, acerca de la disminución de la carga de calor por radiación por aumento de aire en exceso, pues en los casos de los equipos de 100 y 200 CC la contribución es por debajo del 50% para excesos de aire arriba de un 15%.

4.2 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA.- Para esta sección, se tomaron los equipos de capacidad de 60 y 100 CC para analizar las variaciones que presenta al cambiar el diámetro de la tubería de la zona de convección. El combustible sigue siendo gas L.P. al igual que en la sección anterior.

4.2.1 REPERCUSIÓN EN EL AREA DE TRANSFERENCIA.- El emplear dos equipos de mediana capacidad para el análisis, permite observar de mejor manera las variaciones que se presentan con el incremento de la masa gaseosa. Para el caso del área resultante, ésta se incrementa a medida que es aumentado el diámetro de la tubería. Al tener la misma masa gaseosa circulando por la tubería y el área transversal por paso incrementada, la masa velocidad es modificada, ocurriendo

TABLA 4.6 ÁREA RESULTANTE VARIANDO EL DIÁMETRO DE TUBERÍA

ÁREA TOTAL	2 IN		2,5 IN		3 IN	
EXCESO DE AIRE	60CC	100CC	60CC2,5in	100CC2,5in	60CC3in	100CC3in
0	11,59	14,53	14,94	18,16	20,85	22,95
5	11,59	15,33	14,94	18,16	21,31	22,95
10	11,59	15,73	14,94	18,16	21,31	22,95
15	11,59	15,73	15,68	19,11	21,31	24,14
20	11,90	15,33	15,68	19,11	20,85	24,14

un descenso en la velocidad del fluido, por consiguiente disminución en el coeficiente de transferencia y un requerimiento de área mayor (ver tabla 4.6). El comportamiento general de los equipo al aumentar el exceso de aire es el mismo observado en las tablas anteriores, es decir, aumento del área de transferencia total.

4.2.2 REPERCUSIÓN EN LAS CARGAS CALORÍFICAS.- Para este caso no hubo grandes variaciones, excepto que las cargas absorbidas en el túnel de radiación son las mismas registradas en la sección anterior, como evidencia de la independenciam del diseño del túnel respecto a las partes restantes del equipo, según los resultados observados en la tabla 4.7

TABLA 4.7 CALOR DE RADIACIÓN VARIANDO EL DIÁMETRO DE TUBOS

CALOR DE RADIACION	2 IN		2,5 IN		3 IN	
EXCESO DE AIRE	60CC	100CC	60CC2,5in	100CC2,5in	60CC3in	100CC3in
0	358,95	577,78	358,95	577,78	358,95	577,78
5	342,20	549,52	342,20	549,52	342,20	549,52
10	325,80	521,86	325,80	521,86	325,80	521,86
15	309,71	494,72	309,71	494,72	309,71	494,72
20	293,91	468,15	293,91	468,15	293,91	468,15

El comportamiento de la carga de calor por convección es similar al de la sección anterior; el calor por convección aumenta con el aumento en el exceso de aire y se mantiene constante en los tres casos, debido a la definición previa de las cargas que serán absorbidas en cada sección (tablas 4.8 y 4.9).

TABLA 4.8 CALOR POR CONVECCION CON CAMBIO DE DIÁMETRO DE TUBOS

CALOR CONVECCION EXCESO DE AIRE	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	60CC	100CC	60CC2,5in	100CC2,5in	60CC3in	100CC3in
0	271,61	469,54	271,61	469,54	271,61	469,54
5	279,86	483,61	279,86	483,61	279,86	483,61
10	287,81	497,17	287,81	497,17	287,81	497,17
15	295,60	510,28	295,60	510,28	295,60	510,28
20	302,93	522,90	302,93	522,90	302,93	522,90

TABLA 4.9 CALOR TOTAL ABSORBIDO VARIANDO EL DIÁMETRO DE TUBOS

CALOR TOTAL EXCESO DE AIRE	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	60CC	100CC	60CC2,5in	100CC2,5in	60CC3in	100CC3in
0	630,55	1047,32	630,55	1047,32	630,55	1047,32
5	622,05	1033,13	622,05	1033,13	622,05	1033,13
10	613,61	1019,03	613,61	1019,03	613,61	1019,03
15	605,30	1005,00	605,30	1005,00	605,30	1005,00
20	596,84	991,05	596,84	991,05	596,84	991,05

TABLA 4.10 APORTACION DEL CALOR DE CONVECCIÓN VARIANDO EL DIÁMETRO DE TUBOS

Q CONV / Q TOTAL EXCESO DE AIRE	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	60CC	100CC	60CC2,5in	100CC2,5in	60CC3in	100CC3in
0	43,07	44,83	43,07	44,83	43,07	44,83
5	44,99	46,81	44,99	46,81	44,99	46,81
10	46,90	48,79	46,90	48,79	46,90	48,79
15	48,83	50,77	48,83	50,77	48,83	50,77
20	50,76	52,76	50,76	52,76	50,76	52,76

La influencia del calor de convección sobre el calor total absorbido es similar al observado en la sección anterior, la aportación de éste no rebasa el 50% del total

en la mayor parte de los casos, siendo la participación creciente con el aumento del exceso de aire y constante con el aumento en el diámetro de la tubería

4.3 COMPARACIÓN POR VARIACIÓN EN EL TIPO DE COMBUSTIBLE.- Tomando como base el equipo de 100 CC se realiza el análisis por variación en la selección del tipo de combustible, tomando para estos casos al diesel, el cual de acuerdo a las propiedades enunciadas en el capítulo I representa a hidrocarburos comunes con compuestos nitrogenados y sulfurados que al ser quemados, generan otros compuestos no deseables (ver capítulo I). Los resultados se confrontan con los encontrados al emplear gas L.P.

4.3.1 VARIACIÓN DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA.- La norma presentada en el comportamiento de ambos casos (gas L.P. y diesel) es claramente inclinada hacia requerimientos de área mayores para el primer caso y menores en general para el segundo, de acuerdo a la tabla 4.11.

