

2 Ej. 1202



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

EVALUACION DEL DISEÑO TERMICO DE CALENTADORES
A FUEGO DIRECTO POR COMPUTADORA

T E S I S
IGNACIO ALVAREZ GOMEZ
INGENIERO QUIMICO

1984



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 esta 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.

CONTENIDO

	PAG.
I. INTRODUCCIÓN	1
II. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO	4
II.1 Clasificación de los Calentadores a Fuego Directo	7
III. PRINCIPALES OPCIONES Y CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO	22
III.1 Refractarios	23
III.2 Accesorios de Retorno	26
III.3 Quemadores	28
III.4 Limpieza de la Sección de Convección	30
III.5 Control de las Variables de un Calentador a Fuego Directo	31
IV. MÉTODOS DE EVALUACIÓN Y DISEÑO DE LA SECCIÓN RADIANTE DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO	35
IV.1 Métodos Empíricos	36
IV.2 Métodos Semiteóricos	41

V.	DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO	52
V.1	Transferencia de Calor en la Sección de Radiación	53
V.2	Transferencia de Calor en la Sección de Convección	68
V.3	Caída de Presión del Gas de Combustión	80
VI.	DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO	90
VI.1	Criterios Generales para la Evaluación	90
VI.2	Evaluación Térmica de la Sección de Radiación	93
VI.3	Evaluación Térmica de la Sección de Convección	99
VI.4	Caída de Presión de los Gases de Combustión	107
VII.	DIAGRAMAS DE FLUJO PARA COMPUTADORA	127
VIII.	PROGRAMA DE COMPUTADORA	140
VIII.1	Forma de proporcionar los Datos	141
VIII.2	Indicaciones de Error	143
VIII.3	Problema	145
VIII.4	Listado del Programa de Computadora	146
VIII.5	Listado para la Corrida del Problema	173
IX.	CONCLUSIONES	180
X.	REFERENCIAS	184

	PAG.
ANEXO I, TABLAS DE DATOS	187
ANEXO II, TARJETAS DE DATOS	225
ANEXO III, HOJAS DE ESPECIFICACIONES Y PLANO DE ARREGLO GENERAL DEL PROBLEMA	233

I

INTRODUCCION

La conservación de la energía no es un tema nuevo, pero representa en la actualidad un aspecto fundamental en la operación de cualquier planta de proceso químico. El éxito económico de cualquier proceso competitivo requiere del uso eficiente de la energía.

En la Tabla 1.1 se presentan los precios de venta al público de combustóleo, gas natural y gas licuado en el Distrito Federal para los años de 1973 a 1982. En ella se observa que en estos diez años el porcentaje de aumento en el precio del combustóleo tanto pesado como ligero es de 530%, en el gas natural industrial de 557% y en el gas licuado de 455%.

Si consideramos que el 75% de la energía utilizada en las plantas de proceso químico o refinación de petróleo se usa como combustible en calentadores a fuego directo y calderas de vapor, la conservación de ésta representa por sí sola un gran incentivo para analizar y evaluar los criterios de diseño y en particular el diseño térmico de los calentadores a fuego directo.

La evaluación de un calentador a fuego directo requiere de la combinación de las distintas formas de intercambio de calor y contenido calorífico de los gases de combustión con los flujos especificados, temperaturas

y cargas térmicas de los fluidos de proceso; ésto debe hacerse para cada corriente y para cada sección del calentador a fuego directo. La utilidad para cualquier problema específico depende del calentador en consideración y del propósito del cálculo.

La finalidad de presentar un método de evaluación se basa en lo siguiente:

- a. Efectuar estimaciones del tamaño del calentador, consumo de combustible y recuperación de energía durante la parte del diseño.
- b. Evaluar ofertas de vendedores con miras a comparar mejor las diferentes propuestas y seleccionar el calentador más económico que llene los requerimientos de diseño.
- c. Predecir los efectos de los cambios en el flujo de carga, tipo de carga y variables de operación.
- d. Anticipar los efectos de modificaciones propuestas para un calentador a fuego directo existente.

PRECIOS DE VENTA AL PUBLICO DE
COMBUSTOLEO, GAS NATURAL Y GAS LICUADO
EN EL DISTRITO FEDERAL

<u>AÑO</u>	<u>COMBUSTOLEO</u> <u>(\$ / M3)</u>		<u>GAS NATURAL</u> <u>(\$ / M3)</u>	<u>GAS</u> <u>LICUADO</u> <u>(\$/KG)</u>
	<u>PESADO</u>	<u>LIGERO</u>	<u>INDUSTRIAL</u>	
1973	117.05	135.90	0.14	0.85
1974	200.00	230.00	0.18	2.05
1975	200.00	230.00	0.18	2.08
1976	200.00	230.00	0.18	2.28
1977	260.00	300.00	0.26	2.40
1978	260.00	300.00	0.26	2.40
1979	283.33*	328.83*	0.28*	2.40
1980	345.00*	396.66*	0.35*	2.50(1)
1981	447.58*	518.50*	0.45*	3.15*
1982	737.22*	856.50*	0.92*	4.72*

* Promedio del Año

(1) A partir del 21 de noviembre

Tabla 1.1

II

CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

Los calentadores a fuego directo son en esencia grandes intercambiadores de calor. El calor necesario se suministra quemando combustible -generalmente aceite o gas- en una cámara de combustión. El calor se transfiere del gas caliente a un fluido que circula en tubos.

Como en el caso de cualquier intercambiador de calor, su evaluación involucra un balance de energía entre las corrientes transmisora y receptora de calor y una relación de rapidez de transferencia de calor pero a diferencia del intercambiador de calor de proceso común y corriente, la mayor parte del calor es transferido por radiación en lugar de por convección.

La figura 11.1 presenta el diagrama de un calentador a fuego directo típico. Consiste de una cámara de combustión o sección radiante, una sección de convección, un colector del gas de combustión frío y finalmente una chimenea para eliminar el gas y proporcionar tiro.

La sección de radiación proporciona el espacio necesario para que el combustible se mezcle completamente con aire y sea quemado. Contiene además tubos para absorber el calor, los cuales reciben gran parte del calor del gas de combustión antes de que éste pase a la sección de convección.

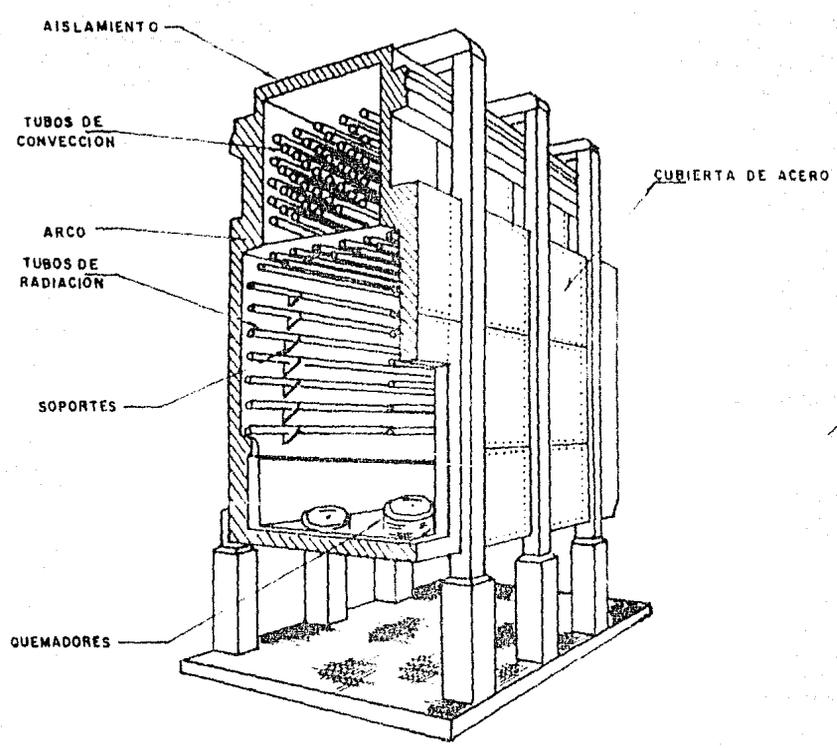


FIGURA II.1 ARREGLO TIPICO DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

Por lo general los tubos se colocan alrededor de la cámara de combustión y cercanos a las paredes refractarias, como se muestra en el diagrama. Sin embargo, en algunas aplicaciones, los tubos pueden estar colocados en el centro del horno, con los quemadores dispuestos de manera que calienten a ambos lados de los tubos. A los niveles de temperatura presentes en la cámara de combustión, la mayor parte del calor se transfiere por radiación, por lo tanto, el arreglo de los tubos debe ser tal que propicie una absorción radiante uniforme y eficiente.

Muchos calentadores se diseñaban de manera que la sección de convección estuviera completamente protegida de la cámara de combustión por una pared refractaria. Esto se hacía para proteger las primeras hileras de los tubos de convección del excesivo calor radiante. Se ha encontrado, sin embargo, que con un diseño apropiado de la sección de convección la pared de separación no es necesaria. Los tubos en la sección de convección que pueden "ver" a la sección de radiación se les llama tubos escudo y aunque mecánicamente son parte de la sección de convección, para el diseño térmico los tubos escudo deben considerarse como parte de la sección de radiación.

La sección de convección recupera calor adicional del gas de combustión, en un nivel de temperatura menor del cual se puede obtener económicamente en la sección de radiación. Aquí los tubos se arreglan para obtener en el gas altas velocidades de flujo y turbulencia, así como para obtener buena transferencia por convección.

La chimenea debe coleccionar y eliminar el gas de combustión sin ocasionar pérdidas por fricción excesivas, y proporcionar el tiro suficiente

para arrastrar los gases a través de la cámara de combustión y sección de convección.

Puesto que el arreglo físico y los mecanismos de transferencia de calor predominantes son diferentes en las secciones de radiación y convección se utilizan métodos diferentes para evaluar las dos secciones.

II.1 CLASIFICACIÓN DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

La clasificación de los calentadores a fuego directo se hace de acuerdo a su tamaño, al servicio al que se aplican, a la colocación del serpentín de calentamiento en la sección de radiación y de acuerdo al suministro de aire y remoción de los gases de combustión.

II.1.1 DE ACUERDO AL TAMAÑO

El tamaño de un calentador a fuego directo se define en términos de su capacidad de absorción de calor de diseño, o carga térmica. La carga térmica varía desde medio millón de BTU/Hr para unidades especiales pequeñas hasta mil millones de BTU/Hr para instalaciones en proyectos gigantes, tales como los calentadores-reformadores de vapores de hidrocarburos. Pero la mayoría de las instalaciones de calentadores a fuego directo están en el rango de 10 a 350 millones de BTU/Hr.

II.1.2 DE ACUERDO AL SERVICIO

Los requerimientos de la industria de proceso para calentadores a fuego directo se dividen en seis categorías generales de servicio. Estas categorías son las siguientes:

11.1.2.1 Rehervidores de Columna

Esta aplicación se considera como una de las menos críticas y más simples de los calentadores a fuego directo. La alimentación es un líquido recirculante tomado de una columna de destilación, el cual es parcialmente vaporizado en el calentador a fuego directo. La mezcla de vapor-líquido vuelve a entrar a la columna en donde se condensa el vapor y libera el calor de vaporización. Las aplicaciones como rehervidores de columna se caracterizan por diferencias de temperatura del fluido a la entrada y salida del calentador a fuego directo relativamente pequeñas y por una vaporización elevada (generalmente se vaporiza el 50% o más de la alimentación).

11.1.2.2 Precaentadores de Alimentación a Columnas Fraccionadoras

Los calentadores a fuego directo en este servicio son los caballos de batalla de muchas operaciones de proceso. La alimentación (casi siempre líquida, aunque algunas veces puede haber cierta cantidad de vapor a la entrada) se envía al calentador a fuego directo, previo precalentamiento en equipo sin aplicación de fuego directo. En el calentador a fuego directo la temperatura se eleva lo suficiente como para lograr una vaporización parcial de la alimentación.

11.1.2.3 Precaentadores de Alimentación a Reactores

Los calentadores a fuego directo en esta aplicación elevan la temperatura de la alimentación al nivel necesario para controlar una reacción

química que se lleva a cabo en un reactor contiguo. Las características de la alimentación y las temperaturas y presiones de operación del calentador pueden variar considerablemente, dependiendo del proceso, ya sea que se trate de un sistema de un componente o multicomponente, de una fase o multifase.

11.1.2.4 Calentadores de Fluidos de Transferencia de Calor

En este servicio se utiliza el calentador a fuego directo para elevar la temperatura del fluido de transferencia de calor recirculante, el cual puede ser un aceite de calentamiento (Dowtherm, Therminol, etc.). En estos sistemas los fluidos circulantes a través del calentador a fuego directo casi siempre permanecen en fase líquida.

11.1.2.5 Calentadores de Fluidos Viscosos

A menudo un aceite pesado debe bombearse de un lugar a otro para su procesamiento. Si el aceite a bajas temperaturas tiene tal viscosidad que hace el bombeo imposible, se utiliza un calentador a fuego directo para calentar el aceite a una temperatura que facilite su manejo.

11.1.2.6 Reactores a Fuego Directo

En esta categoría se encuentran los calentadores en los que se lleva a cabo una reacción química en el serpentín de tubos. Estas unidades representan la tecnología más sofisticada en la industria de los calentadores a fuego directo. Por ejemplo: los calentadores-reformadores de vapores de hidrocarburos y los calentadores de pirólisis.

11.1.3 DE ACUERDO A LA COLOCACION DEL SERPENTIN DE CALENTAMIENTO EN LA SECCION DE RADIACION

La clasificación más importante de los calentadores a fuego directo se refiere a la colocación del serpentín de calentamiento, es decir, si los tubos están colocados horizontal o verticalmente. Los arreglos verticales se muestran en la figura 11.2 y los horizontales en la figura 11.3

Las principales variables que determinan el tipo de un calentador y la colocación del serpentín son:

a. Longitud de los tubos del serpentín.

En base a experiencias y para evitar problemas de mantenimiento se recomienda usar como máximo una longitud límite de tubos, siendo ésta de 80 pies cuando se colocan horizontalmente y de 60 pies cuando se colocan verticalmente, aunque se recomienda también se acerque la longitud a medidas estándares de tubería para evitar desperdicios o fabricación especial.

b. Características del fluido de proceso.

De las características del fluido de proceso que son importantes para seleccionar el tipo de calentador, tenemos las siguientes:

1. Ensuciamiento. Se representa por un factor de ensuciamiento y es la resistencia al flujo de calor que presentan los fluidos al formar una película en la pared del tubo.

Si el factor de ensuciamiento es menor que 0.004 HR PIE^2 °F/BTU se pueden usar tubos verticales, si el factor es mayor que 0.004 y menor que 0.05 se usan tubos horizontales.

2. Tendencia a la coquización. Además del ensuciamiento en algunos casos existirá coquización, por lo cual se recomienda dejar las provisiones necesarias para decoquización.
3. Incrustación. La incrustación es causada por el contenido de sales minerales en el fluido y se recomienda usar tubos horizontales. Generalmente las características de incrustación se indican junto con el factor de ensuciamiento.

c. Carga térmica.

La carga térmica del horno nos determina las dimensiones del calentador y tomando en cuenta lo dicho en los puntos anteriores se puede seguir el siguiente criterio:

- Menores de 30MM BTU/HR . Cilíndrico con tubos verticales, rectangular con tubos horizontales o a fuego indirecto.
- Mayores de 30MM BTU/HR . Cilíndrico con tubos verticales, para determinados casos y todos los demás con tubos horizontales. Esta división de los calentadores representa el criterio más general de clasificación de éstos, ya que como se verá más adelante actualmente tantos los calentadores

verticales como los horizontales cubren un amplio rango de cargas térmicas.

d. Espacio para colocación del equipo.

Cuando se tiene poco espacio para colocar un calentador, se opta por usar uno vertical siempre y cuando los problemas de mantenimiento que se prevean sean mínimos.

A continuación se enlistan las configuraciones más importantes nombrando algunas de sus características:

11.1.3.1 Cilíndrico Vertical Todo Radiante

En este caso el serpentín de tubos está colocado verticalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión. El calentamiento también es vertical desde el piso del calentador. Las cargas térmicas típicas varían de 0.5 a 20 millones de BTU/Hr. Figura 11.2.a.

11.1.3.2 Cilíndrico Vertical Serpentín Helicoidal

En estas unidades, el serpentín está colocado helicoidalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión y el calentamiento es vertical desde el piso. Aunque estos calentadores se agrupan con otros de tubos verticales, las características internas de los tubos se asemejan a aquellas de los calentadores con tubos horizontales. Las cargas térmicas varían también de 0.5 a 20 millones de BTU/Hr. Figura 11.2.b.

11.1.3.3 Cilíndrico Vertical con Convección Cruzada

Estos calentadores que generalmente usan los quemadores instalados en

posición vertical en el piso, poseen secciones de radiación y convección. El serpentín de la sección de radiación está colocado verticalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión. El serpentín de la sección de convección está arreglado como un banco horizontal de tubos colocado arriba de la cámara de combustión. Las cargas típicas varían de 10 a 200 millones de BTU/Hr. Figura 11.2.c.

11.1.3.4 Cilíndrico Vertical con Convección Integrada

A pesar de que este diseño rara vez se utiliza para nuevas instalaciones, hay un gran número de ellos en funcionamiento y es por lo tanto útil mencionarlos en cualquier clasificación.

Como en los casos anteriores, este diseño utiliza los quemadores en posición vertical en el piso, con su serpentín colocado en un arreglo vertical a lo largo de las paredes. La característica distintiva de este tipo de calentadores es el uso de superficie de intercambio adicional en la parte superior de cada tubo para aprovechar el calentamiento por convección. Las cargas típicas para este diseño varían de 10 a 100 millones de BTU/Hr. Figura 11.2.d.

11.1.3.5 De Arco

Este es un diseño especial en el cual la superficie de calentamiento radiante es proporcionada por tubos en U conectando los cabezales de entrada y salida. Generalmente se calienta verticalmente desde el piso u horizontalmente entre las partes ascendentes de los tubos en U. Este tipo de calentadores puede ampliarse para acomodar varios serpentines en arco.

Las cargas térmicas para cada serpentín son de 50 a 100 millones de BTU/Hr.

11.1.3.6 Tubos Verticales Doble Calentamiento

En estas unidades, los tubos verticales de radiación están acomodados en una sola hilera en cada cámara de combustión (casi siempre hay dos cámaras) y son calentados de ambos lados de la hilera.

Una variación de estos calentadores utiliza calentamiento desde las paredes a varios niveles, lo que da un control máximo del perfil de flux de calor a lo largo de los tubos. La carga térmica para cada cámara varía de 20 hasta 125 millones de BTU/Hr. Figura 11.2.f.

11.1.3.7 Tubos Horizontales Tipo Cabaña

Los serpentines de estos calentadores están acomodados horizontalmente de manera que se alinean con las paredes laterales de la cámara de combustión y el techo inclinado u "hombro" del horno. El serpentín de la sección de convección está colocado como un banco horizontal de tubos arriba de la cámara de combustión. Normalmente se usan quemadores verticales instalados en el piso. Las cargas térmicas varían de 10 a 100 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.a.

11.1.3.8 Tubos Horizontales Tipo Caja con Doble Celda

En este caso el serpentín de la sección de radiación se coloca en un arreglo horizontal a lo largo de las paredes y techo de las dos cámaras de combustión. El serpentín de la sección de convección es un banco de tubos horizontales colocados entre las cámaras de combustión. Se calienta

verticalmente desde el piso y sus cargas varían de 100 a 250 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.b.

11.1.3.9 Tubos Horizontales tipo Cabaña con Pared Divisoria

De nuevo el serpentín de la sección de radiación se coloca horizontalmente a lo largo de las paredes laterales de la cámara de combustión y a lo largo del "hombro". El serpentín de la sección de convección toma la forma de un banco de tubos horizontales colocados arriba de la cámara de combustión. La pared divisoria entre las cámaras permite un control de calentamiento individual para cada celda en la cámara de combustión. Existen opciones de calentamiento horizontal o vertical. La carga típica para este diseño varía de 20 a 100 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.c.

11.1.3.10 Tubos Horizontales Tipo Caja con Calentamiento al Extremo

El serpentín de la sección de radiación está dispuesto en un arreglo horizontal a lo largo de las paredes laterales y techo de la cámara de combustión. El serpentín de la sección de convección es un banco de tubos horizontales colocados arriba de la cámara de combustión. Estos calentadores calientan horizontalmente con quemadores colocados en las paredes extremas. Las cargas típicas varían de 5 a 50 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.d.

11.1.3.11 Tubos Horizontales Tipo Caja con Calentamiento al Extremo y Sección de Convección Lateral

Aquí el serpentín de la sección de radiación se coloca horizontalmente a lo largo de las paredes laterales y techo de la cámara de combustión.

El serpentín de la sección de convección es un banco de tubos horizontales colocados a un lado de la cámara. Se calienta la unidad horizontalmente con quemadores colocados en la pared extrema. Las cargas varían de 50 a 200 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.e.

11.1.3.12 Tubos Horizontales Doble Calentamiento

Los tubos horizontales de la sección de radiación están acomodados en una sola hilera y son calentados de ambos lados. Estos calentadores normalmente usan quemadores verticales instalados en el piso. La carga térmica típica para cada cámara de este diseño es de entre 20 y 50 millones de BTU/Hr. Figura 11.3.f.

11.1.4 DE ACUERDO AL SUMINISTRO DE AIRE Y ELIMINACION DE LOS GASES DE COMBUSTION

Además de las clasificaciones principales de acuerdo al servicio y configuración, los calentadores a fuego directo también pueden agruparse de acuerdo a sus métodos de suministro de aire para la combustión y eliminación de los gases de combustión.

La capacidad para inducir el flujo de aire de combustión hacia un calentador a fuego directo se produce cuando el gas de combustión caliente de relativamente baja densidad se le confina dentro de una estructura y se le aísla de aire de mayor densidad y temperatura ambiente. El empuje del gas de combustión caliente contenido en el calentador crea el "tiro" (presión menor a la atmosférica), lo que induce el flujo de aire hacia la cámara de combustión. Puesto que este tiro resulta de un efecto natural de

chimenea, se le llama tiro natural. La mayoría de las instalaciones de calentadores a fuego directo son de este tipo, en el cual el efecto de chimenea introduce el aire para la combustión y elimina el gas de combustión.

La obstrucción del flujo de gas de combustión a través de un calentador a fuego directo puede producir una situación de presión mayor que la atmosférica (presión positiva) en la estructura. Es la función de la chimenea en un calentador de tiro natural producir un tiro suficiente para superar tales obstrucciones y mantener una presión negativa.

Finalmente, existen calentadores que utilizan un ventilador en lugar de, o bien, en combinación con la chimenea para producir el tiro necesario y suministrar el aire para la combustión, pudiendo ser éste de tiro inducido, tiro forzado, o bien, una combinación de ambos.

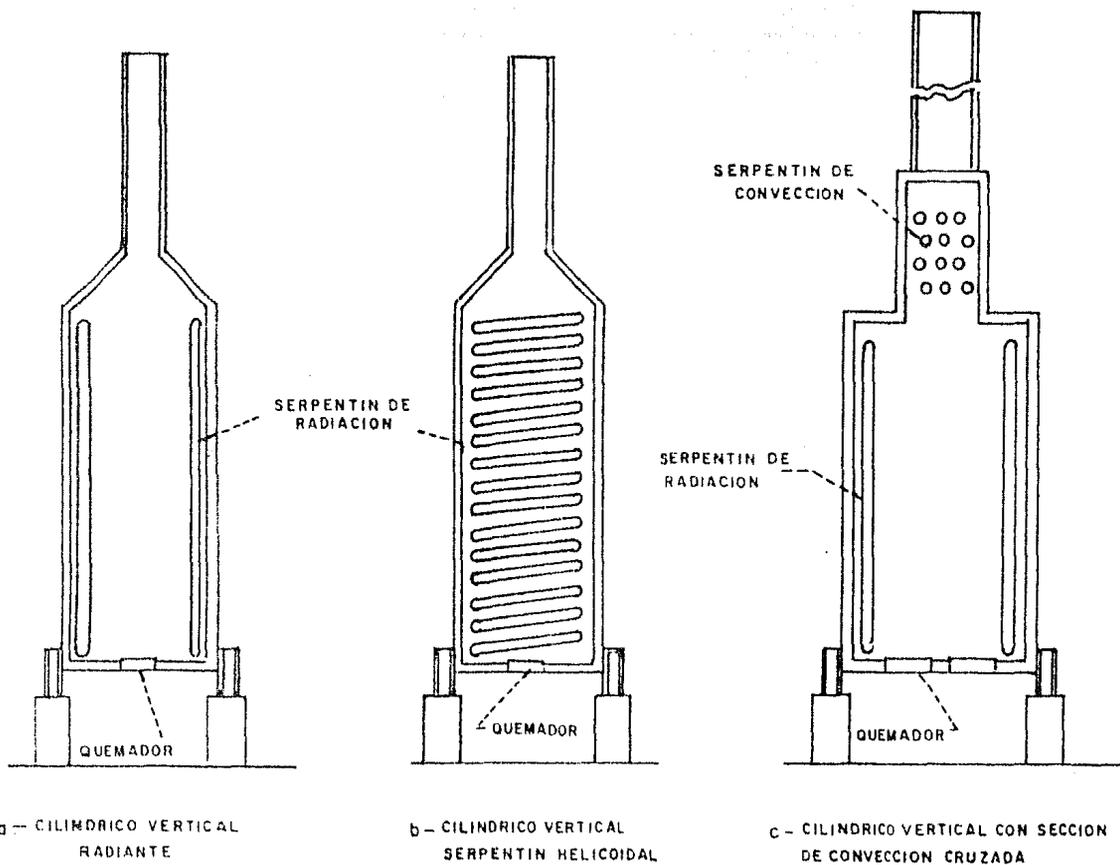
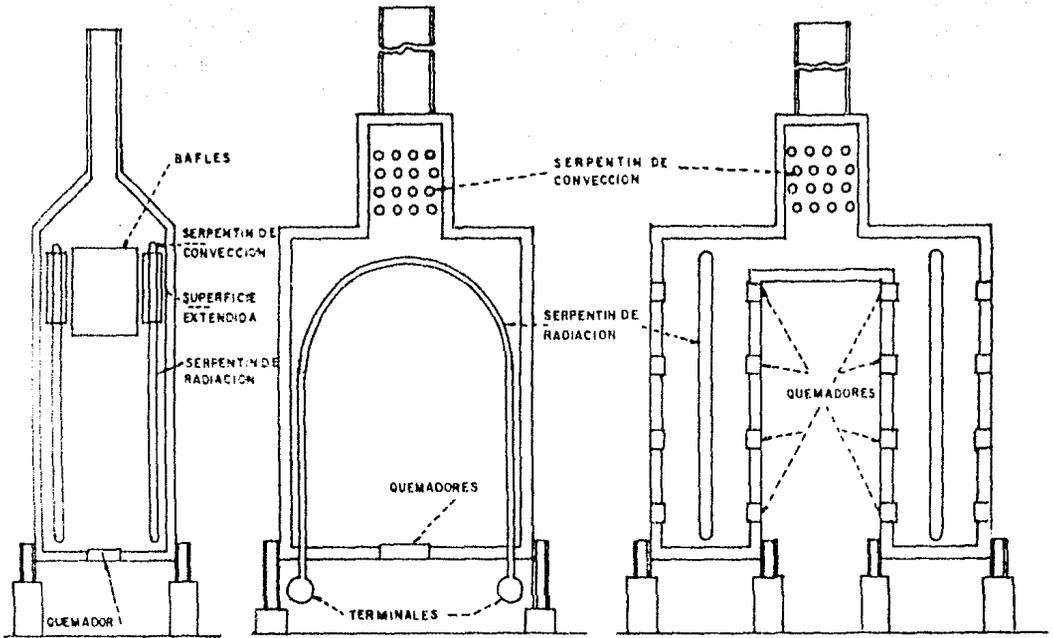


FIGURA II.2 CALENTADORES A FUEGO DIRECTO VERTICALES



d- CILINDRICO VERTICAL CON CONVECCION INTEGRADA

e- DE ARCO

f- TUBOS VERTICALES CALENTAMIENTO DOBLE

FIGURA II.2 (CONTINUA) - CALENTADORES A FUEGO DIRECTO VERTICALES

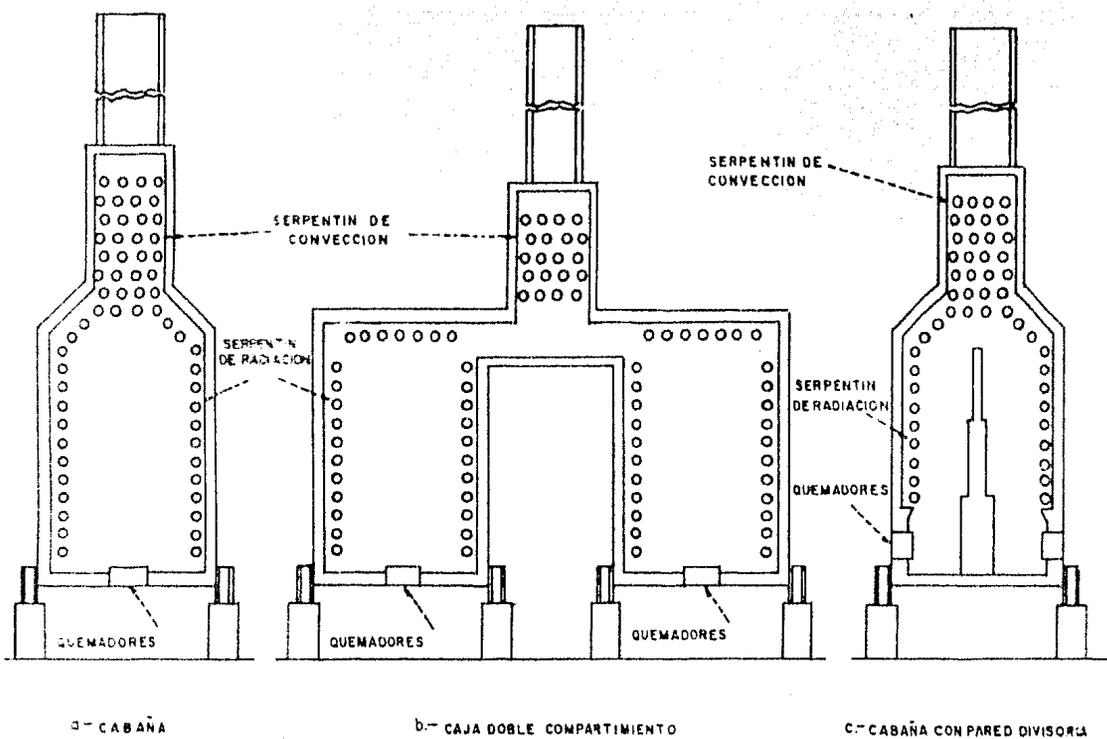
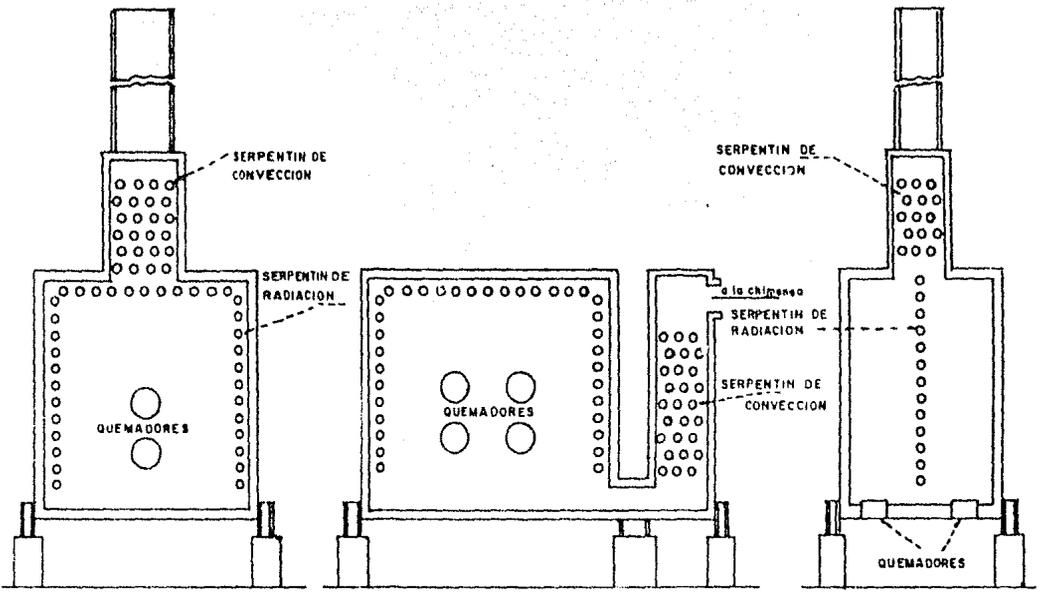


FIGURA 11.3 - CALENTADORES A FUEGO DIRECTO - HORIZONTALES



d - CAJA CON CALENTAMIENTO AL EXTREMO

e - CAJA CON CALENTAMIENTO AL EXTREMO Y SECCION DE CONVECCION LATERAL

f - TUBOS HORIZONTALES DOBLE CALENTAMIENTO

FIGURA II.3 (CONTINUA) - CALENTADORES A FUEGO DIRECTO HORIZONTALES

III

PRINCIPALES OPCIONES Y CARACTERISTICAS MECANICAS EN LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

Existe una gran variedad de factores de proceso, estructurales e incluso ambientales que influyen en la selección de materiales y características de diseño mecánico utilizadas en los calentadores a fuego directo. Por ejemplo, las temperaturas de operación elevadas, o la mala calidad de un combustible (demasiada ceniza o residuos metálicos), pueden forzar a la selección de materiales con aleaciones muy costosas. Igualmente alguna restricción ambiental puede requerir grandes alturas de chimenea o bien el área disponible para construcción puede limitar las dimensiones del calentador.

Para un calentador típico, la pared exterior o envoltura se fabrica de placa de acero de $3/16$ de pulgada, reforzada contra el combado. Para los calentadores cilíndricos verticales en los cuales la misma envoltura sirve como soporte estructural, el espesor normal de la placa es de $1/4$ de pulgada.

III.1 REFRACTARIOS

La pared exterior metálica está recubierta internamente con materiales aislantes. Además de la función básica de impedir el sobrecalentamiento de la estructura metálica, el aislante también sirve para contener el calor de la cámara de combustión a altas temperaturas rerradiándolo hacia el serpentín de tubos. Además el aislante interno minimiza las pérdidas de calor y funciona como barrera para impedir que partículas del gas de combustión alcancen a la envoltura metálica.

Para poder diseñar y seleccionar una cubierta refractaria de un calentador deben considerarse los siguientes puntos:

- a. Temperaturas extremas: el exponer un material refractario a temperaturas más allá de sus límites de diseño o a fluctuaciones extremas de temperatura puede causar que éste se funda o que falle al someterlo a alguna carga.
- b. Esfuerzo mecánico: las vibraciones excesivas contribuyen al deterioro de algunos de los materiales refractarios. Los esfuerzos debidos a la expansión y contracción de la estructura provocan la destrucción de la cubierta a menos que se hayan considerado correctamente en el diseño mecánico.
- c. Erosión: las partículas muy finas de cenizas que se transportan a gran velocidad en una corriente de gas de combustión pueden causar erosión del material refractario.
- d. Ataque químico: algunos combustibles contienen impurezas que pueden reaccionar con varios de los diversos constituyentes de los refractarios,

provocando escoriaciones y fallas en la cubierta refractaria. Los ácidos y álcalis pueden atacar a la cubierta refractaria dependiendo de la temperatura y punto de rocío de los gases de combustión causando corrosión y deterioro.

e. Costo: la evaluación económica de los materiales refractarios y tipos de construcción se complica puesto que los materiales con las mejores propiedades aislantes a menudo carecen de resistencia mecánica. Por lo tanto, la elección de un refractario debe representar un balance entre la capacidad aislante y el servicio mecánico.

Los sistemas de aislamiento para los calentadores a fuego directo modernos, se dividen en tres categorías básicas:

III.1.1 LADRILLO TERMICO AISLANTE

Este es un ladrillo poroso con buenas características aislantes, se fabrica con mezclas de aserrín, coke y arcillas térmicas con alto contenido de alúmina. El rango en la evaluación de las temperaturas de diseño del ladrillo térmico va de 1600°F a 2800°F.

Se puede aumentar la efectividad aislante de las paredes de ladrillo térmico incorporándole una capa de refuerzo de bloques de lana mineral.

III.1.2 REFRACTARIO MOLDEABLE

El refractario moldeable utilizado en los calentadores es generalmente un material moldeable aislante que se aplica con pistola o vertido.

Se ha demostrado que la aplicación con pistola del material moldeable es un método muy económico de aplicación, sin embargo, tiene la desventaja

de que la técnica del operador al aplicarlo puede significar la diferencia entre el éxito y el fracaso de la instalación.

En muchos casos se construye con capa doble, es decir un material de alta densidad para alta temperatura está expuesto a la flama y el mejor aislante se coloca como una capa de refuerzo.

Los espesores típicos son de 5 pulgadas para las paredes de la sección de convección y paredes de la sección de radiación protegidas por tubos y de 6 a 8 pulgadas para paredes de radiación expuestas, arcos y pisos.

III.1.3 FIBRA CERAMICA

La construcción con fibra cerámica es el más reciente desarrollo en el campo del aislamiento de calentadores a fuego directo. Estos recubrimientos consisten generalmente en una capa para el lado caliente seguida por una o más capas de material de refuerzo, el espesor de cada una de estas capas debe ser por lo menos de una pulgada.

Las ventajas de la instalación de fibra cerámica se deben principalmente a su poco peso, lo que permite una reducción en el acero estructural y a su disponibilidad inmediata para operación, sin necesidad de procedimientos especiales de arranque tales como el curado, secado o precauciones para clima frío.

III.2 ACCESORIOS DE RETORNO

III.2.1 CONEXIONES DE RETORNO

El método más barato para conectar los tubos es el unirlos por medio de conexiones de retorno de 180 grados. Para este arreglo los retornos están soldados a los extremos de los tubos; este arreglo es típico para la mayoría de los calentadores modernos. La limpieza interna en estos serpentines completamente soldados se hace utilizando procedimientos de decoquización de aire-vapor o bien por medio de técnicas abrasivas de alta velocidad. El diseño todo-soldado permite que los retornos se coloquen ya sea en contacto con los gases de combustión, en donde funcionan como superficie de absorción de calor o bien en las cámaras de circulación, externos a la cámara de combustión y sin contacto con los gases de combustión. Estos retornos pueden ser de material fundido o forjado.

III.2.2 CABEZALES TIPO TAPON

Se han desarrollado muchas formas de cabezales tipo tapón utilizando varios diseños de cerrado. En comparación con las conexiones de retorno de 180 grados estos cabezales son más caros y su utilización en calentadores nuevos es relativamente rara. Estos cabezales se utilizan cuando se ha pensado usar limpieza mecánica de los tubos por turbinado y en ocasiones cuando se prevé inspección interna de los tubos. Los cabezales tipo tapón no pueden colocarse en la cámara de combustión o en el paso de los gases de combustión, deben instalarse en cámaras de circulación externas a la cámara de combustión.

Los cabezales tipo tapón se fabrican de fierro fundido y puesto que se encuentran fuera de la zona de transferencia de calor pueden diseñarse para una temperatura inferior que la de los tubos.

III.2.3 SUPERFICIE EXTENDIDA EN LA ZONA DE CONVECCION

La superficie de intercambio de calor requerida en la sección de convección depende de la resistencia de película en el lado del gas de combustión. Una manera de aumentar la transferencia de calor por pie lineal de tubo en la sección de convección es la utilización de accesorios para aumentar el área de transferencia.

A continuación se mencionan algunos de los accesorios más comunes utilizados en las secciones de convección de los calentadores.

III.2.3.1 Aletas Aserradas

Este arreglo utiliza aletas con cortes en V, las cuales se encuentran soldadas al tubo. Las aletas pueden encontrarse en varias combinaciones de espesor, altura y densidad (número de aletas por unidad de longitud del tubo). Normalmente el espesor varía de 0.035 a 3/16 de pulgada, altura de 1/4 a 1½ pulgadas y densidad de 2 a 7 aletas por pulgada.

III.2.3.2 Aletas Sólidas

Este tipo de aleta simplemente es una aleta continua soldada al tubo. Las aletas sólidas son mecánicamente más fuertes que las aletas aserradas pero en general presentan una velocidad de transferencia menor para la misma configuración de las aletas y mismo flujo de gas de combustión.

Estas aletas están disponibles en el mismo rango de espesor, altura y densidad que las anteriores.

III.2.3.3 Birlos

En este caso se utilizan birlos cilíndricos soldados en toda la circunferencia del tubo. Un diámetro de media pulgada es bastante común para los birlos. La altura de los birlos varía de media a dos pulgadas. En general los birlos son más caros que los tubos aletados.

Cuando se tiene un combustible gaseoso y limpio se utilizan siempre aletas, si se tienen combustibles gaseosos con gran cantidad de incrustantes o combustibles líquidos se utilizan birlos.

III.3 QUEMADORES

Los criterios fundamentales que se toman en cuenta para seleccionar un quemador incluyen (1) la flexibilidad de manejar combustibles con una variación razonable en sus valores caloríficos, (2) previsiones que garanticen un encendido seguro y fácil mantenimiento, (3) una relación adecuada entre las velocidades máxima y mínima de alimentación de combustible y (4) patrones predecibles de flama para todos los combustibles y velocidades de alimentación de combustible.

III.3.1 QUEMADORES DE GAS

Los quemadores diseñados para combustibles gaseosos únicamente se clasifican en dos categorías básicas: de premezclado y aspirado y de quemado exclusivo de gas.

a. De premezclado y aspirado: el quemador de premezclado depende de la energía cinética disponible por la expansión del gas de combustión a través

de un orificio para aspirar y mezclar el aire de combustible previo al encendido en la punta del quemador. Aproximadamente del 50 a 60% del aire de combustión es aspirado como aire primario adelante del punto de ignición.

- b. De quemado exclusivo de gas: este quemador con mezclado en la boquilla recibe el combustible de la tubería del gas sin ningún premezclado del aire de combustión. El gas se quema en una punta equipada con una serie de pequeñas aberturas.

111.3.2 QUEMADORES DE ACEITE

Para el quemado de aceite combustible deben hacerse consideraciones especiales puesto que el mezclado del combustible y el aire de combustión se lleva a cabo en la fase gaseosa. Para lograr ésto todos los quemadores de aceite utilizan atomizadores para convertir a la masa del líquido en gotas pequeñísimas, lo que incrementa la relación superficie-masa permitiendo así un calentamiento y vaporización muy rápidos de la masa de aceite.

Los quemadores de aceite en calentadores a fuego directo casi siempre utilizan vapor como el medio de atomización, aunque puede hacerse con aire.

111.3.3 QUEMADORES GAS-ACEITE

Los quemadores combinados se diseñan para quemar aceite, gas, o bien, cualquier combinación de aceite y gas simultáneamente.² Normalmente estos quemadores se caracterizan por tener un diseño de dos bloques en el que un cañón de aceite se coloca en el centro de un arreglo de boquillas de gas.

III.3.4 OTROS TIPOS DE QUEMADORES

Existe una serie de quemadores utilizados en equipos o situaciones especiales como: los quemadores de pared radiante, quemadores con ventilador, quemadores de intensidad, quemadores de pilotos, etc.

III.4 LIMPIEZA DE LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN

Para mantener la eficiencia térmica máxima posible en un calentador a fuego directo es necesario mantener limpias las superficies de transferencia de calor en la sección de convección. Si bien la superficie extendida en la sección de convección aumenta la transferencia de calor, su arreglo físico la hace susceptible a la acumulación de depósitos de cenizas cuando se queman aceites.

Los principales constituyentes de un aceite que ensucian son: el azufre, vanadio, sodio y la ceniza. Esta última es un componente muy importante puesto que un contenido elevado de ceniza aumenta considerablemente la velocidad de depósito.

El rango de viscosidad del combustible también influencia el depósito de ceniza.

Los métodos de limpieza utilizados actualmente incluyen:

- a. Limpieza manual, utilizando una manguera de vapor o aire.
- b. Sopladores de hollín, que consiste en la instalación de múltiples boquillas para vapor en la sección de convección ya sean rotatorias fijas o retráctiles.
- c. Lavado con agua, es el método más efectivo de limpieza de los tubos y

consiste en la instalación de redes permanentes de colectores y boquillas de aleaciones especiales para circular agua sobre toda la superficie de los tubos.

III.5 CONTROL DE LAS VARIABLES DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

Para lograr el funcionamiento óptimo de un calentador se requiere el control constante de las variables clave tanto en el lado del proceso como en el de la combustión. Se puede obtener información que indique el exceso de aire, la eficiencia térmica y absorción de calor, pero además existe información que indica qué tan bien se lleva a cabo el calentamiento.

III.5.1 FLUJO DE LA CORRIENTE DE PROCESO

En la mayoría de las aplicaciones, en las que se ha previsto el control del flujo por paso, éste debe supervisarse para cada paso paralelo. Esto es recomendable para calentadores multipasos que procesan hidrocarburos líquidos, en los cuales un flujo bajo en un paso individual puede llevar a una vaporización excesiva, aumento en la caída de presión y mayor reducción del flujo, terminando en un sobrecalentamiento y posible ruptura del tubo.

III.5.2 FLUJO DEL COMBUSTIBLE

La velocidad de alimentación de combustible normalmente es controlada por la temperatura de salida del fluido de proceso. El control de la velocidad de alimentación de combustible permite la determinación directa de la

liberación de calor en la cámara de combustión a partir del poder calorífico del combustible.

III.5.3 TEMPERATURAS DE LA CORRIENTE DE PROCESO

Si se planea tener un control de flujo por paso, es recomendable instalar indicadores que muestren la temperatura de salida del fluido después de cada paso paralelo. Estas temperaturas pueden utilizarse como guías para ajustar el flujo en cada paso, así como para determinar la absorción de calor en el lado del proceso. La determinación de las temperaturas de salida del fluido después de cada paso paralelo en las secciones de radiación y convección permite determinar la distribución de "carga" en el lado de proceso entre las secciones de radiación y convección.

III.5.4 TEMPERATURAS DEL GAS DE COMBUSTION

La medición de la temperatura del gas de combustión que sale de la sección de radiación sirve como indicador tanto de la uniformidad en el calentamiento de la cámara de combustión como de un posible sobrecalentamiento. Estas mediciones de temperatura deben hacerse a intervalos de 50 pies a todo lo largo de la cámara de combustión. Tales mediciones suelen ser útiles para establecer la rapidez máxima de calentamiento.

Las temperaturas del gas de combustión también deben ser controladas en la entrada de cada serpentín de convección y a la salida de la sección de convección. Estas temperaturas proporcionan un indicador de la eficiencia del calentador y del ensuciamiento de los tubos de convección.

111.5.5 PERFIL DE TIRO DEL GAS DE COMBUSTION

Deben tomarse mediciones de tiro en la cámara de combustión cerca del nivel de los quemadores, a la entrada y salida de la sección de convección y en un punto corriente abajo del regulador de tiro. Los datos de tiro proporcionan información sobre las caídas de presión del aire para la combustión y el gas de combustión. Esta información es útil para ajustar los registros de los quemadores y el regulador de tiro. La información sobre el tiro también indica qué tan cerca se halla el calentador de sus condiciones de operación límite.

111.5.6 MUESTREO DEL GAS DE COMBUSTION

Es recomendable considerar el muestreo de los gases de combustión en la salida de las secciones de radiación y convección. El muestreo en la salida de la sección de radiación para medir el oxígeno en el gas de combustión proporciona información sobre la técnica de calentamiento del operario. También es recomendable la medición de combustibles en este lugar.

La determinación del contenido de oxígeno en el gas de combustión que sale de la sección de convección es necesaria para calcular la eficiencia de combustión del calentador. Si el contenido de oxígeno de los gases que salen de la sección de radiación se conoce, puede estimarse la fuga de aire hacia la sección de convección.

111.5.7 TEMPERATURAS DE PARED DE LOS TUBOS

Es recomendable el uso de termopares en las paredes de los tubos, como mínimo en el tubo de salida de cada paso y para un tubo escudo de cada paso.

Las temperaturas de pared del tubo permiten determinar el flujo de transferencia de calor máximo, además sirven como indicadores de sobrecalentamientos locales.

IV

METODOS DE EVALUACION Y DISEÑO DE LA SECCION RADIANTEDE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

Ya que el arte de la construcción de los calentadores a fuego directo se desarrolló antes que la teoría, el cálculo de la transferencia de calor radiante en estos equipos evolucionó a partir de métodos empíricos. La contribución de varios investigadores a la literatura en problemas de transferencia de calor radiante, tanto de tipo específico, como general, han hecho posible que el diseño de estos equipos se haga a partir de bases más fundamentales. Se cuenta ahora con métodos semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de transferencia de calor. A menudo estos métodos pueden adaptarse a la solución rápida de problemas que se encuentran en otra clase de hornos, así como otros equipos en los que la transferencia de calor radiante es de importancia.

En la literatura se reportan diferentes métodos de cálculo para evaluar térmicamente los calentadores a fuego directo. Algunos de ellos son métodos simplificados que permiten realizar una evaluación global del comportamiento del equipo, de una manera relativamente sencilla y rápida. Otros son métodos "rigurosos" con los que se obtiene una mayor aproximación en los cálculos, requiriéndose mayor información y tiempo para su ejecución.

La validez o significado de un método radica precisamente en considerar el mayor número de variables que afectan la transmisión de calor, tomando en cuenta la versatilidad de aplicación para los diferentes diseños de calentadores a fuego directo.

A continuación se representa una clasificación general de los métodos empíricos y semiteóricos para el cálculo y evaluación de las secciones radiantes de los calentadores a fuego directo.

IV.1 MÉTODOS EMPÍRICOS

Los métodos empíricos han sido divididos en dos grandes grupos de acuerdo a si sus ecuaciones son similares a las ecuaciones de Hudson o de Debaufre.

IV.1.1 ECUACION DE HUDSON¹³

Hudson correlacionó los datos de varios tipos de hornos vaporizadores con una ecuación sencilla:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{GC}{45}} \quad (IV.1)$$

en donde:

Q = Carga total en la sección radiante, BTU/HR

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/HR

G = Relación aire-combustible, lbs.aire/lbs.comb.

C = Libras de combustible por hora por pie cuadrado de superficie proyectada en la sección radiante.

IV.1.2 ECUACION DE ORROK²⁴

Utilizando una mayor cantidad de datos, Orrok, propuso una modificación a la fórmula de Hudson, la cual ajustaba mucho mejor a los datos:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{G \sqrt{C_o}}{27}} \quad (\text{IV.2})$$

en donde:

Q = Calor total en la sección radiante, BTU/HR

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/HR

G = Relación aire-combustible, lbs.aire/lbs.combustible

C_o = Libras de combustible por hora por pie cuadrado de superficie proyectada en la sección radiante.

IV.1.3 ECUACION DE WILSON, LOBO Y HOTTEL³²

Wilson, Lobo y Hottel modificaron la ecuación de Orrok y correlacionaron el funcionamiento de diez o doce hornos. La ecuación que recomiendan es:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{G \sqrt{Q_F} / \alpha A_{cp}}{4200}} \quad (\text{IV.3})$$

en donde:

Q = Calor total en la sección radiante, BTU/HR

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/HR

αA_{cp} = Superficie de plano frfo equivalente, pies²

G = Relación aire-combustible, lbs. de aire/lbs. combustible.

IV.1.4 ECUACION DE HOTTEL⁶

Hottel propuso el siguiente tipo de ecuación:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{7880 \sqrt{H/\alpha_{Acp}\phi}}{(H/N)^{1.82}}} \quad (IV.4)$$

en donde:

α_{Acp} = Superficie de plano frío equivalente, Pies²

H = Calor total liberado por todas las fuentes, BTU/HR

N = Capacidad calorífica media por hora del gas de combustión entre la temperatura del gas que sale de la cámara y la temperatura base de 60°F, BTU/HR/°F

ϕ = factor total de intercambio definido por la siguiente ecuación:

$$q = 0.173 \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] (\alpha_{Acp}\phi) \quad (IV.5)$$

en donde:

q = calor transferido por radiación, BTU/HR

TG = temperatura del gas o superficie caliente, °F + 460

TS = temperatura de los tubos o superficie fría, °F + 460

El factor de intercambio total considera las variaciones en la emisividad efectiva de la flama, arreglo del refractario y condiciones diferentes a las de cuerpo negro en la cámara.

IV.1.5 ECUACION DE DEBAUFRE⁷

Debaufre propuso una ecuación que es semejante a la ecuación básica de Stefan-Boltzmann:

$$q = A_c E \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad (IV.6)$$

en donde:

q = Calor transferido, BTU/Hora

A_c = Superficie total de tubos expuesta a radiación, pies cuadrados

T_G = Temperatura de los productos de combustión que dejan la cámara del horno, °F + 460.

T_S = Temperatura de los tubos o superficie fría, °F + 460

E = Factor de efectividad de la superficie fría

Debaufre intentó correlacionar a E como función de la velocidad de liberación de calor por unidad de volumen del horno, pero esta correlación no es buena. Para las condiciones de cuerpo negro E tiene un valor máximo de 0.173×10^{-9} BTU/HR Pie² °R⁴.

IV.1.6 ECUACION DE MEKLER²¹

Mekler propone la siguiente ecuación:

$$q = 0.174 C_{Se} \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad (IV.7)$$

en donde:

q = Calor transferido por radiación, BTU/Hora

S_e = Superficie equivalente "efectiva" de calentamiento, pies cuadrados

C = Coeficiente empírico dependiente de T_G

T_G = Temperatura de salida del gas o temperatura de flama teórica,
°F + 460

T_S = Temperatura de la superficie fría, °F + 460

IV.1.7 EJEMPLO DE APLICACION DE UN METODO EMPIRICO

A continuación se presenta un ejemplo de aplicación utilizando la ecuación de Wilson, Lobo y Hottel, de acuerdo a lo siguiente: se diseñó un horno para una carga total de 50 millones de BTU/HR. La eficiencia total es de 75%. Se quema petróleo con un poder calorífico bajo de 17130 BTU/LB y con 25% de exceso de aire. Los tubos son de cinco pulgadas de diámetro exterior, con espaciamento de 8.5 pulgadas y longitud expuesta de 38.5 pies. ¿Cuál será la carga de la sección radiante? (La razón aire-combustible es 22.36 LB.Aire/LB.Combustible).

Se calcula la superficie de plano frío equivalente

$$A_{cp} = 8.5/12 (38.5) (60) = 1542 \text{ pies}^2$$

$$\alpha = 0.937 \quad \text{De la figura V.1}$$

$$\alpha A_{cp} = 1542 (0.937) = 1500 \text{ pies}^2$$

$$Q = 50 \times 10^6 \left[\frac{1}{1 + \frac{22.36 \sqrt{50 \times 10^6 / 1500}}{4200}} \right] = 25 \, 300 \, 000 \text{ BTU/HR}$$

La limitación más importante de las ecuaciones empíricas presentadas consiste en que a medida que las condiciones en el calentador se desvían de aquellas utilizadas para determinar las constantes de las ecuaciones, su validez es cada vez menor, además, de acuerdo con el ejemplo anterior se observa que estos métodos proporcionan exclusivamente un resultado para el calentador, siendo incluso necesario recurrir a otros métodos para calcular algunos de los datos utilizados.

Es evidente que estos métodos son de mayor utilidad cuando se utilizan como complemento de algún otro, o bien, para cálculos específicos

como predecir algún cambio en las condiciones de operación de los hornos, comparación del rendimiento de los hornos bajo diversas condiciones de operación, etc.

Observando las limitaciones de los métodos puramente empíricos se decidió desarrollar ecuaciones teóricas de calor radiante, simplificadas haciendo suposiciones cuando fuese necesario y probarlas con datos obtenidos del funcionamiento de los calentadores, surgiendo así los métodos semiteóricos.

IV.2 MÉTODOS SEMITEÓRICOS

Podemos decir que este paso del avance en el diseño y evaluación de los calentadores a fuego directo se encuentra actualmente en desarrollo.

Por lo general los métodos probados hasta ahora se limitan a la solución del problema de la transferencia de calor y hacen suposiciones en lo que respecta a los patrones de flujo y mezclado en el interior del calentador así como al avance de la combustión de los gases del mismo.

IV.2.1 MODELO DEL CALENTADOR LARGO

Este sistema se caracteriza por las tres suposiciones siguientes:

- a. La combustión ocurre tan rápidamente comparada con el tiempo total de residencia del gas en el calentador que la temperatura del gas en el quemador es la temperatura de flama adiabática.
- b. La longitud del calentador en la dirección de flujo del gas es tan grande comparada con sus otras dos dimensiones que el flux radiante

neto en la dirección de flujo del gas puede ignorarse en relación al flux normal a él.

c. El gas en cualquier corte (en sección) tiene una sola temperatura.

Un balance de calor para igualar la velocidad con que pierde calor el gas de combustión en el flujo de calor a la superficie fría y a través de las paredes del horno, proporciona la ecuación IV.8 en la cual el cambio de entalpía en el gas $-dH$ y los flujos de calor $q_{g\rightarrow 1}$ y $q_{g\rightarrow o}$ del gas a la superficie fría y a través del refractario, son funciones de la temperatura absoluta T_g del gas a la distancia x corriente abajo de los quemadores.

$$x = \int_{H_F}^H \frac{-dH}{q_{g\rightarrow 1} P_1 + q_{g\rightarrow o} P_r} \quad (IV.8)$$

P_1 y P_r son las longitudes de la superficie fría y refractario periférico y H_F es la velocidad con que aumenta la entalpía en el horno.

Si se supone además que el gas de combustión es un gas gris (un gas cuya absorbencia es independiente de la longitud de onda de la radiación y de la temperatura), la velocidad neta de transferencia a la superficie fría está dada por la ecuación:

$$Q_{g\rightarrow 1} = P_1 q_{g\rightarrow 1} x = (\overline{GS}_1)_R (E_g - E_1) \quad (IV.9)$$

En la cual E_g y E_1 son los poderes de emisión de cuerpo negro del gas y de la superficie fría en una posición axial dada.

El área total de intercambio en presencia de refractario $(\overline{GS}_1)_R$ se obtiene de resolver la ecuación que proporciona el flujo radiante total que emite una superficie, o radiosidad¹⁷, considerando a todos los poderes

de emisión iguales a cero excepto E_g y la reflectividad del refractario $\rho_r = 1$.

La explicación detallada del cálculo de esta área deberá consultarse en la referencia original.

IV.2.2 MODELOS DEL CALENTADOR AGITADO

Los primeros métodos suponen que el calentador contiene un gas completamente mezclado a la temperatura T_g y que la superficie fría también es isotérmica a la temperatura T_f . En ausencia de transferencia de calor convectivo a la superficie fría y considerando completamente adiabático el refractario se utiliza la ecuación IV.9 para calcular la velocidad de transferencia de calor a la superficie fría.

Lobo y Evans¹² consideraron al calentador como bien agitado pero no completamente mezclado al suponer que los productos de combustión salen de la sección de radiación de los calentadores a $T_g - \Delta$, en donde T_g es la temperatura efectiva del gas en la sección de radiación.

Si H_F es la velocidad con que aumenta la entalpía en el calentador y esto produce una temperatura de flama adiabática T_{AF} , un balance de calor arriba de una temperatura de referencia T_0 proporciona la ineficiencia del calentador como:

$$\frac{H_F - Q_{g \geq 1}}{H_F} = \frac{T_g - \Delta - T_0}{T_{AF} - T_0} \quad (IV.10)$$

T_{AF} se obtiene de dividir H_F por la capacidad térmica promedio de los productos de combustión entre $T_g - \Delta$ y T_0 . La eliminación de T_g

utilizando IV.9 y IV.10 y reemplazando los poderes de emisión de cuerpo negro por σT_g^4 y σT_1^4 resulta en:

$$\frac{Q_g \pm 1}{\sigma (GS_1)_R} + T_1^4 = T_{AF}^4 \left[1 + \frac{\Delta}{T_{AF}} - \frac{Q_g \pm 1 (T_{AF} - T_o)}{H_F T_{AF}} \right]^4 \quad (IV.11)$$

Hottel¹⁰ ha sugerido valores típicos de Δ para calentadores de petróleo de 110°K a 167°K (200°F a 300°F).

La ecuación IV.11 puede simplificarse definiendo los siguientes grupos adimensionales:

Q' = Eficiencia reducida del calentador

$$= \frac{Q_g \pm 1 (T_{AF} - T_o)}{H_F T_{AF}}$$

D' = Densidad reducida de calentamiento

$$= \frac{H_F}{\sigma (GS_1)_R T_{AF}^3 (T_{AF} - T_o)}$$

τ = T_1 / T_{AF}

Δ' = Δ / T_{AF}

obteniendo:

$$Q' D' + \tau^4 = (1 + \Delta' - Q')^4 \quad (IV.12)$$

Hottel y Sarofim¹² graficaron Q' contra D' con τ como parámetro, obteniendo las siguientes generalizaciones para cualquier calentador bien agitado y completamente mezclado ($\Delta' = 0$):

- (1) La eficiencia del calentador aumenta a medida que disminuye la velocidad de calentamiento, aproximándose a un valor máximo de $(1-\tau)$.
- (2) Las variaciones de τ tienen un efecto despreciable sobre la eficiencia

del calentador cuando la temperatura absoluta de la superficie fría es menor al 30% de la temperatura de flama adiabática.

- (3) En un calentador que contiene una proporción relativamente alta de superficie fría, $(\overline{GS}_1)_R$ tiende a depender directamente de la emisividad del gas. Entonces, a velocidades altas de calentamiento cuando Q' se hace inversamente proporcional a D' , la eficiencia del calentador dependerá directamente de la emisividad del gas, pero a velocidades de calentamiento bajas este efecto será mucho menor.

IV.2.3 MÉTODOS DE ZONAS

El modelo del calentador agitado supone tres zonas, la superficie fría y el refractario como zonas de superficie y los productos de combustión como zona de gas. A cada zona se le da una temperatura promedio efectiva tal que la transferencia de calor radiante neta del gas a la superficie fría puede ser calculada. Para obtener una mayor exactitud, en calentadores en los que hay cambios significativos en la temperatura y composición del gas y en la temperatura o emisividad de la superficie fría, es necesario subdividir estas zonas en zonas más pequeñas, cada una de las cuales puede considerarse isotérmica.

Si hay m zonas de gas y R zonas de superficie habrá $m + R$ ecuaciones de radiosidad¹⁷, además es necesario obtener las áreas de intercambio directo: superficie-superficie \overline{ss} , gas-superficie \overline{gs} y gas-gas \overline{gg} (si se desea conocer en detalle el cálculo de estas áreas, así como la obtención de las ecuaciones de radiosidad, deberá consultarse la referencia original).

Las áreas de intercambio total \overline{SS} , \overline{GS} y \overline{GG} se encuentran a partir de las áreas de intercambio directo y utilizando las ecuaciones de radiación.

Un balance de calor en cada zona de superficie proporcionará la velocidad neta de transferencia de calor a su superficie.

$$Q_{\text{neto},i} = \sum_{j=1}^r \overline{S_j S_i} E_{s,j} + \sum_{j=1}^m \overline{G_j S_i} E_{g,j} - A_i \epsilon_i E_{s,i} + h_i A_i (T_{g,k} - T_{s,i}) \quad (\text{IV.13})$$

En donde ϵ es la emisividad, E el poder de emisión de cuerpo negro, $T_{g,k}$ es la temperatura de la zona k en contacto con la superficie A_i y h_i su coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para una zona de gas i de volumen V_i y coeficiente de absorción K_i , el balance de calor en estado estable incluirá la velocidad de liberación de calor por la combustión $Q_{c,i}$, la velocidad neta de pérdida de entalpía debida al flujo de gas a través de la zona $Q_{f,i}$ y un término de transferencia de calor por convección si el gas está en contacto con una zona o zonas de superficie, designada como k en la ecuación IV.14.

$$\sum_{j=1}^m \overline{G_j G_i} E_{g,j} + \sum_{j=1}^r \overline{S_j G_i} E_{s,j} + Q_{c,i} - 4K_i V_i E_{g,i} - h_{i,k} A_k (T_{g,i} - T_{s,k}) - Q_{f,i} = 0 \quad (\text{IV.14})$$

Las ecuaciones IV.13 y IV.14 proporcionan un par de ecuaciones algebraicas no lineales que pueden resolverse por algún método numérico para encontrar todas las temperaturas desconocidas de las zonas de superficie y gas, y de la ecuación IV.13, las velocidades netas de transferencia de calor a todas las zonas de superficie.

IV.2.4 MÉTODOS DE FLUX

Estos métodos consideran que la transferencia radiante en un gas se debe a rayos de fotones. Estos son modelos más realistas que los de zonas, puesto que consideran las variaciones en las propiedades del gas como una función uniforme a través del espacio; mientras que el modelo de zonas supone cambios discontinuos de una zona de gas homogénea a la siguiente. En particular, se puede incluir la variación en la constante de atenuación debida a cambios en la composición, temperatura y partículas de hollín.

Para una mezcla de gases que tenga una sola especie molecular absorbente a la presión parcial p , la constante de atenuación K puede sustituirse por kp en la cual k es el coeficiente de absorción del gas.

Hottel¹² explica los términos en la ecuación general para un medio gris en el cual las constantes de atenuación K_a y K_s son independientes de la longitud de onda, de acuerdo a lo siguiente: I es la intensidad de radiación integrada para todas las longitudes de onda, K_a es la constante de atenuación para la absorción, K_s es la constante de atenuación debida a la dispersión y n es un vector unitario direccional. Es conveniente utilizar una constante total de atenuación K_t igual a $K_a + K_s$ y definir la proporción de atenuación debida a la dispersión K_s/K_t como ω_0 .

$$\frac{1}{K_t} (n \cdot \nabla) I = -I + (1 - \omega_0) I_B + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{4\pi} I_s d\Omega \quad (IV.15)$$

En donde, I_B es la intensidad de un rayo en la dirección n debida al poder de emisión de cuerpo negro del gas en ese punto; así $I_B = E_g/\pi$.

De igual manera la integral proporciona el aumento en la intensidad en la dirección n debida a todos los rayos que convergen en ese punto del espacio.

Para evaluar I_B , la temperatura del gas T_g debe ser conocida o calculada de un balance de calor. Si la velocidad de liberación de calor debido a la combustión por unidad de volumen del gas es q_c , se obtiene un balance de calor arriba de la temperatura de referencia T_0 como sigue:

$$\nabla \cdot [-k \nabla T_g + u \rho C_p (T_g - T_0) + q] = q_c \quad (IV.16)$$

El primer término dentro del paréntesis cuadrado considera la conducción en el gas, el segundo término considera el calor sensible que se transmite por convección hacia afuera de la unidad de volumen del gas a la velocidad u y el tercero es el vector de flux radiante.

Para el método de dos fluxes que considera solo aquellos rayos que se desplazan en las dos direcciones a lo largo de un eje de simetría x , las intensidades se denominan I_+ e I_- .

La integral se convierte en $\frac{1}{2} \omega_0 I = \frac{1}{2} \omega_0 (I_+ + I_-)$ y la ecuación IV.15 se reduce a dos ecuaciones diferenciales ordinarias que pueden integrarse, si la distribución de temperaturas del gas a lo largo de x es conocida.

$$\frac{1}{K_t} \frac{dI_+}{dx} = \left(\frac{\omega_0}{2} - 1\right) I_+ + (1 - \omega_0) I_B + \frac{\omega_0}{2} I_- \quad (IV.17)$$

$$- \frac{1}{K_t} \frac{dI_-}{dx} = \left(\frac{\omega_0}{2} - 1\right) I_- + (1 - \omega_0) I_B + \frac{\omega_0}{2} I_+ \quad (IV.18)$$

Hottel y Sarofim¹² sugieren utilizar $1.76dx$ al integrar las ecuaciones anteriores para incluir el hecho de que los fotones se mueven en todas

direcciones. Esto se basa en el conocimiento de que la longitud media del haz radiante entre dos planos paralelos infinitos es 1.76 veces su separación.

IV.2.5 MÉTODOS MONTECARLO

Con los métodos Montecarlo el calentador se divide en zonas de gas y superficie como con el método de zonas, pero se puede escoger la forma y tamaño de las zonas para ajustarlas a la geometría del calentador. Las áreas de intercambio no se evalúan puesto que la transferencia radiante entre las zonas es representada por paquetes de radiación moviéndose al azar. En estos métodos sigue siendo necesario precedir de alguna manera o suponer la distribución de flujo en la cámara del calentador, de manera de conocer los términos de convección en los balances de energía para las zonas de superficie y gas.

Se deben hacer balances de calor para las zonas de superficie A y volumen V de acuerdo a lo siguiente:

$$F_v - A_v = B_v + C_v + D_v - E_v \quad (IV.19a)$$

$$F_a - A_a = C_a + D_a \quad (IV.19b)$$

en donde:

A_v = Energía radiante total absorbida por V y emitida por todas las zonas de superficie y volumen incluyendo a V.

A_a = Igual que A_v pero para la superficie A.

B_v = Calor sensible total del gas que fluye hacia V a través de todas sus superficies frontera.

C_v = Calor neto por convección de la superficie contigua a V.

C_a = Calor neto por convección del volumen contiguo a A.

D_v = Calor generado por combustión dentro de V.

D_a = Calor neto por conducción hacia A.

E_v = Calor sensible total contenido por el gas que fluye desde V a través de todas sus fronteras.

F_v = Energía radiante total emitida por V.

F_a = Energía radiante total emitida por A.

Las ecuaciones para calcular todos estos términos son ampliamente explicadas por Hottel y Sarofim¹².

La temperatura de las zonas de superficie frfa generalmente es determinada por las especificaciones de diseño, de manera que F_a puede evaluarse para ellas y permanecer constante. Se supone una distribución de temperaturas, lo cual da el primer valor de las temperaturas desconocidas de las zonas de volumen y superficie. Estas temperaturas permiten evaluar el lado derecho de las ecuaciones IV.19a y IV.19b, para obtener la energía radiante neta emitida (F-A) por cada zona de volumen y superficie. Cada una de estas cantidades totales de energía radiante se divide entre la energía radiante de un paquete de radiación, cuyo tamaño se escoge de manera de obtener el número total requerido de paquetes a seguir con la técnica Montecarlo.

Si el lado derecho de las ecuaciones IV.19a y IV.19b es negativo, se le da a la zona un número negativo de paquetes de radiación, y será un absorbedor de radiación hasta que su número de paquetes de radiación sea cero.

Los paquetes son liberados por aquellas zonas con un número positivo de paquetes de radiación. Si el paquete es interceptado en su camino de longitud L_a por una superficie fría, se aumenta al inventario de dicha zona. Si al final de L_a , el paquete se encuentra en una zona de gas con un número negativo de paquetes se añade a esa zona. Pero si la zona de gas tiene un inventario de cero o más paquetes cuando llega el nuevo paquete, este paquete se emite como si fuera una emisión original, desde el punto en que debía ser absorbido.

Cuando todos los paquetes de radiación han sido absorbidos, el inventario neto en cada zona se multiplica por la energía contenida en cada paquete para encontrar A_v o A_a . Finalmente se calcula una nueva temperatura T_c para cada zona resolviendo las ecuaciones de balance de calor IV.19a y IV.19b utilizando el método de Newton-Raphson. La temperatura que se supone en la siguiente iteración se encuentra de combinar a T_c y la temperatura previamente supuesta T_{a-1} con la que se inició la iteración anterior.

V

DESCRIPCION DEL METODO

Como se dijo en el capítulo anterior la aplicación directa de las relaciones básicas de transferencia de calor por radiación y convección es difícil y laboriosa, es por eso que el presente trabajo pretende presentar UN METODO PRACTICO basado en estas correlaciones fundamentales para evaluar el funcionamiento de las secciones de radiación y convección de los calentadores.

El método fue desarrollado por Wimpress³³ y adaptado en cuanto a la sección de convección para manejar tubos de superficie extendida e incluir la fuga de radiación de la cámara de combustión hacia la sección de convección por Schweppe y Torrijos²⁹, además el método incluye algunas otras adaptaciones hechas por Rauda²⁸ sobre todo para facilitar su aplicación.

El método es aplicable a los calentadores típicos de refinería, en los que la combustión se lleva a cabo en una cámara, sin contacto directo de la flama sobre los tubos o paredes refractarias y en los que los tubos de la sección de convección tienen un arreglo de triángulo equilátero.

Sin embargo no puede usarse directamente en aplicaciones que involucren quemadores del tipo radiante o bien paredes refractarias que se calientan de manera especial.

Finalmente, el método no considera el cálculo de la caída de presión del fluido de proceso.

Los procedimientos de evaluación fueron desarrollados a partir de los métodos presentados por Lobo y Evans¹⁰ para la sección de radiación y Monrad²² para la sección de convección. No se intentará aquí repetir las bases y desarrollos detallados de sus correlaciones, si se requiere una información más extensa en este aspecto se deberán consultar las referencias originales.

Es importante notar que el método se limita a la evaluación térmica de los calentadores a fuego directo, incluyendo esto las secciones de radiación y convección, además de la caída de presión del gas de combustión a través del calentador y la chimenea.

Es decir, la información referente al diseño térmico de los calentadores como dimensiones del calentador, arreglo y tipo de tubos, superficie extendida, quemadores, etc., se supone conocida o disponible para su utilización en los cálculos que así lo requieran.

Por último, la información originalmente contenida en gráficas se lleva a tablas para permitir su uso mediante una rutina de interpolación en el programa de computadora.

V.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA SECCIÓN DE RADIACIÓN

Aplicando los conceptos básicos de radiación al diseño de calentadores a fuego directo Lobo y Evans desarrollaron un método de evaluación que en general era aplicable sin grandes complicaciones. El método que se

presenta en este trabajo sigue sus lineamientos generales, pero ha sido simplificado por la eliminación de algunas variables no básicas y la inclusión de correlaciones generales adicionales.

La base de la transferencia de calor por radiación es la ecuación de Stefan-Boltzman, en la que un cuerpo negro a la temperatura absoluta T irradia energía con una velocidad W_B , dada por la siguiente relación.

$$W_B = \sigma T^4 \quad (V.1)$$

La constante de Stefan-Boltzman σ tiene un valor de 0.173×10^{-8} BTU/Pie² HR °R⁴.

Para la transferencia de calor por radiación entre dos superficies reales a las temperaturas T_a y T_b , la relación se hace:

$$Q_R = \sigma AF (T_a^4 - T_b^4) \quad (V.2)$$

Aquí A es el área de una de las superficies y F es un factor de intercambio que depende del área y arreglo de las superficies así como de la emisividad y absorbencia de cada una. Para calcular Q_R se puede utilizar indistintamente la superficie emisora o la superficie que absorbe calor, sin embargo, el valor del factor de intercambio depende de la superficie que se utilice.

V.1.1 SUPERFICIE DE PLANO FRIO EQUIVALENTE

En un calentador a fuego directo generalmente está bien definida la superficie de absorción de calor. Aún más, la velocidad de transferencia de calor por unidad de área absorbente es importante en el diseño, por lo tanto se ha tomado como regla el utilizar la superficie de absorción de

calor o superficie "fría" como la base para calcular la transferencia de calor por radiación.

La superficie de absorción de calor generalmente consiste de una serie de tubos paralelos cilindricos frente a una pared refractaria.

Una parte de la radiación del gas caliente incide directamente sobre los tubos y se absorbe. El resto pasa entre los tubos, llega al refractario y es rerradiada hacia el calentador. Nuevamente, parte de la energía rerradiada es absorbida por los tubos y el resto pasa entre ellos.

Esta situación complicada se maneja en los cálculos reemplazando el banco de tubos con una superficie plana equivalente, A_{cp} , que es igual al número de tubos multiplicado por su longitud expuesta y por su espaciamiento centro a centro. El banco de tubos no absorbe toda la energía radiada sobre el área de plano frío, así que el área de plano frío total debe corregirse por un factor de eficiencia de absorción α . Hottel¹⁰ ha publicado valores para el factor α como función del arreglo y espaciamiento de los tubos. En la figura V.1 se reproducen sus curvas para una o dos hileras de tubos frente a una pared refractaria.

Al producto del área de plano frío verdadera y el factor de eficiencia de absorción αA_{cp} , se le llama el área de plano frío equivalente y representa el área de un plano negro ideal que tiene la misma capacidad de absorción que el banco de tubos.

En el tipo de calentadores como el de la figura II.1 los tubos escudo requieren un manejo especial puesto que estos tubos no están colocados frente a una pared refractaria rerradiante. En este caso, la energía que

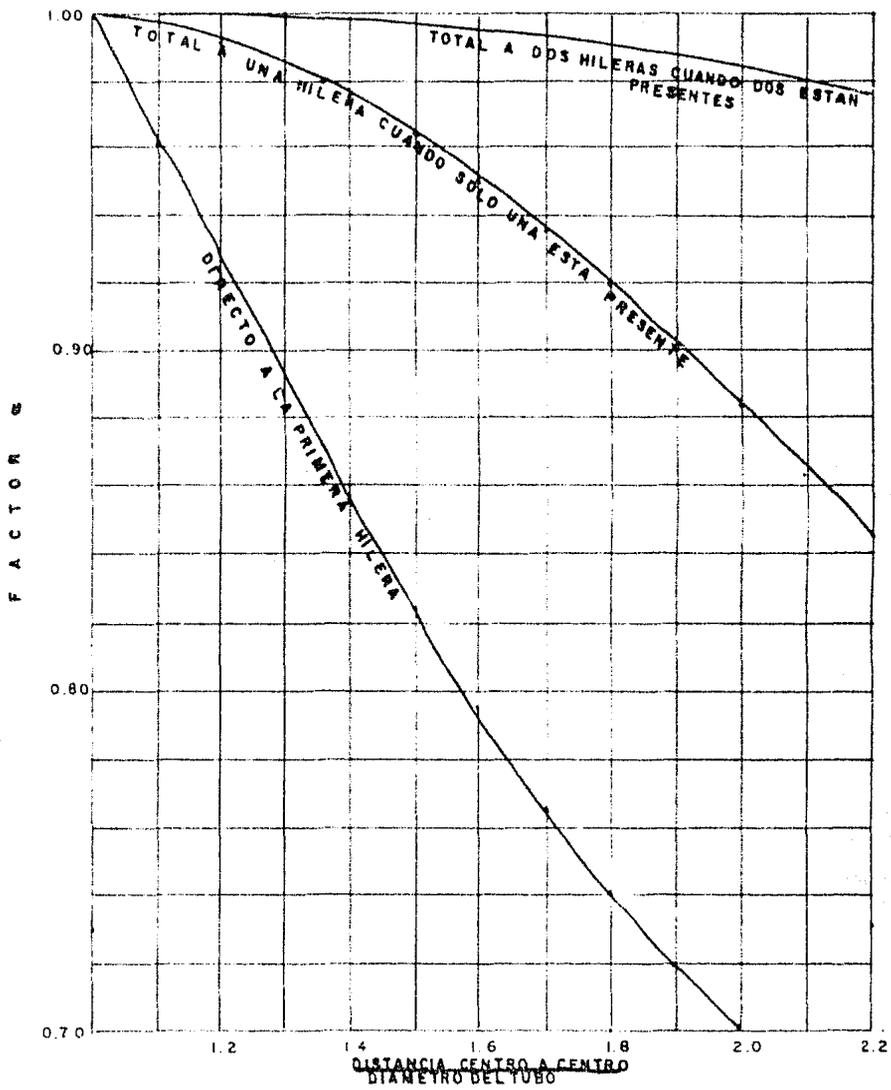


FIGURA V.1 — EFICIENCIA DE ABSORCION DE LOS BANCOS DE TUBOS³³

no se absorbe directamente en los tubos pasa hacia los tubos de la sección de convección en donde es absorbida. Por lo tanto, desde el punto de vista del gas radiante el factor α de los tubos escudo es uno. Así que para calcular la superficie de plano frío equivalente en un calentador el valor calculado de α se aplica solamente a los tubos colocados frente a una pared refractaria mientras que el área de plano frío de los tubos escudo se toma completa. En este caso pudiera discutirse que los tubos escudo no absorben todo este calor, de manera que la absorción de calor calculada en la sección de radiación es demasiado alta. Sin embargo en la práctica se ha visto que debido a las velocidades altas del gas al pasar a través de los tubos escudo la transferencia de calor por convección en ellos es mayor que en los tubos normales de radiación y más que compensa la pérdida de transferencia de calor por radiación. Es por ésto que la suposición de que α es igual a uno para estos tubos es razonablemente compensada por el aumento en los efectos de convección además de que simplifica los cálculos.

V.1.2 FACTOR DE INTERCAMBIO

El término que queda por calcular en la ecuación V.2 es el factor de intercambio F . En primer lugar se debe tomar en cuenta el hecho de que el gas en la cámara de combustión está muy lejos de ser un cuerpo negro ideal. En el gas de combustión normal los únicos constituyentes que contribuyen significativamente a la emisión de radiación son el bióxido de carbono y agua. La emisividad de una masa de gas depende de la concentración de cada uno de estos dos componentes, las dimensiones del calentador y las temperaturas del gas y de la superficie absorbente. Lobo y Evans¹⁰ demostraron

que los efectos dimensionales y de composición pueden representarse en un solo término que es la presión parcial del bióxido de carbono más agua multiplicada por la longitud media del haz radiante L . En la figura V.2 aparece la presión parcial P de los componentes radiantes como función del exceso de aire para los combustibles de hidrocarburos más comunes. Se ha encontrado que la temperatura de pared del tubo tiene un efecto pequeño. Por lo anterior, la emisividad puede correlacionarse como función del producto PL y la temperatura del gas como se muestra en la figura V.3. Las variaciones en la temperatura de pared del tubo de entre 600 y 1200°F causan una desviación de estas curvas de menos del uno por ciento.

El factor de intercambio también depende de la cantidad de rerradiación del refractario expuesto. La energía que incide en este refractario es reflejada hacia los tubos, de manera que un calentador con gran cantidad de refractario expuesto transfiere más calor por unidad de superficie de tubo que uno con la mayor parte de las paredes cubiertas por tubos. Este efecto puede correlacionarse por medio de la relación de área expuesta de refractario a superficie de plano frío equivalente. Como se muestra en la figura V.4. El área expuesta de refractario se define como el área expuesta si se reemplaza el banco de tubos por el área de plano frío equivalente. Es decir es el área total de las paredes de la sección de radiación, menos el área de plano frío equivalente de todos los tubos.