TABLA 4.11 AREA RESULTANTE A DIFERENTES DIÁMETROS VARIANDO EL TIPO DE COMBUSTIBLE

AREA TOTAL	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	GLP *	DSL **	GLP	DSL	GLP	DSL
EXCESO DE AIRE	100CC	100CC	100CC2,5in	100CC2,5in	100CC3in	100CC3in
0	14,53	14,57	18,16	18,21	22,95	22,37
5	15,33	14,57	18,16	17,70	22,95	22,37
10	15,73	14,99	18,16	17,70	22,95	22,37
15	15,73	15,41	19,11	18,21	24,14	22,37
20	15,33	15,41	19,11	18,71	24,14	22,37

* GLP: Gas L.P

**DSL: Diesel

4.3.2 VARIACIÓN DE LAS CARGAS CALORÍFICAS CON EL CAMBIO DE DIÁMETRO Y DE COMBUSTIBLE.- Como en los casos anteriores, el

comportamiento de la cantidad de calor por convección es homogéneo en su crecimiento conforme se aumenta la masa gaseosa en exceso. La cantidad de calor transferido por este camino aumenta como consecuencia de la disminución de la temperatura de salida de los gases en la zona del túnel, que deriva en la absorción del calor de reacción por parte de los gases los cuales posteriormente depositarán esta carga de calor en la zona de convección, donde al existir rangos de temperatura definidos y una masa de gases con una mayor carga térmica, produce mayores cargas de calor transferidas por este mecanismo (convección). En la tabla 4.12 pueden observarse con claridad estos efectos.

TABLA 4.12 CALOR DE CONVECCIÓN A DIFERENTES DIÁMETROS VARIANDO EL TIPO DE COMBUSTIBLE

CONVEC	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	GLP	DSL	GLP	DSL	GLP	DSL
EXCESO DE AIRE	100CC	100CC	100CC2,5in	100CC2,5in	100CC3in	100CC3in
0	469,54	435,74	469,54	435,74	469,54	435,74
5	483,61	449,71	483,61	449,71	483,61	449,71
10	497,17	463,26	497,17	463,26	497,17	463,26
15	510,28	476,38	510,28	476,38	510,28	476,38
20	522,90	489,13	522,90	489,13	522,90	489,13

Consecuentemente, la carga total de calor transferida al ser un parámetro de definición en el diseño, se mantiene constante para cada combustible a cada valor de exceso de aire, independientemente del diámetro seleccionado. La carga térmica se ve disminuida al aumentar el exceso de aire, pero este valor se mantiene también constante al variar el diámetro y mantener el mismo exceso de aire, conforme a lo datos de la tabla 4.13.

Los demás comportamientos analizados en secciones anteriores se mantienen uniformes, es decir no manifiestan variaciones al cambiar el combustible de la selección.

TABLA 4.13 CALOR TOTAL TRANSFERIDO EMPLEANDO DIFERENTES DIÁMETROS Y COMBUSTIBLES

QTOTAL EXCESO DE AIRE	2 IN		2,5 IN		3 IN	
	GLP	DSL	GLP	DSL	GLP	DSL
	100CC	100CC	100CC2,5in	100CC2,5in	100CC3in	100CC3in
0	1047,32	1047,32	1047,32	1077,15	1047,32	1077,15
5	1033,13	1038,13	1033,13	1063,61	1033,13	1063,61
10	1019,03	1029,03	1019,03	1050,14	1019,03	1050,14
15	1005,00	1020,00	1005,00	1036,75	1005,00	1036,75
20	991,05	1011,05	991,05	1023,41	991,05	1023,41

4.4 ANÁLISIS GRÁFICO.- Para mayor facilidad de análisis, son realizadas algunas gráficas que representen el comportamiento de las variables involucradas en el diseño. La secuencia de análisis es la misma que se realizó en la sección anterior.

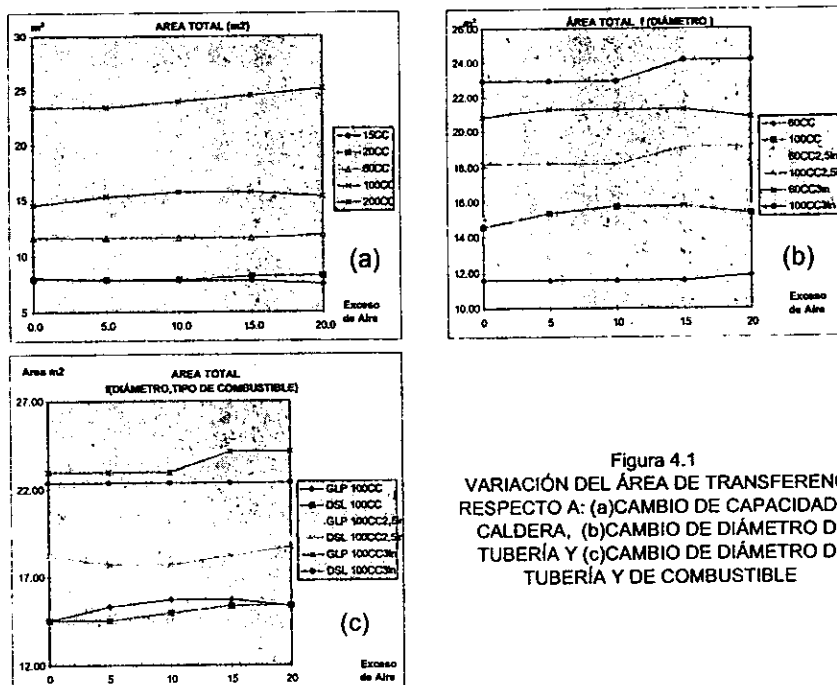


Figura 4.1
 VARIACIÓN DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA RESPECTO A: (a)CAMBIO DE CAPACIDAD CALDERA, (b)CAMBIO DE DIÁMETRO DE TUBERÍA Y (c)CAMBIO DE DIÁMETRO DE TUBERÍA Y DE COMBUSTIBLE

4.4.1 De acuerdo a la gráfica (a) de la figura 4.1 el área resultante en cada uno de los casos desarrollados conserva un comportamiento acorde a lo esperado.

Para equipos de pequeña capacidad (15 y 20 CC) las variaciones no son demasiado significativas, llegando a quedar inmersas estas diferencias en el proceso de iteración o convergencia de valores durante el cálculo de las dimensiones de cada paso de la zona de convección, por ello las curvas resultantes de las áreas correspondientes se traslapan en los primeros valores de exceso de aire y logran la diferenciación para excesos de 15 a 20% de aire. La importancia que guardan estos puntos de comparación radican en la flexibilidad que podría tenerse para