En las curvas de la figura V.4 también se toma en cuenta el hecho de que los tubos no absorben completamente toda la energía radiante que incide

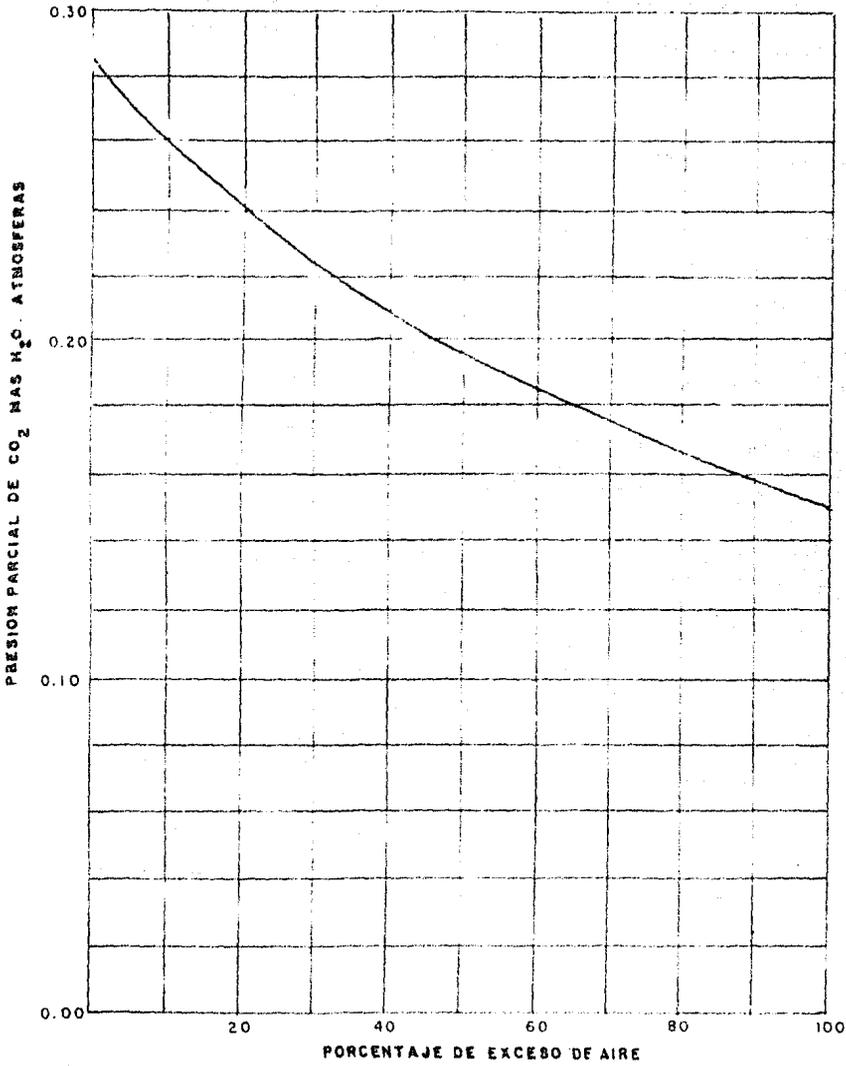


FIGURA V.2--PRESION PARCIAL DE CO_2 MAS H_2O EN EL GAS DE COMBUSTION³³

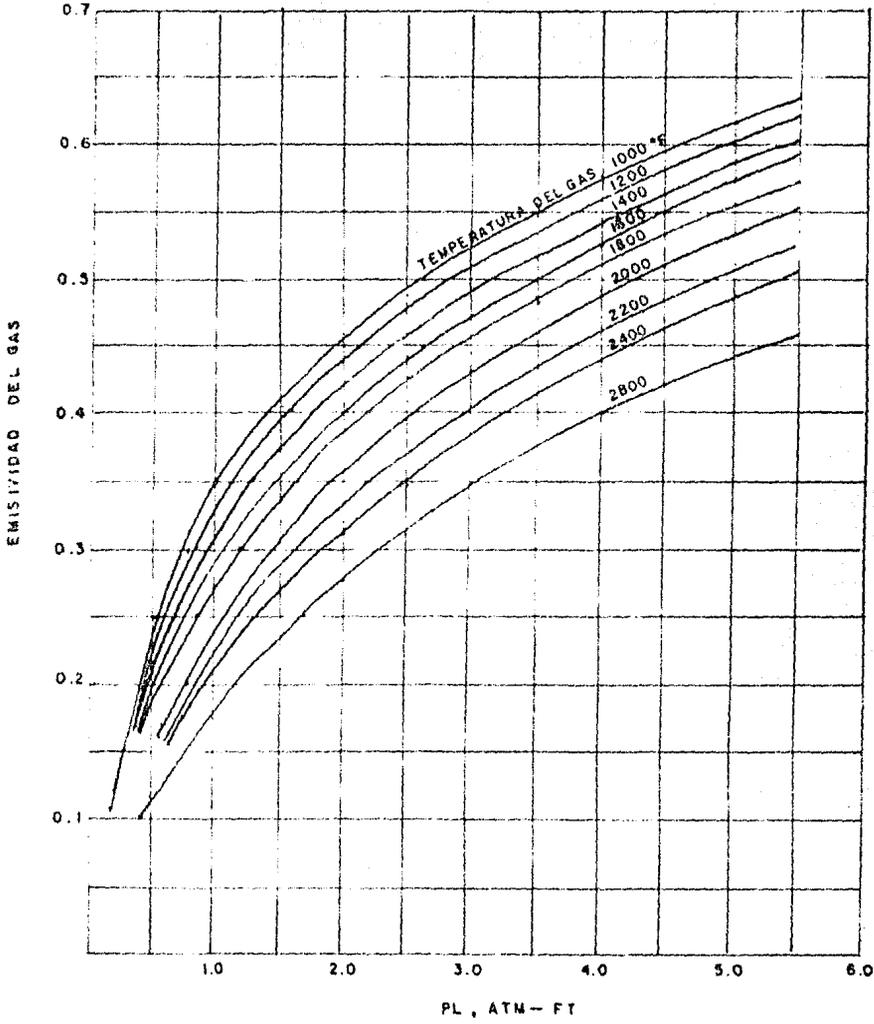


FIGURA V.3 - EMISIVIDAD DEL GAS³³

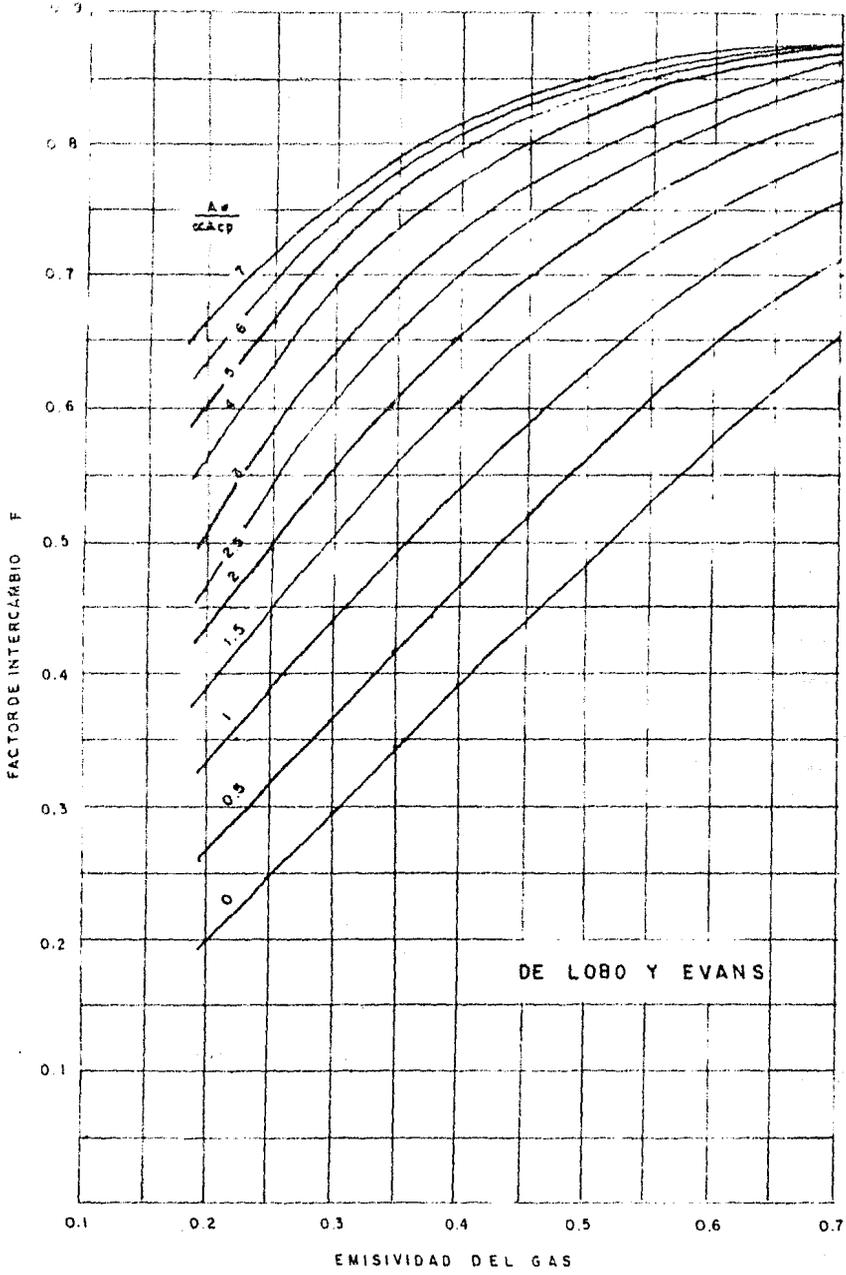


FIGURA V.4 — FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL³⁷

sobre ellos. Las curvas están basadas en una absorbencia de la superficie de los tubos de 0.9 que es un valor comúnmente aceptado para superficies metálicas oxidadas.

De tal manera que la ecuación de trabajo para calcular la transferencia de calor por radiación en la cámara de combustión se convierte en:

$$Q_{Rr} = \sigma \alpha_{cp} A F (T_g^4 - T_t^4) \quad (V.3)$$

V.1.3 TRANSFERENCIA POR CONVECCION

A pesar de que la transferencia por radiación representa la mayor parte de la transferencia de calor en la sección de radiación, la transferencia por convección no puede despreciarse. La cantidad relativa de calor que se transfiere por convección puede ir del cinco hasta el veinte por ciento de la carga total de radiación, dependiendo del nivel de temperatura. La relación para la transferencia de calor por convección es:

$$Q_{Rc} = h_{Rc} A_{Rt} (T_g - T_t) \quad (V.4)$$

Puesto que la transferencia por convección no representa la contribución mayor a la transferencia, se pueden hacer algunas aproximaciones para simplificar. Para los calentadores normales h_{Rc} es alrededor de 2.0 BTU/Hr Pie² °F, A_{Rt} es alrededor de dos veces $\alpha_{cp} A$ y el factor de intercambio F es alrededor de 0.57. Sustituyendo en la ecuación V.4, se puede escribir en una forma similar a la ecuación V.3.

$$Q_{Rc} = (2.0) (2\alpha_{cp} A) (F/0.57) (T_g - T_t) = 7.0 \alpha_{cp} A F (T_g - T_t) \quad (V.5)$$

V.1.4 FLUJO TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor total absorbido en la sección de radiación es la suma de la transferencia por radiación y convección.

$$Q_R = Q_{Rr} + Q_{Rc} = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) + 7.0 \alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (V.6)$$

o bien dividiendo entre $\alpha A_{cp} F$,

$$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) + 7.0 (T_g - T_t) \quad (V.7)$$

de manera que la relación $Q_R / \alpha A_{cp} F$ es función únicamente de las temperaturas del gas y pared del tubo. La relación se muestra en la figura V.5.

V.1.5 BALANCE DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION

Para determinar la temperatura del gas de combustión en la cámara de combustión, se debe considerar el balance de calor en todo el calentador. A la sección de radiación entra calor de tres maneras: el calor neto de combustión Q_n , el calor sensible del aire para la combustión Q_a y el calor sensible del combustible Q_f . El calor se pierde también de tres maneras: el absorbido por los tubos Q_R , las pérdidas Q_L y por el calor sensible del gas de combustión a la salida de la sección Q_{g2} . En forma de ecuación se tiene:

$$Q_n + Q_a + Q_f = Q_R + Q_L + Q_{g2} \quad (V.8A)$$

resolviendo para el calor absorbido:

$$Q_R = Q_n + Q_a + Q_f - Q_L - Q_{g2} \quad (V.8B)$$

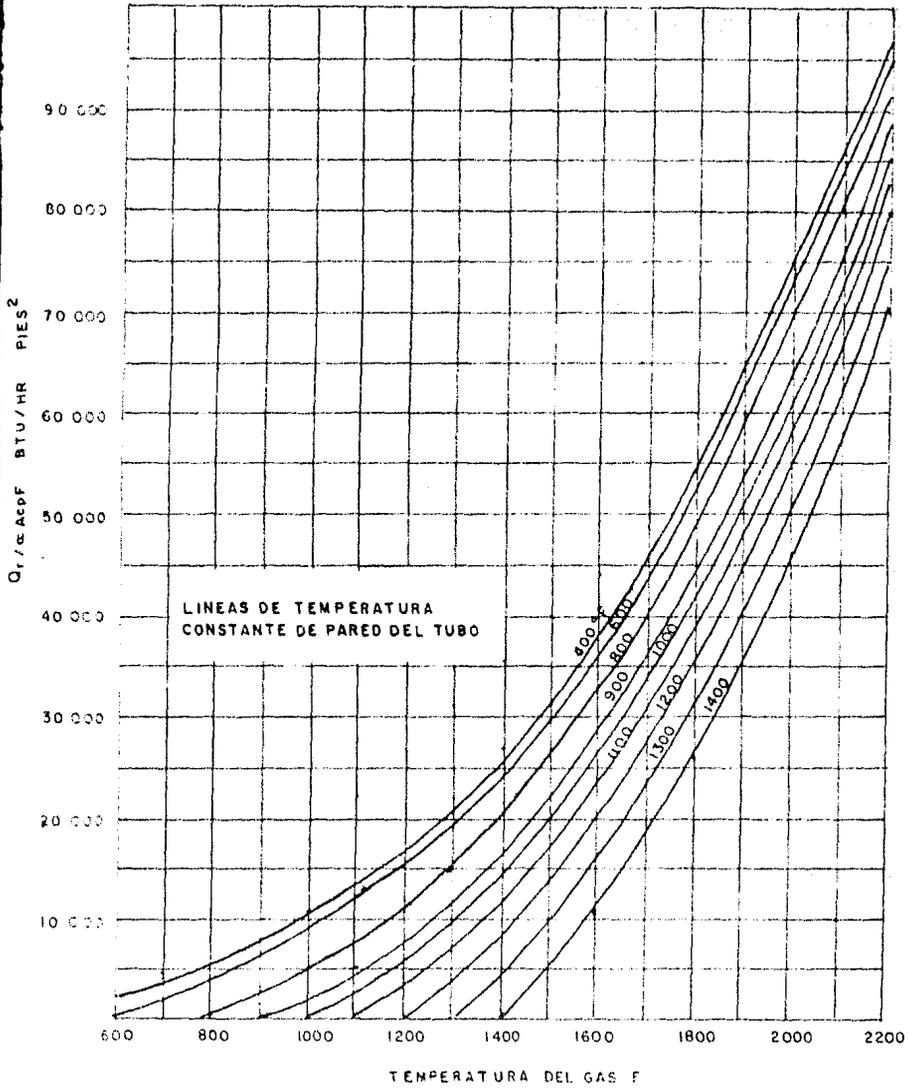


FIGURA V.5 ABSORCION TOTAL DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION³³

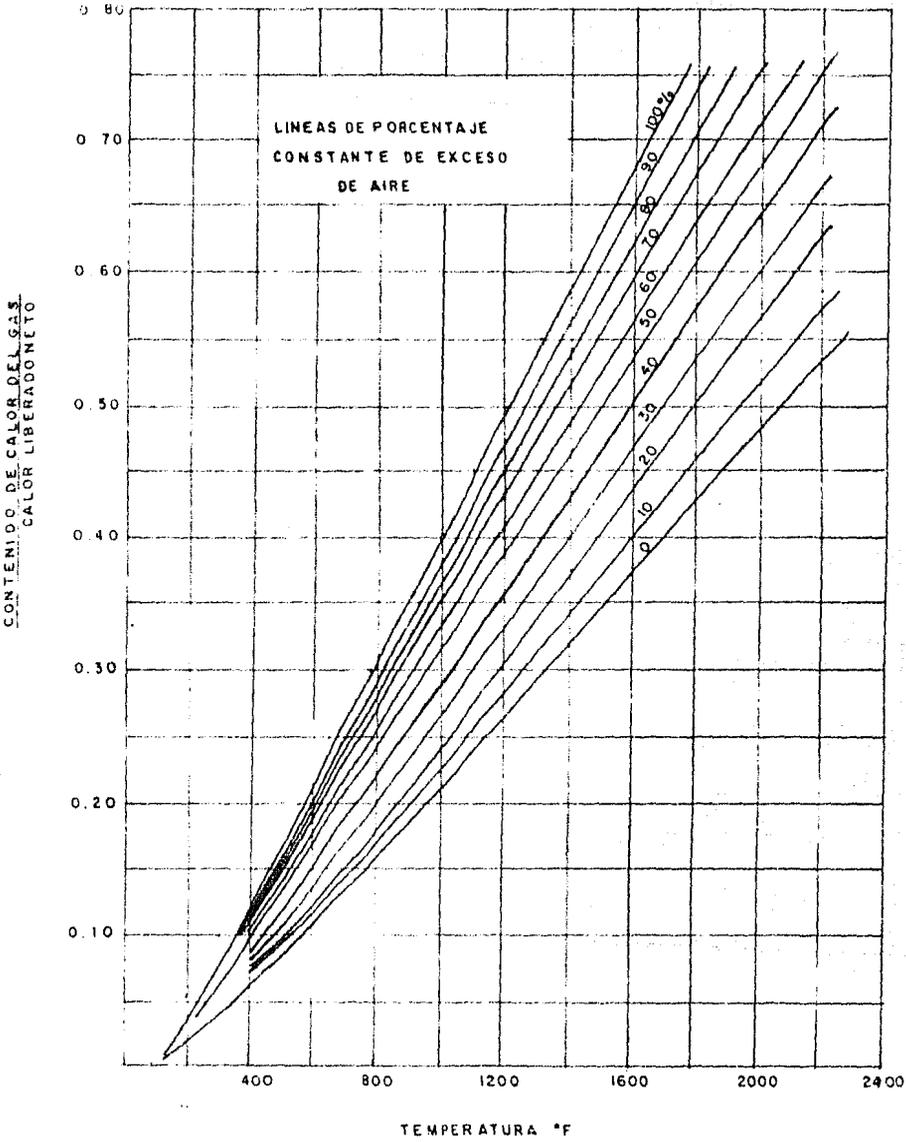


FIGURA V.6 — CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION ³³

Finalmente, se puede modificar la ecuación V.8B a una forma semejante a la ecuación V.7:

$$\frac{Q_R}{A_{cp}F} = \left[1 + \frac{Q_a}{Q_n} + \frac{Q_f}{Q_n} - \frac{Q_L}{Q_n} - \frac{Q_{g2}}{Q_n} \right] \frac{Q_n}{A_{cp}F} \quad (V.9)$$

El calor neto liberado Q_n se establece tan pronto como se establecen la eficiencia y carga total del calentador. Los valores de Q_a y Q_f se fijan por la temperatura del aire para la combustión y del combustible respectivamente. Las pérdidas Q_L generalmente son del uno al tres por ciento del calor neto liberado o pueden ser estimadas de la práctica. Esto deja Q_{g2} como la única incógnita en el lado derecho de la ecuación V.9. Todo esto resulta en el hecho de que la fracción del calor neto liberado retenida en el gas de combustión es función principalmente de la temperatura y exceso de aire, para todos los combustibles líquidos y gaseosos comunes. Esta relación se muestra en la figura V.6. La información para dieciseis combustibles gaseosos y diecisiete combustibles líquidos coinciden con estas curvas con una desviación menor del dos por ciento.

V.1.6 TEMPERATURAS

La figura V.5 representa la velocidad de transferencia de calor entre la masa de gas a una temperatura uniforme y la superficie del tubo a otra temperatura uniforme. Sin embargo en la mayoría de los calentadores reales, ninguna de estas temperaturas es constante. Deben por lo tanto seleccionarse temperaturas efectivas promedio para utilizar la figura V.5.

La temperatura de pared del tubo depende de la temperatura del fluido

interior, el coeficiente interno de transferencia, la resistencia térmica de la pared del tubo y el flux total de calor. La temperatura del fluido puede casi siempre tomarse como la media aritmética de la entrada y salida de la sección de radiación. La diferencia entre las temperaturas del fluido y pared del tubo puede determinarse si es necesario de las correlaciones para coeficientes de película internos. Sin embargo y puesto que la velocidad de absorción de radiación es bastante insensible a la temperatura de pared del tubo, generalmente es suficiente añadir 100°F a la temperatura promedio del fluido.

La temperatura promedio efectiva del gas depende de la forma del calentador y las condiciones de calentamiento. La práctica ha demostrado que para calentadores con una sección transversal aproximadamente cuadrada o bien calentadores verticales con una relación de altura/diámetro no muy elevada y sin grandes áreas de refractario en contacto directo con la flama, la temperatura promedio del gas está muy cercana a aquella de la salida del gas. Para calentadores cilíndricos con una relación elevada de altura/diámetro el gas promedio de la cámara de combustión está apreciablemente más caliente que el gas de la salida. La magnitud de esta diferencia debe determinarse empíricamente de experiencias con diseño similares.

V.1.7 ABSORCION DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION

La ecuación V.7 proporciona el calor transferido a los tubos en la sección de radiación como función de la temperatura promedio del gas. La ecuación V.9 da el calor cedido por el gas de combustión como función de la temperatura de salida. La solución simultánea de las dos ecuaciones

proporciona la temperatura de la cámara de combustión y la cantidad de calor transferido.

La solución se obtiene más fácilmente mediante gráfica, sobreponiendo una gráfica de la ecuación V.9 en la figura V.5. El valor de T_g se lee en donde la gráfica de la ecuación V.9 cruza la temperatura de pared del tubo correspondiente. Después, se determina Q_R de un balance de calor. Es de notarse que no es necesario graficar la ecuación V.9 en todo el rango de temperaturas, solamente se requiere la parte que cruza las curvas en la figura V.5. Aún más, puesto que la ecuación V.9 es casi lineal con respecto a la temperatura del gas, dos puntos calculados cerca de la intersección y unidos por una línea recta son casi siempre suficientes.

V.2 TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA SECCION DE CONVECCION

Al igual que en la sección de radiación, el calor se transfiere en la sección de convección tanto por radiación como por convección, además se considerará para la evaluación la fuga de radiación desde la cámara de combustión hacia la sección de convección. De manera que el calor total transferido a los tubos aletados es la fuga de radiación a través de los tubos escudo (si la hay) más el calor transferido por convección y radiación dentro del banco de tubos.

$$Q_C = Q_{SL} + U_c A_t (\text{LMTD}) \quad (\text{V.10})$$

La referencia clásica en la evaluación de la sección de convección de los calentadores a fuego directo es como se dijo antes un estudio publicado por Monrad²² en 1932, aquí Monrad desarrolló las relaciones que cubren la

transferencia de calor en la sección por convección de los gases, radiación de los gases y radiación de las paredes refractarias, utilizó únicamente información de tubos lisos y no consideró la entrada adicional de calor debida a la fuga de radiación desde la cámara de combustión en los casos en que la sección de convección puede "ver" la sección de radiación a través de los tubos escudo.

V.2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION

Después de la publicación de Monrad, Colburn⁶ desarrolló una mejor relación para el coeficiente de convección.

$$\frac{h_c D_o}{k} = 0.36 \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/3} \left[\frac{D_o G_{MAX}}{\mu} \right]^{0.6} \quad (V.11)$$

La correlación propuesta por Colburn se utiliza con coeficientes revisados basados en estudios mas completos y extensos de Hoge, Pierson y Tucker¹⁴. Así la ecuación V.11 se simplifica como sigue:

$$h_c = \frac{2.14 T_f^{0.28} G_{MAX}^{0.6}}{d_o^{0.4}} \quad (V.12)$$

La temperatura promedio de película del gas se define como la temperatura promedio del fluido interno más la mitad de la media logarítmica de temperaturas entre el gas de combustión y el fluido. El flujo del gas de combustión se toma en la sección transversal mínima de la sección de convección. El área mínima de sección transversal para el flujo de gas de combustión es el área de sección transversal total menos el área proyectada de una hilera de tubos. Además se ha encontrado que el flujo del gas

de combustión para los combustibles líquidos y gaseosos comunes puede correlacionarse en base al calor neto liberado y el exceso de aire. La relación se muestra en la figura V.7.

La ecuación de Colburn y la modificación de Hoge, Pierson y Tucker se aplican a tubos lisos. Gardner² desarrolló una relación general para la efectividad de las aletas que pueden utilizarse para calcular el coeficiente de película para un tubo aletado a partir del coeficiente de un tubo liso de igual diámetro basal.

La relación de Gardner es:

$$E = \frac{\text{TANH} (u_b - u_e)}{u_b - u_e} \quad (\text{V.13})$$

en donde:

$$u = X \sqrt{\frac{h_c dA}{ka(dx)}} \quad (\text{V.14})$$

El coeficiente de película para el tubo aletado está relacionado con el coeficiente de un tubo liso por medio de la siguiente ecuación:

$$h_f = h_c \frac{(EA_f + A'_t)}{A'_t} \quad (\text{V.15})$$

La eficiencia de aleta E, depende de las dimensiones de la aleta, la conductividad térmica de las aletas y el coeficiente de película de transferencia por convección.

Las figuras V.8 y V.9 proporcionan la solución gráfica de la ecuación V.13 para aletas anulares y birlos, respectivamente. Es de notarse que el

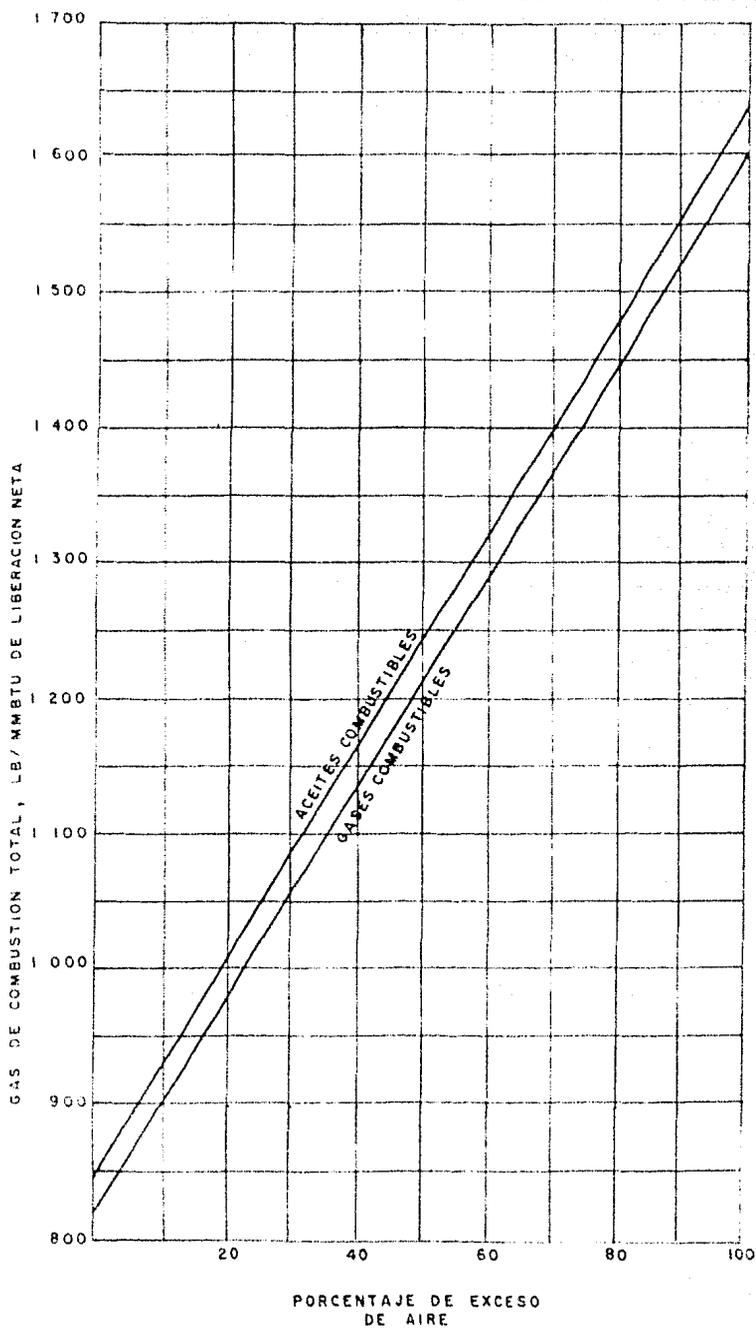


FIGURA V.7 FLUJO DEL GAS DE COMBUSTION ³³

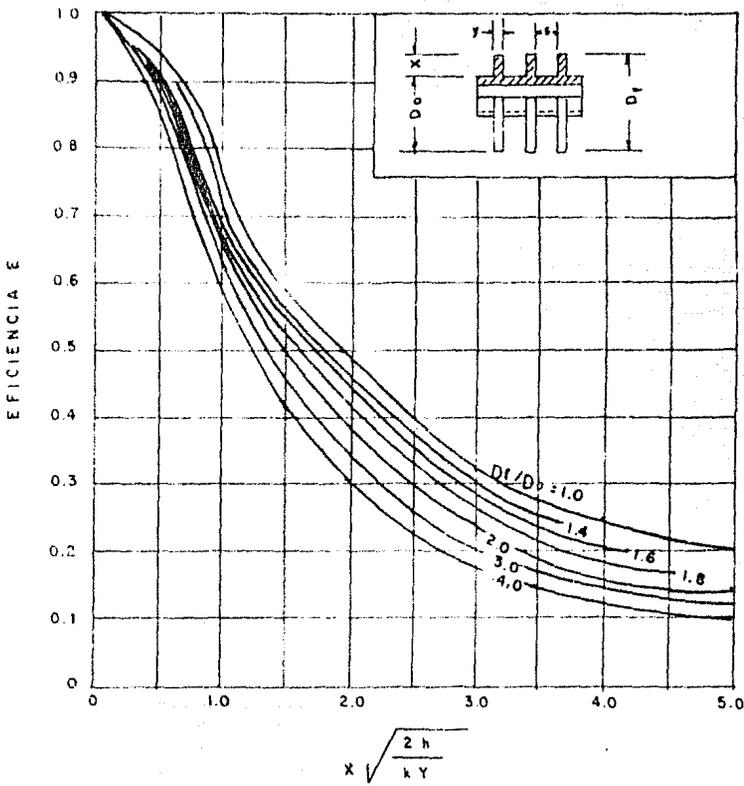


FIGURA V.8 EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE²⁹

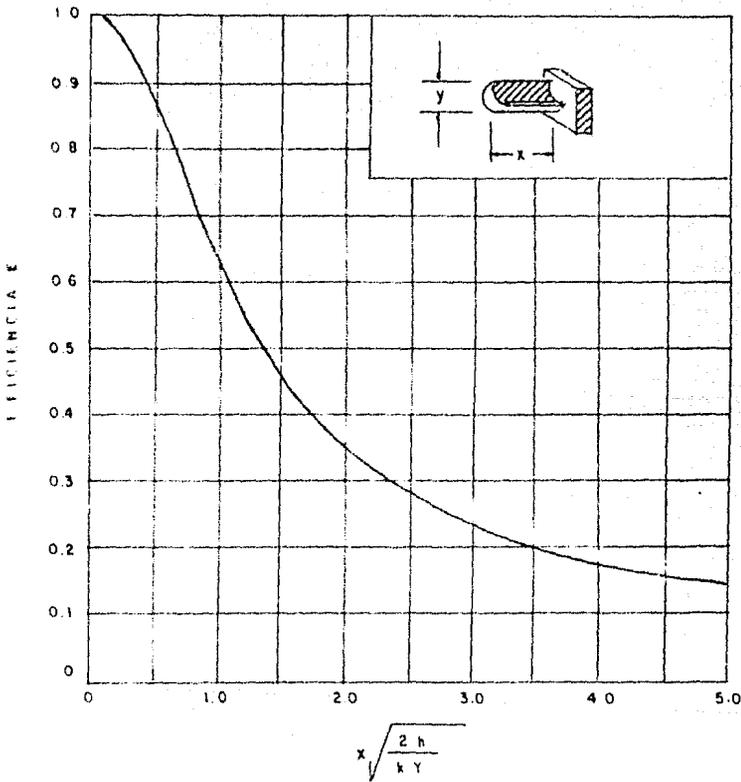


FIGURA V.9 EFICIENCIA DE BIRLOS DE DIAMETRO CONSTANTE ²⁹

uso de un factor de eficiencia hace a la ecuación V.15 útil tanto para aletas como para birlos.

V.2.2 RADIACION DEL GAS DE COMBUSTION

La referencia primaria de Monrad para la transferencia de calor radiante por gases no luminosos es un estudio publicado por Hottel¹³, en el que se resuelve la relación básica utilizando un espaciamiento de tubos típico de dos veces el diámetro de los tubos, una absorbencia de la superficie de los tubos de 0.9 y una presión parcial típica de bióxido de carbono mas agua.

El coeficiente aparente de transferencia de calor por radiación del gas de combustión dentro de la sección de convección está dado por:

$$h_r = \frac{(\sigma) (1 + e_t) (e_g T_g^4 - e_t T_t^4)}{2 (T_g - T_t)} \quad (V.16)$$

La figura V.10 es una solución gráfica de la ecuación V.16.

La temperatura promedio del gas se define como la temperatura promedio del fluido interno más la diferencia media logarítmica de temperaturas entre el gas y el fluido interno. La temperatura promedio de pared del tubo es aproximadamente la temperatura promedio del fluido interno más 100°F.

V.2.3 RADIACION DE LAS PAREDES REFRACTARIAS

Para incluir la radiación de las paredes refractarias hacia los tubos Monrad²⁰ expresó la transmisión de calor por radiación como una fracción

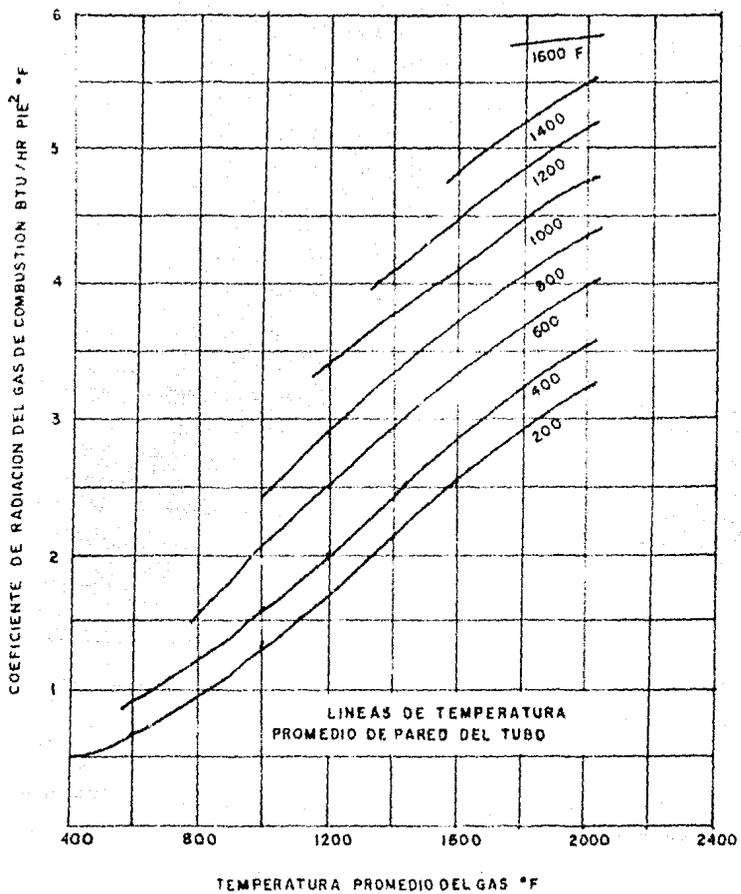


FIGURA V.10 COEFICIENTE DE RADIACION DEL GAS DE ²⁹ COMBUSTION

del calor transferido directamente a los tubos.

$$\beta = \left[\frac{h_w}{(h_c + h_r + h_w)} \right] \frac{A_w}{A_t} \quad (V.17)$$

Para este caso se supone que los coeficientes de transferencia de calor por radiación y convección hacia el refractario son los mismos que los coeficientes de transferencia de calor hacia los tubos y que cualquier pérdida de calor por la sección de convección es despreciable. Se supone además que T_w es igual a $1.25 T_t$, que los tubos y paredes forman planos paralelos infinitos y que la emisividad de la pared es 1.0. Bajo estas bases:

$$h_w = 9.46 \left(\frac{T_t}{1000} \right)^3 \quad (V.18)$$

La ecuación anterior se grafica en la figura V.11.

V.2.4 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA

El coeficiente aparente de película del gas se determina de los coeficientes individuales de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$h_c = (1 + \beta) (h_f + h_r) \quad (V.19)$$

El coeficiente interno se calcula utilizando la correlación de Sieder y Tate basándose en el flujo y propiedades físicas del fluido a temperatura adecuada.

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (V.20)$$

La resistencia de la pared del tubo es pequeña y generalmente se

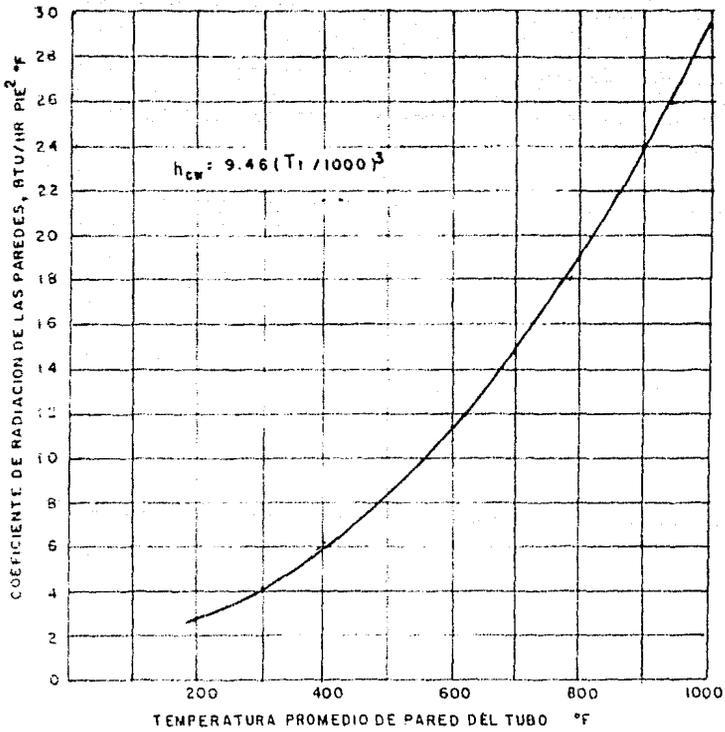


FIGURA V.11 COEFICIENTE DE RADIACION DE LAS PAREDES
DE LA SECCION DE CONVECCION²⁹

desprecia. Entonces el coeficiente total de transferencia en la sección de convección se obtiene como:

$$U_c = \frac{h_c (h_{ci})}{h_c + h_{ci}} \quad (V.21)$$

V.2.5 FUGA DE RADIACION DE LA CAMARA DE COMBUSTION

El método de Lobo y Evans¹⁸ para calcular la absorción de calor en la sección de radiación de los calentadores a fuego directo es la base del método de Wimpres¹³ que se utiliza aquí para calcular el calor de radiación que logra pasar a través de los tubos escudo hacia la sección de convección. La diferencia entre la energía de radiación incidente y la absorción directa es igual a la fuga de radiación absorbida por la sección de convección.

$$Q_{SL} = \sigma (1 - \alpha) A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) \quad (V.22)$$

En donde A_{cp} es el área de plano frío de los tubos escudo, F es el factor de intercambio radiante en la sección de radiación, T_g es la temperatura de radiación en la cámara de combustión, T_t es la temperatura de pared de los tubos escudo y α es el factor de eficiencia de absorción. La figura V.12 es una gráfica de la ecuación V.22 rearrreglada como:

$$\frac{Q_{SL}}{(1 - \alpha) A_{cp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) \quad (V.23)$$

Al calcular la fuga de radiación a través de los tubos escudo, se utiliza la temperatura de pared del tubo en el paso entre las secciones de radiación y convección. La fuga de radiación hacia la sección de

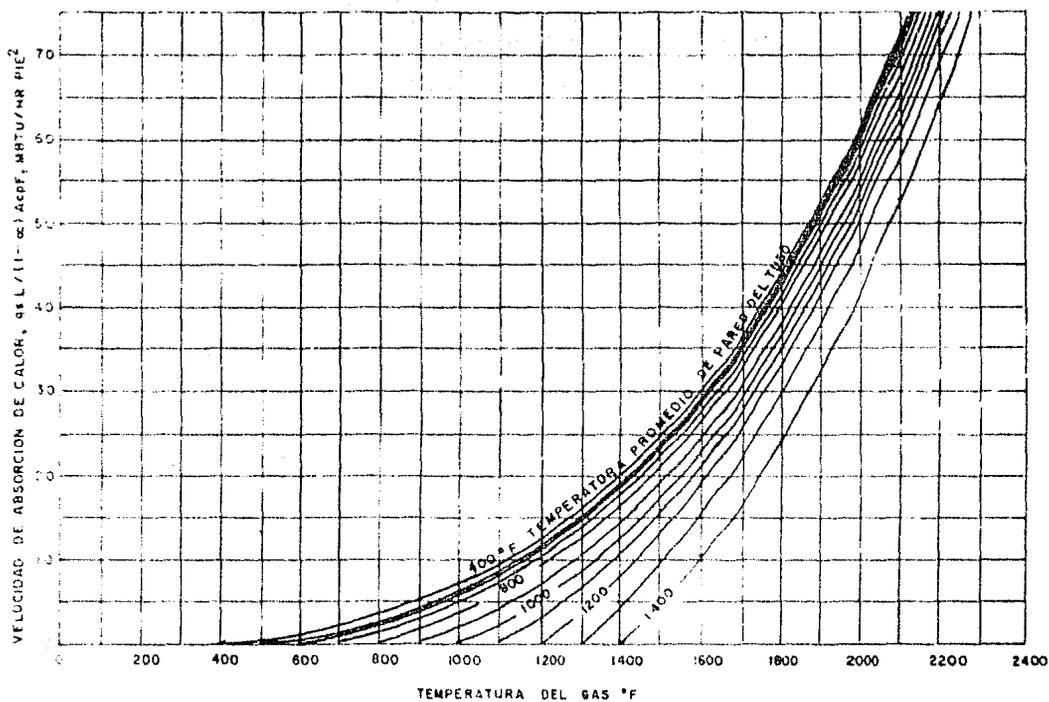


FIGURA V.12 FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO²⁹

convección no ocurre si la sección de convección no "ve" a la sección de radiación a través de los tubos escudo.

V.3 CAIDA DE PRESIÓN DEL GAS DE COMBUSTIÓN

Ahora el problema es el cálculo de la caída de presión del gas de combustión a través del calentador.

En un calentador de tiro natural, la chimenea debe proporcionar el tiro necesario para vencer la caída de presión a través de los quemadores, la sección de convección, el regulador de tiro y la propia chimenea, mientras que en un calentador de tiro mecánico se logra el mismo efecto utilizando ventiladores o bien inyectando vapor.

Generalmente se busca mantener a todas las secciones del calentador a una presión menor que la atmosférica, de manera que cualquier fuga a través de mirillas de observación, aberturas en los tubos o grietas en la estructura provocará un movimiento de aire hacia adentro del calentador y no gases de combustión calientes moviéndose hacia afuera.

En los calentadores con secciones de radiación altas como los del tipo cilíndrico vertical, la misma cámara de combustión puede provocar más tiro del requerido por los quemadores, en tales casos debe aumentarse la altura de la chimenea tanto como sea necesario para mantener una presión sub-atmosférica a la entrada de la sección de convección.

V.3.1 QUEMADORES

A menudo es necesaria una cierta caída de presión en los quemadores para alimentar aire secundario. La magnitud de esta caída de presión

generalmente es fijada por el fabricante de los quemadores y depende del tipo de quemador y del combustible. Un valor usual es de aproximadamente 0.25 pulgadas de agua.

V.3.2 SECCION DE RADIACION

En la cámara de radiación hay una ganancia de tiro debida a la temperatura de los gases de combustión y a la altura de la cámara. Al calcular el tiro producido por la cámara de radiación se determina si el factor limitante es la caída de presión a través de los quemadores o la necesidad de mantener una presión negativa en la cámara de combustión.

V.3.3 SECCION DE CONVECCION

Gunter y Shaw⁶ estudiaron la forma normal del factor de fricción para un banco de tubos aletados específico como:

$$f = \Delta P_C \frac{2g_c \rho_g}{(G_{MAX})^2} \left(\frac{Dv}{Lz}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \left(\frac{Dv}{S_T}\right)^{-0.4} \left(\frac{SL}{S_T}\right)^{-0.6} \quad (V.24)$$

La ecuación V.24 está fundamentada en los estudios de Sieder y Scott y de Hoge¹⁴ y Pierson²⁷. La relación de viscosidades elevado a la potencia 0.14 es aproximadamente 1.0 y para un espaciamento equilátero SL y ST son iguales. De acuerdo a esto:

$$\Delta P_C = \frac{f (G_{MAX})^2 Lz}{2g_c \rho_g Dv} \left(\frac{Dv}{S_T}\right)^{0.4} \quad (V.25)$$

Finalmente, agrupando las constantes y transformando la caída de presión en pulgadas de agua.

$$\Delta P_C = 0.003 \frac{f (G_{MAX})^2 Lz}{\rho_g Dv} \left(\frac{Dv}{S_T} \right)^{0.4} \quad (V.26)$$

En la figura V.13 se muestran las densidades del gas de combustión, que en la sección de convección se obtienen a la misma temperatura promedio del gas que se utilizó para calcular el coeficiente de transferencia de la sección.

El factor de fricción f se grafica como función del número de Reynolds en la figura V.14.

V.3.4 EFFECTO DE TIRO

El efecto de tiro depende de la diferencia de densidades entre el gas de combustión caliente y el aire del medio ambiente, de acuerdo a:

$$\Delta P_T = H \frac{(\rho_a - \rho_g)}{\rho_w} (12) = 0.187 H (\rho_a - \rho_g) \quad (V.27)$$

En donde H representa la altura de la chimenea o bien la altura de la sección de radiación si lo que se calcula es el tiro producido por esta sección.

El tiro disponible por cada 100 pies de altura se obtiene de la figura V.15 utilizando las temperaturas del gas de combustión y del aire del medio ambiente.

Cuando se calcula el tiro producido por la chimenea debe utilizarse una temperatura 50°F menor que la del gas de combustión que sale de la sección de convección, para tomar en cuenta la pérdida de calor a lo largo de la chimenea.

V.3.5 CHIMENEA Y REGULADOR DE TIRO

Las distintas pérdidas que faltan por evaluar se representan utilizando la energía de velocidad en la chimenea.

La energía de velocidad en pulgadas de agua está dada por la siguiente ecuación.

$$P_v = \left(\frac{V^2}{2g}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_w}\right) (12) = 0.0030 V^2 \rho_g = 0.0030 \frac{G^2}{\rho_g} \quad (V.28)$$

Utilizando la ecuación anterior junto con la figura V.13 se calcula:

Entrada de la chimenea	0.5	De energía de velocidad.
Regulador de tiro	1.5	De energía de velocidad.
Fricción en la chimenea	$H / 500$	
Salida de la Chimenea	1.0	De energía de velocidad.
	<hr/>	
TOTAL	3.0	De energía de velocidad más $H / 500$

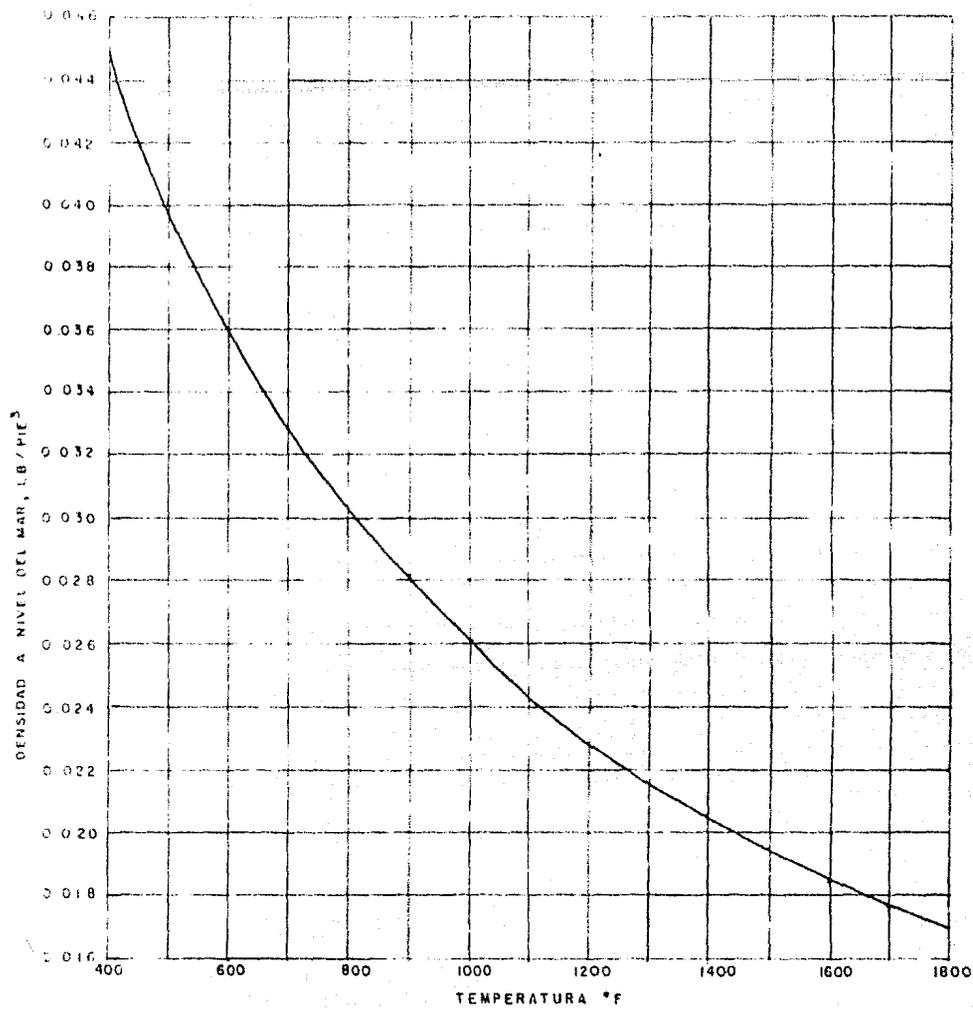


FIGURA V.13 DENSIDAD DEL GAS DE COMBUSTION³³

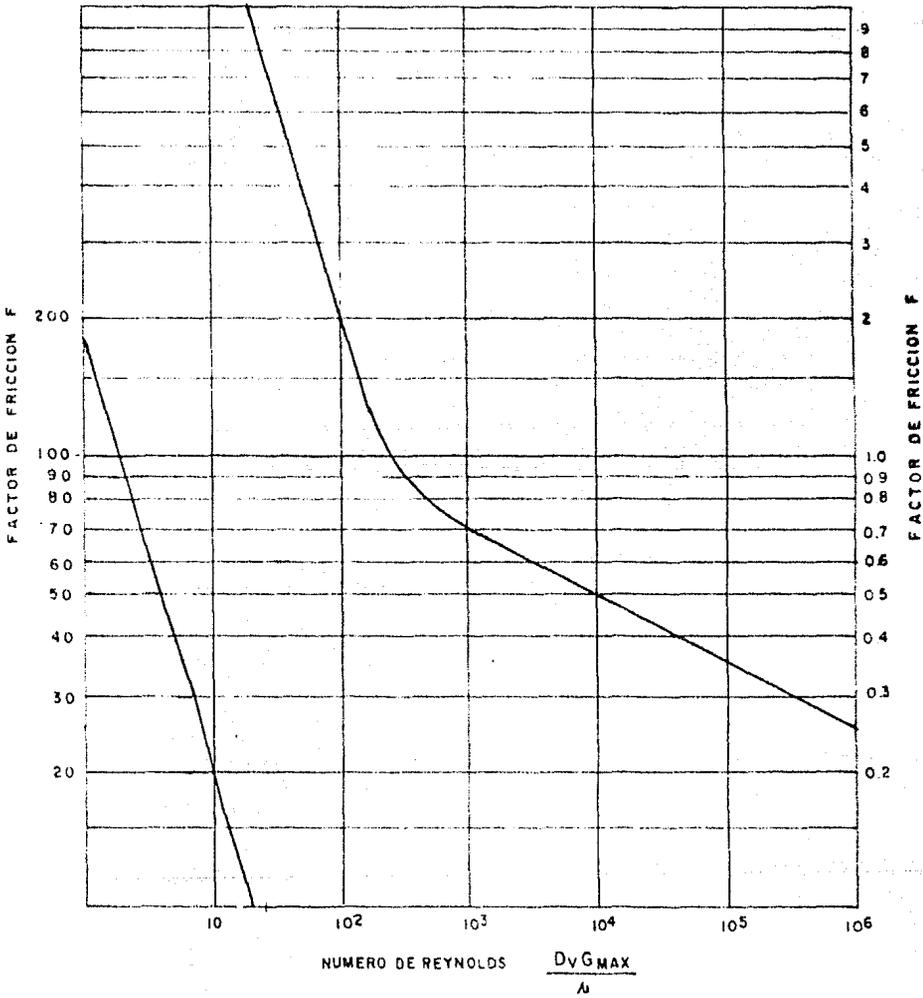


FIGURA V 14 FACTOR DE FRICCION DE FLUJO CRUZADO²⁹

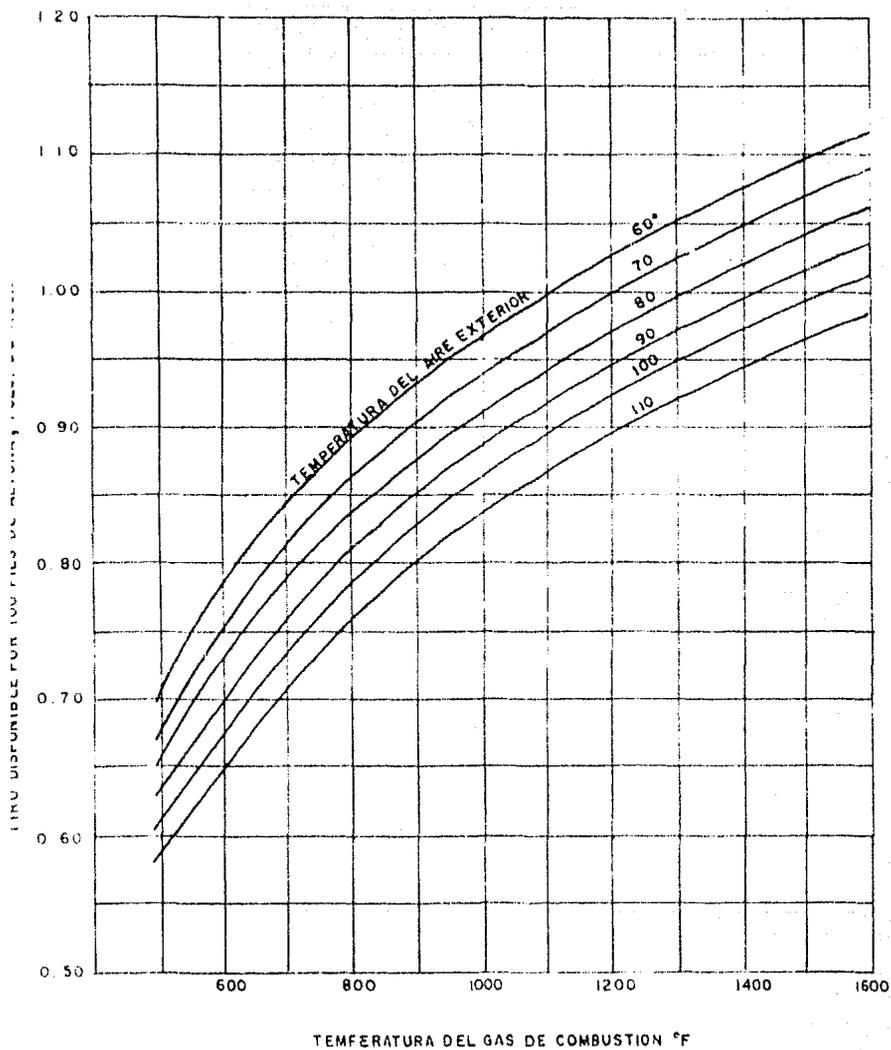


FIGURA V. 15 TIRO DE LA CHIMENEA³³

NOMENCLATURA CAPITULO V

- A = Area, Pies²
 A_{CP} = Area de Plano frío, Pies²
 A_f = Area Total de Aletas, Pies²/Hilera
 A_t = Area Total de Tubos Desnudos, Pies²
 A_t^i = Area Total de Tubos Desnudos por Hilera, Pies²/Hilera
 A_w = Area Efectiva de Refractario, Pies²/Hilera
 a = Area de la Sección de una Aleta Normal al Eje X en el Punto X

 C_p = Calor Específico, BTU/LB°F

 D = Diámetro, pies
 D_v = Diámetro Hidráulico Volumétrico, Pies
 d = Diámetro, Pulgadas

 E = Eficiencia de Aletas
 e_g = Emisividad del Gas a la Temperatura de Radiación en la Cámara de Combustión
 e_t = Emisividad del Tubo a la Temperatura de Pared del Tubo

 F = Factor de Intercambio Radiante
 f = Factor de Fricción para la Relación de Caída de Presión

 G = Masa Velocidad en la Sección Mínima, LB/Pie² seg.
 G_{MAX} = Masa Velocidad en la Sección Mínima, LB/Pie² seg.
 G_c = Constante Gravitacional

 H = Altura de la Chimenea, Pies
 h = Coeficiente de Película de Transferencia de Calor, BTU/Hr Pie² °F

 k = Conductividad Térmica, BTU/Hr Pie² °F/Pie

 L = Longitud Media del Haz Radiante, Pies
 $LMTD$ = Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas, °F

- L_z = Longitud de Flujo a través del Banco de Tubos, Pies
 P = Presión Parcial del Bióxido de Carbono mas Agua en el Gas de Combustión, Atmósferas
 P_v = Energía de Velocidad, Pulgadas de Agua
 ΔP = Caída de Presión, Pulgadas de Agua
 ΔP_T = Efecto del Tiro de la Chimenea, Pulgadas de Agua
 Q = Transferencia de Calor, BTU/HR
 S_L = Espaciamiento Longitudinal, Distancia Centro a Centro del Tubo en una Hilera al Tubo en la siguiente Hilera, Pies
 S_T = Espaciamiento Transversal, Distancia Centro a Centro de un Tubo a otro en la misma Hilera, Pies
 T = Temperatura, °R
 t = Temperatura, °F
 U = Coeficiente Total de Transferencia de Calor, BTU/HR Pie²°F
 u = Factor de la Ecuación V.14
 u_b = Factor de la Ecuación V.14 evaluado en la Base de la Aleta
 u_e = Factor de la Ecuación V.14 evaluado en la Orilla de la Aleta
 V = Velocidad, Pies/seg.
 W_B = Emisión de Radiación de un Cuerpo Negro, BTU/HR Pie²
 X = Altura de la Aleta, Pies
 x = Altura de la Aleta, Pulgadas
 Y = Espesor de Aleta o Diámetro de Birlo, Pies
 y = Espesor de Aleta o Diámetro de Birlo, Pulgadas
 α = Factor de Comparación entre un Banco de Tubos y un Plano
 β = Factor para la Radiación de Pared en la Sección de Convección

- μ = Viscosidad, LB/Pie HR
 ρ = Densidad, LB/Pie³
 ρ_a = Densidad del Aire Exterior, LB/Pie³
 ρ_g = Densidad del Gas de Combustión, LB/Pie³
 ρ_w = Densidad del Agua, LB/Pie³
 σ = Constante de Stefan-Boltzman, 0.173×10^{-8} BTU/HR Pie²°R⁴

SUBSCRITOS

- a = Aire para Combustión
C = Sección de Convección
c = Transferencia de Calor por Convección
f = Película o Combustible o Aleta
g = Gas de Combustión
i = Fluido Interno
L = Pérdida de Calor
h = Calor Neto de Combustión
o = Externo
R = Sección de Radiación
r = Transferencia de Calor por Radiación
SL = Fuga de Radiación
SR = Absorción de Radiación de los Tubos Escudo
t = Tubos o Pared de Tubos
w = Pared Refractaria

VI

DESARROLLO DEL MODELO MATEMATICO

Las ecuaciones utilizadas en este capítulo corresponden exactamente a las presentadas en el capítulo anterior, o bien, se obtienen de las recomendaciones hechas en el mismo.

Las ecuaciones VI.2 y VI.3 son ecuaciones empíricas sugeridas por Rauda²⁸.

La nomenclatura para este capítulo es la utilizada en el Programa de Computadora y la relación completa de ella se encuentra al final del capítulo.

VI.1 CRITERIOS GENERALES PARA LA EVALUACIÓNVI.1.1 AIRE PARA LA COMBUSTIONVI.1.1.1 Aire Teórico

a. Si se conoce la composición del combustible:

$$AT = 0.115 (PCC) + 0.345 (PCH_2) + 0.0432 (PCS-PCO_2) \quad (VI.1)$$

b. Si se conoce el poder calorífico de los combustibles:

b.1 Para combustibles del tipo hidrocarburos gaseosos

$$AT = \frac{1638.5}{PCB + 155.8} + 15.0 \quad (VI.2)$$

b.2 Para combustibles del tipo hidrocarburos líquidos:

$$AT = 0.00075 (PCA) \quad (VI.3)$$

VI.1.1.2 Aire Práctico

$$AP = AT \left(1.0 + \frac{PCEA}{100} \right) \quad (VI.4)$$

VI.1.2 CALOR LIBERADO EN EL CALENTADOR

$$QL = \frac{QA (100)}{ETC} \quad (VI.5)$$

VI.1.3 PERDIDAS DE CALOR POR LAS PAREDES DEL CALENTADOR

VI.1.3.1 Calentador Rectangular Horizontal

a. Pérdidas Totales:

$$PQT = 0.03 (QL) \quad (VI.6)$$

b. Pérdidas en la sección de radiación:

$$PQR = 0.02 (QL) \quad (VI.7)$$

c. Pérdidas en la sección de convección:

$$PQC = 0.01 (QL) \quad (VI.8)$$

VI.1.3.2 Calentador Cilíndrico Vertical

a. Pérdidas Totales:

$$PQT = 0.025 (QL) \quad (VI.9)$$

b. Pérdidas en la sección de radiación:

$$PQR = 0.015 (QL) \quad (VI.10)$$

c. Pérdidas en la sección de convección:

$$PQC = 0.010 (QL) \quad (VI.11)$$

VI.1.4 DISTRIBUCION DE CALOR ADQUIRIDO

VI.1.4.1 Calor Adquirido en la Sección de Radiación

$$QR = FDCA (QA) \quad (VI.12)$$

VI.1.4.2 Calor Adquirido en la Sección de Convección

$$QC = (1.0 - FDCA) (QA) \quad (VI.13)$$

VI.1.5 TEMPERATURAS EN LA SECCION DE RADIACION

VI.1.5.1 Temperatura en el Puente (Cruce de las Secciones de Radiación y Convección)

$$TPUEN = TSFR - FDCA (TSFR - TEFC) \quad (VI.14)$$

VI.1.5.2 Temperatura Promedio del Fluido

$$TPFSR = \frac{TPUEN + TSFR}{2.0} \quad (VI.15)$$

VI.1.5.3 Temperatura Promedio de Tubos

$$TWSR = TPFSR + 100.0 \quad (VI.16)$$

VI.1.6 RELACION DE FLUJO DE GAS DE COMBUSTION A CALOR LIBERADO

VI.1.6.1 Para Gases Combustibles

$$RELGAS = 7.7682 (PCEA) + 821.1364 \quad (VI.17)$$

VI.1.6.2 Para Aceites Combustibles

$$RELGAS = 7.8955 (PCEA) + 844.3182 \quad (VI.18)$$

Las dos ecuaciones anteriores se obtuvieron por medio de una regresión lineal utilizando los datos de las tablas G2, y G1, respectivamente.

Las tablas utilizadas en este capítulo se encuentran en el anexo I de este trabajo.

VI.1.7 FLUJO DE GAS DE COMBUSTION

$$FLUGAS = \frac{RELGAS (QL)}{3.6 \times 10^9} \quad (VI.19)$$

VI.2 EVALUACIÓN TÉRMICA DE LA SECCIÓN DE RADIACIÓN

VI.2.1 SUPERFICIE PLANA EQUIVALENTE DE TUBOS FRENTE A PARED

$$ACPTP = TULEXR (NTPSR) (ESPSR) \quad (VI.20)$$

VI.2.2 SUPERFICIE PLANA EQUIVALENTE DE TUBOS ESCUDO

$$ACPTE = TULEXR (NTE) (ESPSR) \quad (VI.21)$$

VI.2.3 AREA DE PLANO FRIO EQUIVALENTE

VI.2.3.1 Relación de Espaciamiento-Diámetro de los Tubos

$$RELESR = \frac{ESPSR}{DEXSR} \quad (VI.22)$$

VI.2.3.2 Factor de Eficiencia de Absorción

El factor de eficiencia de absorción -ALFA- se obtiene utilizando el valor obtenido de -RELESR- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas A.1 a A.3 de acuerdo al arreglo de tubos-cálculo de alfa, -ILTUP-.

VI.2.3.3 Area de Plano Frío Equivalente

$$ACPEQ = ACPT + ALFA (ACPT) \quad (VI.23)$$

VI.2.4 FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE

VI.2.4.1 Volumen de la Sección de Radiación

a. Calentador Rectangular Horizontal

$$VCR = ANCHO (ALTURA) (CHLARA) \quad (VI.24)$$

b. Calentador Cilíndrico Vertical

$$VCR = 0.78539 (DIAM)^2 (ZCVRA) \quad (VI.25)$$

VI.2.4.2 Area de las Paredes de la Sección de Radiación

a. Calentador Rectangular Horizontal

$$APR = 2.0 [ANCHO (ALTURA) + ALTURA (CHLARA) + 1.4 (ANCHO) (CHLARA)] \quad (VI.26)$$

b. Calentador Cilíndrico Vertical

$$APR = 3.14 (DIAM) (ZCVRA) + (DIAM)^2 \quad (VI.27)$$

VI.2.4.3 Longitud Media del Haz Radiante

$$DLOMHA = \frac{3.6 (VCR)}{APR} \quad (VI.28)$$

VI.2.4.4 Presión Parcial de los Componentes Radiantes

La presión parcial de $CO_2 + H_2O$ -PCO₂A- se obtiene utilizando el dato del por ciento de exceso de aire -PCEA- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla B.

VI.2.4.5 Factor de los Efectos Dimensional y de Composición

$$PL = DLOMHA (PCO2A) \quad (VI.29)$$

VI.2.4.6 Calor del Gas de Combustión a la Salida de la Sección de Radiación

$$QPGSR = QL - QR - PQR \quad (VI.30)$$

VI.2.4.7 Relación de Calor del Gas de Combustión

$$QPGQL = \frac{QPGSR}{QL} \quad (VI.31)$$

VI.2.4.8 Temperatura del Gas de Combustión en la Sección de Radiación

La temperatura del gas de combustión -TSGR- se obtiene utilizando el valor obtenido de -QPGQL- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas F.1 a F.11 de acuerdo con el exceso de aire utilizado -PCEA-. Se considera que la temperatura de salida es igual a la temperatura promedio del gas de combustión en la sección de radiación.

VI.2.4.9 Emisividad del Gas de Combustión

La emisividad del gas de combustión -EMISIV- se obtiene utilizando el valor obtenido de -PL- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas C.1 a C.9 de acuerdo a la temperatura del gas de combustión en la sección de radiación -TSGR- obtenida.

VI.2.4.10 Area de Rerrradiación

$$ARR = APR - ACPEQ \quad (VI.32)$$

VI.2.4.11 Factor de Rerradiación

$$\text{FACTRE} = \frac{\text{ARR}}{\text{ACPEQ}} \quad (\text{VI.33})$$

VI.2.4.12 Factor de Intercambio Radiante

El factor de intercambio radiante -F- se obtiene utilizando el valor obtenido de emisividad del gas -EMISIV- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas D.I a D.II de acuerdo con el valor del factor de rerradiación -FACTRE- obtenido.

VI.2.5 RELACION DE CALOR TOTAL LIBERADO

$$\text{RECATL} = \frac{\text{QL}}{\text{ACPEQ} (F)} \quad (\text{VI.34})$$

VI.2.6 RESOLUCION DEL BALANCE DE ENERGIA

VI.2.6.1 Relación de Calor Adquirido por Absorción en la Sección de Radiación

$$\text{RECASR} = \left(1.0 - \text{QPGQL} - \frac{\text{PQR}}{\text{QL}}\right) (\text{RECATL}) \quad (\text{VI.35})$$

Con los valores calculados de -RECASR- y -TSGR- se tienen las coordenadas de un punto en la figura V.5.

VI.2.6.2 Temperatura Corregida del Gas de Combustión en la Sección de Radiación

$$\text{TSGRCO} = \text{TSGR} + 200.0 \quad (\text{VI.36})$$

VI.2.6.3 Emisividad Corregida del Gas de Combustión

La emisividad corregida del gas de combustión -EMISCO- se obtiene utilizando el valor de -PL- calculado y una rutina de interpolación con los datos de las tablas C.1 a C.9 de acuerdo a la temperatura corregida del gas de combustión -TSGRCO- obtenida.

VI.2.6.4 Factor Corregido de Intercambio Radiante

El factor corregido de intercambio radiante -FACO- se obtiene utilizando el valor obtenido de emisividad corregida del gas -EMISCO- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas D.1 a D.11 de acuerdo con el factor de rerradiación -FACTRE- obtenido.

VI.2.6.5 Relación Corregida de Calor Total Liberado

$$RECATC = \frac{QL}{ACPEQ (FACO)} \quad (VI.37)$$

VI.2.6.6 Relación Corregida de Calor del Gas de Combustión

-QPGQLC- se obtiene utilizando el valor obtenido de -TSGRCO- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas F.1 a F.11 de acuerdo con el exceso de aire utilizado -PCEA-

VI.2.6.7 Relación Corregida de Calor Adquirido por Absorción en la Sección de Radiación

$$RECASC = (1.0 - QPGQLC - \frac{PQR}{QL}) (RECATC) \quad (VI.38)$$

Con los valores obtenidos de -RECASC- y -TSGRCO- se tienen las coordenadas de otro punto en la figura V.5. Con estos dos puntos se obtiene la ecuación de una recta.

VI.2.6.8 Temperatura promedio Real del Gas de Combustión en la Sección de Radiación

Con los datos de relación de calor adquirido por absorción en la sección de radiación y relación corregida de calor adquirido por absorción -RECASR- y -RECASC- respectivamente y una rutina de interpolación con los datos de las tablas E.1 a E.9 de acuerdo con el valor de la temperatura promedio de tubos en la sección de radiación -TWSR- se obtienen los valores de las temperaturas del gas de combustión -TSGR1- y -TSGR2- correspondientes a esos valores de -RECASR- y -RECASC-.

Con estos datos -RECASR-, -TSGR1- y -RECASC-, -TSGR2- nuevamente se tienen dos puntos de una recta y se obtiene su ecuación.

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones de estas dos rectas se obtiene la temperatura promedio real del gas de combustión en la sección de radiación -TSGRR-.

$$TSGRR = \frac{(TSGR1 - TSGR2) \left[(TSGR)(RECASC) - (TSGRCO)(RECASR) \right] - (TSGR - TSGRCO) \left[(TSGR1)(RECASC) - (TSGR2)(RECASR) \right]}{\left[(TSGR - TSGRCO) (RECASR - RECASC) - (TSGR1 - TSGR2) (RECASR - RECASC) \right]} \quad (VI.39)$$

VI.2.7 RELACION REAL DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION

-QPGQLR- se obtiene utilizando el valor obtenido de -TSGRR- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas F.1 a F.11 de acuerdo con el exceso de aire utilizado -PCEA-.

VI.2.8 CALOR REAL ADQUIRIDO POR ABSORCION EN LA SECCION DE RADIACION

$$QRR = QL - PQR - \left[(QPGQLR) (QL) \right] \quad (VI.40)$$

VI.2.9 AREA TOTAL DE RADIACION

$$ARAD = (TULEXR) (APPLSR) (NTE + NTPSR) \quad (VI.41)$$

VI.2.10 FLUX PROMEDIO CALCULADO EN LA SECCION DE RADIACION

$$FLUXPC = \frac{QRR}{ARAD} \quad (VI.42)$$

El flux promedio calculado -FLUXPC- debe compararse con el flux promedio recomendado -FLUXPR- y -FLUXPC- no debe ser mayor que -FLUXPR-.

VI.2.11 EFICIENCIA DE LA SECCION DE RADIACION

$$ESR = \frac{QRR}{QL} (100) \quad (VI.43)$$

VI.2.12 FACTOR REAL DE DISTRIBUCION DE CALOR ADQUIRIDO

$$FDCAR = \frac{QRR}{QA} \quad (VI.44)$$

VI.2.13 TEMPERATURA REAL DEL FLUIDO DE PROCESO EN EL PUENTE

$$TPUENR = TSFR - FDCAR (TSFR - TEFC) \quad (VI.45)$$

VI.2.14 NUMERO DE TUBOS EN LA SECCION DE RADIACION

$$NUTUSR = \frac{ARAD}{(TULEXR) (APPLSR)} \quad (VI.46)$$

VI.3 EVALUACIÓN TÉRMICA DE LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN

VI.3.1 CALOR REAL ADQUIRIDO EN LA SECCION DE CONVECCION

$$QCR = QA - QRR \quad (VI.47)$$

VI.3.2 RELACION DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION A LA SALIDA DE LA SECCION DE CONVECCION

$$QCHQL = 1.0 - \left(\frac{QRR + QCR}{QL} \right) - \frac{PQR}{QL} \quad (VI.48)$$

VI.3.3 TEMPERATURA DE SALIDA DEL GAS DE COMBUSTION-SECCION DE CONVECCION

La temperatura de salida del gas de combustión -TSGC- se obtiene utilizando el valor de -QCHQL- obtenido y una rutina de interpolación con los datos de las tablas F.1 a F.11 de acuerdo con el exceso de aire utilizado -PCEA-.

VI.3.4.1 Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas

$$CLMTD = \frac{(TSGRR - TPUENR) - (TSGC - TEFC)}{\ln \left(\frac{TSGRR - TPUENR}{TSGC - TEFC} \right)} \quad (VI.49)$$

VI.3.4.2 Temperatura Promedio del Fluido

$$TPFSC = \frac{TPUENR + TEFC}{2.0} \quad (VI.50)$$

VI.3.4.3 Temperatura Promedio de Tubos

$$TWSC = TPFSC + 100.0 \quad (VI.51)$$

VI.3.4.4 Temperatura Promedio de Película del Gas

$$TPPELG = TPFSC + \frac{CLMTD}{2.0} \quad (VI.52)$$

VI.3.4.5 Temperatura Promedio del Gas de Combustión

$$TPGSC = TPFSC + CLMTD \quad (VI.53)$$

VI.3.4.6 Temperatura Promedio de Tubos a la Entrada de la Sección de Convección

$$TWESC = TPUENR + 100.0 \quad (VI.54)$$

VI.3.5 AREA TOTAL POR HILERA DE LOS TUBOS DESNUDOS

$$ATHTUD = (NTHSC) (TULEXC) (ARRDPP) \quad (VI.55)$$

VI.3.6 AREA EFECTIVA DE REFRACTARIO POR HILERA DE TUBOS

$$ARC = 0.866 (ESPESC) (TULEXRC) (2.0) \quad (VI.56)$$

VI.3.7 AREA DE ALETAS O BIRLOS POR HILERA DE TUBOS

VI.3.7.1 Para Aletas

$$AF = 0.1309 \left[(DALETA)^2 - (DEXSC)^2 \right] (XNAPUL) (TULEXC) (NTHSC) \quad (VI.57)$$

VI.3.7.2 Para Birlos

$$AF = 0.78539 \left[\frac{(ESADBI)^2 + 4(ESADBI)(ALALBI)}{144.0} \right] (NSP)(TULEXC)(NTHSC) \quad (VI.58)$$

VI.3.8 AREA DE FLUJO DEL GAS DE COMBUSTION

$$AFLUJO = TULEXC \text{ CONV} - NTHSC \frac{DEXSC + (2.0)(ALALBI)(XNAPUL)(ESADBI)}{12.0} \quad (VI.59)$$

VI.3.9 MASA VELOCIDAD DEL GAS DE COMBUSTION

$$FMVGAC = \frac{FLUGAS}{AFLUJO} \quad (VI.60)$$

VI.3.10 FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO

VI.3.10.1 Relación de Espaciamiento-Diámetro de los Tubos

$$\text{RELESC} = \frac{\text{ESPSC}}{\text{DEXSC}/12.0} \quad (\text{VI.61})$$

VI.3.10.2 Factor de Eficiencia de Absorción para la Fuga de Radiación

El factor de eficiencia de absorción -ALFASL- se obtiene utilizando el valor obtenido de -RELESC- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla A.1.

VI.3.10.3 Relación de Calor Adquirido por la Fuga de Radiación

La relación de calor adquirido por la fuga de radiación -RECASL- se obtiene utilizando el valor de temperatura real del gas de combustión -TSGRR- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas L.1 a L.11 de acuerdo al valor de -TWESC-.

VI.3.10.4 Calor por Fuga de Radiación a través de los Tubos Escudo

$$\text{QSL} = \text{RECASL} (1 \times 10^3) (1.0 - \text{ALFASL}) \text{ACPT} (\text{FACO}) \quad (\text{VI.62})$$

VI.3.11 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION

$$\text{HC} = \frac{2.14 (\text{TPPELG} + 460.0)^{0.28} (\text{FMVGAC})^{0.6}}{(\text{DEXSC})^{0.4}} \quad (\text{VI.63})$$

VI.3.12 EFICIENCIA DE ALETAS

VI.3.12.1 Conductividad Térmica

Se requiere información de la conductividad térmica de las aletas a tres diferentes temperaturas en un rango adecuado para calcular la conductividad térmica -CTAL- a la temperatura promedio del gas de combustión -TPGSC-.

VI.3.12.2 Factor para Eficiencia de Aletas

$$FACEAL = \frac{ALALBI}{12.0} \left[\frac{(2.0) (HC)}{(CTAL) \left(\frac{ESADBI}{12.0} \right)} \right]^{0.5} \quad (VI.64)$$

VI.3.12.3 Relación de Diámetros Aleta-Tubo

$$RELDAT = \frac{DALETA}{DEXSC} \quad (VI.65)$$

VI.3.12.4 Eficiencia

La eficiencia de las aletas -EFI- se obtiene utilizando el valor del factor para eficiencia de aletas -FACEAL- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas H.1 a H.7 de acuerdo con el valor de -RELDAT- utilizado.

VI.3.13 EFICIENCIA DE BIRLOS

VI.3.13.1 Conductividad Térmica

Se requiere información de la conductividad térmica de los birlos a tres diferentes temperaturas en un rango adecuado para calcular la

conductividad térmica -CTBIR- a la temperatura promedio del gas de combustión -TPGSC-.

VI.3.13.2 Factor para Eficiencia de Birlos

$$FACEBI = \frac{ALALBI}{12.0} \left[\frac{(2.0)(HC)}{(CTBIR) \left(\frac{ESADBI}{12.0} \right)} \right]^{0.5} \quad (VI.66)$$

VI.3.13.3 Eficiencia de Birlos

La eficiencia de los birlos -EFI- se obtiene utilizando el valor del factor para eficiencia de birlos -FACEBI- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla I.

VI.3.14 COEFICIENTE EFECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION

$$HCF = HC \left[\frac{(EFI)(AF) + ATHTUD}{ATHTUD} \right] \quad (VI.67)$$

VI.3.15 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION

El coeficiente de transferencia de calor por radiación -HCR- se obtiene utilizando el valor de la temperatura promedio del gas de combustión -TPGSC- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas J.1 a J.8 de acuerdo con la temperatura promedio de los tubos -TWSC- utilizada.

VI.3.16 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION DE LAS PAREDES

$$HCW = 9.46 \left(\frac{TWSC + 460.0}{1000.0} \right)^3 \quad (VI.68)$$

Esta ecuación representa los puntos de la tabla K.-

VI.3.17 FRACCION DE CALOR TRANSFERIDO POR RADIACION DE LAS PAREDES

$$BETA = \frac{HCW}{(HCF + HCR + HCW)} \left(\frac{ARC}{ATHUD} \right) \quad (VI.69)$$

VI.3.18 COEFICIENTE APARENTE TOTAL DE PELICULA DEL GAS

$$HCO = (1.0 + BETA) (HCF + HCR) \quad (VI.70)$$

VI.3.19 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR DENTRO DE TUBOS

VI.3.19.1 Propiedades del Fluido

Se utiliza la correlación de Sieder y Tate para calcular este coeficiente. Se requiere información de las propiedades del fluido de proceso -calor específico, conductividad térmica y viscosidad- a tres temperaturas diferentes y en un rango adecuado para calcularlas a la temperatura promedio del fluido -TPFSC- utilizando una rutina de interpolación.

VI.3.19.2 Numero de Prandtl

$$PRANSC = \frac{(CPFSC) (VISSC)}{(CTFSC)} \quad (VI.71)$$

VI.3.19.3 Area de Flujo del Fluido de Proceso

$$AFISC = 0.78539 (DITSC)^2 \quad (VI.72)$$

VI.3.19.4 Masa Velocidad del Fluido de Proceso

$$FMVFPC = \frac{GFP}{(NUPASO) (AFISC)} \quad (VI.73)$$

VI.3.19.5 Número de Reynolds

$$REYSC = \frac{(DITSC) (FMVFPC)}{VISSC} \quad (VI.74)$$

VI.3.19.6 Coefficiente de Transferencia de Calor por Dentro de Tubos

$$HCI = 0.027 \left(\frac{CTFSC}{DITSC} \right) (REYSC)^{0.8} (PRANSC)^{1/3} \quad (VI.75)$$

VI.3.20 COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$UC = \frac{(HCO) (HCI)}{HCO + HCI} \quad (VI.76)$$

VI.3.21 COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$UCD = 1.0 / (1.0/UC + RESC) \quad (VI.77)$$

VI.3.22 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA SECCION DE CONVECCION

$$ATSC = \frac{QCR - QSL}{(UCD) (CLMTD)} \quad (VI.78)$$

VI.3.23 NUMERO DE HILERAS DE TUGOS CALCULADAS

$$HILTUB = \frac{ATSC}{ATHTUD} \quad (VI.79)$$

VI.3.24 HILERAS REALES DE TUBOS

$$NILTUB = HILTUB + 1.0 \quad (VI.80)$$

VI.3.25 AREA REAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA SECCION DE CONVECCION

$$ARSC = NILTUB (ATHTUD) \quad (VI.81)$$

VI.3.26 FLUX PROMEDIO DE CALOR EN LA SECCION DE CONVECCION

$$\text{FLUXSC} = \frac{\text{QCR}}{\text{ARSC}} \quad (\text{VI.82})$$

VI.3.27 EFICIENCIA DE LA SECCION DE CONVECCION

$$\text{ESC} = \frac{\text{QCR}}{\text{QL}} \quad (100.0) \quad (\text{VI.83})$$

VI.4 CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTION

VI.4.1 TIRO DE LA CAMARA DE COMBUSTION

VI.4.1.1 Relación de Tiro Disponible por 100 Pies de Altura

La relación de tiro por 100 pies de altura -RELTIR- se obtiene utilizando la temperatura del gas de combustión en la sección de radiación -TSGRR- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas P.1 a P.6 de acuerdo a la temperatura del aire exterior -TAIREX-.

VI.4.1.2 Tiro Producido por la Cámara de Combustión

$$\text{TIRCOM} = \frac{(\text{RELTIR}) (\text{ALTESC})}{100.0} \quad (\text{VI.84})$$

VI.4.2 TIRO NECESARIO EN LOS TUBOS ESCUDO

$$\text{TIRESC} = \text{DPQUEM} - \text{TIRCOM} \quad (\text{VI.85})$$

VI.4.3 CAIDA DE PRESION EN LA SECCION DE CONVECCION

VI.4.3.1 Volumen Neto Libre

$$\begin{aligned} \text{VONELI} = & 0.866 (\text{ESPSC})^2 - \frac{0.78539 (\text{DEXSC})^2}{144} \quad \text{(VI.86)} \\ & - 0.78539 \frac{(\text{DALETA})^2 - (\text{DEXSC})^2}{144} (\text{ESADBI}) (12.0) (\text{PASAL}) \end{aligned}$$

VI.4.3.2 Superficie de Fricción

$$\text{SUPFRI} = 3.1416 \frac{(\text{DEXSC})}{12} + 0.78539 \frac{(\text{DALETA})^2 - (\text{DEXSC})^2}{144} (2.0)(12.0)(\text{PASAL}) \quad \text{(VI.87)}$$

VI.4.3.3 Diámetro Hidráulico Volumétrico

$$\text{DIAVOL} = \frac{4.0 (\text{VONELI})}{\text{SUPFRI}} \quad \text{(VI.88)}$$

VI.4.3.4 Viscosidad del Gas de Combustión

Se requiere información de la viscosidad del gas de combustión a tres diferentes temperaturas en un rango adecuado para calcular -VISGA- a -TPGSC-.

VI.4.3.5 Número de Reynolds del Gas de Combustión

$$\text{REYCOM} = \frac{\text{DIAVOL} (\text{FMVGAC}) (1487.6)}{(\text{VISGA})} \quad \text{(VI.89)}$$

VI.4.3.6 Factor de Fricción para Gas de Combustión

El factor de fricción -FACFRI- se obtiene utilizando el valor de número de Reynolds -REYCOM- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla 0.

VI.4.3.7 Longitud de Flujo del Gas

$$FLOFLU = NILTUB (ESPSC) (0.866) \quad (VI.90)$$

VI.4.3.8 Densidad del Gas de Combustion

La densidad del gas de combustión -DENCOM- se obtiene utilizando la temperatura del gas en la sección de convección -TPGSC- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla M.

VI.4.3.9 Densidad Real del Gas de Combustión

$$DENCOR = DENCOM (CORALT) \quad (VI.91)$$

VI.4.3.10 Caída de Presión

$$DPCONV = (0.003) \frac{(FACFRI)(FMVGAC)^2 (FLOFLU)}{(DENCOR) (DIAVOL)} \left(\frac{DIAVOL}{ESPSC} \right)^{0.4} \quad (VI.92)$$

VI.4.4 CAIDA DE PRESION EN LA CHIMENEA

VI.4.4.1 Temperatura del Gas de Combustión en la Chimenea

$$TPGCH = TSGC - 50.0 \quad (VI.93)$$

VI.4.4.2 Densidad del Gas de Combustión en la Chimenea

La densidad del gas en la chimenea -DENCHI- se obtiene utilizando la temperatura del gas de combustión en la chimenea -TPGCH- y una rutina de interpolación con los datos de la tabla M.