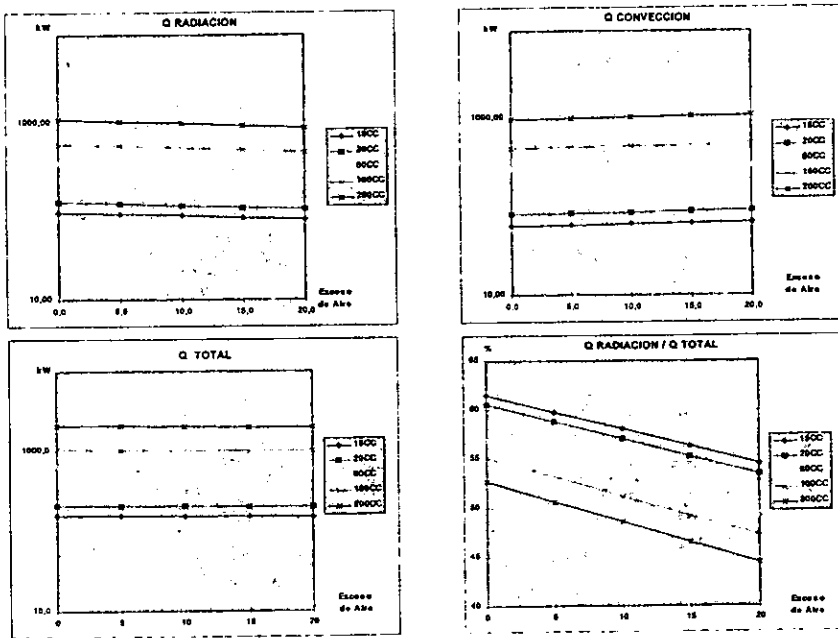


Figura 4.2 TRANSFERENCIA DE CALOR EN FUNCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA CALDERA Y DEL EXCESO DE AIRE SUMINISTRADO.

operar estos equipos, los cuales al variarles las magnitudes de algunos parámetros

podrían aumentar o disminuir la capacidad del equipo de acuerdo a los requerimientos del servicio de vapor.

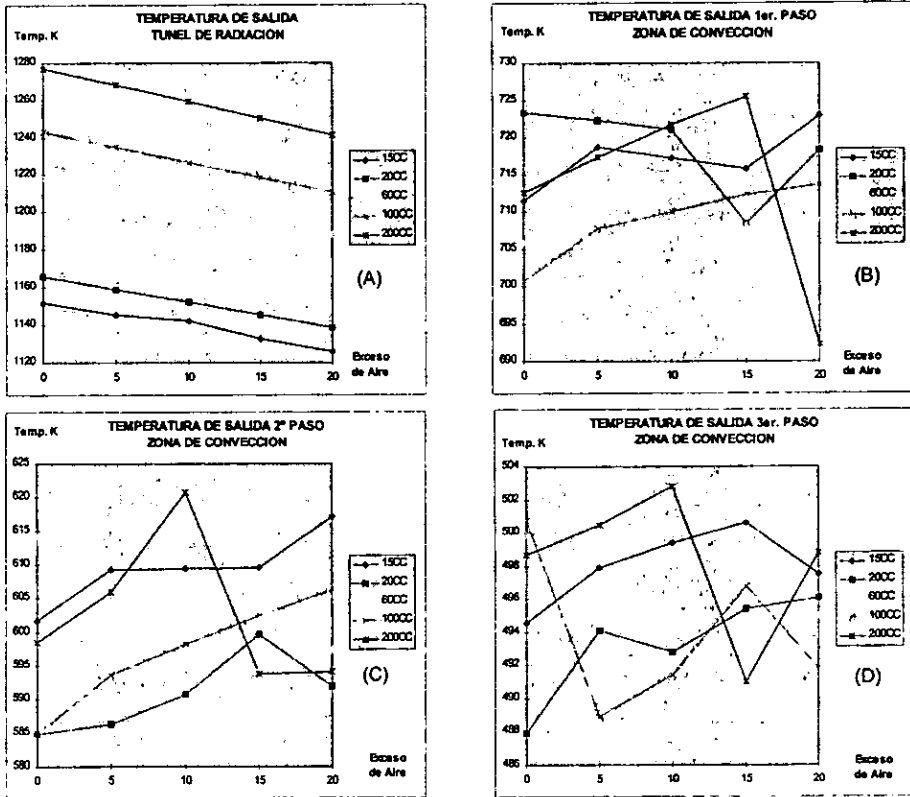


Figura 4.3 TEMPERATURA DE SALIDA DE (A) TUNEL DE RADIACIÓN, (B), (C) Y (D) ZONA DE CONVECCIÓN PASO 1, 2 Y 3 RESPECTIVAMENTE

4.4.1 En la figura 4.2 se encuentra el comportamiento general de la transferencia de calor realizada dentro de los equipos diseñados. Las diferencias sobre el calor radiado de los gases de combustión en el túnel de radiación y el calor absorbido por convección en el banco de tubos fueron analizadas en la sección anterior.

4.4.2 La temperatura de salida de cada sección brinda una aproximación del comportamiento real del equipo y la eficiencia que tiene el mismo dentro de los rangos mercados, ver figura 4.3.

En el caso del túnel se tiene el comportamiento más homogéneo, la temperatura de salida disminuye a medida que se aumentan las cantidades de aire presente durante la combustión para cada capacidad de equipo ; por otro lado, incrementa su dimensión conforme aumenta la capacidad del equipo y la turbulencia presente en la cámara de combustión también aumenta su magnitud.

Para los pasos por la zona de convección, el comportamiento es variable en cada caso, debido a el sistema de convergencia empleado, puesto que en cada uno de ellos los requerimiento de área es ajustado a las dimensiones de un tubo inmediato superior a la fracción que pudiera resultar del cálculo ; por ello, al realizar el ajuste de la temperatura a la salida de la sección el valor llega a variar en gran medida respecto al esperado, pues se logra un subenfriamiento.

4.4.3 La figura 4.4 ejemplifica la relación existente entre el coeficiente de diseño y el no. de Reynolds, pues el incremento o descenso existente en el segundo, repercute proporcionalmente en el primero.

Las variaciones en el Reynolds se deben principalmente a la contracción que sufren los gases en el volumen al disminuir su temperatura; para mantener alto el valor de esta variable, se disminuye el área de flujo, al mantener alto este valor el correspondiente coeficiente se conserva en la misma proporción.