VI.4.4.3 Densidad Real en la Chimenea

$$\text{DENCHR} = (\text{DENCHI}) (\text{CORALT}) \quad (\text{VI.94})$$

VI.4.4.4 Flujo Volumétrico del Gas

$$\text{VOLGAS} = \frac{\text{FLUGAS}}{\text{DENCHR}} \quad (\text{VI.95})$$

VI.4.4.5 Velocidad del Gas

$$\text{VELGAS} = \frac{\text{VOLGAS}}{(0.78539) (\text{DICHIM})^2} \quad (\text{VI.96})$$

VI.4.4.6 Energía de Velocidad

$$\text{ENEVEL} = (0.0030) (\text{VELGAS})^2 (\text{DENCHR}) \quad (\text{VI.97})$$

VI.4.4.7 Pérdidas por Fricción en la Chimenea

$$\text{FRICHI} = \frac{\text{ALCHIM}}{(50.0) (\text{DICHIM})} \quad (\text{VI.98})$$

VI.4.4.8 Caída de Presión en la Chimenea

$$\text{DPCHIM} = (3.0 + \text{FRICHI}) (\text{ENEVEL}) \quad (\text{VI.99})$$

VI.4.5 TIRO TOTAL REQUERIDO

$$\text{TIRTOR} = \text{TIRESC} + \text{DPCONV} + \text{DPCHIM} \quad (\text{VI.100})$$

VI.4.6 RELACION DE TIRO DISPONIBLE POR LA CHIMENEA

La relación de tiro disponible por 100 pies de altura en la chimenea -RELTCR- se obtiene utilizando la temperatura del gas de combustión

en la chimenea -TPGCH- y una rutina de interpolación con los datos de las tablas P.1 a P.6 de acuerdo a la temperatura del aire exterior -TAIREX-

VI.4.7 TIRO PRODUCIDO POR LA CHIMENEA

$$TIRCHI = \frac{RELTCH (ALCHIM)}{100.0} \quad (VI.101)$$

VI.4.8 ALTURA CALCULADA DE LA CHIMENEA

$$ALCHIC = (TIRTOR / RELTCH) (100.0) \quad (VI.102)$$

NOMENCLATURA DEL CAPITULO VI Y DEL PROGRAMA DE COMPUTADORA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
ACPEQ	Area de plano frio equivalente	Pie ²
ACPTE	Superficie plana equivalente de tubos escudo	Pie ²
ACPTP	Superficie plana equivalente de tubos de sección de radiación frente a pared	Pie ²
AF	Superficie de aletas o birlos por hilera de tubos	Pie ²
AFISC	Area de flujo del fluido de proceso en la sección de convección	Pie ²
AFISR	Area de flujo del fluido de proceso en la sección de radiación	Pie ²
AFLUJO	Area de flujo del gas de combustión en la sección de convección	Pie ²
AITKEN	Función de interpolación lineal	-
ALALBI	Altura de la aleta o birlo	Pulg.
ALCHIC	Altura calculada de la chimenea	Pie
ALCHIM	Altura de la chimenea	Pie
ALFA	Factor de eficiencia de absorción	-
ALFASL	Factor de eficiencia de absorción para la fuga de radiación	-
ALTESC	Altura de los tubos escudo	Pie
ALTURA	Altura de la sección de radiación calentador rectangular horizontal	Pie
ANCHO	Ancho de la sección de radiación calentador rectangular horizontal	Pie
AP	Aire práctico	LB/Aire LB/Comb
APPLSR	Area por pie lineal de los tubos de la sección de radiación	Pie ² /Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
APR	Area de las paredes de la sección de radiación	Pie ²
ARAD	Area total de transferencia de calor en la sección de radiación (incluye tubos escudo)	Pie ²
ARC	Area efectiva de refractario por hilera de tubos en la sección de convección	Pie ²
ARR	Area de rerrradiación en la sección de radiación	Pie ²
ARSC	Area real de transferencia de calor en la sección de convección	LB/Aire LB/Comb.
AT	Aire Teórico	Pie ²
ATHTUD	Area total por hilera de los tubos desnudos en la sección de convección	Pie ²
ATSC	Area total de transferencia de calor en la sección de convección	Pie ²
ATDPP	Area total de los tubos desnudos por pie lineal en la sección de convección	Pie ² /Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
BETA	Fracción de calor transferido por radiación de las paredes	-
SIRALE	Tipo de superficie extendida utilizada	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
CHLARA	Largo de la sección de radiación calentador rectangular horizontal	Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
CLMTD	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas en la sección de convección	°F
CONV	Ancho de la sección de convección	Pie
CORALT	Factor de corrección de la densidad del gas de combustión por altura	-
CPFSC	Calor específico del fluido de proceso en la sección de convección a -TPFSC-	BTU/LB°F
CPFSC1	Calor específico del fluido de proceso a -T1FSC-	BTU/LB°F
CPFSC2	Calor específico del fluido de proceso a -T2FSC-	BTU/LB°F
CPFSC3	Calor específico del fluido de proceso a -T3FSC-	BTU/LB°F
CTAL	Conductividad térmica de las aletas a -TPGSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTAL1	Conductividad térmica de las aletas a -T1GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTAL2	Conductividad térmica de las aletas a -T2GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTAL3	Conductividad térmica de las aletas a -T3GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTBIR	Conductividad térmica de birlos a -TPGSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTBIR1	Conductividad térmica de birlos a -T1GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTBIR2	Conductividad térmica de birlos a -T2GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTBIR3	Conductividad térmica de birlos a -T3GSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTFSC	Conductividad térmica del fluido de proceso en la sección de convección a -TPFSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTFSC1	Conductividad térmica del fluido de proceso a -T1FSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTFSC2	Conductividad térmica del fluido de proceso a -T2FSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie
CTFSC3	Conductividad térmica del fluido de proceso a -T3FSC-	BTU/HR Pie ² °F/Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
DALETA	Diámetro de las aletas	PULG.
DALFAD	Arreglo de datos del factor -ALFA- en la tabla A.1	-
DALFA1	Arreglo de datos del factor -ALFA- en la tabla A.2	-
DALFA2	Arreglo de datos del factor -ALFA- en la tabla A.3	-
DAT	Nombre del archivo común al programa principal y subprogramas	-
DATOS	Subprograma para lectura de datos externos	-
DCCGAS	Arreglo de datos de contenido de calor del gas de combustión en las tablas F.1 a F.11	-
DCORGA	Arreglo de datos del coeficiente de radiación en las tablas J.1 a J.8	-
DDENS	Arreglo de datos de densidad del gas de combustión en la tabla M.-	-
DEFICA	Arreglo de datos de eficiencia de aletas en las tablas H.1 a H.7	-
DEFICB	Arreglo de datos de eficiencia de birlos en la tabla I.-	-
DEMIS	Arreglo de datos de emisividad del gas de combustión en las tablas C.1 a C.9	-
DENCHI	Densidad del gas de combustión en la chimenea	LB/Pie ³
DENCHR	Densidad real del gas de combustión en la chimenea	LB/Pie ³
DENCOM	Densidad del gas de combustión en la sección de convección	LB/Pie ³
DENCOR	Densidad real del gas de combustión en la sección de convección	LB/Pie ³
DEXAIR	Arreglo de datos de exceso de aire en la tabla B.-	-
DEXSC	Diámetro exterior de los tubos en la sección de convección	PULG.

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
DEXSR	Diámetro exterior de los tubos en la sección de radiación	Pie
DFACT	Arreglo de datos del factor de intercambio F en las tablas D.1 a D.11	-
DFAFRI	Arreglo de datos del factor de fricción en la tabla O.-	-
DFRATE	Arreglo de datos de fuga de radiación en las tablas L.1 a L.11	-
DIAM	Diámetro de la sección de radiación calentador cilíndrico vertical	Pie
DIIVOL	Diámetro hidráulico volumétrico	Pie
DICHIM	Diámetro de la chimenea	Pie
DISTD	Arreglo de datos de la relación -ESP/Do- en la tabla A.1	-
DIST1	Arreglo de datos de la relación -ESP/Do- en la tabla A.2	-
DIST2	Arreglo de datos de la relación -ESP/Do- en la tabla A.3	-
DITSC	Diámetro interior de los tubos en la sección de convección	Pie
DLOMHA	Longitud media del haz radiante	Pie
DPCHIM	Caída de presión del gas de combustión en la chimenea	Pulg H ₂ O
DPCONV	Caída de presión del gas de combustión en la sección de convección	Pulg H ₂ O
DPQUEM	Caída de presión del gas de combustión en los quemadores	Pulg H ₂ O
DPREPA	Arreglo de datos de presión parcial de CO ₂ + H ₂ O en la tabla B.-	-

SÍMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
DRELDI	Arreglo de datos del factor $X \sqrt{2h/ky}$ en la tabla I.-	-
DREY	Arreglo de datos del número de Reynolds en la tabla O.-	-
DTECAA	Arreglo de datos de temperatura del gas de combustión en las tablas F.1 a F.11	-
DTEGAT	Arreglo de datos de temperatura del gas de combustión en las tablas E.1 a E.9	-
DTEM	Arreglo de datos de temperatura del gas de combustión en la tabla M.-	-
DTIRO	Arreglo de datos de tiro disponible en las tablas P.1 a P.6	-

SÍMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
EFI	Eficiencia de aletas o birlos	-
EMISCO	Emisividad corregida del gas de combustión	-
EMISIV	Emisividad del gas de combustión	-
ENCAB	Subprograma de impresión de primera hoja	-
ENEVEL	Energía de velocidad	Pulg H ₂ O
ESADBI	Espesor de aleta o diámetro de birlo	Pulg
ESPSC	Espaciamiento de los tubos en la sección de convección	Pie
ESPSR	Espaciamiento de los tubos en la sección de radiación	Pie
ESC	Eficiencia de la sección de convección	%
ESR	Eficiencia de la sección de radiación	%

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
ETC	Eficiencia total del calentador	%
ETCC	Eficiencia total calculada del calentador	%

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
F	Factor de intercambio radiante	-
FACEAL	Factor para eficiencia de aletas	-
FACEBI	Factor para eficiencia de birlos	-
FACFRI	Factor de fricción del gas de combustión en la sección de convección	-
FACO	Factor corregido de intercambio radiante	-
FACTRE	Factor de rerrradiación en la sección de radiación	-
FDCA	Factor de distribución de calor adquirido	-
FDCAR	Factor real de distribución de calor adquirido	-
FLOFLU	Longitud de flujo del gas de combustión en la sección de convección	Pie
FLUGAS	Flujo de gas de combustión	LB/SEG
FLUXPA	Flux promedio recomendado más factor de tolerancia de 10%	BTU/HR Pie ²
FLUXPC	Flux promedio calculado en la sección de radiación	BTU/HR Pie ²
FLUXPR	Flux promedio recomendado en la sección de radiación	BTU/HR Pie ²
FLUXSC	Flux promedio calculado en la sección de convección	BTU/HR Pie ²
FMVFC	Masa velocidad del fluido de proceso en la sección de convección	LB/HR Pie ²

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
FMVGAC	Masa velocidad del gas de combustión en la sección de convección	LB/SEG Pie ²
FRICHI	Pérdidas por fricción en la chimenea	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
GFP	Gasto del fluido de proceso	LB/HR

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
HC	Coeficiente de transferencia de calor por convección en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HCF	Coeficiente efectivo de transferencia de calor por convección en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HCI	Coeficiente de transferencia de calor por dentro de tubos en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HCO	Coeficiente aparente total de película del gas en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HCR	Coeficiente de transferencia de calor por radiación en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HCW	Coeficiente de transferencia de calor por radiación de paredes en la sección de convección	BTU/HR Pie ² °F
HILTUB	Hileras de tubos calculados en la sección de convección	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
ILTUP	Arreglo de tubos. Cálculo de -ALFA-	-
IMPDAT	Subprograma para impresión de datos externos	-
INTERF	Subprograma de interpolación lineal	-
INTERP	Subprograma de interpolación lineal	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
NILTUB	Hileras reales de tubos en la sección de convección	-
NSP	Número total de birlos por pie lineal	-
NTE	Número de tubos escudo	-
NTHSC	Número de tubos por hilera en la sección de convección	-
NTPSR	Número de tubos frente a pared en la sección de radiación	-
NUPASO	Número de pasos	-
NUTUSR	Número de tubos en la sección de radiación	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
PASAL	Espaciamiento de las aletas o birlos	Pulg
PCA	Poder calorífico alto del combustible	BTU/LB
PCB	Poder calorífico bajo del combustible	BTU/PIE ³
PCC	% en peso de carbono en el combustible	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
PCEA	% en peso de exceso de aire	-
PCH2	% en peso de hidrógeno en el combustible	-
PCO2	% en peso de oxígeno en el combustible	-
PCO2A	Presión parcial de los componentes radiantes del gas de combustión	ATM
PCS	% en peso de azufre en el combustible	-
PL	Factor de los efectos dimensional y de composición	-
PQC	Pérdidas de calor en la sección de convección	BTU/HR
PQR	Pérdidas de calor en la sección de radiación	BTU/HR
PQT	Pérdidas totales de calor por las paredes del calentador	BTU/HR
PRANSC	Número de -PRANDTL- del fluido de proceso en la sección de convección	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
QA	Calor total adquirido	BTU/HR
QC	Calor adquirido en la sección de convección	BTU/HR
QCHQL	Relación de calor del gas de combustión a la salida de la sección de convección	-
QCR	Calor real adquirido en la sección de convección	BTU/HR
QL	Calor total liberado	BTU/HR
QPGQL	Relación de calor del gas de combustión a la salida de la sección de radiación	-
QPGQLC	Relación corregida de calor del gas de combustión a la salida de la sección de radiación	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
QPGQLR	Relación real de calor del gas de combustión a la salida de la sección de radiación	-
QPGSR	Calor del gas de combustión a la salida de la sección de radiación	BTU/HR
QR	Calor adquirido en la sección de radiación	BTU/HR
QRR	Calor real adquirido en la sección de radiación	BTU/HR
QSL	Calor por fuga de radiación a través de los tubos escudo	BTU/HR

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
RECASC	Relación corregida de calor adquirido en la sección de radiación	BTU/HR Pie ²
RECSAL	Relación de calor adquirido en la fuga de radiación	MBTU/HR Pie ²
RECSAR	Relación de calor adquirido en la sección de radiación	BTU/HR Pie ²
RECATC	Relación corregida de calor liberado	BTU/HR Pie ²
RECATL	Relación de calor total liberado	BTU/HR Pie ²
RELDAT	Relación de diámetros aletas-tubo	-
RELESC	Relación de espaciamiento-diámetro de tubos de la sección de convección	-
RELESR	Relación de espaciamiento-diámetro de tubos de la sección de radiación	-
RELGAS	Relación de flujo de gas de combustión a calor liberado	LB/MMBTU
RELTCR	Relación de tiro disponible por 100 pies de altura en la chimenea	Pulg H ₂ O/ 100 Pies

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
RELTIR	Relación de tiro disponible por 100 pies de altura en la cámara de combustión	Pulg H ₂ O/ 100 Pies
RESC	Resistencia por ensuciamiento en la sección de convección	HRPie ²⁰ F/BTU
RESTEM	Factor de la división de las diferencias de temperaturas en convección	-
RESTLN	Logaritmo natural de -RESTEM-	-
REYCOM	Número de Reynolds del gas de combustión en la sección de convección	-
REYSC	Número de Reynolds del fluido de proceso en la sección de convección	-

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
SUPFRI	Superficie de fricción en la sección de convección	Pie ² /Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
TAIREX	Temperatura del aire exterior	°F
TEFC	Temperatura de entrada del fluido de proceso a la sección de convección	°F
TIPCAL	Tipo de calentador	-
TIPCOM	Tipo de combustible utilizado	-
TIRCHI	Tiro producido por la chimenea	Pulg H ₂ O
TIRCOM	Tiro producido por la cámara de combustión	Pulg H ₂ O

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
TIRESC	Tiro necesario en los tubos escudo	Pulg H ₂ O
TIRTOR	Tiro total requerido por el calentador	Pulg H ₂ O
TPFSC	Temperatura promedio del fluido de proceso en la sección de convección	°F
TPFSR	Temperatura promedio del fluido de proceso en la sección de radiación	°F
TPGCH	Temperatura promedio del gas de combustión en la chimenea	°F
TPGSC	Temperatura promedio del gas de combustión en la sección de convección	°F
TPPELG	Temperatura promedio de película del gas de combustión	°F
TPUEN	Temperatura del fluido de proceso en el puente	°F
TPUENR	Temperatura real del fluido de proceso en el puente	°F
TSEFR	Temperatura de salida del fluido de proceso de la sección de radiación	°F
TSGC	Temperatura de salida del gas de combustión de la sección de convección	°F
TSGR	Temperatura promedio del gas de combustión en la sección de radiación	°F
TSGR1	Temperatura del gas de combustión correspondiente a la relación -RECASR-	°F
TSGR2	Temperatura del gas de combustión correspondiente a la relación -RECASC-	°F
TSGRCO	Temperatura promedio corregida del gas de combustión en la sección de radiación	°F
TSGRR	Temperatura promedio real del gas de combustión en la sección de radiación	°F
TULEXR	Longitud expuesta de los tubos de la sección de radiación	Pie

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
TULEXC	Longitud expuesta de los tubos de la sección de convección	Pie
TWESC	Temperatura promedio de tubos a la entrada de la sección de convección	°F
TWSC	Temperatura promedio de tubos en la sección de convección	°F
TWSR	Temperatura promedio de tubos en la sección de radiación	°F
T1FSC	Temperatura 1 del fluido de proceso en la sección de convección	°F
T2FSC	Temperatura 2 del fluido de proceso en la sección de convección	°F
T3FSC	Temperatura 3 del fluido de proceso en la sección de convección	°F
T1GSC	Temperatura 1 del gas de combustión en la sección de convección	°F
T2GSC	Temperatura 2 del gas de combustión en la sección de convección	°F
T3GSC	Temperatura 3 del gas de combustión en la sección de convección	°F

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
UC	Coefficiente total limpio de transferencia de calor	BTU/HR Pie ² °F
UCD	Coefficiente total de diseño de transferencia de calor	BTU/HR Pie ² °F

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
VCR	Volumen de la sección de radiación	Pie ³
VELGAS	Velocidad del gas de combustión en la chimenea	Pie/Seg
VISGA	Viscosidad del gas de combustión en la sección de convección a -TPGSC-	CENTIPOISE
VISGA1	Viscosidad del gas de combustión a -T1GSC-	CENTIPOISE
VISGA2	Viscosidad del gas de combustión a -T2GSC-	CENTIPOISE
VISGA3	Viscosidad del gas de combustión a -T3GSC-	CENTIPOISE
VISSC	Viscosidad del fluido de proceso en la sección de convección a -TPFSC	LB/Pie HR
VISSC1	Viscosidad del fluido de proceso a -T1FSC-	LB/Pie HR
VISSC2	Viscosidad del fluido de proceso a -T2FSC-	LB/Pie HR
VISSC3	Viscosidad del fluido de proceso a -T3FSC-	LB/Pie HR
VOLGAS	Flujo volumétrico del gas de combustión en la chimenea	Pie ³ /seg
VONELI	Volumen neto libre en la sección de convección	Pie ³ /Pie

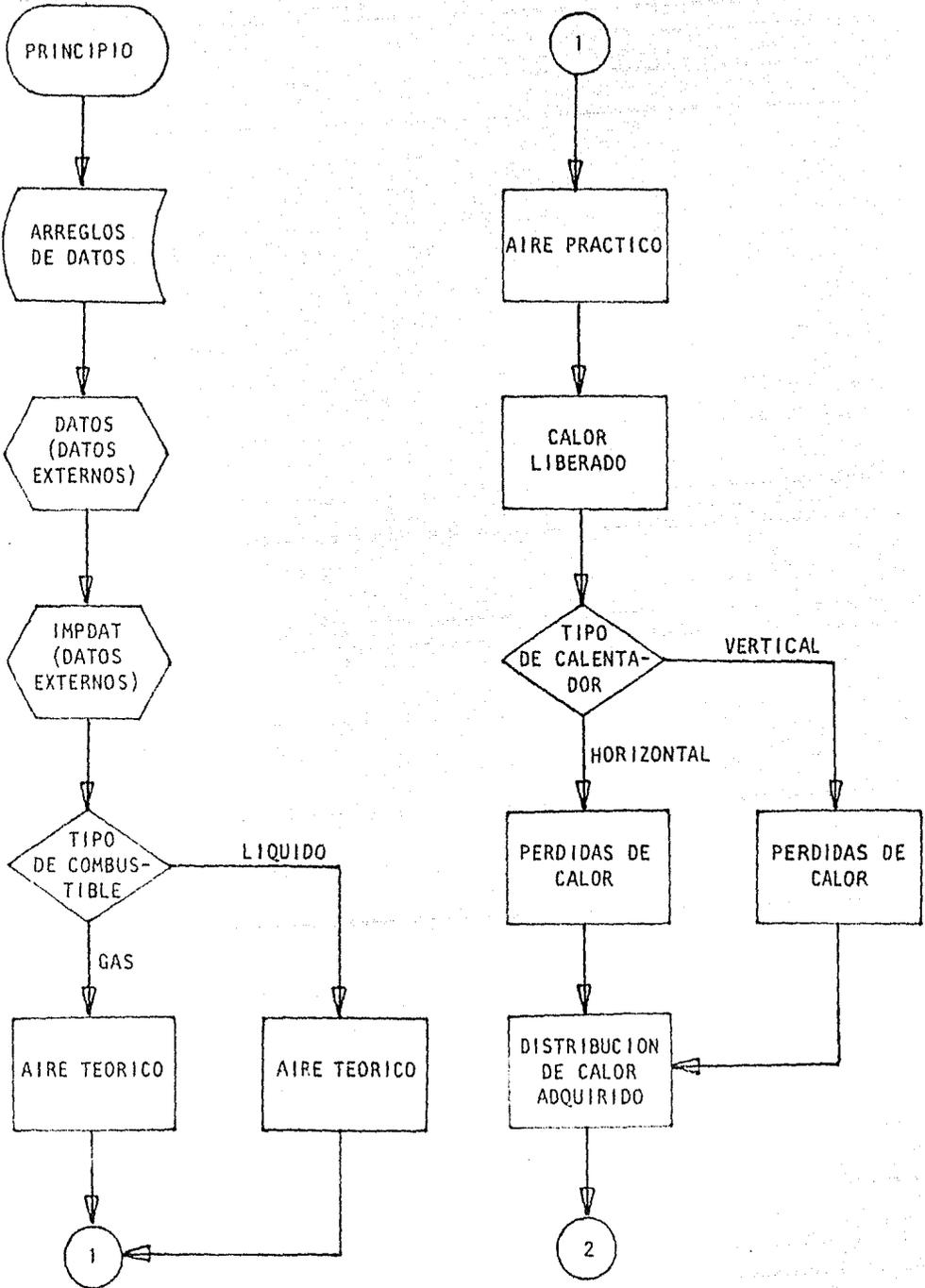
SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
XNAPUL	Número de aletas o birlos por pulgada	-

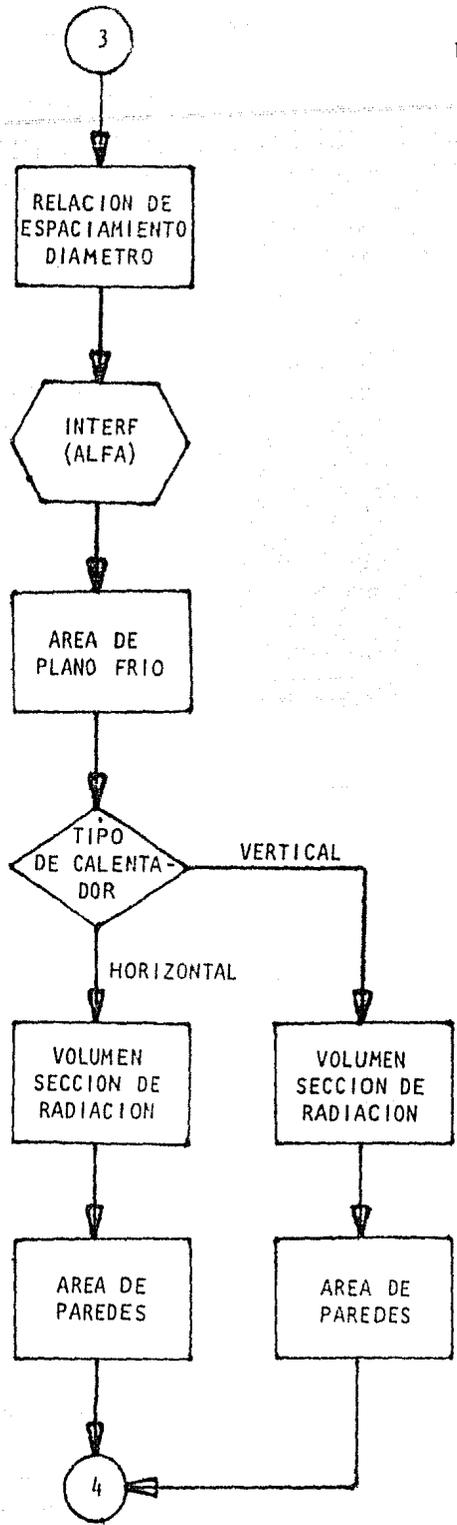
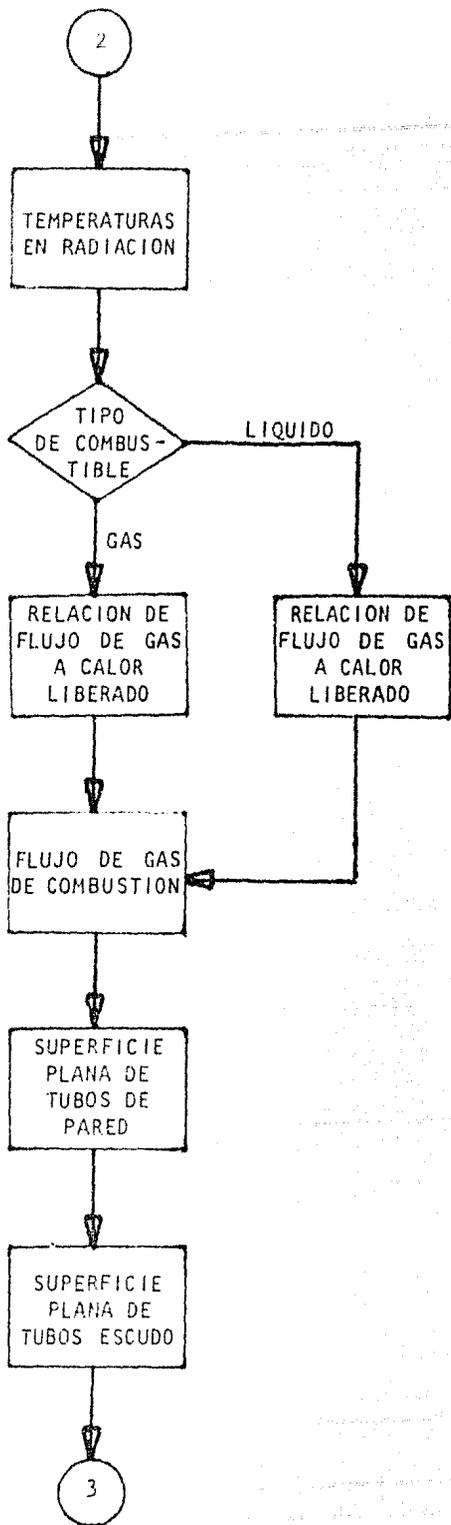
SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
ZCVRA	Altura de la sección de radiación calentador cilíndrico vertical	Pie

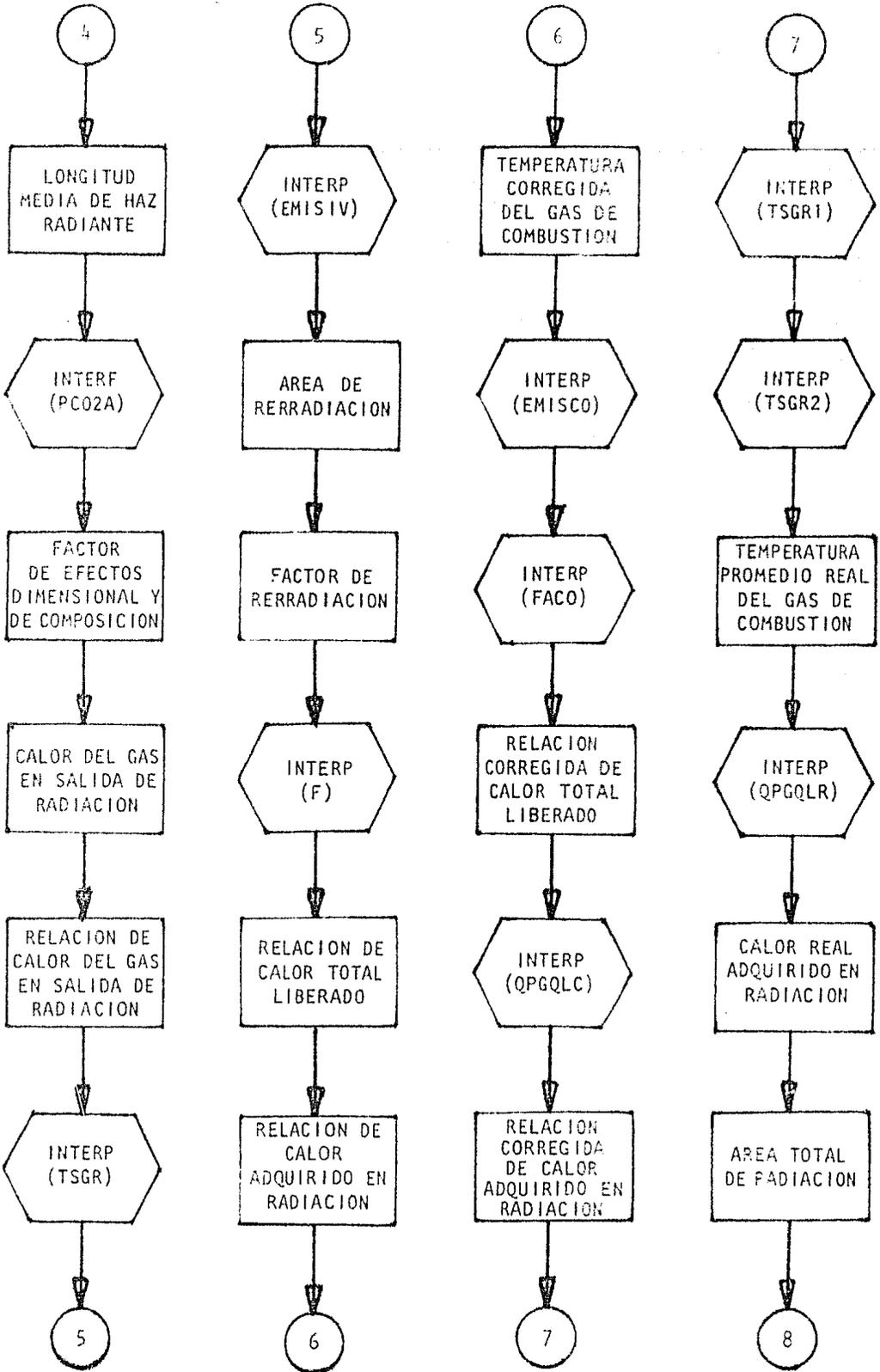
VII

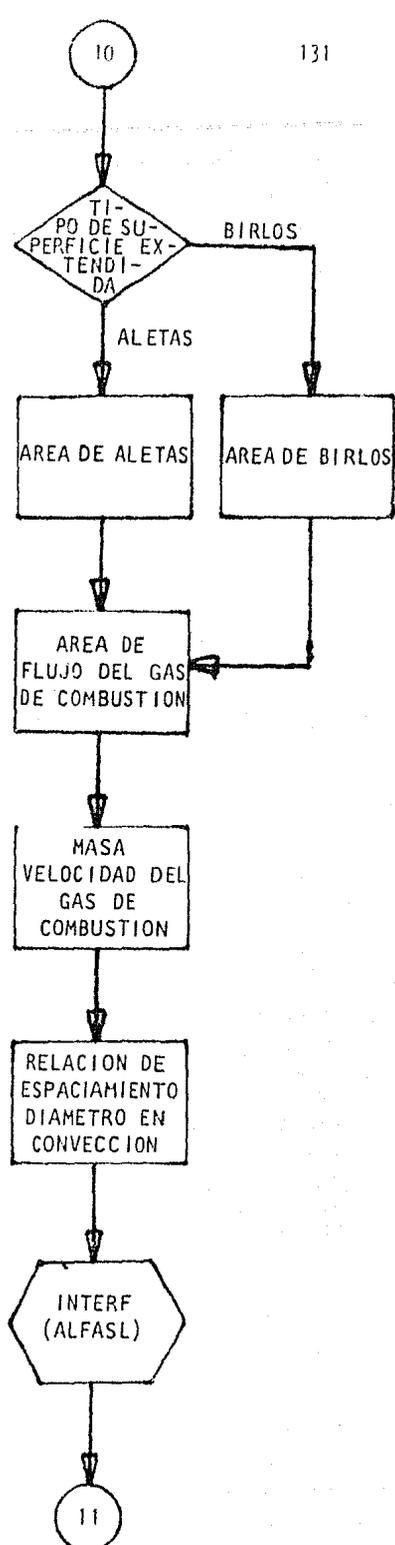
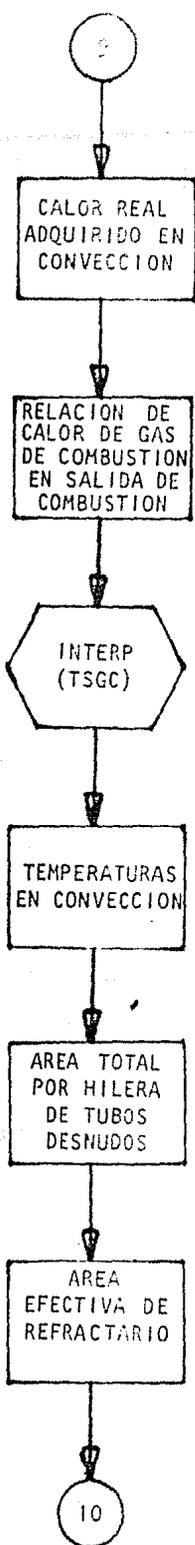
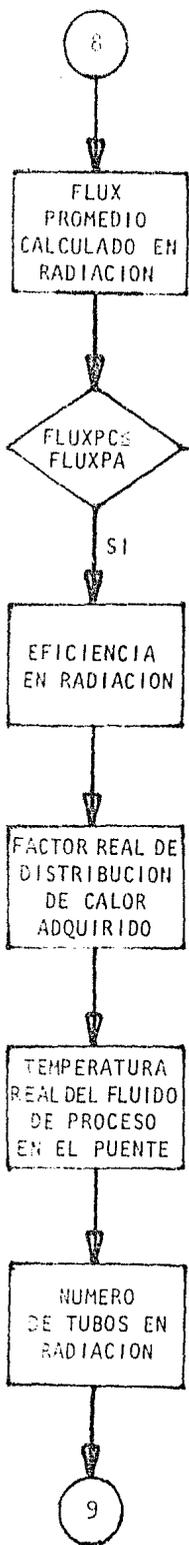
DIAGRAMAS DE FLUJO PARA COMPUTADORA

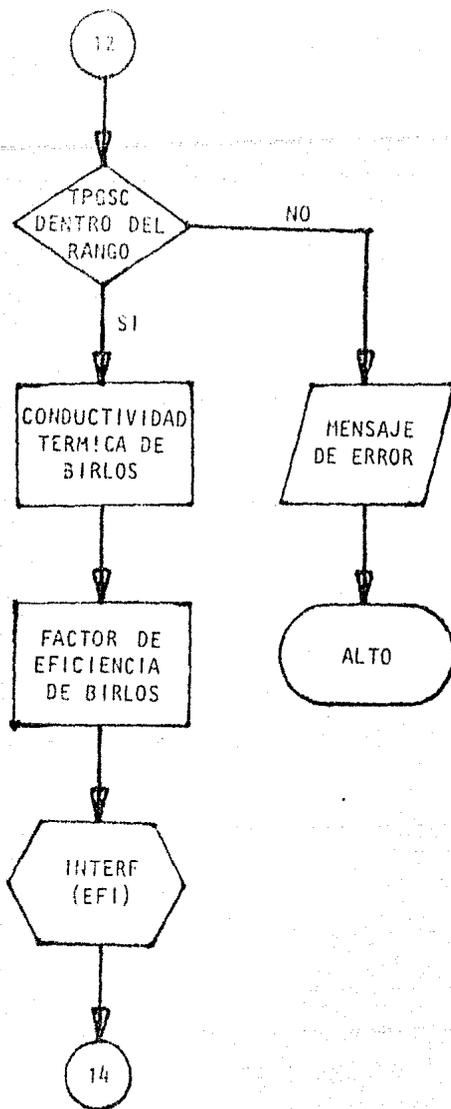
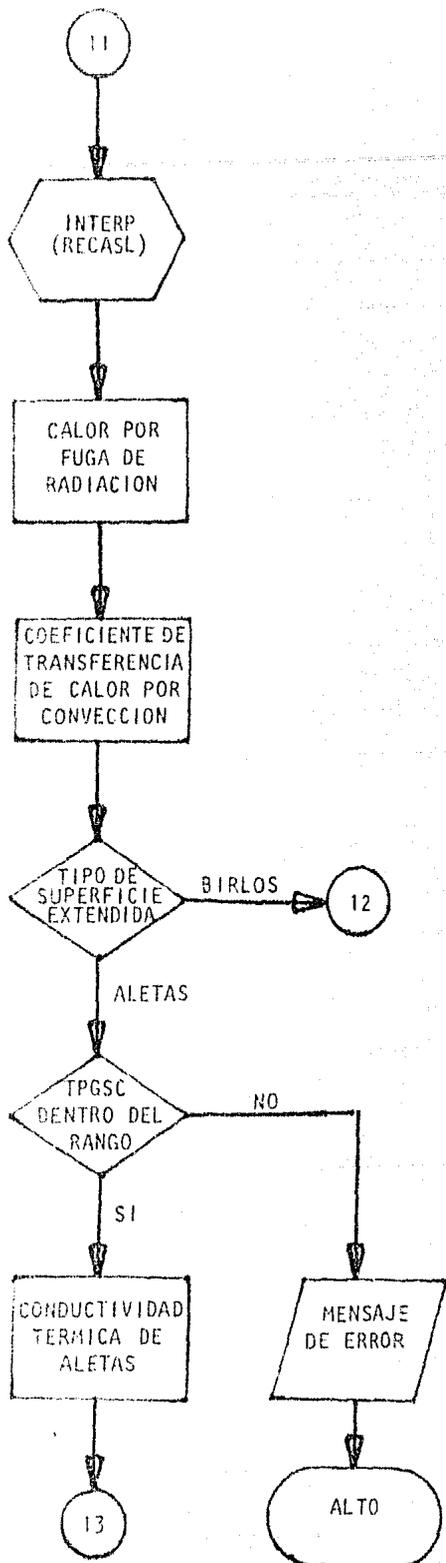
PROGRAMA PRINCIPAL

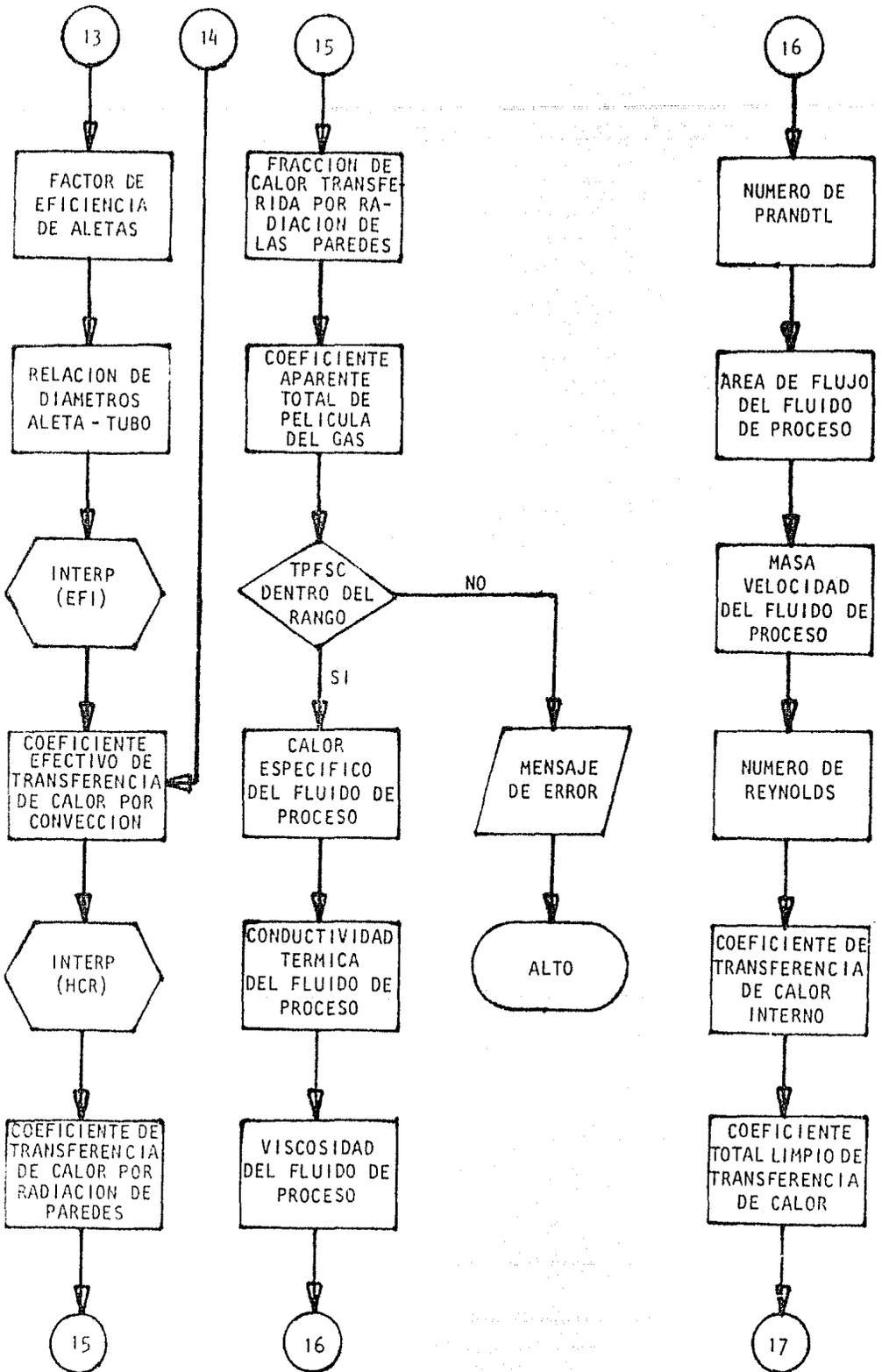


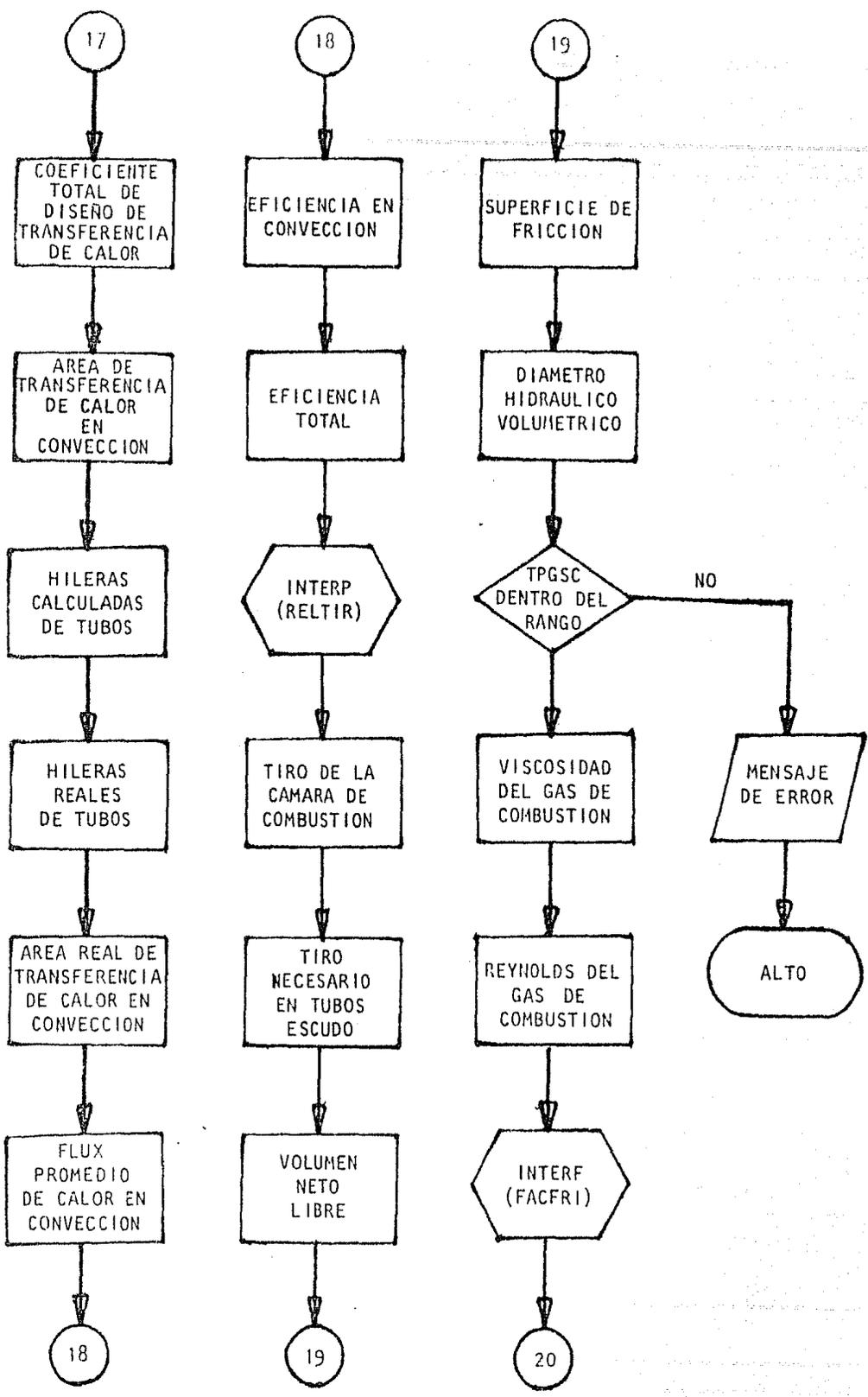


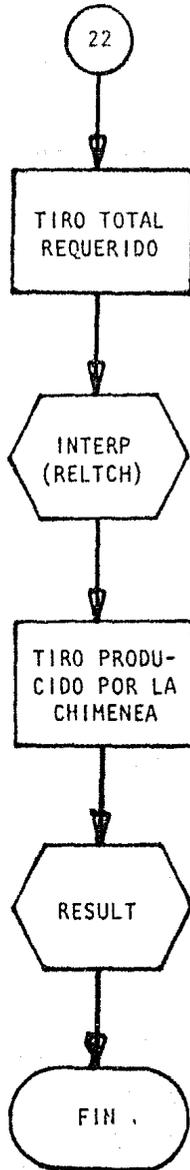
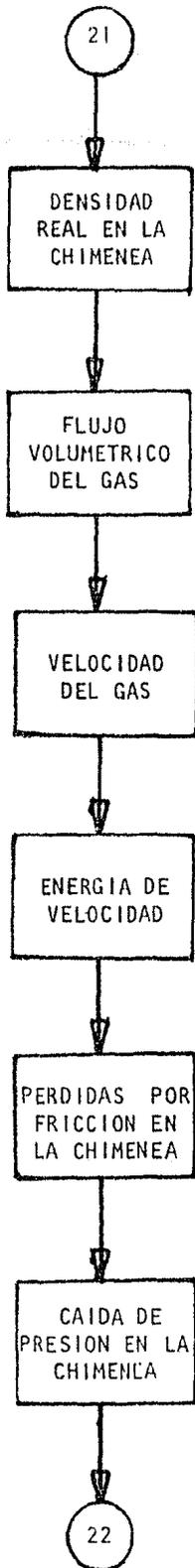
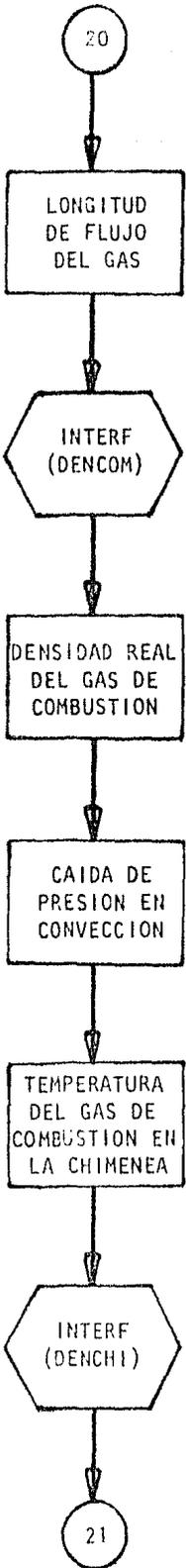


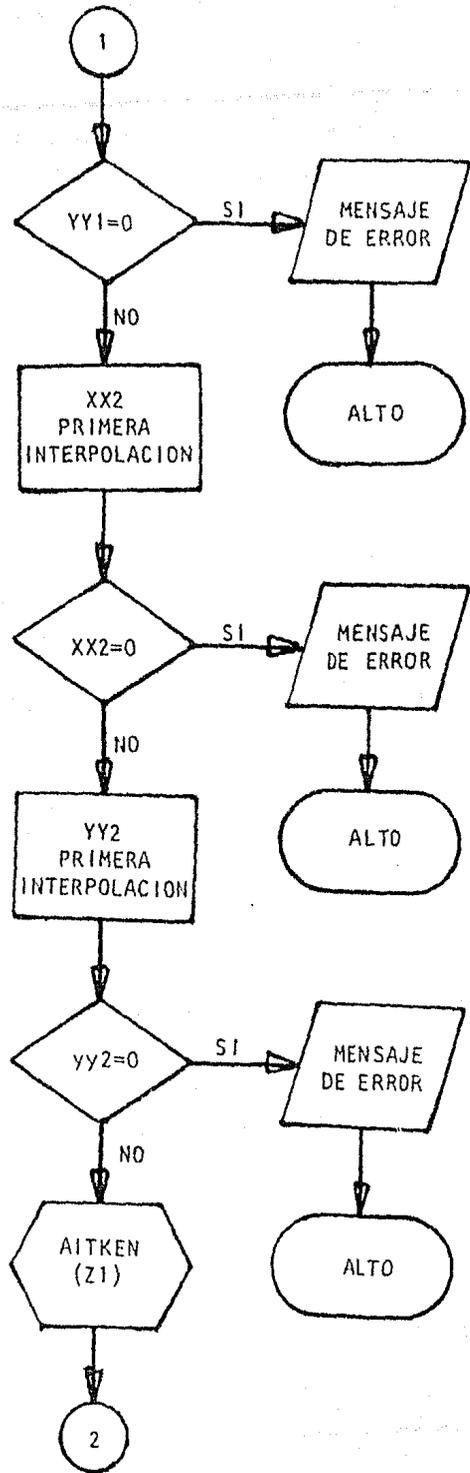
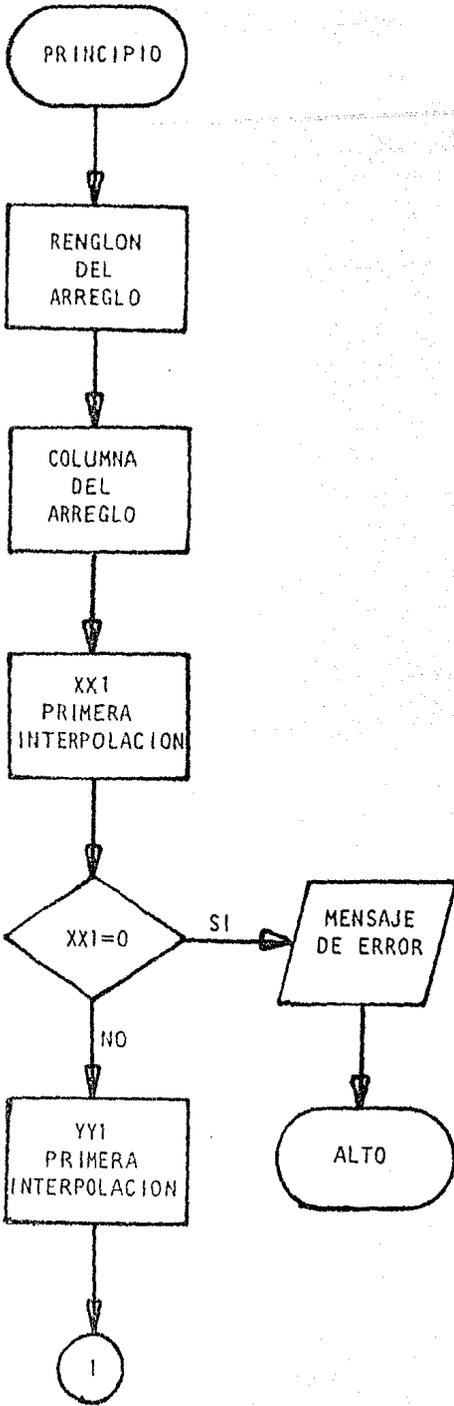


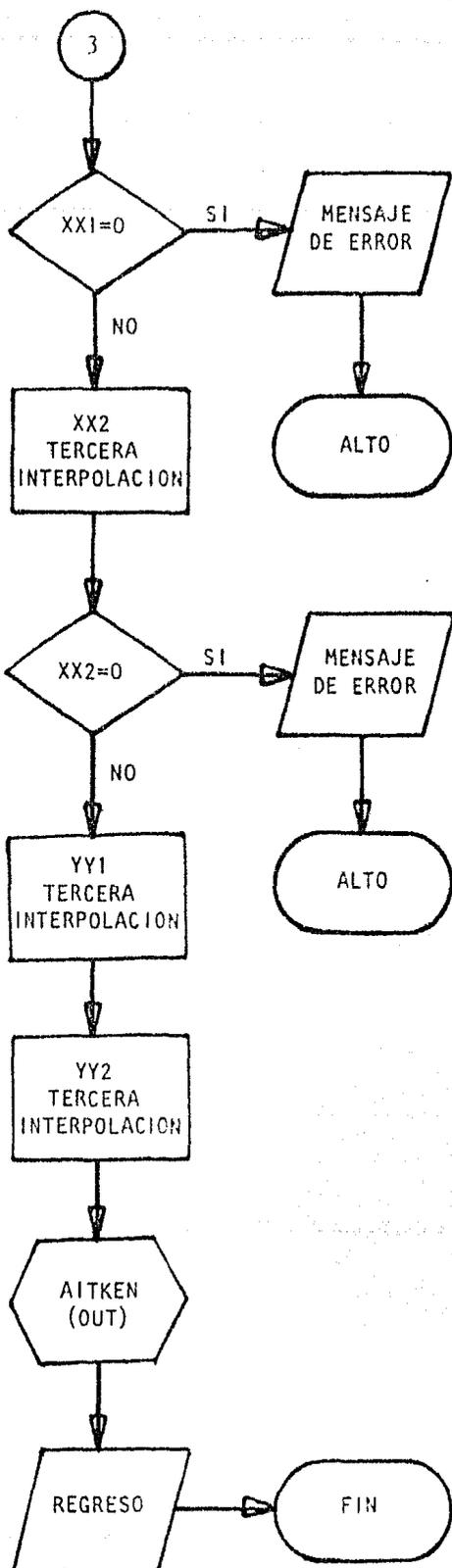
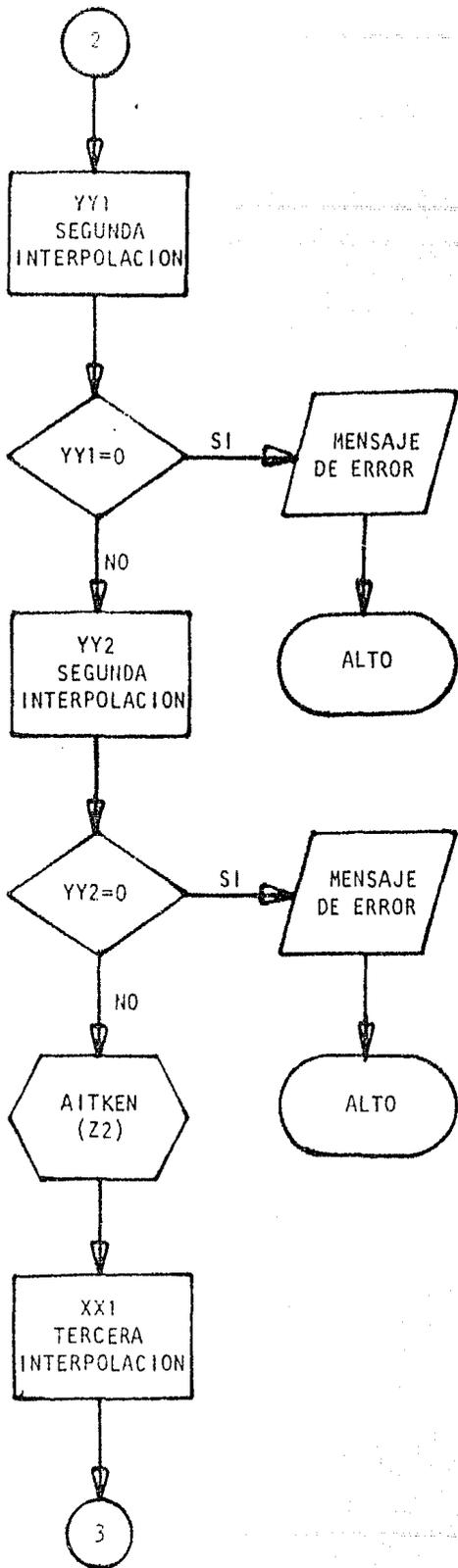




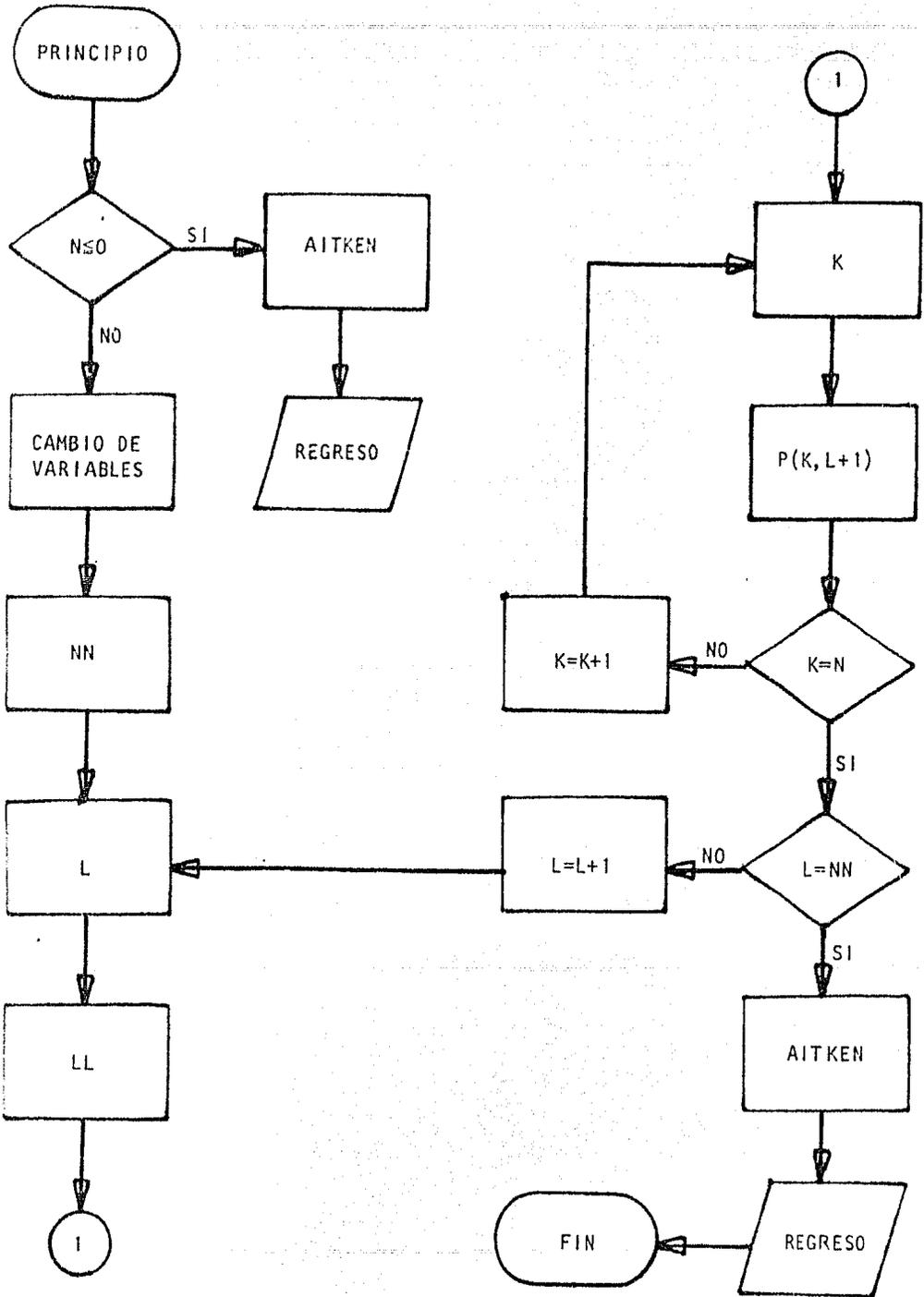


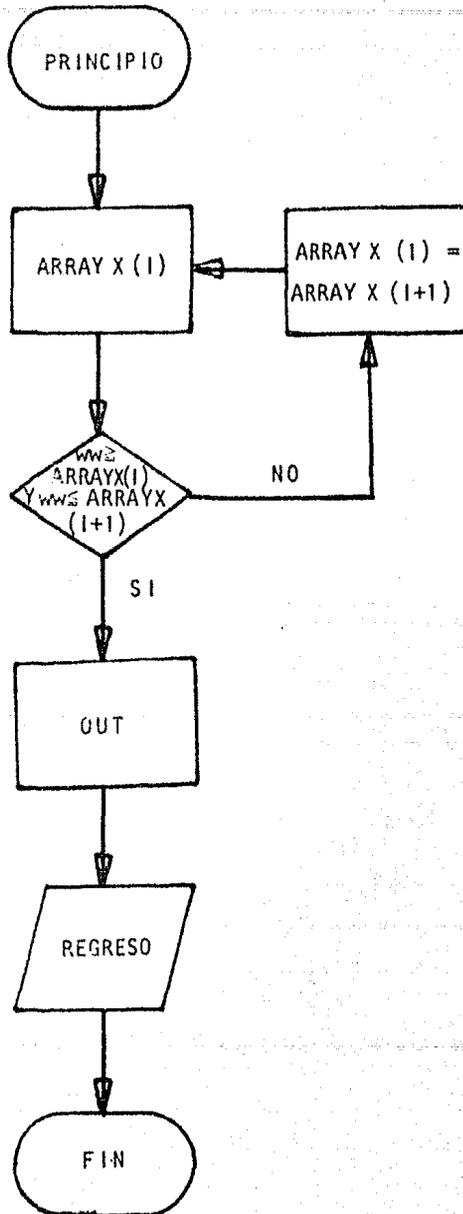






FUNCION AITKEN



SUBROUTINA INTERF

VIII

PROGRAMA DE COMPUTADORA

Este capítulo presenta el programa de computadora del método de evaluación del diseño térmico de calentadores a fuego directo codificado en lenguaje de programación FORTRAN.

La programación se realizó en lenguaje FORTRAN por ser éste el lenguaje usualmente empleado para implementar programas relacionados con problemas de ingeniería.

El programa fue desarrollado y probado en el Programa Universitario de Cómputo, utilizando tarjetas para su desarrollo, ya que como tesista no se tenía acceso a las terminales del mismo. Esto ocasionó que la subrutina de lectura de datos se escribiera específicamente para ser utilizada con tarjetas, lo cual presenta un pequeño inconveniente si se utiliza el programa en una minicomputadora o en la terminal de un sistema (como es lo más común actualmente) ya que habrá que modificar la subrutina; estas modificaciones, sin embargo, no representa mas que cambios sencillos y exclusivamente dentro de esa subrutina.

VIII.1 FORMA DE PROPORCIONAR LOS DATOS

Los datos que requiere el programa son los que se indican en el siguiente listado y deberán ordenarse en esa misma secuencia:

1. Tipo de combustible.
2. Poder calorífico y composición del combustible.
3. Gasto del fluido de proceso.
4. Calor específico del fluido de proceso en la sección de convección.
5. Conductividad térmica del fluido de proceso en la sección de convección.
6. Resistencia por ensuciamiento en la sección de convección.
7. Temperatura de entrada del fluido de proceso en la sección de convección.
8. Temperatura de salida del fluido de proceso en la sección de radiación.
9. Viscosidad del fluido de proceso en la sección de convección.
10. Rango de temperatura para los puntos 4, 5 y 9.
11. Tipo de calentador.
12. Eficiencia total del calentador.
13. Número de pasos.
14. Dimensiones del calentador si es horizontal.
15. Ancho de la sección de convección.
16. Dimensiones del calentador si es vertical.
17. Exceso de aire.
18. Temperatura del aire exterior.

19. Factor de distribución de calor adquirido.
20. Flux promedio recomendado en la sección de radiación.
21. Calor total adquirido.
22. Altura de los tubos escudo.
23. Número de tubos escudo.
24. Número de tubos frente a pared.
25. Dimensiones de los tubos en la sección de radiación.
26. Arreglo de tubos para el cálculo de $-\text{ALFA}-$.
27. Dimensiones de los tubos en la sección de convección.
28. Caída de presión del gas de combustión en los quemadores.
29. Dimensiones de la chimenea.
30. Factor de corrección de la densidad.
31. Viscosidad del gas de combustión en la sección de convección.
32. Rango de temperatura para los puntos 31, 35 y 36.
33. Tipo de superficie extendida.
34. Dimensiones de la superficie extendida.
35. Conductividad térmica de aletas.
36. Conductividad térmica de birlos.

VIII.1.1 OBSERVACIONES GENERALES

A continuación se presentan algunas observaciones generales respecto al manejo de datos.

- a. En el anexo II de este trabajo se presenta un formato de las tarjetas de datos utilizadas con el programa. En ese anexo se define la manera exacta de proporcionar los datos, es decir, su orden y colocación

VIII.2 INDICACIONES DE ERROR

El programa de computadora tiene tres salidas debidas a errores detectados durante la ejecución del programa o bien debido a que alguno de los datos utilizados durante las interpolaciones no esté dentro del rango de las tablas proporcionadas.

- a. La primera salida por error se produce cuando la temperatura promedio del gas de combustión en la sección de convección que calcula el programa no se encuentra dentro del rango de temperaturas del gas de combustión proporcionadas como datos. Es evidente que este error puede evitarse proporcionando un rango de temperaturas amplio.
- b. La segunda salida por error se produce cuando el flux promedio en la sección de radiación que calcula el programa es mayor que el flux promedio recomendado para la sección de radiación (más un 10% de tolerancia).

Esta salida indica definitivamente que el calentador no cumple con los requerimientos de diseño.

- c. La tercera salida por error se produce cuando alguno de los datos utilizados en la interpolación está fuera del rango de las tablas proporcionadas. Puesto que este rango es bastante amplio y en general cubre las condiciones de operación de la mayoría de los calentadores, esta salida puede ser indicación de algún otro error -por ejemplo, algún dato externo equivocado-. En este caso es conveniente localizar el punto exacto de salida y revisar los datos utilizados hasta ese punto.

en las tarjetas, si se trata de números reales o enteros y las unidades correctas de cada uno. Cuando se utiliza una terminal o mini-computadora los datos se proporcionarán de acuerdo a las modificaciones que se le hayan hecho a la subrutina de lectura de datos, aunque es recomendable conservar el orden en que se presentan en el anexo II.

- b. Cuando se presenta un dato o una serie de datos que no sean necesarios para el problema particular que se trata, -por ejemplo, si se trabaja con tubos aletados es evidente que los datos de conductividad térmica de birlos no son necesarios- éstos deberán proporcionarse como ceros.
- c. En el caso particular del punto 2 de la lista anterior, unicamente es necesario uno de los datos, es decir el poder calorífico alto o el poder calorífico bajo o bien el grupo de datos de la composición del combustible para realizar los cálculos.
Si se conoce más de uno de estos datos, deberá utilizarse únicamente uno (o el grupo de datos, si se trata de la composición del combustible) proporcionando los otros como ceros.
- d. En los puntos 4, 5 y 9 de la lista anterior es necesario proporcionar el valor de las propiedades que se piden a tres diferentes temperaturas del fluido de proceso. El rango de temperaturas que se considere debe ser el mismo para estos tres puntos.
El mismo caso se repite para los puntos 31, 35 y 36, pero a tres diferentes temperaturas del gas de combustión.
Se deben proporcionar estos datos principiando con aquel a la menor temperatura.

VIII.3 PROBLEMA

El programa se probó utilizando los datos de un calentador de crudo reducido instalado en la refinería de Petróleos Mexicanos en Cadereyta, Nuevo León. Sin embargo, no se tomó en cuenta el sobrecalentador instalado en el calentador, por ser de poca importancia su contribución a la carga térmica total.

En el anexo III de este trabajo se pueden encontrar las hojas de especificaciones y el plano del arreglo general de este calentador y en el punto VIII.5 el listado para la corrida del problema.

VIII.4 LISTADO DEL PROGRAMA DE COMPUTADORA


```

C      * 1.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0, 10.0, 11.0, 12.0, 13.0, 14.0, 15.0, 16.0, 17.0, 18.0, 19.0, 20.0, 21.0, 22.0, 23.0, 24.0, 25.0, 26.0, 27.0, 28.0, 29.0, 30.0, 31.0, 32.0, 33.0, 34.0, 35.0, 36.0, 37.0, 38.0, 39.0, 40.0, 41.0, 42.0, 43.0, 44.0, 45.0, 46.0, 47.0, 48.0, 49.0, 50.0, 51.0, 52.0, 53.0, 54.0, 55.0, 56.0, 57.0, 58.0, 59.0, 60.0, 61.0, 62.0, 63.0, 64.0, 65.0, 66.0, 67.0, 68.0, 69.0, 70.0, 71.0, 72.0, 73.0, 74.0, 75.0, 76.0, 77.0, 78.0, 79.0, 80.0, 81.0, 82.0, 83.0, 84.0, 85.0, 86.0, 87.0, 88.0, 89.0, 90.0, 91.0, 92.0, 93.0, 94.0, 95.0, 96.0, 97.0, 98.0, 99.0, 100.0, 101.0, 102.0, 103.0, 104.0, 105.0, 106.0, 107.0, 108.0, 109.0, 110.0, 111.0, 112.0, 113.0, 114.0, 115.0, 116.0, 117.0, 118.0, 119.0, 120.0, 121.0, 122.0, 123.0, 124.0, 125.0, 126.0, 127.0, 128.0, 129.0, 130.0, 131.0, 132.0, 133.0, 134.0, 135.0, 136.0, 137.0, 138.0, 139.0, 140.0, 141.0, 142.0, 143.0, 144.0, 145.0, 146.0, 147.0, 148.0, 149.0, 150.0, 151.0, 152.0, 153.0, 154.0, 155.0, 156.0, 157.0, 158.0, 159.0, 160.0, 161.0, 162.0, 163.0, 164.0, 165.0, 166.0, 167.0, 168.0, 169.0, 170.0, 171.0, 172.0, 173.0, 174.0, 175.0, 176.0, 177.0, 178.0, 179.0, 180.0, 181.0, 182.0, 183.0, 184.0, 185.0, 186.0, 187.0, 188.0, 189.0, 190.0, 191.0, 192.0, 193.0, 194.0, 195.0, 196.0, 197.0, 198.0, 199.0, 200.0, 201.0, 202.0, 203.0, 204.0, 205.0, 206.0, 207.0, 208.0, 209.0, 210.0, 211.0, 212.0, 213.0, 214.0, 215.0, 216.0, 217.0, 218.0, 219.0, 220.0, 221.0, 222.0, 223.0, 224.0, 225.0, 226.0, 227.0, 228.0, 229.0, 230.0, 231.0, 232.0, 233.0, 234.0, 235.0, 236.0, 237.0, 238.0, 239.0, 240.0, 241.0, 242.0, 243.0, 244.0, 245.0, 246.0, 247.0

C      DATA DEKAIR/
C      * 0., 10., 20., 30., 40., 50., 60., 70., 80., 90., 100./
C      DATA DPREPA/
C      * 208., 260., 340., 440., 560., 700., 860., 1050., 1280., 1550., 1860., 2200./
C      DATA DRELDI/
C      * 0., 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0/
C      DATA DRELDI/
C      * 1.0, .53, .63, .77, .85, .99, .24, .20, .17, .15, .14/
C      DATA DTEM/
C      * 400., 500., 600., 700., 800., 900., 1000., 1100., 1200., 1300., 1400.,
C      * 1500., 1600., 1700., 1800./
C      DATA DDENS/
C      * 0.448, 0.490, 0.540, 0.570, 0.604, 0.622, 0.626, 0.645, 0.632, 0.618, 0.606,
C      * 0.617, 0.617, 0.617/
C      DATA DREY/
C      * 1., 2., 3., 4., 5., 6., 7., 8., 9., 10., 15., 20., 30., 50.,
C      * 70., 100., 100., 300., 500., 700., 1000., 1000., 5000., 5000., 10000., 10000., 50000., 50000., 100000., 100000., 200000., 200000., 500000., 500000., 700000., 700000., 1000000., 1000000./
C      DATA DAFRI/
C      * 1.05, 1.30, 1.75, 4.6, 26., 18., 11., 7., 4.5, 2.5, 2.0, 1.25, .95,
C      * .30, .75, .70, .67, .62, .57, .54, .50, .46, .44, .40, .38, .36,
C      * .34, .32, .30, .277

C      COMMON/DAT/  TIPCOM,  PCA,  PCB,  PCC,  PCH2,  PCO2,
C      * PCS,  GFP,  CPFSC1,  CPFSC2,  CPFSC3,  CFESC1,
C      * CFESC2,  CFESC3,  PESC,  TFSC,  TFSC,  TFSC,  TFSC,  TFSC,  TFSC,
C      * VIFSC2,  VIFSC3,  TIFSC,  TIFSC,  TIFSC,  TIFSC,  TIFSC,  TIFSC,
C      * ETC,  QUPASO,  ALTURA,  ANCHO,  CHLARA,  CONY,
C      * DIAM,  ZCVRA,  PCEA,  TAIREX,  FDCA,  FLUXPR,
C      * QA,  ALTESC,  HTE,  NTXPR,  DEXSR,  ESPSR,
C      * APPLSR,  TULEXP,  ILTUP,  ATTAPP,  DEXSC,  DITSC,
C      * ESPSC,  NTHSC,  TULEXC,  DPQUEM,  ALCHIM,  BICIM,
C      * CORALT,  VIFSC1,  VIFSC2,  VIFSC3,  TIFSC,  TIFSC,
C      * TIFSC,  BIRALL,  ALALRI,  DALETA,  ESADBI,  XHAPUL,
C      * NSP,  PASAL,  CTAL1,  CTAL2,  CTAL3,  CTBIR1,
C      * CTBIR2,  CTRIPS

C      *** LECTURA DE LOS DATOS EXTERNOS
C      CALL DATOS
C      *** IMPRESION DE LA PRIMERA HOJA
C      CALL ENCAB
C      *** IMPRESION DE LOS DATOS EXTERNOS
C      CALL IMPDAT

C      CRITERIOS GENERALES PARA LA EVALUACION

C      SE SUPONE UNA TOLERANCIA PARA DETERMINAR LA FORMULA A UTILIZAR
C      EN EL CALCULO DEL AIKE TEORICO

C      TOL=0.1
C      IF(PCO.GT.TOL) GO TO 10
C      IF(PCA.GT.TOL) GO TO 20

```

AT=0.115*PCG+1.745*PCEA*0.1435*(PCG-PC00)
 GO TO 25
 10 AT=1638.57*(PCG+155.8)+19.0
 GO TO 25
 20 AT=0.00075*PEA
 25 AF=AT*(1.0+PCEA/100.0)
 CALOR LIBERADO EN EL CALENTADOR
 QL=(QA*100.0)/UTC
 PERDIDAS DE CALOR POR LAS PAREDES
 GO TO (30,40),TIPCAL
 30 PGT=0.03*QL
 PGR=0.02*QL
 GO TO 45
 40 PCT=0.025*QL
 PGR=0.015*QL
 45 PGC=0.01*QL
 DISTRIBUCION DE CALOR ABSORBIDO
 GP=FDCA*QA
 QC=(1.0-FDCA)*QA
 TEMPERATURAS EN LA SECCION DE RADIACION
 TPUEN=TSFR-FDCA*(TSFR-TEFC)
 TPFSR=(TPUEN+TSFR)/2.0
 TWSR=TPFSR+100.0
 RELACION DE FLUJO DE GAS A CALOR LIBERADO
 GO TO (50,60),TIPCOM
 50 RELGAS=7.7682*PCEA+821.1364
 GO TO 55
 60 RELGAS=7.5955*PCEA+844.3182
 FLUJO DE GAS DE COMBUSTION
 55 FLUGAS=(RELGAS*QL)/3.6E9
 EVALUACION TERMICA DE LA SECCION DE RADIACION
 SUPERFICIE PLANA EQUIVALENTE DE TUROS FRENTE A PARED
 ACPTP=TULEXR*NTPSR*ESPSR
 SUPERFICIE PLANA EQUIVALENTE DE TUROS ESCUDO
 ACPTI=TULEXR*NTE*ESPSR
 AREA DE PLANO FRIO EQUIVALENTE
 RELESR=ESPSR/DEXSR
 GO TO (70,80,90),ILTLP
 70 CALL INTERF(DISTO,11,DALFAD,11,RELESR,ALFA)
 GO TO 100

242
 244
 250
 251
 252
 253
 254
 255
 256
 257
 258
 259
 260
 261
 262
 263
 264
 265
 266
 267
 268
 269
 270
 271
 272
 273
 274
 275
 276
 277
 278
 279
 280
 281
 282
 283
 284
 285
 286
 287
 288
 289
 290
 291
 292
 293
 294
 295
 296
 297
 298
 299
 300
 301
 302
 303
 304
 305
 306
 307
 308
 309

80	CALL INTERP(DIST1,12,VAL1,17,PL1,GR,ALFA)	311	C	J02:0053:1
	GO TO 100	311	C	J02:0053:2
90	CALL INTERP(DIST2,12,VAL2,17,PL2,GR,ALFA)	312	C	J02:0053:3
100	ACPEQ=ACPT*(ALFA*AC1P)	313	C	J02:0053:4
		314	C	J02:0053:5
	FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE		C	J02:0073:1
		315	C	J02:0073:2
		317	C	J02:0073:4
110	GC TO (110,120), TIPCAL		C	J02:007A:0
	VCR=ANCHO*ALTURA*CHLADA		C	002:0070:2
	APR=2.0*((ANCHO*ALTURA)+(ALTURA*CHLADA))+ (1.4*ANCHO*CLARA)		C	002:0075:4
	GO TO 130	320	C	002:0075:4
120	VCR=0.73539*(DIAM**2.0)*ZCVRA	321	C	J02:0076:1
	APR=3.14*DIAM*ZCVRA+(DIAM**2.0)	322	C	J02:007A:5
130	DIOMPA=3.0*(VCR/APR)	323	C	J02:007A:5
	CALL INTERP(DEXALR,11,DPPEA,11,PCEA,FCO2A)	324	C	J02:0072:2
	PL=DIOMPA*(FCO2A)	325	C	J02:0076:3
	QPGSR=QL-GR-FQR	326	C	J02:0077:5
	QPGOL=QPGSR/QL	327	C	J02:0077:4
	CALL INTERP(TEGAA,11,12,PCEA,QPGOL,TSGR)	328	C	J02:007A:4
	CALL INTERP(EMIS,10,11,TSGR,PL,EMISIV)	329	C	J02:0070:3
	ARR=APR-ACPEQ	330	C	J02:0072:0
	FACTRE=ARR/ACPEQ	331	C	J02:007A:2
	CALL INTERP(FACT,12,12,FACTRE,EMISIV,F)	332	C	J02:007A:2
			C	J02:0077:5
	RELACION DE CALOR TOTAL LIBERADO	334	C	J02:0077:5
			C	J02:0077:5
	RECATE=QL/(ACPEQ*F)	336	C	J02:0077:5
		337	C	J02:0079:4
	SOLUCION DEL BALANCE DE ENERGIA	338	C	J02:0072:4
		339	C	J02:0072:4
		340	C	J02:007A:4
	RECASK=(1.0-QPGOL-(PGR/QL))*RECATE	341	C	J02:007A:2
	TSGR1=TSGR+200.0	342	C	J02:0070:4
	CALL INTERP(EMIS,10,11,TSGR1,PL,EMISIV)	343	C	J02:0070:4
	CALL INTERP(FACT,12,12,FACTRE,EMISIV,FACT)		C	J02:0071:1
	RECATE=QL/(ACPEQ*FACT)		C	J02:0074:4
	CALL INTERP(DCCAS,12,14,PCEA,TSGR1,QPGOL)	345	C	J02:0077:2
	RECASC=(1.0-QPGOL-(PGR/QL))*RECATE	346	C	J02:0077:2
	CALL INTERP(TEGAT,10,11,TSGR,RECASC,TSGR1)	347	C	J02:0070:0
	CALL INTERP(TEGAT,10,11,TSGR,RECASC,TSGR2)	348	C	J02:0070:0
	TSGRR=((TSGR1-TSGR2)*((TSGR*RECASC)-(TSGR1*RECASC)))-((TSGR-TSGR2)*((TSGR1*RECASC)-(TSGR2*RECASC)))/((TSGR-TSGR1)*RECASC+((TSGR1-TSGR2)*RECASC))	349	C	J02:0074:0
		350	C	J02:0077:1
		351	C	J02:0070:0
		352	C	J02:0077:2
	RELACION REAL DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION	353	C	J02:0077:2
		354	C	J02:0077:2
	CALL INTERP(DCCAS,12,14,PCEA,TSGRR,QPGOL)	355	C	J02:0077:2
		356	C	J02:0072:1
	CALOR REAL ABSORBIDO EN LA SECCION DE RADIACION	357	C	J02:0072:1
		358	C	J02:0077:1
	QRR=QL-PGR-(QPGOL*QL)	359	C	J02:0077:1
		360	C	J02:0074:1
	AREA TOTAL DE RADIACION	361	C	J02:0074:1
		362	C	J02:0074:1
	APAD=TULEX*APPLSI*(HTE+HTPSR)	363	C	J02:0074:1
		364	C	J02:0074:1
	FLUX PROMEDIO CALCULADO EN LA SECCION DE RADIACION	365	C	J02:0077:5
		366	C	J02:0077:5
	FLUXPC=QRR/APAD	367	C	J02:0077:5
	FLUXPA=FLUXPC*1.10	368	C	J02:0077:5
	IF(FLUXPC.GT.FLUXPA) GO TO 400	369	C	J02:0077:5
			C	J02:0077:5
	EFICIENCIA DE LA SECCION DE RADIACION	371	C	J02:0077:5


```

C      STOP
C      FORMATO DE INDICACION DE ERROR
C      390  FORMAT(1H0,20X,47HDATA FUERA DE RANGO,LA EJECUCION SE INTERRUMPE )
C      *** SALIDA POR FLUX CALCULADO MAYOR QUE FLUX RECOMENDADO
C      400  WRITE(6,410)
C      STOP
C      FORMATO DE INDICACION DE ERROR
C      410  *  FORMAT(1H0,20X,47HFLUX PROMEDIO CALCULADO MAYOR QUE FLUX PROMEDIO,
C      *      21X,47H      RECOMENDADO,LA EJECUCION SE INTERRUMPE )
C      END

```

```

626 C      J02:0272:2
627 C      J02:0273:1
628 C      J02:0273:1
629 C      J02:0273:1
630 C      J02:0273:1
631 C      J02:0273:1
632 C      J02:0273:1
633 C      J02:0273:1
634 C      J02:0273:1
635 C      J02:0273:1
636 C      J02:0273:1
637 C      J02:0273:1
SEGMENT 002 IS 0271 LONG

```

```

SUBROUTINE INTERP(ARRAY,II,JJ,WW,EE,OUT)
      SUBPROGRAMA INTERP DE INTERPOLACION LINEAL
      *****
      DIMENSION ARRAY(II,JJ),XX(2),YY(2)
      DC 20 I=2,II
      IF(ARRAY(I,1)-WW)20,30,30
      CONTINUE
      IROW=1
      DO 40 J=2,JJ
      IF(ARRAY(I,J)-EE)40,50,50
      CCNTINUE
      JCOL=J
      XX(1)=ARRAY(I,JCOL-1)
      IF(XX(1).EQ.(.0))GO TO 60
      YY(1)=ARRAY(IROW-1,JCOL-1)
      IF(YY(1).EQ.(.0))GO TO 60
      XX(2)=ARRAY(I,JCOL)
      IF(XX(2).EQ.(.0))GO TO 60
      YY(2)=ARRAY(IROW-1,JCOL)
      IF(YY(2).EQ.(.0))GO TO 60
      Z1=AITKEN(XX,YY,2,EE)
      YY(1)=ARRAY(IROW,JCOL-1)
      IF(YY(1).EQ.(.0))GO TO 60
      YY(2)=ARRAY(IROW,JCOL)
      IF(YY(2).EQ.(.0))GO TO 60
      Z2=AITKEN(XX,YY,2,EE)
      XX(1)=ARRAY(IROW-1,1)
      IF(XX(1).EQ.(.0))GO TO 60
      XX(2)=ARRAY(IROW,1)
      IF(XX(2).EQ.(.0))GO TO 60
      YY(1)=Z1
      YY(2)=Z2
      OUT=AITKEN(XX,YY,2,WW)
      RETURN
      C *** SALIDA POR DATOS FUERA DE RANGO DE INTERPOLACION
      C 60 WRITE(6,70)
      C STOP
      C FORMATO DE INDICACION DE ERROR
      C 70 FORMAT(1ND,20X,47H DATOS FUERA DE RANGO, LA EJECUCION SE INTERRUMPE)
      C END