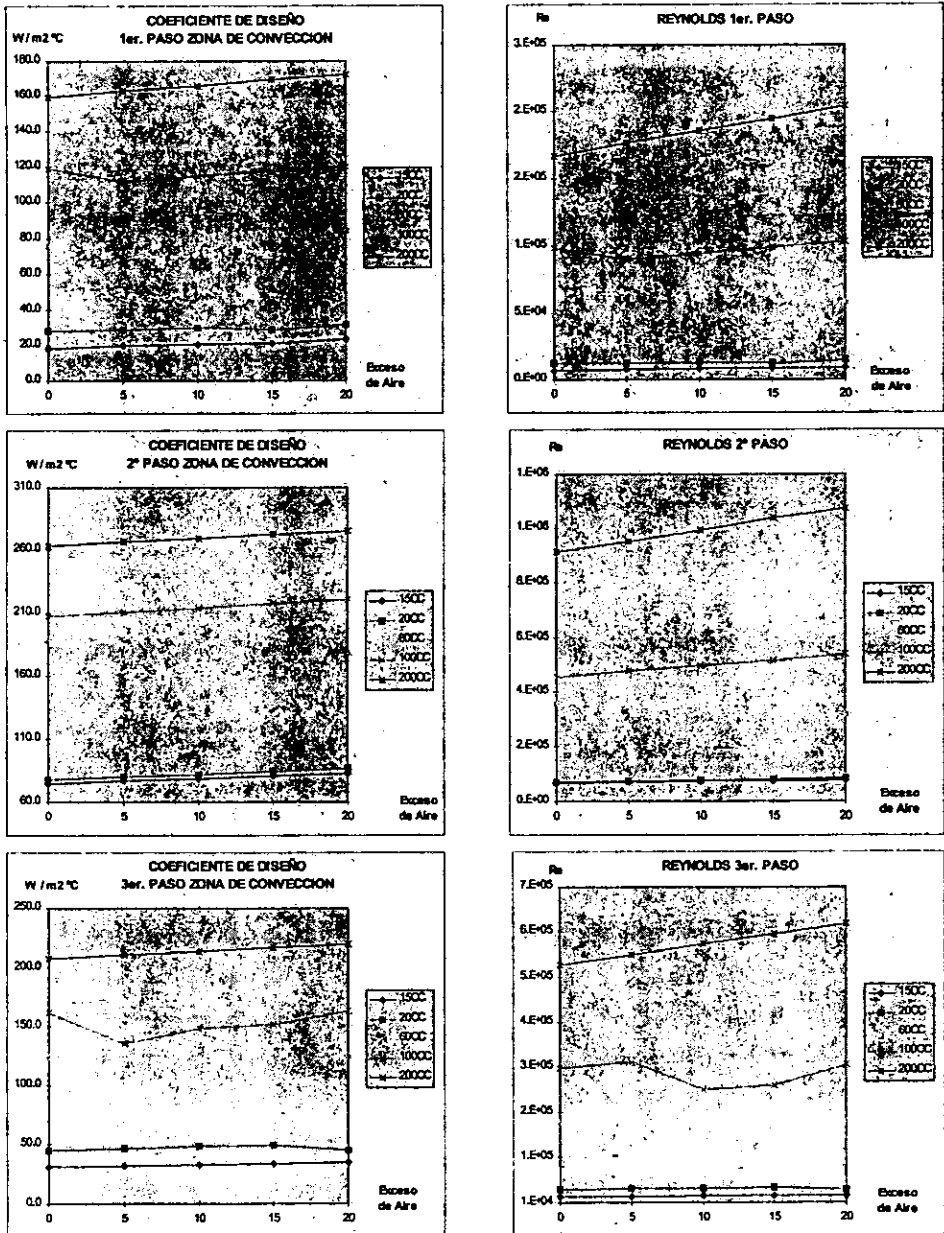


Figura 4.4 CORRESPONDENCIA ENTRE EL COEFICIENTE DE DISEÑO Y EL N.º DE REYNOLDS DE CADA SECCIÓN.

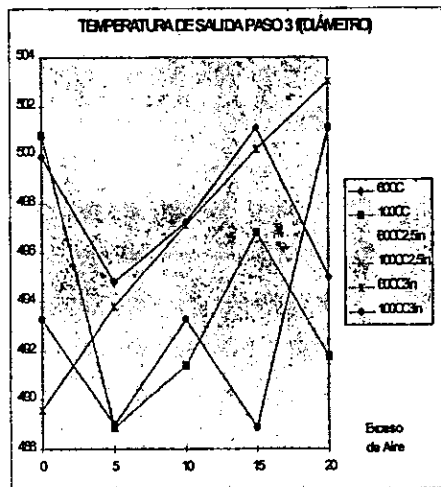
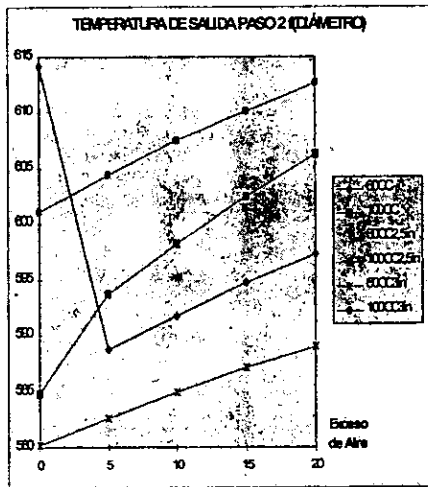
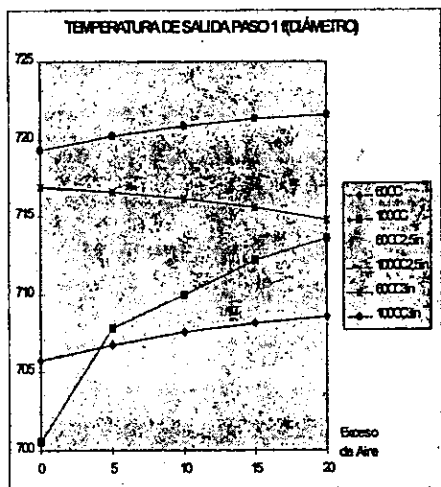


Figura 4.5
TEMPERATURA DE SALIDA
DE LA ZONA DE CONECCION
PASOS 1, 2 Y 3

4.5 COMPORTAMIENTO DE VARIABLES EN FUNCIÓN DEL CAMBIO DE DIÁMETRO Y DEL EXCESO DE AIRE.- La tendencia manifestada en los resultados obtenidos, es semejante a la observados en la sección anterior en cuanto a la magnitud de las áreas resultantes y los perfiles de las otras variables analizadas.

4.5.1 En la gráfica 4.1 (b) se muestran las variaciones del área total que resulta de la variación del diámetro de la tubería en la zona de convección. Es posible observar cómo los requerimientos de área son mayores para una misma capacidad de

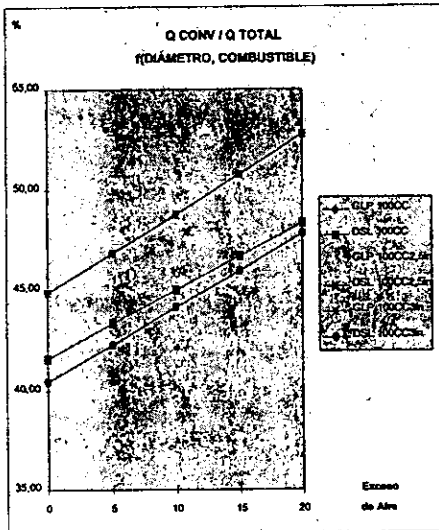
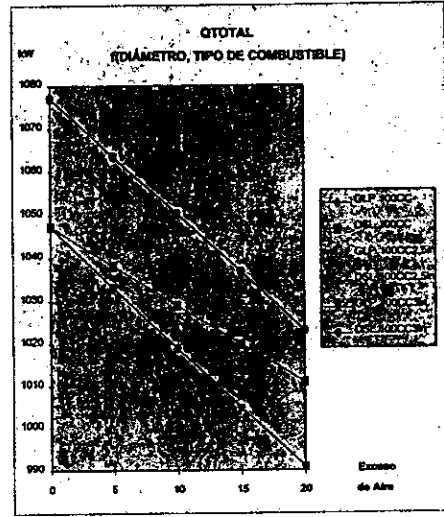
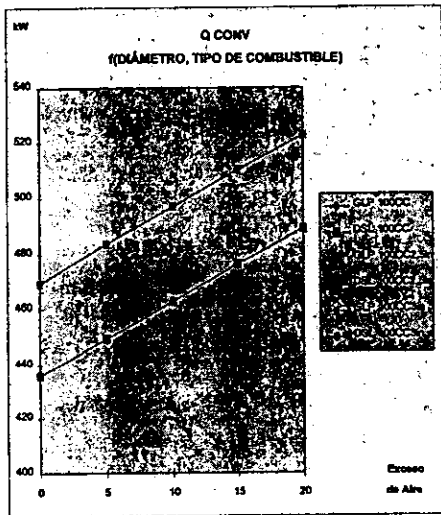


Figura 4.6
VARIACIÓN DE CARGAS
TÉRMICAS MODIFICANDO EL
DIÁMETRO DE TUBERÍAS Y
EL TIPO DE COMBUSTIBLE

caldera al variar el diámetro. Al aumentar el área de flujo de los gases, disminuye la velocidad de los mismo y con ello el coeficiente de transferencia.

El comportamiento no es homogéneo en cuanto a su incremento o descenso, debido a las estimaciones hechas para la convergencia del área resultante en el programa; sin embargo, puede afirmarse el aumento de área con el aumento del exceso de aire suministrado.

4.5.2 Observando las temperaturas de salida de cada sección incluidas en la figura 4.5 es notable que el comportamiento de esta variable es análogo al correspondiente observado en la sección anterior; esto es, al no haber cambios reales en el dimensionamiento del túnel, las variables propias del mismo no sufren alteraciones. Por lo tanto sólo en la sección de convección hay cambios reales.

4.5.3 En los dos primeros pasos de la zona de convección las variaciones no son tan significativas como en el tercer paso, donde las variaciones en el área son más relevantes, pues al aumentar el área de transferencia por redondeo en la convergencia, los rangos de temperatura sufren alteraciones ya que los demás parámetros se mantienen constantes en este punto, como las cargas térmicas transferidas y las propiedades del fluido caliente, ver figura 4.5

4.6 COMPORTAMIENTO DE VARIABLES EN FUNCIÓN DEL CAMBIO DE DIÁMETRO Y DEL TIPO DE COMBUSTIBLE.- La diferenciación en cada una de las variables analizadas son las mismas encontradas en los casos anteriores, las cargas térmicas transferidas en cada sección, son características al combustible empleado, siendo los requerimientos de aire menores en el caso del diesel, la masa gaseosa resulta menor y por lo tanto las áreas totales presenta esta tendencia de menor magnitud respecto a las calculadas para el gas L.P.

Este hecho puede corroborarse en la figura 4.1 (c), las cargas en la figura 4.6 y las temperaturas de salida en la 4.7 en donde se observa que la temperatura de salida de cada sección es menor para los casos en que se emplea diesel, puesto que la transferencia de calor se realiza con mayor eficiencia al existir una masa menor de aire caliente.

En el caso del tercer paso por el banco de tubos, pese a que la temperatura de salida se encuentra por encima de los rangos de riesgo para condensación de SO_3 ,

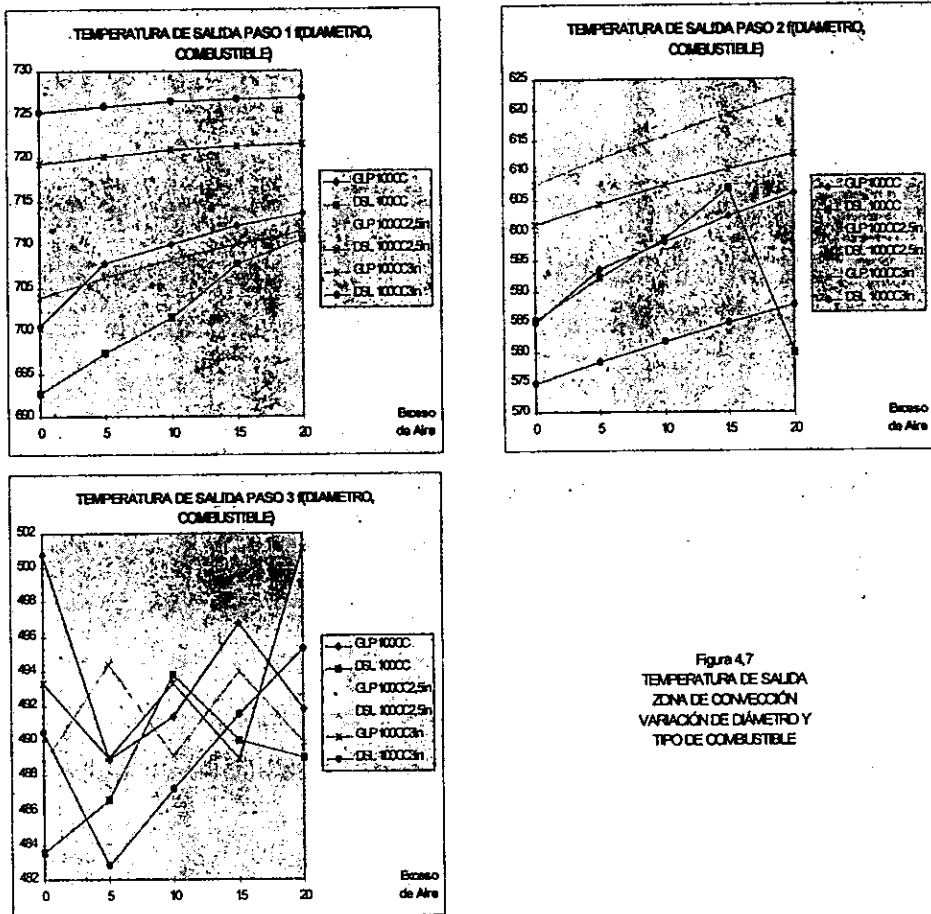


Figura 4.7
TEMPERATURA DE SALIDA
ZONA DE CONVECCIÓN
VARIACIÓN DE DIÁMETRO Y
TIPO DE COMBUSTIBLE

no debe descartarse la posibilidad de corrosión por este efecto al disminuir demasiado este valor.