```

Address	Instruction	START OF SEGMENT 007
638	C	007:0008:0
639	C	007:0009:0
640	C	007:000C:0
641	C	007:000D:0
642	C	007:0010:0
643	C	007:0011:0
644	C	007:0012:0
645	C	007:0013:0
646	C	007:0014:0
647	C	007:0015:0
648	C	007:0016:0
649	C	007:0017:0
650	C	007:0018:0
651	C	007:0019:0
652	C	007:001A:0
653	C	007:001B:0
654	C	007:001C:0
655	C	007:001D:0
656	C	007:001E:0
657	C	007:001F:0
658	C	007:0020:0
659	C	007:0021:0
660	C	007:0022:0
661	C	007:0023:0
662	C	007:0024:0
663	C	007:0025:0
664	C	007:0026:0
665	C	007:0027:0
666	C	007:0028:0
667	C	007:0029:0
668	C	007:002A:0
669	C	007:002B:0
670	C	007:002C:0
671	C	007:002D:0
672	C	007:002E:0
673	C	007:002F:0
674	C	007:0030:0
675	C	007:0031:0
676	C	007:0032:0
677	C	007:0033:0
678	C	007:0034:0
679	C	007:0035:0
680	C	007:0036:0
681	C	007:0037:0
682	C	007:0038:0
683	C	007:0039:0

SEGMENT 007 IS 0055 LONG

C
C
C
C
C

SUBROUTINE INTERP(ARRAYX, XX, ARRAYY, YY, WW, OUT)

SUBPROGRAMA INTERP DE INTERPOLACION LINEAL

10 DIMENSION ARRAYX(XX), ARRAYY(YY)
20 DO 10 I=1, XX
IF(WW.GE.ARRAYX(I).AND.WW.LE.ARRAYX(I+1)) GO TO 20
CONTINUE
OUT=ARRAYY(I)+(ARRAYY(I+1)-ARRAYY(I))/(ARRAYX(I+1)-ARRAYX(I))*(WW-
*ARRAYX(I))
RETURN
END

START OF SEGMENT 009
684 C 009:0000:0
685 C 009:0000:0
686 C 009:0000:0
687 C 009:0000:0
688 C 009:0000:0
689 C 009:0000:0
690 C 009:0000:0
691 C 009:0000:0
692 C 009:0000:0
693 C 009:0005:2
694 C 009:0002:0
695 C 009:0010:2
696 C 009:0013:1
697 C 009:0013:4
SEGMENT 009 IS 0110 LONG

```

C
C
C
C
FUNCTION AITKEN(X,PP,N,Z)
      FUNCION AITKEN DE INTERPOLACION LINEAL
      *****
      DIMENSION X(2), P(2,2), PP(2)
      IF(N-1) 10,10,20
10  AITKEN=PP(1)
      RETURN
20  DO 30 I=1,N
30  P(I,1)=PP(I)
      NN=N-1
      DO 35 L=1,NN
      LL=L+1
      DO 40 K=LL,N
40  P(K,L+1)=((X(K)-Z)*P(L,L)-((X(L)-Z)*P(K,L)))/(X(K)-X(L))
35  CONTINUE
      AITKEN=P(N,N)
      RETURN
      END

```

```

START OF SEGMENT 00A
C 00A:000 0:0
699 C 00A:000 0:0
700 C 00A:000 0:0
701 C 00A:000 0:0
702 C 00A:000 0:0
703 C 00A:000 0:0
704 C 00A:000 0:0
705 C 00A:000 1:1
706 C 00A:000 2:2
707 C 00A:000 3:3
708 C 00A:000 4:4
709 C 00A:000 5:5
710 C 00A:000 6:6
711 C 00A:000 7:7
712 C 00A:000 8:8
713 C 00A:000 9:9
714 C 00A:001 0:0
715 C 00A:002 1:1
716 C 00A:003 2:2
717 C 00A:004 3:3
SEGMENT 00A IS 0030 LONG

```

SUBROUTINE DATOS

SUBPROGRAMA PARA LECTURA DE DATOS EXTERNOS

COMMON/DAT/	TIPCOM	PCA	PCB	PCC	PCH2	PCO2
*	PCS	CFI	CFPSC1	CFPSC2	CFPSC3	CTFSC1
*	CTFSC2	CTFSC3	TFSC	TFFC	TSFR	VISSC1
*	VISSC2	VISSC3	TIFOC	TIFSC	TIFSC	TIPCAL
*	ETC	HUFAGO	ALTURA	ANCHO	CHLAPA	CONV
*	BIAC	ZCVRA	PCEA	TAIREX	FDCA	FLUXPR
*	QA	ALTECO	NTE	NTSP	DEXSR	ESPSR
*	APPLSR	TULEXT	ELTUP	ATOPP	DEXSC	DITSC
*	LSPSC	LTHSC	TULEXC	OPQUEM	ALCHIM	DICHIM
*	CORALT	VISGA1	VISGA2	VISGA3	TIGSC	TGSC
*	TGSC	BIRALE	ALALUI	BALETA	ESADBI	XNAPUL
*	HSP	PASAL	CYAL1	CYAL2	CTAL1	CTAL2
*	CTBIR2	CTGID				

START OF ELEMENT (C)

718 JOB:0000:0
719 JOB:0000:0
720 JOB:0000:0
721 JOB:0000:0
722 JOB:0000:0
723 JOB:0000:0
724 JOB:0000:0
725 JOB:0000:0
726 JOB:0000:0
727 JOB:0000:0
728 JOB:0000:0
729 JOB:0000:0
730 JOB:0000:0
731 JOB:0000:0
732 JOB:0000:0
733 JOB:0000:0
734 JOB:0000:0
735 JOB:0000:0
736 JOB:0000:0
737 JOB:0000:0
738 JOB:0000:0
739 JOB:0000:0
740 JOB:0000:0
741 JOB:0000:0
742 JOB:0000:0
743 JOB:0000:0
744 JOB:0000:0
745 JOB:0000:0
746 JOB:0000:0
747 JOB:0000:0
748 JOB:0000:0
749 JOB:0000:0
750 JOB:0000:0
751 JOB:0000:0
752 JOB:0014:0
753 JOB:0019:2
754 JOB:0019:2
755 JOB:0019:2
756 JOB:0019:2
757 JOB:0019:2
758 JOB:0019:2
759 JOB:0019:2
760 JOB:0019:2
761 JOB:0019:2
762 JOB:0019:2
763 JOB:0019:2
764 JOB:0019:2
765 JOB:0019:2
766 JOB:0019:2
767 JOB:0019:2
768 JOB:0019:2
769 JOB:0019:2
770 JOB:0019:2
771 JOB:0019:2
772 JOB:0019:2
773 JOB:0019:2
774 JOB:0019:2
775 JOB:0019:2
776 JOB:0019:2

*** INICIA LA LECTURA DE LOS DATOS

LECTURA DE LOS DATOS DEL COMBUSTIBLE

READ(5,1000) TIPCOM , PCA , PCB , PCC , PCH2 , PCO2 ,

* PCS

TIPCOM = TIPO DE COMBUSTIBLE
PCA = PODER CALORIFICO ALTO
PCB = PODER CALORIFICO BAJO
PCC = POR CIENTO EN PESO DE CARBON
PCH2 = POR CIENTO EN PESO DE HIDROGENO
PCO2 = POR CIENTO EN PESO DE OXIGENO
PCS = POR CIENTO EN PESO DE AZUFRE

LECTURA DE LOS DATOS DEL FLUIDO DE PROCESO

READ(5,1100) GFP , CFPSC1 , CFPSC2 , CFPSC3 , CTFSC1 , CTFSC2 ,
* CTFSC3 , TFSC , TSFR , VISSC1 , VISSC2 , VISSC3 , TIFSC ,
* TIFSC , TIFSC

GFP = GASTO

ILUXPR = FLUXA PROMEDIO RECOMENDADO SECCION RADIACION
QA = CALOR ABSORBIDO TOTAL

LECTURA DE LOS DATOS DE TUBOS SECCION DE RADIACION

READ(5,1300) ALTESC , NTE , NTPSR , DEXSR , ESPSR , APPLSR ,
TULEXP , ILTUP

ALTESC = ALTURA DE LOS TUBOS ESCUDO
NTE = NUMERO DE TUBOS ESCUDO
NTPSR = NUMERO DE TUBOS FRENTE A PARED
DEXSR = DIAMETRO EXTERIOR
ESPSR = ESPACIAMIENTO DE TUBOS
APPLSR = AREA POR PIE LINEAL
TULEXP = LONGITUD EXPUESTA
ILTUP = ARREGLO RESPECTO A LAS PAREDES

LECTURA DE LOS DATOS DE TUBOS SECCION DE CONVECCION

READ(5,1400) ATDPP , DEXSC , DITSC , ESPSC , NTHSC , TULEXC

ATDPP = AREA TOTAL DE TUBOS DESNUDOS POR PIE LINEAL
DEXSC = DIAMETRO EXTERIOR
DITSC = DIAMETRO INTERIOR
ESPSC = ESPACIAMIENTO DE TUBOS
NTHSC = NUMERO DE TUBOS POR HILERA
TULEXC = LONGITUD EXPUESTA

LECTURA DE LOS DATOS DE QUEMADORES

READ(5,1100) DPQUEM

DPQUEM = CAIDA DE PRESION DEL GAS DE COMBUSTION

LECTURA DE LOS DATOS DE LA CHIMENEA

READ(5,1100) ALCHIM , DICHM

ALCHIM = ALTURA

836 C JOB:0021:2
837 C JOB:0021:2
840 C JOB:0021:2
841 C JOB:0021:2
842 C JOB:0021:2
843 C JOB:0021:2
844 C JOB:0021:2
845 C JOB:0021:2
846 C JOB:0021:2
847 C JOB:0021:2
848 C JOB:0021:2
850 C JOB:0021:2
851 C JOB:0021:2
852 C JOB:0021:2
853 C JOB:0021:2
854 C JOB:0021:2
855 C JOB:0021:2
856 C JOB:0021:2
857 C JOB:0021:2
858 C JOB:0021:2
860 C JOB:0021:2
861 C JOB:0021:2
862 C JOB:0021:2
863 C JOB:0021:2
864 C JOB:0021:2
865 C JOB:0021:2
866 C JOB:0021:2
867 C JOB:0021:2
868 C JOB:0021:2
869 C JOB:0021:2
870 C JOB:0021:2
871 C JOB:0021:2
872 C JOB:0021:2
873 C JOB:0021:2
874 C JOB:0021:2
875 C JOB:0021:2
876 C JOB:0021:2
877 C JOB:0021:2
878 C JOB:0021:2
879 C JOB:0021:2
880 C JOB:0021:2
881 C JOB:0021:2
882 C JOB:0021:2
883 C JOB:0021:2
884 C JOB:0021:2
885 C JOB:0021:2
886 C JOB:0021:2
887 C JOB:0021:2
888 C JOB:0021:2
889 C JOB:0021:2
890 C JOB:0021:2
891 C JOB:0021:2
892 C JOB:0021:2
893 C JOB:0021:2
894 C JOB:0021:2
895 C JOB:0021:2
896 C JOB:0021:2
897 C JOB:0021:2
898 C JOB:0021:2
899 C JOB:0021:2
900 C JOB:0021:2

DICHER DIAMETRO

LECTURA DE LOS DATOS DEL GAS DE COMBUSTION

READ(5,1100) CORALT , VISGA1 , VISGA2 , VISGA3 , T1GSC , T2GSC , T3GSC

CORALT = FACTOR DE CORRECCION DE LA DENSIDAD
VISGA1 == VISCOSIDAD A T1GSC
VISGA2 == VISCOSIDAD A T2GSC
VISGA3 == VISCOSIDAD A T3GSC
T1GSC == TEMPERATURA 1 EN SECCION DE CONVECCION
T2GSC == TEMPERATURA 2 EN SECCION DE CONVECCION
T3GSC == TEMPERATURA 3 EN SECCION DE CONVECCION

LECTURA DE LOS DATOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA

READ(5,1500) BIRALE , ALALBI , DALETA , ESADBI , XNAPUL , NSP
READ(5,1100) PASAL , CTAL1 , CTAL2 , CTAL3 , CTBIR1 , CTBIR2 , CTBIR3

BIRALE = TIPO DE SUPERFICIE EXTENDIDA
ALALBI == ALTURA DE ALETA O PIVLO
DALETA == DIAMETRO DE LAS ALETAS
ESADBI == ESPESOR DE ALETA O DIAMETRO DE BIRLO
XNAPUL == NUMERO DE ALETAS POR PULGADA
NSP == NUMERO TOTAL DE BIRLOS POR PIE LINEAL
PASAL == ESPACIAMIENTO DE ALETAS
CTAL1 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A T1GSC
CTAL2 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A T2GSC
CTAL3 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A T3GSC
CTBIR1 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A T1GSC
CTBIR2 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A T2GSC
CTBIR3 == CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A T3GSC

RETURN

*** FINALIZA LA EJECUCION

*** FORMATOS DE LECTURA DE DATOS

1000 FORMAT(110,7F10.0)
1100 FORMAT(8F10.0)
1200 FORMAT(110,5F10.0,110,5F10.0)
1300 FORMAT(F10.0,3F10.0,4F10.0,110)

711 C JOB:0108:2
712 C JOB:0108:2
713 C JOB:0108:2
714 C JOB:0108:2
715 C JOB:0108:2
716 C JOB:0108:2
717 C JOB:0108:2
718 C JOB:0108:2
719 C JOB:0108:2
720 C JOB:0108:2
721 C JOB:0108:2
722 C JOB:0108:2
723 C JOB:0108:2
724 C JOB:0108:2
725 C JOB:0108:2
726 C JOB:0108:2
727 C JOB:0108:2
728 C JOB:0108:2
931 C JOB:0108:2
932 C JOB:0108:2
933 C JOB:0108:2
934 C JOB:0108:2
935 C JOB:0108:2
936 C JOB:0108:2
937 C JOB:0108:2
938 C JOB:0108:2
939 C JOB:0108:2
940 C JOB:0108:2
941 C JOB:0108:2
942 C JOB:0108:2
943 C JOB:0108:2
944 C JOB:0108:2
945 C JOB:0108:2
946 C JOB:0108:2
947 C JOB:0108:2
948 C JOB:0108:2
949 C JOB:0108:2
950 C JOB:0108:2
951 C JOB:0108:2
952 C JOB:0108:2
953 C JOB:0108:2
954 C JOB:0108:2
955 C JOB:0108:2
956 C JOB:0108:2
957 C JOB:0108:2
958 C JOB:0108:2
959 C JOB:0108:2
962 C JOB:0108:2

1400 FORMAT(4F10.0, F10.0)
1500 FORMAT(11F10.0, P110)
END

943 C JOB:0127:1
C JOB:0127:1
945 C JOB:0127:1
SEGMENT 008 IS 0144 LONG

C *** FORMATOS DE IMPRESION

C 2000 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** IMPRESION DE DATOS **** //, 9X,
 * 49H *** DATOS DEL COMBUSTIBLE *** //, 9X,
 * 49H TIPO DE COMBUSTIBLE = //, 9X,
 * 49H 1 = GAS 2 = LIQUIDO //, 9X,
 * 49H PODER CALORIFICO ALTO BTU/LH //, 9X,
 * 49H PODER CALORIFICO BAJO BTU/LH F 3 //, 9X,
 * 49H POR CIENTO EN PESO DE CARBONO % //, 9X,
 * 49H POR CIENTO EN PESO DE HIDROGENO % //, 9X,
 * 49H POR CIENTO EN PESO DE OXIGENO % //, 9X,
 * 49H POR CIENTO EN PESO DE AZUFRE % //, 9X,

C 2100 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** DATOS DEL FLUIDO DE PROCESO *** //, 9X,
 * 49H GASTO LB/HR //, 9X,
 * 49H CALOR ESPECIFICO A T1FSC BTU/LH F //, 9X,
 * 49H CALOR ESPECIFICO A T2FSC BTU/LH F //, 9X,
 * 49H CALOR ESPECIFICO A T3FSC BTU/LH F //, 9X,
 * 49H CONDUCTIVIDAD TERMICA A T1FSC BTU/HRPIE2 F/PIE //, 9X,
 * 49H CONDUCTIVIDAD TERMICA A T2FSC BTU/HRPIE2 F/PIE //, 9X,
 * 49H CONDUCTIVIDAD TERMICA A T3FSC BTU/HRPIE2 F/PIE //, 9X,
 * 49H RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO //, 9X,
 * 49H EN LA SECCION DE CONVECCION HR PIED F/PIE //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA DE ENTRADA A LA //, 9X,
 * 49H SECCION DE CONVECCION F //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA DE SALIDA DE LA //, 9X,
 * 49H SECCION DE RADIACION F //, 9X,
 * 49H VISCOSIDAD A T1FSC LB/PIE HR //, 9X,
 * 49H VISCOSIDAD A T2FSC LB/PIE HR //, 9X,
 * 49H VISCOSIDAD A T3FSC LB/PIE HR //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA 1 EN SECCION CONVECCION F //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA 2 EN SECCION CONVECCION F //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA 3 EN SECCION CONVECCION F //, 9X,

C 2200 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** DATOS DEL CALENTADOR *** //, 9X,
 * 49H TIPO DE CALENTADOR = //, 9X,
 * 49H 1 = HORIZONTAL 2 = VERTICAL //, 9X,
 * 49H EFICIENCIA TOTAL % //, 9X,
 * 49H NUMERO DE PASES //, 9X,
 * 49H ALTURA SECCION RADIACION HORIZONTAL PIE //, 9X,
 * 49H ANCHO SECCION RADIACION HORIZONTAL PIE //, 9X,
 * 49H LARGO SECCION RADIACION HORIZONTAL PIE //, 9X,
 * 49H ANCHO SECCION CONVECCION PIE //, 9X,
 * 49H DIAMETRO SECCION RADIACION VERTICAL PIE //, 9X,
 * 49H ALTURA SECCION RADIACION VERTICAL PIE //, 9X,

C 2300 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** DATOS DEL AIRE *** //, 9X,
 * 49H EXCESO DE AIRE % //, 9X,
 * 49H TEMPERATURA DEL AIRE EXTERIOR F //, 9X,

C 2400 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** DATOS DE CALOR *** //, 9X,
 * 49H FACTOR DE DISTRIBUCION CALOR ABSORBIDO = //, 9X,
 * 49H FLUX PROMEDIO RECOMENDADO EN LA //, 9X,
 * 49H SECCION DE RADIACION BTU/HRPIE2 = //, 9X,
 * 49H CALOR ABSORBIDO TOTAL BTU/HR = //, 9X,

C 2500 FORMAT(1H0, //, 9X,

* 49H **** DATOS DE TUBO SECCION DE RADIACION *** //, 9X,

1022 C 900:00CR:2
 1023 C 900:00CR:2
 1024 C 900:00CR:2
 1026 C 900:00CR:2
 1028 C 900:00CR:2
 1029 C 900:00CR:2
 1030 C 900:00CR:2
 1031 C 900:00CR:2
 1032 C 900:00CR:2
 1033 C 900:00CR:2
 1034 C 900:00CR:2
 1035 C 900:00CR:2
 1036 C 900:00CR:2
 1037 C 900:00CR:2
 1039 C 900:00CR:2
 1039 C 900:00CR:2
 1039 C 900:00CR:2
 1039 C 900:00CR:2
 1040 C 900:00CR:2
 1040 C 900:00CR:2
 1040 C 900:00CR:2
 1041 C 900:00CR:2
 1042 C 900:00CR:2
 1043 C 900:00CR:2
 1044 C 900:00CR:2
 1045 C 900:00CR:2
 1046 C 900:00CR:2
 1047 C 900:00CR:2
 1048 C 900:00CR:2
 1049 C 900:00CR:2
 1050 C 900:00CR:2
 1051 C 900:00CR:2
 1053 C 900:00CR:2
 1054 C 900:00CR:2
 1055 C 900:00CR:2
 1056 C 900:00CR:2
 1057 C 900:00CR:2
 1058 C 900:00CR:2
 1059 C 900:00CR:2
 1060 C 900:00CR:2
 1061 C 900:00CR:2
 1062 C 900:00CR:2
 1063 C 900:00CR:2
 1064 C 900:00CR:2
 1065 C 900:00CR:2
 1066 C 900:00CR:2
 1067 C 900:00CR:2
 1068 C 900:00CR:2
 1069 C 900:00CR:2
 1070 C 900:00CR:2
 1071 C 900:00CR:2
 1072 C 900:00CR:2
 1073 C 900:00CR:2
 1074 C 900:00CR:2
 1075 C 900:00CR:2
 1076 C 900:00CR:2
 1077 C 900:00CR:2
 1078 C 900:00CR:2
 1079 C 900:00CR:2
 1080 C 900:00CR:2

* 49H	ALTIMA DE LOS TUBOS	10000	PIE	=	F10. 2 / 1 / 0X	1071	C	000:0000
* 49H	NUMERO DE TUBOS ESCUDO				F10. 2 / 1 / 0X	1072	C	000:0000
* 49H	NUMERO DE TUBOS FRONTAL	A BARRIL			F10. 2 / 1 / 0X	1073	C	000:0000
* 42H	DIAMETRO EXTERIOR		PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1074	C	000:0000
* 49H	ESPACIAMIENTO DE TUBOS		PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1075	C	000:0000
* 49H	ARCA POR PIE LINEAL		PIE ² /PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1076	C	000:0000
* 49H	LONGITUD EXPUESTA		PIE	=	F11. 2 / 1 / 0X	1077	C	000:0000
* 49H	ARREGLO DE TUBOS	CALCULO DE ALTA			F10. 2 / 1 / 0X	1078	C	000:0000
* 42H	1=DIRECTO A LA PRIMERA HILERA				/ / 0X	1079	C	000:0000
* 49H	2=TOTAL A UNA HILERA CUANDO SOLO UNA				/ / 0X	1080	C	000:0000
* 49H	ESTA PRESENT				/ / 0X	1081	C	000:0000
* 49H	3=TOTAL A DOS HILERAS CUANDO DOS				/ / 0X	1082	C	000:0000
* 49H	ESTAN PRESENTES				/ / 0X	1083	C	000:0000
C	2600	FORMAT(1H0, //, 0X				1084	C	000:0000
* 49H	*** DATOS DE TUBOS SECCION DE CONVECCION ***				/ / 0X	1085	C	000:0000
* 49H	AREA TOTAL DE TUBOS DESNUDOS POR PIE		PIE ² /PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1086	C	000:0000
* 49H	DIAMETRO EXTERIOR		PULG	=	F11. 4 / 1 / 0X	1087	C	000:0000
* 49H	DIAMETRO INTERIOR		PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1088	C	000:0000
* 49H	ESPACIAMIENTO DE TUBOS		PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1089	C	000:0000
* 49H	NUMERO DE TUBOS POR HILERA				F10. 2 / 1 / 0X	1090	C	000:0000
* 49H	LONGITUD EXPUESTA		PIE	=	F11. 2 / 1 / 0X	1091	C	000:0000
C	2700	FORMAT(1H0, //, 0X				1092	C	000:0000
* 49H	*** DATOS DE QUEMADORES ***				/ / 0X	1093	C	000:0000
* 49H	CAIDA DE PRESION GAS DE COMBUSTION		PULG H2O	=	F10. 3 / 1 / 0X	1094	C	000:0000
C	2800	FORMAT(1H0, //, 0X				1095	C	000:0000
* 49H	*** DATOS DE LA CHIMENEA ***				/ / 0X	1096	C	000:0000
* 49H	ALTURA		PIE	=	F10. 2 / 1 / 0X	1097	C	000:0000
* 49H	DIAMETRO		PIE	=	F10. 2 / 1 / 0X	1098	C	000:0000
C	2900	FORMAT(1H0, //, 0X				1099	C	000:0000
* 49H	*** DATOS DEL GAS DE COMBUSTION ***				/ / 0X	1100	C	000:0000
* 49H	FACTOR DE CORRECCION DE LA DENSIDAD				F11. 4 / 1 / 0X	1101	C	000:0000
* 49H	VISCOSIDAD A T1GSC		CPOISE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1102	C	000:0000
* 49H	VISCOSIDAD A T2GSC		CPOISE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1103	C	000:0000
* 49H	VISCOSIDAD A T3GSC		CPOISE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1104	C	000:0000
* 49H	TEMPERATURA 1 SECCION DE CONVECCION		F	=	F11. 2 / 1 / 0X	1105	C	000:0000
* 49H	TEMPERATURA 2 SECCION DE CONVECCION		F	=	F11. 2 / 1 / 0X	1106	C	000:0000
* 49H	TEMPERATURA 3 SECCION DE CONVECCION		F	=	F11. 2 / 1 / 0X	1107	C	000:0000
C	3000	FORMAT(1H0, //, 0X				1108	C	000:0000
* 49H	*** DATOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA ***				/ / 0X	1109	C	000:0000
* 49H	TIPO DE SUPERFICIE EXTENDIDA				F10. 4 / 1 / 0X	1110	C	000:0000
* 49H	1 = ALTAS 2 = BIPLOS				/ / 0X	1111	C	000:0000
* 49H	ALTURA DE ALETA O BIPLO		PULG	=	F11. 4 / 1 / 0X	1112	C	000:0000
* 49H	DIAMETRO DE LAS ALETAS		PULG	=	F11. 4 / 1 / 0X	1113	C	000:0000
* 49H	ESPESOR DE ALETA O DIAMETRO DE BIPLO		PULG	=	F11. 4 / 1 / 0X	1114	C	000:0000
* 49H	NUMERO DE ALETAS POR PULGADA O BIPLOS				F10. 2 / 1 / 0X	1115	C	000:0000
* 49H	POR PLANO POR PULGADA				/ / 0X	1116	C	000:0000
* 49H	NUMERO TOTAL DE BIPLOS POR PIE LINEAL				F10. 2 / 1 / 0X	1117	C	000:0000
* 49H	ESPACIAMIENTO DE ALETAS		PULG	=	F10. 3 / 1 / 0X	1118	C	000:0000
* 42H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1119	C	000:0000
* 49H	ALETAS A T1GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1120	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1121	C	000:0000
* 49H	ALETAS A T2GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1122	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1123	C	000:0000
* 49H	ALETAS A T3GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1124	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1125	C	000:0000
* 49H	BIPLOS A T1GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1126	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1127	C	000:0000
* 49H	BIPLOS A T2GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1128	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1129	C	000:0000
* 49H	BIPLOS A T3GSC		BTU/HRPIE ² F/PIE	=	F11. 4 / 1 / 0X	1130	C	000:0000
* 49H	CONDUCTIVIDAD TERMICA DE				/ / 0X	1131	C	000:0000

* 49H BIRLOS A TCGSC
* 49H CONDUCTIVIDAD TERMICA DE
* 49H BIRLOS A TCGSC

BTU/HRPIF2 F/PIE= 10.4, /141,
BTU/HRPIF2 F/PIE= 10.4, /141)

C
C

RETURN
END

1141 C 006:0000:2
1142 C 006:0000:2
C 009:0000:2
1144 C 006:0000:2
1145 C 006:0000:2
1146 C 006:0000:2
1147 C 006:0000:5
SEGMENT JOB IS GOE6 LONG


```

* 42H SECCION DE RADIACION          BTU/HR = /F10.1 6% ,9X,    1189 C JOE:0059:2
* 43H PERDIDAS DE CALOR EN LA      BTU/HR = /F10.1 6% ,9X,    1190 C JOE:0059:2
* 44H SECCION DE CONVECCION
C 3300 FORMAT(1H0, //,9X,
* 42H *** EFICIENCIAS ***
* 43H EFICIENCIA DE LA SECCION DE   X = //,9X 6% ,9X,    1131 C JOE:0059:2
* 44H RADIACION                      X = /F10.2 6% ,9X,    1132 C JOE:0059:2
* 45H EFICIENCIA DE LA SECCION DE   X = /F10.2 6% ,9X,    1133 C JOE:0059:2
* 46H CONVECCION
C 3400 FORMAT(1H0, //,9X,
* 43H *** TEMPERATURAS ***
* 43H TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL GAS F = //,9X 6% ,9X,    1192 C JOE:0059:2
* 42H DE COMBUSTION SECCION DE RADIACION F = /F10.1 6% ,9X,    1193 C JOE:0059:2
* 43H TEMPERATURA REAL DEL FLUIDO    F = /F10.1 6% ,9X,    1194 C JOE:0059:2
* 44H DE PROCESO EN EL PUENTE        F = /F10.1 6% ,9X,    1195 C JOE:0059:2
* 45H TEMPERATURA DE SALIDA DEL GAS DE F = /F10.1 6% ,9X,    1196 C JOE:0059:2
" * 46H COMBUSTION SECCION DE CONVECCION F = /F10.1 6% ,9X,    1197 C JOE:0059:2
" * 47H TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL FLUI F = /F10.1 6% ,9X,    1198 C JOE:0059:2
" * 48H DE PROCESO SECCION CONVECCION F = /F10.1 6% ,9X,    1199 C JOE:0059:2
* 49H TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL GAS F = /F10.1 6% ,9X,    1200 C JOE:0059:2
* 40H DE COMBUSTION SECCION CONVECCION
C 3500 FORMAT(1H0, //,9X,
* 42H *** AREAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ***
* 43H AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE PIE2 = //,9X 6% ,9X,    1202 C JOE:0059:2
* 44H CALOR SECCION DE RADIACION      = /F10.2 6% ,9X,    1203 C JOE:0059:2
* 45H NUMERO DE TUBOS SECCION RADIACION, = /15 6% ,9X,    1204 C JOE:0059:2
* 46H INCLUYE TUBOS ESCUDO
* 47H AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE PIE2 = /F10.2 6% ,9X,    1205 C JOE:0059:2
* 48H CALOR SECCION DE CONVECCION     = /F10.2 6% ,9X,    1206 C JOE:0059:2
* 49H HILERAS REALES DE TUBOS EN     = /15 6% ,9X,    1207 C JOE:0059:2
* 40H LA SECCION DE CONVECCION
* 41H EFICIENCIA DE ALETAS O BIRLOS = /F10.2 6% ,9X,
C 3600 FORMAT(1H0, //,9X,
* 42H *** COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR ***
* 43H COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANS = //,9X 6% ,9X,    1216 C JOE:0059:2
* 44H FERENCIA DE CALOR              BTU/HRPIE2 F = /F10.2 6% ,9X,    1217 C JOE:0059:2
* 45H COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO DE BTU/HRPIE2 F = /F10.2 6% ,9X,    1218 C JOE:0059:2
* 46H TRANSFERENCIA DE CALOR
C 3700 FORMAT(1H0, //,9X,
* 42H *** CAIDAS DE PRESION Y TIPO ***
* 43H CAIDA DE PRESION DE GAS DE COM PULG H2O = //,9X 6% ,9X,    1220 C JOE:0059:2
* 44H LUSTION SECCION DE CONVECCION PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,    1221 C JOE:0059:2
* 45H CAIDA DE PRESION DEL GAS DE COM PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,    1222 C JOE:0059:2
* 46H LUSTION EN LA CHIMENEA PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,    1223 C JOE:0059:2
* 47H TIRO TOTAL PERUFRIDO PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,    1224 C JOE:0059:2
* 48H POR EL CALENTADOR PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,    1225 C JOE:0059:2
* 49H TIRO PRODUCIDO POR LA CHIMENEA PULG H2O = /F10.4 6% ,9X,
* 40H ALTURA CALCULADA DE LA CHIMENEA PIES = /F10.2 6% ,9X,
C 1227 C JOE:0059:2
C 1228 C JOE:0059:2
C 1229 C JOE:0059:2
C 1230 C JOE:0059:2

```

```

RETURN
END

```

SUBROUTINE EPCAR

SUBPROGRAMA DE IMPRESION DE PRIMERA HOJA

WRITE(6,10)

10 FORMAT(1H0,15(/),20X,30H F. Q. A. M., FACULTAD DE QUIMICA,10(/),5X,61
*H TESIS PROFESIONAL,18 OFICIO QUIMICO, IGNACIO ALVAREZ GOMEZ,10(
*/),18X,34H EVALUACION DEL DISEÑO TERMICO DE,/,20X,30H CALENTADORE
*S A FUEGO DIRECTO,/,20X,16H POR COMPUTADORA,/(1H)

RETURN
END

START OF SEGMENT 01F
1231 C 00F:0000:0
1232 C 00F:0000:0
1233 C 00F:0000:0
1234 C 00F:0000:0
1235 C 00F:0000:0
1236 C 00F:0000:0
1237 C 00F:0000:0
1238 C 00F:0000:0
1239 C 00F:0004:2
C 00F:0004:2
C 00F:0004:2
C 00F:0004:2
C 00F:0004:2
1244 C 00F:0004:2
1245 C 00F:0004:2
1246 C 00F:0004:2
1247 C 00F:0004:5
SEGMENT 00F IS 0009 LONG

VIII.5 LISTADO PARA LA CORRIDA DEL PROBLEMA

U.N.A.M., FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL, INGENIERO QUIMICO, IGNACIO ALVAREZ GOMEZ

EVALUACION DEL DISEÑO TERMICO DE
CALENTADORES A FUEGO DIRECTO
POR COMPUTADORA

*** DATOS DEL CONDUCTOR ***

TIPO DE CONDUCTOR	=	2
1 = GAS 2 = LIQUIDO		
PODER CALORIFICO ALTO	BTU/LB	= 19100.00
PODER CALORIFICO BAJO	BTU/LB	= 3.00
POR CIENTO EN PESO DE CARBONO	%	= 0.0000
POR CIENTO EN PESO DE HIDROGENO	%	= 0.0000
POR CIENTO EN PESO DE OXIGENO	%	= 0.0000
POR CIENTO EN PESO DE AZUFRE	%	= 0.0000

*** DATOS DEL FLUIDO DE PROCESO ***

GASTO	LB/HR	= 770244.
CALOR ESPECIFICO A T1FSC	BTU/LB F	= 0.4050
CALOR ESPECIFICO A T2FSC	BTU/LB F	= 2.7200
CALOR ESPECIFICO A T3FSC	BTU/LB F	= 0.3300
CONDUCTIVIDAD TERMICA A T1FSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	= 0.0642
CONDUCTIVIDAD TERMICA A T2FSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	= 0.0600
CONDUCTIVIDAD TERMICA A T3FSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	= 0.0553
RESISTENCIA POR EFUCCIAMIENTO EN LA SECCION DE CONVECCION	HR PIE2 F/BTU	= 0.00400
TEMPERATURA DE ENTRADA A LA SECCION DE CONVECCION	F	= 632.00
TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SECCION DE RADIACION	F	= 757.00
VISCOSIDAD A T1FSC	LB/PIE HR	= 0.3200
VISCOSIDAD A T2FSC	LB/PIE HR	= 0.3800
VISCOSIDAD A T3FSC	LB/PIE HR	= 0.1900
TEMPERATURA 1 EN SECCION CONVECCION	F	= 400.00
TEMPERATURA 2 EN SECCION CONVECCION	F	= 601.00
TEMPERATURA 3 EN SECCION CONVECCION	F	= 800.00

*** DATOS DEL CALENTADOR ***

TIPO DE CALENTADOR	=	1
1 = HORIZONTAL 2 = VERTICAL		
EFICIENCIA TOTAL	%	= 70.00
NUMERO DE PASOS		= 4
ALTURA SECCION RADIACION HORIZONTAL	PIE	= 50.00
ANCHO SECCION RADIACION HORIZONTAL	PIE	= 15.00
LARGO SECCION RADIACION HORIZONTAL	PIE	= 49.00
ANCHO SECCION CONVECCION	PIE	= 4.00
DIAMETRO SECCION RADIACION VERTICAL	PIE	= 0.00
ALTURA SECCION RADIACION VERTICAL	PIE	= 0.00

EXCESO DE AIRE
TEMPERATURA DEL AIRE EXTERIOR

% = 30.00
F = 24.00

*** DATOS DE CALOR ***

FACTOR DE DISTRIBUCION CALOR ABSORBIDO = 0.700
FLUX PROFUNDIC RECOMENDADO EN LA SECCION DE RADIACION
CALOR ABSORBIDO TOTAL
BTU/HRPIE2 = 10550.00
BTU/HR = 8500000.

*** DATOS DE TUBOS SECCION DE RADIACION ***

ALTURA DE LOS TUBOS ESCUDO PIE = 31.20
NUMERO DE TUBOS ESCUDO = 8
NUMERO DE TUBOS FRENTE A PARED = 64
DIAMETRO EXTERIOR PIE = 0.5521
ESPACIAMIENTO DE TUBOS PIE = 1.0000
AREA POR PIE LINEAL PIE2/PIE = 1.7340
LONGITUD EXPUESTA PIE = 48.67
ARREGLO DE TUBOS CALCULO DE ALFA = 2
1=DIRECCION A LA PRIMERA HILERA
2=TOTAL A UNA HILERA CUANDO SOLO UNA ESTA PRESENTE
3=TOTAL A DOS HILERAS CUANDO DOS ESTAN PRESENTES

*** DATOS DE TUBOS SECCION DE CONVECCION **

AREA TOTAL DE TUBOS DESNUDOS POR PIE PIE2/PIE = 1.7340
DIAMETRO EXTERIOR PULG = 6.6250
DIAMETRO INTERIOR PIE = 0.5054
ESPACIAMIENTO DE TUBOS PIE = 1.0000
NUMERO DE TUBOS POR HILERA = 4
LONGITUD EXPUESTA PIE = 43.67

*** DATOS DE QUEMADORES ***

CAIDA DE PRESION GAS DE COMBUSTION PULG H2O = 0.380

*** DATOS DE LA CIMENTA ***

ALTURA	PIE	=	43.50
DIAMETRO	PIE	=	3.00

*** DATOS DEL GAS DE COMBUSTION ***

FACTOR DE CORRECCION DE LA DENSIDAD		=	0.9600
VISCOSIDAD A TIGSC	CPOISE	=	7.0275
VISCOSIDAD A T2GSC	CPOISE	=	0.0250
VISCOSIDAD A T3GSC	CPOISE	=	0.0265
TEMPERATURA 1 SECCION DE CONVECCION	F	=	700.00
TEMPERATURA 2 SECCION DE CONVECCION	F	=	900.00
TEMPERATURA 3 SECCION DE CONVECCION	F	=	1100.00

*** DATOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA ***

TIPO DE SUPERFICIE EXTENDIDA		=	2
1 = ALETAS 2 = BIRLOS			
ALTURA DE ALETA O BIRLO	PULG	=	1.750
DIAMETRO DE LAS ALETAS	PULG	=	10.125
ESPESOR DE ALETA O DIAMETRO DE BIRLO	PULG	=	0.500
NUMERO DE ALETAS POR PULGADA O BIRLOS		=	1
NUMERO TOTAL DE BIRLOS POR PIE LINEAL		=	264
ESPACIAMIENTO DE ALETAS	PULG	=	0.500
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A TIGSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	0.0000
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A T2GSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	0.0000
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALETAS A T3GSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	0.0000
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A TIGSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	20.0000
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A T2GSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	19.0000
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE BIRLOS A T3GSC	BTU/HRPIE2 F/PIE	=	19.0000

*** IMPRESION DE RESULTADOS ***

LEATR/LICONE
LWTR/LICONE

17.32
17.67

AIRE TEORICO
AIRE PRACTICO

*** CALOR ***

CALOR TOTAL LIBERADO
FACTOP REAL DE DISTRIBUCION
DE CALOR ABSORRIDO EN
LA SECCION DE RADIACION
CALOR REAL ABSORRIDO EN
LA SECCION DE CONVECCION
FLUX PROMEDIO CALCULADO EN
LA SECCION DE RADIACION
FLUX PROMEDIO CALCULADO EN
LA SECCION DE CONVECCION

BTU/HR = 136250000.
= 0.6603
= 56127419.
= 78872592.
9237.
10550.
6579.

*** PERDIDAS DE CALOR ***

PERDIDAS TOTALES DE CALOR
DE CALOR EN LA
SECCION DE RADIACION
PERDIDAS DE CALOR EN LA
SECCION DE CONVECCION

BTU/HR = 3137500.C
BTU/HR = 2125000.C
BTU/HR = 1062500.C

*** EFICIENCIAS ***

EFICIENCIA DE LA SECCION DE
RADIACION
EFICIENCIA DE LA SECCION DE
CONVECCION

= 52.83
= 27.17

*** TEMPERATURAS ***

TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL GAS DE COMBUSTION SECCION DE RADIACION	F	=	1574.6
TEMPERATURA REAL DEL FLUIDO DE PROCESO EN EL PUENTE	F	=	674.5
TEMPERATURA DE SALIDA DEL GAS DE COMBUSTION SECCION DE CONVECCION	F	=	762.0
TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL FLUIDO DE PROCESO SECCION CONVECCION	F	=	653.2
TEMPERATURA PROMEDIO REAL DEL GAS DE COMBUSTION SECCION CONVECCION	F	=	986.6

*** AREAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ***

AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR SECCION DE RADIACION	PIER	=	6076.35
NUMERO DE TUBOS SECCION RADIACION, INCLUYE TUBOS OSCURO		=	72
AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR SECCION DE CONVECCION	PIER	=	4389.46
HILERAS REALES DE TUBOS EN LA SECCION DE CONVECCION		=	13
EFICIENCIA DE ALETAS O BIRLOS		=	0.84

*** COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR ***

COEFICIENTE TOTAL LINEA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	BTU/HPIER F	=	18.62
COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	BTU/HPIER F	=	17.37

*** CAIDAS DE PRESION Y TIRO ***

CAIDA DE PRESION DE GAS DE COMBUSTION SECCION DE CONVECCION	PULG H2O	=	0.1367
CAIDA DE PRESION DEL GAS DE COMBUSTION EN LA CHIMENEA	PULG H2O	=	0.1147
TIRO TOTAL REQUERIDO POR EL CALENTADOR	PULG H2O	=	0.3545
TIRO PRODUCIDO POR LA CHIMENEA	PULG H2O	=	0.3122
ALTURA CALCULADA DE LA CHIMENEA	PIES	=	59.47

IX

CONCLUSIONES

Este capítulo tiene por objeto la exposición de las conclusiones a que se llegó durante el desarrollo de este trabajo. Dichas conclusiones se indican a continuación.

- a. El método de evaluación del diseño térmico de los calentadores a fuego directo que se desarrolló en este trabajo constituye un intento por presentar un método práctico de evaluación, puesto que los métodos, "ríguosos" actualmente se avocan más bien a eliminar la restricción de la uniformidad en la temperatura en la sección de radiación y establecer la variación de ésta en el espacio, tanto para los gases como para la superficie fría. Por esta razón se alejan del tipo de evaluación que se presenta en este trabajo.

Además estos métodos son demasiado complicados para ser utilizados directamente, no solo para efectuar estimaciones del tamaño de los calentadores, evaluar ofertas o predecir los efectos producidos por cambios o modificaciones propuestas, sino incluso para utilizarlos en el diseño de un calentador.