4.7 COMPARACIÓN ENTRE VARIABLES DE DISEÑO Y CARACTERÍSTICAS DE EQUIPOS COMERCIALES.- La información sobre las características principales de las calderas comerciales se encontró a través de catálogos de promoción de los fabricantes de estos equipos; en la figura 4.8 son señalados los nombres de las empresas fabricantes y las calderas con cuyas capacidades se probó el método de diseño desarrollado.

El primer parámetro que se toma en cuenta es la capacidad nominal del equipo; en los casos de Industrias Pesadas S.A. y Lukaut, dentro de los catálogos correspondientes no fueron encontrados equipos con capacidades que abarcaran las señaladas para la comparación, por lo cual se tomó de cada una, las que pudieran ser objeto de cotejo. Las capacidades empleadas fueron 60, 100 y 200 Caballos Caldera.

El tipo de combustible no es señalado en la mayoría de los casos, excepto en las calderas de Cleaver&Brooks. Para la comparación, fueron empleados los equipos diseñados con gas L.P. como combustible.

El segundo punto de comparación es la capacidad energética del equipo, medida como flujo calorífico del vapor producido. El flujo másico del vapor es empleado en el siguiente parámetro.

Los siguientes puntos de comparación son más relacionados con las características mecánicas del equipo como son la longitud de la caldera y el área total de transferencia.

El último punto de análisis es la relación entre la superficie de calefacción y la capacidad nominal del equipo (constante K en la determinación de la capacidad nominal del equipo, capítulo I sección 1.4.5), este punto establece la efectividad del funcionamiento de los dispositivos.

Los primeros tres puntos no presentan variación de un equipo a otro debido a que éstos son los punto de partida en los balances de materia y energía; sin embargo, hacia el tercer punto las variaciones son demasiado considerables.

El modelo Y-3P en ambos casos presenta una longitud mayor, aunque el área total es de dimensiones similares a los demás equipos. En cuanto a las calderas Cleaver&Brooks se observa una cierta similitud entre las longitudes de este equipo y el los IMP, no obstante, no hay patrón definido en esta relación. Los equipos de Lukaut e Industrias Pesadas presentan las mismas variaciones.

El punto de mayor importancia como se mencionó es la relación Superficie de Calefacción / Capacidad Nominal. De acuerdo a los catálogos, los respectivos equipos presentan una relación como se señala en el cuadro (la del cuadro es calculada de acuerdo a los datos correspondientes de superficie de calefacción y de capacidad nominal).

La relación obtenida en los equipos IMP representarían una mayor efectividad en el proceso de transferencia, pues hablaría de un requerimiento mucho menor de área para transmitir la misma carga calorífica que los demás equipos. Para corroborar esta hipótesis surgida, habría de procederse a la fabricación de alguna caldera bajo las especificaciones señaladas. Sin embargo, de acuerdo al objetivo del presente trabajo, la modelación de las calderas es aún incompleta, según los datos obtenidos, pues distan demasiado de los reportados por fabricantes que acorde a su experiencia en el desarrollo de estos dispositivos, han encontrado la configuración óptima operacional y económicamente hablando.

Por otro lado, los criterios de diseño empleados en la presente metodología son acordes a los criterios generales usados en el dimensionamiento de equipos similares al tratado; lo que haría pensar que algunas de las pautas seguidas en dimensionamiento de equipos comerciales, se encuentran fuera del análisis metodológico y más dentro del empírico.

	C. SAN FRANCISCO. 3 PASOS			CALDERAS 4 PASOS			CALDERA 3 PASOS	CALDERA 2 PASOS		CALDERAS 4 PASOS		
	CALDERAS Y SERVICIO INDUSTRIAL S.A.	CLEAVER & BROOKS	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.	IND. PESADAS S.A.
MODELO	Y-3P	60	100	200	200	200	TURBO-3- 200	TURBO-2- 60	TURBO-2- 100	60	100	200
CAPACIDAD NOMINAL (CABALLOS CALDERA)	60	100	200	200	200	200	200	60	100	60	100	200
CAPACIDAD ENERGETICA (KW)	589	981	1962	1962	1962	1962	1961	588	980	631	1047	2085
FLUJO DE VAPOR (kg/s)	0,261	0,435	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869	0,260	0,435	0,261	0,435	0,869
LONGITUD DE CALDERA (m)	3,06	3,40	2,08	3,07	4,27	5,16	5,16	2,18	2,47	1,88	2,43	3,43
SUP. DE CALEFACCION (m2)	28,0	48,0	27,9	46,5	92,9	103,6	103,6	28,4	46,8	11,6	14,5	23,5
SUP. DE CALEFACCION / CC	0,467	0,480	0,465	0,465	0,465	0,518	0,518	0,474	0,468	0,193	0,145	0,117
% LONGITUD	61,44	71,47	90,26	79,07	80,38	66,47	66,47	86,24	98,38	100	100	100
% AREA	41,38	30,28	41,57	31,29	25,25	22,64	22,64	40,75	31,05	100	100	100

Figura 4.8
COMPARACION DE VARIABLES ENCONTRADAS EN
CATALOGOS DE DIFERENTES FABRICANTES CON
LOS OBTENIDOS POR LA METODOLOGIA DESARROLLADA

CAPITULO V
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conforme al objetivo trazado, las expectativas logran ser cubiertas en su totalidad, ya que se obtuvo un método de diseño con comportamientos de variables dentro de un razonamiento lógico, como el flujo de combustible, la masa y calidad del vapor generado, temperaturas de entrada y salida de cada sección, etc.

Las áreas de transferencia obtenidas por los diferentes métodos analizados son inferiores a las reportadas por fabricantes lo cual representa una desviación para la evaluación total del equipo, pues reduce la evaluación al análisis de variables como las temperaturas de salida de las corrientes gaseosas (vapor y gases de combustión), la calidad de los gases de combustión generados, el aprovechamiento de calor transmitido al agua, etc.; mas no al aprovechamiento del área disponible y la flexibilidad del equipo bajo distintos requerimientos de vapor.

Tener áreas resultantes acordes a las áreas y cargas caloríficas reportadas para equipos en operación, permitiría determinar los márgenes de operación de cada equipo, o bien el mejor aprovechamiento del dispositivo en su conjunto. No obstante, el diseño creado permite pensar, basados en los resultados obtenidos, que la mayor parte de los equipos fabricados se encuentran en condiciones de sobre-especificación, lo que representa que aún no existe un método confiable del todo para evaluar las áreas de transferencia, no logran por lo tanto reproducir los fenómenos involucrados en la transferencia de calor para estos dispositivos; esto último sería el principal reflejo del porqué para estos equipos se asumen diversos criterios, que son asignados por cada diseñador de acuerdo a su experiencia en la creación de estos equipos.

El diseño mecánico no se desarrolló en este trabajo puesto que no era el objetivo principal, por lo que sería necesario en algún otro trabajo considerar partes importantes como el arreglo del espejo de tubos, el diámetro final del cuerpo central de la caldera, por consiguiente al diámetro final del equipo tras la adecuada selección del aislante que permita mantener las condiciones de diseño dentro del equipo y las temperaturas de superficie de la cubierta dentro de los rangos de seguridad marcados para estos casos, etc. El paso siguiente sería el diseño de cada una de estas partes mencionadas donde cabría la colaboración de un especialista mecánico que proporcione los criterios necesarios para la configuración del arreglo final de los tubos en el espejo con la finalidad de ocupar el mínimo espacio. La colaboración abarcaría el seleccionamiento adecuado del material a emplear en el túnel de radiación, con ello tener el espesor mínimo requerido que no encarezca el costo total del equipo y permita evaluar la temperatura de superficie requerida para esta sección y poder aplicar los criterios de diseño que complementan el dimensionamiento del túnel.

La tubería (IPS) empleada en el diseño, se escogió por no existir una relación directa de la mayor parte de las variables con las características propias de cada material. Para un mejoramiento del modelo podrían emplearse otros materiales, como tuberías BWG, propias para intercambiadores de calor, no obstante, la información de las características de este tipo de tubería se limita a tubería de diámetro nominales de 2".

Otras variables manejadas como ideales, como el material refractario empleado en los retornos de los gases de combustión, son susceptibles de modificación, pues en la realidad no existen materiales que no absorban parte de la carga calorífica transportada en los segmentos correspondientes, además a pesar de lo pulida que pueda ser esta superficie, presenta fricción con los gases de combustión y por ende, una caída de presión adicional a las consideradas.

La información específica a sistemas de transferencia de calor gas-líquido es limitada e inexistente para casos especiales en la bibliografía abierta; aunque dentro de ella, continuamente son publicados algunas modificaciones con configuración específica para determinados sistemas. No debe descartarse la posibilidad de acceder a modelos que se ajusten más a la configuración del equipo diseñado en el presente trabajo. Los modelos que habría que analizar de esta forma son los del cálculo de coeficiente de transferencia de calor por el lado de los gases, el coeficiente de ebullición del agua (que se asumió como un valor constante al carecer de un modelo representativo de la configuración del sistema tratado) y de la caída de presión de los gases tanto en los tramos rectos como en los retornos de cada paso.

ANEXO 1

**PROPIEDADES FÍSICAS DE GASES DE COMBUSTIÓN
Y MEMORIA DE CÁLCULO DEL TÚNEL DE
RADIACIÓN**

MEMORIA DE CÁLCULO SECCIÓN DE RADIACIÓN Y PRIMER PASO POR LA ZONA DE CONVECCIÓN

CAPACIDAD CALDERA	60		CC
PRESIÓN DE VAPOR (PRV)	16.2		LB / IN2
WH2O	0.26082	=CAPCAL*0.4536*34.5/3600	KG / S
TSAT	376.285	=50.895*PRV^0.2536+273.15	K
T AMB	288.15		K
Q LAT	2.25E+06	=(4E-8*PRV^4-3E-5*PRV^3+0.0073*PRV^2- 1.1107*PRV+554.06)*4186	J / KG
Q H2O	6.83E+05	=WH2O*4186.5*(TSAT-TAMB) + QLAT*WH2O	J / S
Q LIB	8.54E+05	=QH2O/EFIC	J / S
Q LIB 2	7.35E+05	=QLIB*3600/4186.5	KCAL / H
PCI	46051500		J / KG
WCOMB	0.019	=QLIB/PCI	KG / S
TFA	2036.475	=0.0528*EAIR^2-11.229*EAIR+2091.3	K

DIMENSIONAMIENTO DEL TÚNEL

DIAM DE FLAMA (DFL)	0.565	=0.17*(WCOMB*3600)^0.28571429	M
LONG DE FLAMA (LFL)	1.634	=0.2*(WCOMB*3600)^0.5	M
D TUN	0.649	=DFL*1.15	M
L TUN	1.880	=LFL*1.15	M
ACS	3.834	=3.1416*DTUN*LTU	M2
TA	1242.970	=TE3+273.15	K
Q DISP	3.93E+05	=FMAS*CPTUN*(TSA-298.15)	J / S
QRAD	461688	=QLIB-QDISP	J / S

PRIMER PASO ZONA DE CONVECCIÓN

T ENT	1243.0	= TA	K
TSAL1	727.65		K
TMED	985.31	=(TENT+TSAL1)/2	K
MLDT	1314.246043	=(TENT-TSAL1)/LOG((TENT-TSAT)/(TSAL1-TSAT))	K
DI	0.0635		M

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE GASES DE COMBUSTIÓN
Y MEMORIA DE CÁLCULO DEL TÚNEL DE RADIACIÓN Y LA 1er. ZONA DE CONVECCIÓN

	DE	0.07271		M
	AIN TUBO	$0.374968087 = 3.1416 \cdot DI \cdot LTU$		M ²
	A TRANSVERSAL	0.003166922		M ²
	VOL	$0.967221524 = FMOL \cdot RGAS \cdot TMED$		M ³
	DENS	$0.371401923 = PMM / (RGAS \cdot TMED)$		KG / M ³
	VISC GAS	$8.38E-06 = 8E-9 \cdot TMED + 5E-7$		KG / M S
	KGAS	$0.079806599 = 5.463925E-5 \cdot TMED + 0.02597$		J / M S K
	QCONV	$2.04E+05 = FMAS \cdot CPP1 \cdot (TEN1 - TSAL1)$		J / S
	ATRANSF SUPUESTA	10		M ²
ITERACION	ATRANSF MODIFICADA	4.85		
	EPSI	0.25	0.024585125	
	NT	12.934	=ATRANSF MOD/AINT TUBO	
	NTI	13.00		
	ATM2	4.875	=AINT TUBO*NT1	M ²
	ATRSV TOT	0.0410	=NT*ATRANS	M ²
	GT1	7.88	=FMAS/ATRSV	KG / M ² S
	HGAS	98.990	$=0.027 \cdot KGAS / DI \cdot (DI \cdot GT1 / VISC)^{0.8} \cdot (VISC \cdot CPP1 / KGAS)^{0.4}$	J / S M ² K
	HGASo	84.2958457	$= (1 / (1 / HGAS + 0.001761))$	M/S
	VEL	21.213	=GT1/DENS	M/S
REYNOLDS (RE)	5.97E+04	=DI*GT1/VISC		
DP	0.84	=FMAS^2/DENS*3	KG/CM ²	

CONSTANTES

TIPO DE COMBUSTIBLE	GAS LP		
R	8.314		J / MOL K
g	9.80665		M/S
EFICIENCIA TERM (EFI)	0.8		
RGI	82.06		cm ³ atm/molK
RGAS	0.08206		ATM L / K MOL
ρAGUA	951.9605335	$= -0.0022 \cdot TSAT^2 + 0.9045 \cdot TSAT + 923.11$	KG / M ³
μ AGUA (VISCW)	0.0002725	$= EXP(1317.8 \cdot (1/TSAT) - 11.71)$	kg / m s

BALANCES DE MATERIALES

EXCESO AIRE (EAIR)	5		%
FOX	0.002087791	$= (0.3 \cdot FCOMB \cdot 160/44 + 0.7 \cdot FCOMB \cdot 208/58) / 32$	KMOL / S
FAIR	0.010488902	$= FOX / 0.209 \cdot (1 + EAIR / 100)$	KMOL / S

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE GASES DE COMBUSTIÓN
Y MEMORIA DE CÁLCULO DEL TÚNEL DE RADIACIÓN Y LA 1er. ZONA DE CONVECCIÓN

FOS	0.00010439	=FAIR*0.209-FOX	KMOL / S
FN2	0.008296721	=FAIR*0.791	KMOL / S
FCO2	0.002286974	=FCOMB*(0.3+132/44+0.7*176/58)/44	KMOL / S
FAGUA	0.001274404	=FCOMB*(0.3+72/44+0.7*90/58)/44	KMOL / S
FMOL	0.011962489	= ΣF_i	KMOL / S
FLUJO MASICO (FMAS)			0.322729835 =FCOMB+ FAIR*29
			KMOL / S
XO2	0.008726407	=FOS/FMOL	
XN2	0.693561468	=FN2/FMOL	
XCO2	0.191178805	=FCO2/FMOL	
XH2O	0.10653332	=FAGUA/FMOL	
PMMO2	32		
PMMN2	28		
PMMCO2	44		
PMMH2O	18		
Xi * PMM	0.279245024	=XO2*PMMO2	
	19.41972109	=XN2*PMMN2	
	8.41186743	=XCO2*PMMCO2	
	1.917599764	=XH2O*PMMH2O	
PMM MEZCLA GASEOSA	30.02843331	= $\Sigma X_i * PMM_i$	

CP GASES

TUNEL		J / KG K
CPOX	$0.206746879 = R \cdot X_{O_2} \cdot (3.69 + 0.000506 \cdot TSA - 2270000 / TSA^2)$	J / KG K
CPN2	$23.17850414 = R \cdot X_{N_2} \cdot (3.28 + 0.000593 \cdot TSA + 4000 / TSA^2)$	J / KG K
CPCO2	$10.6192111 = R \cdot X_{CO_2} \cdot (5.457 + 0.001045 \cdot TSA - 115700 / TSA^2)$	J / KG K
CPH2O	$4.662840091 = R \cdot X_{H_2O} \cdot (3.47 + 0.00145 \cdot TSA - 12100 / TSA^2)$	J / KG K
CP	$1287.6896 = \sum CP_i \cdot 1000 / PMM_i$	J / KG K
PASO1		
CPOX	$0.134247227 = R \cdot X_{O_2} \cdot (3.69 + 0.000506 \cdot TMED - 2270000 / TMED^2)$	J / KG K
CPN2	$22.30629087 = R \cdot X_{N_2} \cdot (3.28 + 0.000593 \cdot TMED + 4000 / TMED^2)$	J / KG K
CPCO2	$10.12084783 = R \cdot X_{CO_2} \cdot (5.457 + 0.001045 \cdot TMED - 115700 / TMED^2)$	J / KG K
CPH2O	$4.327827308 = R \cdot X_{H_2O} \cdot (3.47 + 0.00145 \cdot TMED - 12100 / TMED^2)$	J / KG K
CP	$1228.4761 = \sum CP_i \cdot 1000 / PMM_i$	J / KG K

**TABLAS DE VISCOSIDADES PARA GASES DE COMBUSTIÓN A PARTIR DE
GAS L.P. Y DIESEL
COMO FUNCIÓN DEL EXCESO DE AIRE**

VISCOSIDAD GAS L.P.		(KG / M S) * 10 ⁻⁶				
TEMPERATURA	(K)	EXCESO DE AIRE				
		1	2	3	4	5
273		2.504	2.554	2.601	2.648	2.692
323		3.699	3.75	3.798	3.846	3.89
373		4.871	4.921	4.965	5.013	5.056
423		6.036	6.082	6.125	6.168	6.209
473		7.198	7.239	7.278	7.318	7.355
523		8.357	8.394	8.428	8.464	8.498
573		9.516	9.547	9.577	9.609	9.639
623		10.67	10.7	10.72	10.75	10.78
673		11.83	11.85	11.87	11.89	11.92
723		12.99	13	13.02	13.04	13.05
773		14.14	14.15	14.16	14.18	14.19
823		15.3	15.3	15.31	15.32	15.33

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE GASES DE COMBUSTIÓN
Y MEMORIA DE CÁLCULO DEL TÚNEL DE RADIACIÓN Y LA 1er. ZONA DE CONVECCIÓN

VISCOSIDAD DIESEL		(KG / M S) * 10 ⁻⁶				
TEMPERATURA	(K)	EXCESO DE AIRE				
		0	5	10	15	20
	273	3.105	3.151	3.179	3.238	3.277
	423	4.55	4.585	4.622	4.655	4.685
	573	5.953	5.974	5.999	6.021	6.039
	723	7.34	7.395	7.357	7.367	7.374
	873	8.719	8.708	8.706	8.703	8.697
	1023	10.09	10	10.05	10.03	10.01
	1173	11.97	11.42	11.39	11.36	11.33
	1323	12.84	12.77	12.73	12.68	12.64
	1473	14.21	14.13	14.06	14.013	13.95
	1623	15.57	15.48	15.4	15.33	15.26
	1773	16.94	16.82	16.73	16.65	16.56
	1923	18.31	18.17	18.07	17.97	17.87