Por otro lado, los métodos empíricos son demasiado limitados para ser utilizados por sí solos con alguna de las finalidades mencionadas en

la introducción de este trabajo. Su utilidad consiste más bien en su aplicación como complemento de algún método práctico ya sea para confirmar o bien comparar algún resultado específico.

- b. El método que se propone tiene limitaciones evidentes, empezando por el hecho de que se supone que los gases en la sección de radiación tienen composición y temperatura uniformes además de las restricciones y suposiciones mencionadas en el capítulo V. Sin embargo son precisamente estas restricciones las que conservando congruente al método lo hacen práctico.
- c. De acuerdo a los resultados obtenidos en la sección VIII.5 se observa que el método produce resultados muy cercanos al ejemplo real utilizado para probarlo tomando en cuenta las siguientes observaciones:
- El flux promedio calculado en la sección de radiación es un poco bajo (10% menor) respecto al utilizado en el diseño. esto se debe a que el método calcula para el problema una cantidad de calor en el gas de combustión a la salida de la sección de radiación relativamente alta, lo que ocasiona que el calor adquirido por absorción en la sección de radiación que se calcula sea bajo y en consecuencia el flux también sea bajo.
 - Esta cantidad de calor del gas de combustión a salida de la sección de radiación produce en la sección de convección una temperatura del gas de combustión alta y como consecuencia se requiere una hilera más de tubos de superficie extendida en la sección de convección, para transferir la cantidad de calor indicada en los datos de diseño.
 - El método calcula una altura de chimenea mayor que la real siendo esto

consecuencia en parte de la hilera de tubos adicional calculada.

-Finalmente no debe olvidarse que las tablas de datos utilizadas en el método fueron obtenidas directamente de las gráficas del capítulo V, por lo que, a pesar de tratar de mantener estas lecturas lo más precisas posible, no deben descartarse como fuente posible de error.

Sin embargo, estas diferencias entre el método de evaluación y el ejemplo real no son excesivas y se consideran como aceptables, especialmente si se observa que el problema utilizado es un caso bastante especial puesto que se trata de un calentador diseñado para manejar un crudo muy pesado (18.7°API), lo que provoca que algunos datos utilizados u obtenidos durante el cálculo estén bastante cercanos a las condiciones límite del método.

- d. El programa del método de evaluación está codificado en lenguaje FORTRAN y no presenta en general ninguna complicación en cuanto a su comprensión, un conocimiento básico del lenguaje es suficiente no solo para manejarlo adecuadamente sino también -como fue la intención al escribirlo- para modificarlo, ampliarlo o corregirlo de acuerdo a los requerimientos del usuario. El programa es flexible en el sentido de que con una sola instrucción adicional puede proporcionar cualquiera de los datos que calcula durante una corrida además de los que imprime como resultados.
- e. Toda la información contenida originalmente en las gráficas del capítulo V es manejada en el programa por medio de arreglos o vectores de datos -a su vez obtenidos de las tablas del anexo I- para ser utilizados por las subrutinas de interpolación lineal INTERP o INTEPF respec-

tivamente. Estas tablas se obtuvieron directamente de las gráficas tomando intervalos de las funciones lo suficientemente pequeños para considerar a éstas como rectas en ese intervalo.

- f. El método de evaluación presentado representa un ahorro considerable de tiempo si se compara con el tiempo necesario para llevar a cabo esta evaluación manualmente.

Una vez cargado el programa en la computadora, no se necesita más que proporcionar los datos necesarios para efectuar la corrida del programa, operación que no debe demorar más de media hora, mientras que una evaluación manual bien puede llevarse entre 5 y 6 horas de trabajo.

X

REFERENCIAS

1. BERMAN, H.L., "*Fired Heaters I - Finding the Basic Design for your Application*", Chemical Engineering. Junio 19, 1978, 99-104.
2. BERMAN, H.L., "*Fired Heaters II - Construction Materials Mechanical Features, Performance Monitoring*", Chemical Engineering. Julio 31, 1978, 87-96.
3. BERMAN, H.L., "*Fired Heaters III - How Combustion Conditions Influence Design and Operation*", Chemical Engineering. Agosto 14, 1978, 129-140.
4. BERMAN, H.L., "*Fired Heaters IV - How to reduce your Fuel Bill*", Chemical Engineering. Septiembre 11, 1978, 165-169.
5. BRIGGS, D.E. y YOUNG, E.H., "*Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes*", Fifth National Heat Transfer Conference, AIChE-ASME, Houston, Texas. Agosto, 1962.
6. COLBURN, A.P., "*A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction*", Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 29, 1933, 174-210.
7. DE BAUFRE, D., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 53 (14), 1931, 253.
8. GARDNER, K.A., "*Efficiency of Extended Surface*", Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 67, 1945, 621.
- 8a. GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION, Engineering Data Book. GPSA. Tulsa, 1979.

9. GUNTHER, A.Y. y SHAW, W.A., "A General Correlation of Friction Factors for Various Types of Surfaces in Cross-Flow", *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.* 67, 1945, 621.
10. HOTTEL, H.C., "Heat Transmission by Radiation from Non-Luminous Gases", *Ind. and Eng. Chem.* 19, 1927, 888.
11. HOTTEL, H.C. y COHEN, E.S., "Radiant Heat Exchange in a Gas-Filled Enclosure: Allowance for Non-Uniformity of Gas Temperature", *Am. Inst. Chem. Engrs. J.* 4, 1, 1958, 3-14
12. HOTTEL, H.C. y SAROFIM, A.F., "Radiative Transfer", McGraw Hill, New York, 1967.
13. HUDSON, T., "Engineer". 70, 1890, 523.
14. HUGE, E.C., "Convection Heat-Transfer and Flow Resistance in Cross-Flow of Gases over Tube Banks", *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.* 59, 1937, 573-81.
15. HUGHES, C.E., PFLEEGER, C.P. y ROSE, L.L., "Advanced Programming Techniques. A Second Course in Programming using FORTRAN", John Wiley & Sons, New York, 1978.
16. KERN, D.Q., "Procesos de Transferencia de Calor". CECSA, MEXICO, 1980.
17. LIHOU, D.A., "Review of Furnace Design Methods", *Trans. ICHEME.*, 55, 1977, 225-242.
18. LOBO, W.E. y EVANS, J.E., "Heat Transfer in the Radiant Section of Petroleum Heaters", *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.* 35, 1939, 743-778.
19. McADAMS, W.H., "Heat Transmission", Third Ed., McGraw Hill, New York, 1954.
20. McCracken, D.D., "Programación FORTRAN IV", Segunda Edición, Editorial LIMUSA, México, 1982.
21. MECKLER, J., *Nat. Pet. News*, 30, R355. 1938.
22. MONRAD, C.C., "Heat Transmission in Convection Section of Pipe Stills", *Ind. Eng. Chem.* 24, 1932, 505-509.

23. NELSON, W.L., "*Petroleum Refinery Engineering*", Third Ed., McGraw Hill, New York, 1941.
24. ORROK, L., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 1925, 1148.
25. PERRY, R.H. y CHILTON, C.H., (EDS), "*Chemical Engineers' Handbook*", 5th Ed., McGraw-Hill, New York, 1973.
26. PETROLEOS MEXICANOS, "*Anuario Estadístico 1982*", Instituto Mexicano del Petróleo, 1983.
27. PIERSON, O.L., "*Convection Heat-Transfer and Flow Resistance in Cross-Flow of Gases over Tube Banks*", Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 59, 1937, 563-72.
28. RAUDA RODRIGUEZ, J. y OTROS, "*Diseño Térmico de Calentadores a Fuego Directo*", Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos.
29. SCHWEPPE, J.L. y TORRIJOS, C.Q., "*How to Rate Finned-Tube Convection Section in Fired Heaters*", HYD. PRO. PET. REF. 43, 6, Junio 1964, 159-166.
30. TORRIJOS, C.Q., "*MS. Thesis in Mechanical Engineering*", The University of Houston, 1963.
31. TUCKER, W.B., "*SM. Thesis in Chemical Engineering*", Massachusetts Institute of Technology. 1936.
32. WILSON, D.W., LOBO, W.E. y HOTTEL, H.C., "*Heat Transmission in Radiant Sections of Tube Stills*", Ind. Eng. Chem. 24, 1932, 486-93.
33. WIMPRESS, R.N., "*Rating Fired Heaters*", HYD. PRO. PET. REF. 42, 10, Octubre, 1963, 115-126.
34. WIMPRESS, R.N., "*Generalized Method Predicts Fired-Heater Performance*", Chemical Engineering. Mayo 22, 1978, 95-102.

ANEXO I

TABLAS DE DATOS

Tablas de Datos obtenidas de las gráficas del capítulo V y utilizadas en el programa de computadora.

- A. EFICIENCIA DE ABSORCION DE LOS BANCOS DE TUBOS (Fig. V.1)
- A.1 Directo a la primera hilera
 - A.2 Total a una hilera cuando solo una está presente
 - A.3 Total a dos hileras cuando dos están presentes
- B. PRESION PARCIAL DE CO₂ MAS H₂O EN EL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.2)
- C. EMISIVIDAD DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.3)
- C.1 Temperatura del gas: 1000°F
 - C.2 Temperatura del gas: 1200°F
 - C.3 Temperatura del gas: 1400°F
 - C.4 Temperatura del gas: 1600°F
 - C.5 Temperatura del gas: 1800°F
 - C.6 Temperatura del gas: 2000°F
 - C.7 Temperatura del gas: 2200°F
 - C.8 Temperatura del gas: 2400°F
 - C.9 Temperatura del gas: 2800°F
- D. FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL (Fig. V.4)
- D.1 $A_w / \alpha A_{cp} = 0.0$

- D.2 $A_w/\alpha A_{cp} = 0.5$
 D.3 $A_w/\alpha A_{cp} = 1.0$
 D.4 $A_w/\alpha A_{cp} = 1.5$
 D.5 $A_w/\alpha A_{cp} = 2.0$
 D.6 $A_w/\alpha A_{cp} = 2.5$
 D.7 $A_w/\alpha A_{cp} = 3.0$
 D.8 $A_w/\alpha A_{cp} = 4.0$
 D.9 $A_w/\alpha A_{cp} = 5.0$
 D.10 $A_w/\alpha A_{cp} = 6.0$
 D.11 $A_w/\alpha A_{cp} = 7.0$

E. ABSORCION TOTAL DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION (Fig. V.5)

- E.1 Temperatura del tubo: 400°F
 E.2 Temperatura del tubo: 600°F
 E.3 Temperatura del tubo: 800°F
 E.4 Temperatura del tubo: 900°F
 E.5 Temperatura del tubo: 1000°F
 E.6 Temperatura del tubo: 1100°F
 E.7 Temperatura del tubo: 1200°F
 E.8 Temperatura del tubo: 1300°F
 E.9 Temperatura del tubo: 1400°F

F. CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.6)

- F.1 Exceso de aire: 0%
 F.2 Exceso de aire: 10%
 F.3 Exceso de aire: 20%
 F.4 Exceso de aire: 30%
 F.5 Exceso de aire: 40%
 F.6 Exceso de aire: 50%
 F.7 Exceso de aire: 60%
 F.8 Exceso de aire: 70%
 F.9 Exceso de aire: 80%

F.10 Exceso de aire: 90%

F.11 Exceso de aire: 100%

G. FLUJO DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.7)

G.1 Aceites combustibles

G.2 Gases combustibles

H. EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE (Fig. V.8)

H.1 $D.ALETA/D_o = 1.00$

H.2 $D.ALETA/D_o = 1.40$

H.3 $D.ALETA/D_o = 1.60$

H.4 $D.ALETA/D_o = 1.80$

H.5 $D.ALETA/D_o = 2.00$

H.6 $D.ALETA/D_o = 3.00$

H.7 $D.ALETA/D_o = 4.00$

I. EFICIENCIA DE BIRLOS DE DIAMETRO CONSTANTE (Fig. V.9)

J. COEFICIENTE DE RADIACION DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.10)

J.1 Temperatura del tubo: 200°F

J.2 Temperatura del tubo: 400°F

J.3 Temperatura del tubo: 600°F

J.4 Temperatura del tubo: 800°F

J.5 Temperatura del tubo: 1000°F

J.6 Temperatura del tubo: 1200°F

J.7 Temperatura del tubo: 1400°F

J.8 Temperatura del tubo: 1600°F

K. COEFICIENTE DE RADIACION DE LAS PAREDES DE LA SECCION DE CONVECCION (Fig. V.11)

L. FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO (Fig. V.12)

L.1 Temperatura del tubo: 400°F

L.2 Temperatura del tubo: 500°F

- L.3 Temperatura del tubo: 600°F
- L.4 Temperatura del tubo: 700°F
- L.5 Temperatura del tubo: 800°F
- L.6 Temperatura del tubo: 900°F
- L.7 Temperatura del tubo: 1000°F
- L.8 Temperatura del tubo: 1100°F
- L.9 Temperatura del tubo: 1200°F
- L.10 Temperatura del tubo: 1300°F
- L.11 Temperatura del tubo: 1400°F

M. DENSIDAD DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.13)

N. FACTOR DE CORRECCION DE LA DENSIDAD DEL GAS DE COMBUSTION POR ALTURA

O. FACTOR DE FRICCION DE FLUJO CRUZADO DEL GAS DE COMBUSTION (Fig. V.14)

P. TIRO DISPONIBLE POR 100 PIES DE ALTURA (Fig. V.15)

- P.1 Temperatura aire exterior: 60°F
- P.2 Temperatura aire exterior: 70°F
- P.3 Temperatura aire exterior: 80°F
- P.4 Temperatura aire exterior: 90°F
- P.5 Temperatura aire exterior: 100°F
- P.6 Temperatura aire exterior: 110°F

DIRECTO A LA PRIMERA HILERA	
ESP/D _o	FACTOR α
1.00	1.00
1.10	0.960
1.20	0.925
1.20	0.890
1.40	0.855
1.50	0.825
1.60	0.793
1.70	0.767
1.80	0.742
1.90	0.720
2.00	0.700
2.10	-
2.20	-
TABLA A.1	

TOTAL A UNA HILERA CUANDO SOLO UNA ESTA PRESENTE	
ESP/D _o	FACTOR α
1.00	1.00
1.10	0.997
1.20	0.996
1.30	0.982
1.40	0.975
1.50	0.964
1.60	0.950
1.70	0.935
1.80	0.918
1.90	0.900
2.00	0.883
2.10	0.865
2.20	0.847
TABLA A.2	

TOTAL A DOS HILERAS CUANDO DOS ESTAN PRESENTES	
ESP/D _o	FACTOR α
1.00	1.00
1.10	1.00
1.20	0.999
1.30	0.998
1.40	0.997
1.50	0.996
1.60	0.995
1.70	0.993
1.80	0.991
1.90	0.987
2.00	0.985
2.10	0.982
2.20	0.977
TABLA A.3	

A.- EFICIENCIA DE ABSORCION DE LOS BANCOS DE TUBOS³³

EXCESO DE AIRE EN PORCIENTO	PRESION PARCIAL DE CO ₂ +H ₂ O, ATMOSFERAS
0	0.288
10	0.260
20	0.240
30	0.224
40	0.208
50	0.195
60	0.185
70	0.175
80	0.165
90	0.158
100	0.150
TABLA B	

B.- PRESION PARCIAL DE CO₂ MAS H₂O EN EL GAS DE COMBUSTION³³

TEMPERATURA DEL GAS 1000°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.250
1.00	0.340
1.50	0.410
2.00	0.450
2.50	0.480
3.00	0.520
3.50	0.540
4.00	0.575
4.50	0.590
5.00	0.620
5.50	0.640
6.00	0.660
TABLA C.1	

TEMPERATURA DEL GAS 1200°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.225
1.00	0.320
1.50	0.380
2.00	0.430
2.50	0.470
3.00	0.495
3.50	0.525
4.00	0.555
4.50	0.580
5.00	0.600
5.50	0.625
6.00	0.640
TABLA C.2	

TEMPERATURA DEL GAS 1400°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.210
1.00	0.305
1.50	0.370
2.00	0.420
2.50	0.455
3.00	0.480
3.50	0.520
4.00	0.540
4.50	0.570
5.00	0.580
5.50	0.610
6.00	0.625
TABLA C.3	

C.- EMISIVIDAD DEL GAS DE COMBUSTION³³

TEMPERATURA DEL GAS 1600°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.195
1.00	0.290
1.50	0.350
2.00	0.400
2.50	0.440
3.00	0.475
3.50	0.500
4.00	0.530
4.50	0.550
5.00	0.575
5.50	0.590
6.00	0.620
TABLA C.4	

TEMPERATURA DEL GAS 1800°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.180
1.00	0.275
1.50	0.330
2.00	0.380
2.50	0.420
3.00	0.455
3.50	0.480
4.00	0.510
4.50	0.530
5.00	0.560
5.50	0.580
6.00	0.595
TABLA C.5	

TEMPERATURA DEL GAS 2000°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.170
1.00	0.245
1.50	0.310
2.00	0.360
2.50	0.395
3.00	0.430
3.50	0.460
4.00	0.490
4.50	0.510
5.00	0.530
5.50	0.555
6.00	0.580
TABLA C.6	

C.- EMISIVIDAD DEL GAS DE COMBUSTION³³

TEMPERATURA DEL GAS 2200°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.150
1.00	0.230
1.50	0.280
2.00	0.330
2.50	0.375
3.00	0.400
3.50	0.430
4.00	0.460
4.50	0.480
5.00	0.510
5.50	0.530
6.00	0.550
TABLA C-7	

TEMPERATURA DEL GAS 2400°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.140
1.00	0.210
1.50	0.270
2.00	0.310
2.50	0.350
3.00	0.380
3.50	0.410
4.00	0.435
4.50	0.465
5.00	0.480
5.50	0.510
6.00	0.525
TABLA C.8	

TEMPERATURA DEL GAS 2800°F	
PL, ATM-PIE	EMISIVIDAD DEL GAS
0.50	0.120
1.00	0.180
1.50	0.230
2.00	0.275
2.50	0.310
3.00	0.340
3.50	0.375
4.00	0.400
4.50	0.425
5.00	0.445
5.50	0.470
6.00	0.490
TABLA C.9	

C.- EMISIVIDAD DEL GAS DE COMBUSTION³³

$A_w / \alpha A_{cp} = 0.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.195
0.25	0.245
0.30	0.295
0.35	0.340
0.40	0.390
0.45	0.435
0.50	0.480
0.55	0.525
0.60	0.565
0.65	0.610
0.70	0.650
TABLA D.1	

$A_w / \alpha A_{cp} = 0.5$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.260
0.25	0.315
0.30	0.365
0.35	0.420
0.40	0.470
0.45	0.515
0.50	0.555
0.55	0.595
0.60	0.630
0.65	0.670
0.70	0.710
TABLA D.2	

$A_w / \alpha A_{cp} = 1.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.320
0.25	0.385
0.30	0.440
0.35	0.490
0.40	0.540
0.45	0.580
0.50	0.620
0.55	0.660
0.60	0.690
0.65	0.725
0.70	0.755
TABLA D.3	

D.- FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL³³

$A_w/\alpha A_{cp} = 1.5$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.380
0.25	0.440
0.30	0.495
0.35	0.555
0.40	0.600
0.45	0.640
0.50	0.675
0.55	0.710
0.60	0.740
0.65	0.765
0.70	0.790
TABLA D.4	

$A_w/\alpha A_{cp} = 2.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.425
0.25	0.495
0.30	0.555
0.35	0.610
0.40	0.650
0.45	0.690
0.50	0.725
0.55	0.765
0.60	0.780
0.65	0.805
0.70	0.820
TABLA D.5	

$A_w/\alpha A_{cp} = 2.5$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.475
0.25	0.545
0.30	0.600
0.35	0.650
0.40	0.695
0.45	0.730
0.50	0.765
0.55	0.790
0.60	0.815
0.65	0.830
0.70	0.845
TABLA D.6	

D.- FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL³³

$A_w / \alpha A_{cp} = 3.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.505
0.25	0.575
0.30	0.640
0.35	0.690
0.40	0.730
0.45	0.765
0.50	0.790
0.55	0.815
0.60	0.835
0.65	0.850
0.70	0.860
TABLA D.7	

$A_w / \alpha A_{cp} = 4.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.560
0.25	0.630
0.30	0.685
0.35	0.730
0.40	0.765
0.45	0.795
0.50	0.820
0.55	0.840
0.60	0.855
0.65	0.865
0.70	0.870
TABLA D.8	

$A_w / \alpha A_{cp} = 5.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.600
0.25	0.670
0.30	0.715
0.35	0.760
0.40	0.790
0.45	0.815
0.50	0.835
0.55	0.850
0.60	0.865
0.65	0.870
0.70	0.880
TABLA D.9	

D.- FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL³³

$A_w / \alpha A_{cp} = 6.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.630
0.25	0.690
0.30	0.735
0.35	0.770
0.40	0.805
0.45	0.825
0.50	0.845
0.55	0.855
0.60	0.870
0.65	0.875
0.70	0.882
TABLA D.10	

$A_w / \alpha A_{cp} = 7.0$	
EMISIVIDAD DEL GAS	FACTOR DE INTERCAMBIO F
0.20	0.660
0.25	0.710
0.30	0.750
0.35	0.780
0.40	0.810
0.45	0.830
0.50	0.850
0.55	0.860
0.60	0.875
0.65	0.878
0.70	0.885
TABLA D.11	

D.- FACTOR DE INTERCAMBIO RADIANTE TOTAL³³

TEMPERATURA DEL TUBO 400°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	2500
700	4000
800	6000
900	8000
1000	11000
1100	14000
1200	17000
1300	22000
1400	26500
1500	32000
1600	38000
1700	45000
1800	54000
1900	63000
2000	73500
2100	85000
2200	97500
TABLA E.1	

TEMPERATURA DEL TUBO 600°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	2000
800	3500
900	5500
1000	8000
1100	11500
1200	15000
1300	19500
1400	24500
1500	29500
1600	35500
1700	42500
1800	51500
1900	60000
2000	70000
2100	82500
2200	94500
TABLA E.2	

TEMPERATURA DEL TUBO 800°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	2000
1000	4500
1100	7500
1200	11000
1300	16000
1400	20500
1500	26000
1600	32500
1700	39000
1800	48000
1900	57000
2000	67000
2100	79000
2200	91500
TABLA E.3	

E.- ABSORCION TOTAL DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION³³

TEMPERATURA DEL TUBO 900°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	2500
1100	5000
1200	8500
1300	13000
1400	18000
1500	23500
1600	30000
1700	37000
1800	45000
1900	55000
2000	65000
2100	75500
2200	88500
TABLA E.4	

TEMPERATURA DEL TUBO 1000°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	2500
1200	6000
1300	10500
1400	15500
1500	21000
1600	27500
1700	34500
1800	42500
1900	52000
2000	62000
2100	73500
2200	86500
TABLA E.5	

TEMPERATURA DEL TUBO 1100°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_R/\alpha A_{cp} F$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	3000
1300	7500
1400	12000
1500	17500
1600	24500
1700	31500
1800	39000
1900	48500
2000	58000
2100	70000
2200	83000
TABLA E.6	

E.- ABSORCION TOTAL DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION³³

TEMPERATURA DEL TUBO 1200°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp}} \text{ F}$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	-
1300	4000
1400	8500
1500	14000
1600	21000
1700	27500
1800	36000
1900	45000
2000	55000
2100	67000
2200	79500
TABLA E.7	

TEMPERATURA DEL TUBO 1300°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp}} \text{ F}$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	-
1300	-
1400	4000
1500	9500
1600	16500
1700	23500
1800	32000
1900	41500
2000	51500
2100	63500
2200	75000
TABLA E.8	

TEMPERATURA DEL TUBO 1400°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp}} \text{ F}$ BTU/Hr PIE ²
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	-
1300	-
1400	-
1500	5000
1600	11000
1700	18000
1800	27000
1900	36000
2000	46000
2100	58000
2200	70000
TABLA E.9	

E.- ABSORCION TOTAL DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION³³

EXCESO DE AIRE: 0%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.032
400	0.075
600	0.120
800	0.165
1000	0.210
1200	0.260
1400	0.310
1600	0.363
1800	0.415
2000	0.475
2200	0.530
2400	0.585
2600	0.645
TABLA F.1	

EXCESO DE AIRE: 10%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.034
400	0.085
600	0.130
800	0.180
1000	0.233
1200	0.285
1400	0.340
1600	0.400
1800	0.455
2000	0.510
2200	0.575
2400	0.635
2600	0.690
TABLA F.2	

EXCESO DE AIRE: 20%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.038
400	0.090
600	0.140
800	0.195
1000	0.252
1200	0.310
1400	0.370
1600	0.430
1800	0.490
2000	0.555
2200	0.625
2400	0.685
2600	0.750
TABLA F.3	

F.- CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION³³

EXCESO DE AIRE: 30%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.040
400	0.095
600	0.150
800	0.208
1000	0.270
1200	0.335
1400	0.395
1600	0.460
1800	0.525
2000	0.595
2200	0.665
2400	0.730
2600	0.800
	TABLA F.4

EXCESO DE AIRE: 40%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.042
400	0.098
600	0.160
800	0.223
1000	0.290
1200	0.355
1400	0.420
1600	0.495
1800	0.560
2000	0.640
2200	0.715
2400	0.780
2600	0.855
	TABLA F.5

EXCESO DE AIRE: 50%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.043
400	0.105
600	0.170
800	0.235
1000	0.305
1200	0.380
1400	0.450
1600	0.523
1800	0.600
2000	0.675
2200	0.755
2400	0.830
2600	-
	TABLA F.6

F.- CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION³³

EXCESO DE AIRE: 60%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.045
400	0.115
600	0.180
800	0.250
1000	0.325
1200	0.400
1400	0.475
1600	0.553
1800	0.635
2000	0.715
2200	0.800
2400	0.880
2600	-
TABLA F.7	

EXCESO DE AIRE: 70%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.048
400	0.120
600	0.190
800	0.263
1000	0.390
1200	0.420
1400	0.500
1600	0.580
1800	0.665
2000	0.755
2200	0.840
2400	-
2600	-
TABLA F.8	

EXCESO DE AIRE: 80%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS / CALOR LIBERADO
200	0.050
400	0.130
600	0.200
800	0.280
1000	0.360
1200	0.448
1400	0.530
1600	0.620
1800	0.705
2000	0.800
2200	0.885
2400	-
2600	-
TABLA F.9	

F.- CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION³³

EXCESO DE AIRE: 90%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS CALOR LIBERADO
200	0.052
400	0.135
600	0.215
800	0.295
1000	0.383
1200	0.465
1400	0.555
1600	0.650
1800	0.745
2000	0.840
2200	-
2400	-
2600	-
TABLA F.10	

EXCESO DE AIRE: 100%	
TEMPERATURA DEL GAS, °F	CALOR DEL GAS CALOR LIBERADO
200	0.055
400	0.142
600	0.225
800	0.308
1000	0.398
1200	0.490
1400	0.585
1600	0.680
1800	0.775
2000	0.880
2200	-
2400	-
2600	-
TABLA F.11	

F.- CONTENIDO DE CALOR DEL GAS DE COMBUSTION³³

ACEITES COMBUSTIBLES	
% DE EXCESO DE AIRE	GAS DE/CALOR COMB./ LIBER. LB/MMBTU
0.0	845
10.0	925
20.0	1000
30.0	1080
40.0	1160
50.0	1240
60.0	1320
70.0	1395
80.0	1475
90.0	1555
100.0	1635
TABLA G.1	

GASES COMBUSTIBLES	
% DE EXCESO DE AIRE	GAS DE/CALOR COMB./ LIBER. LB/MMBTU
0.0	820
10.0	900
20.0	975
30.0	1055
40.0	1135
50.0	1210
60.0	1285
70.0	1365
80.0	1440
90.0	1520
100.0	1600
TABLA G.2	

G.- FLUJO DEL GAS DE COMBUSTION³³

D.ALETA/D _o = 1.00	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.93
1.0	0.77
1.5	0.60
2.0	0.48
2.5	0.39
3.0	0.33
3.5	0.28
4.0	0.25
4.5	0.22
5.0	0.20
TABLA H.1	

D.ALETA/D _o = 1.40	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.91
1.0	0.73
1.5	0.57
2.0	0.44
2.5	0.35
3.0	0.29
3.5	0.25
4.0	0.23
4.5	0.20
5.0	0.18
TABLA H.2	

D.ALETA/D _o = 1.60	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.90
1.0	0.71
1.5	0.54
2.0	0.42
2.5	0.33
3.0	0.28
3.5	0.24
4.0	0.20
4.5	0.18
5.0	0.16
TABLA H.3	

H.- EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE²⁹

D.ALETA/Do = 1.80	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.00	1.00
0.5	0.89
1.0	0.70
1.5	0.52
2.0	0.40
2.5	0.31
3.0	0.26
3.5	0.23
4.0	0.19
4.5	0.17
5.0	0.16
TABLA H.4	

D.ALETA/Do = 2.00	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.88
1.0	0.68
1.5	0.51
2.0	0.39
2.5	0.30
3.0	0.24
3.5	0.21
4.0	0.18
4.5	0.16
5.0	0.15
TABLA H.5	

D.ALETA/Do = 3.00	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.87
1.0	0.64
1.0	0.45
2.0	0.33
2.5	0.25
3.0	0.21
3.5	0.18
4.0	0.15
4.5	0.13
5.0	0.12
TABLA H.6	

H.- EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE²⁹

D.ALETA/D _o = 4.00	
$X \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.84
1.0	0.60
1.5	0.42
2.0	0.30
2.5	0.23
3.0	0.19
3.5	0.15
4.0	0.13
4.5	0.11
5.0	0.10
TABLA H.7	

H.- EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE²⁹

$x \sqrt{\frac{2h}{ky}}$	EFICIENCIA E
0.0	1.00
0.5	0.83
1.0	0.63
1.5	0.47
2.0	0.35
2.5	0.29
3.0	0.24
3.5	0.20
4.0	0.17
4.5	0.15
5.0	0.14
TABLA 1.-	

1.- EFICIENCIA DE BIRLOS DE DIAMETRO CONSTANTE²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 200°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	0.50
600	0.70
800	0.95
1000	1.30
1200	1.75
1400	2.15
1600	2.55
1800	2.90
2000	3.20
TABLA J.1	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 400°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	0.90
800	1.25
1000	1.60
1200	2.05
1400	2.45
1600	2.85
1800	3.20
2000	3.55
TABLA J.2	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 600°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	1.55
1000	1.95
1200	2.40
1400	2.85
1600	3.30
1800	3.70
2000	3.95
TABLA J.3	

J.- COEFICIENTE DE RADIACION DEL GAS DE COMBUSTION²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 800°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	2.05
1000	2.45
1200	2.85
1400	3.30
1600	3.70
1800	4.05
2000	4.40
TABLA J.4	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1000°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	2.75
1000	3.10
1200	3.40
1400	3.75
1600	4.10
1800	4.45
2000	4.80
TABLA J.5	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1200°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	-
1000	3.40
1200	3.75
1400	4.10
1600	4.45
1800	4.80
2000	5.15
TABLA J.6	

J.- COEFICIENTE DE RADIACION DEL GAS DE COMBUSTION²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1400°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	-
1000	-
1200	3.95
1400	4.35
1600	4.80
1800	5.20
2000	5.50
TABLA J.7	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1600°F	
TEMPERATURA PROM. DEL GAS, °F	h_{CR} BTU/HR PIE ² °F
400	-
600	-
800	-
1000	-
1200	5.30
1400	5.45
1600	5.15
1800	5.80
2000	5.90
TABLA J.8	

J.- COEFICIENTE DE RADIACION DEL GAS DE COMBUSTION²⁹

$h_{cw} = 9.46 (T_t/1000)^3$	
TEMPERATURA PROMEDIO DEL TUBO °F	h_{cw} BTU/HR PIE ² °F
200	2.70
300	4.20
400	6.10
500	8.50
600	11.50
700	14.50
800	18.90
900	24.00
1000	29.60
TABLA K	

K.- COEFICIENTE DE RADIACION DE LAS PAREDES DE LA SECCION DE CONVECCION²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 400°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha)A_{cp}) F$ MBTU/HR PIE ²
400	0.0
500	1.0
600	1.5
700	2.5
800	3.5
900	5.5
1000	7.5
1100	9.5
1200	12.5
1300	15.5
1400	20.0
1500	24.5
1600	30.0
1700	36.0
1800	43.5
1900	52.5
2000	62.0
2100	73.0
2200	-
2300	-
TABLA L.1	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 500°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha)A_{cp}) F$ MBTU/HR PIE ²
400	-
500	0.0
600	1.0
700	2.0
800	3.0
900	4.5
1000	6.5
1100	9.0
1200	11.5
1300	15.0
1400	19.0
1500	24.0
1600	29.5
1700	35.5
1800	43.0
1900	52.0
2000	61.5
2100	72.5
2200	-
2300	-
TABLA L.2	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 600°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha)A_{cp}) F$ MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	0.0
700	1.0
800	2.5
900	4.0
1000	6.0
1100	8.5
1200	11.0
1300	14.5
1400	18.5
1500	23.5
1600	29.0
1700	35.0
1800	42.5
1900	51.5
2000	60.5
2100	72.0
2200	-
2300	-
TABLA L.3	

L.- FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 700°F	
TEMPERATURA DEL GAS°F	$Q_{SL}/(1-a)A_{cp}$ F MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	0.0
800	1.5
900	3.0
1000	5.0
1100	7.5
1200	10.0
1300	13.5
1400	17.5
1500	22.5
1600	28.0
1700	34.0
1800	41.5
1900	50.0
2000	59.5
2100	70.5
2200	-
2300	-
TABLA L.4	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 800°F	
TEMPERATURA DEL GAS°F	$Q_{SL}/(1-a)A_{cp}$ F MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	0.0
900	1.5
1000	3.5
1100	6.0
1200	9.0
1300	13.0
1400	16.0
1500	21.0
1600	26.5
1700	33.0
1800	40.5
1900	49.0
2000	58.5
2100	69.5
2200	-
2300	-
TABLA L.5	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 900°F	
TEMPERATURA DEL GAS°F	$Q_{SL}/(1-a)A_{cp}$ F MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	0.0
1000	2.0
1100	4.0
1200	7.5
1300	10.5
1400	15.0
1500	19.5
1600	25.0
1700	31.5
1800	39.0
1900	47.5
2000	57.0
2100	68.0
2200	-
2300	-
TABLA L.6	

L.- FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1000°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha) A_{cp})$ F / MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	0.0
1100	2.5
1200	5.0
1300	8.5
1400	12.5
1500	17.0
1600	22.5
1700	29.5
1800	37.0
1900	45.5
2000	55.0
2100	66.0
2200	-
2300	-
TABLA L.7	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1100°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha) A_{cp})$ F / MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	0.0
1200	3.0
1300	6.5
1400	10.0
1500	15.0
1600	20.5
1700	27.5
1800	35.0
1900	43.5
2000	52.5
2100	63.5
2200	74.5
2300	-
TABLA L.8	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1200°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / ((1-\alpha) A_{cp})$ F / MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	0.0
1300	3.5
1400	7.5
1500	12.5
1600	18.0
1700	24.5
1800	31.5
1900	40.5
2000	50.0
2100	60.5
2200	71.5
2300	-
TABLA L.9	

L.- FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO²⁹

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1300°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / (1-\alpha) A_{cp} F$ MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	-
1300	0.0
1400	4.0
1500	8.5
1600	14.0
1700	21.0
1800	28.5
1900	36.5
2000	46.5
2100	57.0
2200	68.0
2300	80.0
TABLA L.10	

TEMPERATURA PROM. DEL TUBO: 1400°F	
TEMPERATURA DEL GAS °F	$Q_{SL} / (1-\alpha) A_{cp} F$ MBTU/HR PIE ²
400	-
500	-
600	-
700	-
800	-
900	-
1000	-
1100	-
1200	-
1300	-
1400	0.0
1500	5.0
1600	10.5
1700	17.0
1800	24.5
1900	32.5
2000	42.0
2100	52.5
2200	64.5
2300	71.5
TABLA L.11	

L.- FUGA DE RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO²³

TEMPERATURA °F	DENSIDAD A NIVEL DEL MAR, LB/PIE ³
400	0.0448
500	0.0400
600	0.0360
700	0.0330
800	0.0304
900	0.0282
1000	0.0262
1100	0.0245
1200	0.0232
1300	0.0218
1400	0.0206
1500	0.0196
1600	0.0187
1700	0.0177
1800	0.0170
TABLA M.-	

M.- DENSIDAD DEL GAS DE COMBUSTION³³

ALTURA PIES	FACTOR DE CORRECCION
0	1.000
1000	0.963
2000	0.926
3000	0.892
4000	0.862
5000	0.827
6000	0.797
7000	0.765
8000	0.737
TABLA N.-	

N.- FACTOR DE CORRECCION DE LA DENSIDAD DEL GAS DE
COMBUSTION POR ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR²⁹

NUMERO DE REYNOLDS DvG_{max} / μ	FACTOR DE FRICCION, F
1	185
3	130
5	75
7	46
9	26
10	18
30	11
50	7
70	4.5
90	2.5
100	2.0
300	1.25
500	0.95
700	0.80
900	0.75
1000	0.70
3000	0.67
5000	0.62
7000	0.57
9000	0.54
10000	0.50
30000	0.46
50000	0.44
70000	0.40
90000	0.38
100000	0.36
300000	0.34
500000	0.32
700000	0.30
900000	0.27

TABLA 0.-

0.- FACTOR DE FRICCION DE FLUJO CRUZADO DEL GAS DE COMBUSTION²⁹

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 60°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.705
600	0.780
700	0.835
800	0.890
900	0.930
1000	0.965
1100	1.000
1200	1.020
1300	1.050
1400	1.070
1500	1.095
1600	1.115
TABLA P.1	

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 70°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.680
600	0.750
700	0.810
800	0.865
900	0.905
1000	0.940
1100	0.975
1200	1.000
1300	1.020
1400	1.050
1500	1.070
1600	1.090
TABLA P.2	

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 80°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.655
600	0.725
700	0.785
800	0.835
900	0.880
1000	0.915
1100	0.945
1200	0.970
1300	1.000
1400	1.015
1500	1.045
1600	1.060
TABLA P.3	

P. - TIRO DISPONIBLE POR 100 PIES DE ALTURA³³

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 90°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.635
600	0.700
700	0.760
800	0.815
900	0.855
1000	0.890
1100	0.920
1200	0.945
1300	0.970
1400	0.990
1500	1.010
1600	1.030
TABLA P.4	

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 100°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.610
600	0.675
700	0.735
800	0.785
900	0.830
1000	0.865
1100	0.895
1200	0.920
1300	0.945
1400	0.965
1500	0.990
1600	1.010
TABLA P.5	

TEMPERATURA AIRE EXTERIOR: 110°F	
TEMPERATURA GAS DE COMBUSTION°F	TIRO POR 100 PIES PULGADAS DE AGUA
500	0.580
600	0.650
700	0.705
800	0.755
900	0.800
1000	0.840
1100	0.865
1200	0.895
1300	0.915
1400	0.940
1500	0.960
1600	0.985
TABLA P.6	

P.- TIRO DISPONIBLE POR 100 PIES DE ALTURA³³

ANEXO II
TARJETAS DE DATOS

ITEM	COD	SIMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCION	COLUMNA	DATOS
TARJETA 1 DATOS DEL COMBUSTIBLE						
1	Δ	TIPCOM	-	Tipo de combustible ¹	1-10	2
2	*	PCA	BTU/LB	Poder calorífico alto	11-20	1 9 1 0 0 .
3	*	PCB	BTU/Pie ³	Poder calorífico bajo	21-30	0 .
4	*	PCC	%	Por ciento en peso de carbón	31-40	0 .
5	*	PCH2	%	Por ciento en peso de hidrógeno	41-50	0 .
6	*	PCO2	%	Por ciento en peso de oxígeno	51-60	0 .
7	*	PCS	%	Por ciento en peso de azufre	61-70	0 .
8		-	-	No usado	71-80	
TARJETA 2 DATOS DEL FLUIDO DE PROCESO						
1	*	GFP	LB/HR	Gasto	1-10	7 7 0 2 4 4 .
2	*	CPFSC1	BTU/LB°F	Calor específico en convección a -T1FSC-	11-20	0 . 6 0 5
3	*	CPFSC2	BTU/LB°F	Calor específico en convección a -T2FSC-	21-30	0 . 7 2
4	*	CPFSC3	BTU/LB°F	Calor específico en convección a -T3FSC-	31-40	0 . 8 3
5	*	CTFSC1	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica en convección a -T1FSC-	41-50	0 . 0 6 4 2
6	*	CTFSC2	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica en convección a -T2FSC-	51-60	0 . 0 6 0 0
7	*	CTFSC3	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica en convección a -T3FSC-	61-70	0 . 0 5 5 8
8	*	RESC	HR Pie ² °F/BTU	Resistencia por ensuciamiento en convección	71-80	0 . 0 0 4
NOTAS:						
1) Tipo de Combustible:				1 Gas	Δ Entero	
				2 Líquido	* Real	

ITEM	COD	SIMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCION	COLUMNA	DATOS
		TARJETA 3	DATOS DEL FLUIDO DE PROCESO			
1	*	TEFC	°F	Temperatura de entrada a convección	1-10	6 3 2 .
2	*	TSFR	°F	Temperatura de salida de radiación	11-10	7 5 7 .
3	*	VISSC1	LB/Pie HR	Viscosidad en convección a -T1FSC-	21-30	0 . 9 8
4	*	VISSC2	LB/Pie HR	Viscosidad en convección a -T2FSC-	31-40	0 . 3 8
5	*	VISSC3	LB/Pie HR	Viscosidad en convección a -T3FSC-	41-50	0 . 1 9
6	*	T1FSC	°F	Temperatura 1 para interpolación en convección ²	51-60	4 0 0 .
7	*	T2FSC	°F	Temperatura 2 para interpolación en convección ²	61-70	6 0 0 .
8	*	T3FSC	°F	Temperatura 3 para interpolación en convección ²	71-80	8 0 0 .
		TARJETA 4	DATOS DEL CALENTADOR			
1	Δ	TIPCAL	-	Tipo de calentador ¹	1-10	1
2	*	ETC	‰	Eficiencia total	11-20	8 0 .
3	Δ	NUPASO	-	Número de pasos	21-30	4
4	*	ALTURA	Pie	Altura de la sección de radiación. Calentador horizontal	31-40	3 0 .
5	*	ANCHO	Pie	Ancho de la sección de radiación. Calentador horizontal	41-50	1 5 . 5
6	*	CHLARA	Pie	Largo de la sección de radiación. Calentador horizontal	51-60	4 9 .
7	*	CONV	Pie	Ancho de la sección de convección	61-70	4 . 5
8	*	DIAM	Pie	Diámetro de la sección de radiación. Calentador vertical	71-80	0 .
NOTAS:						
1) Tipo de calentador: 1 Horizontal			2) T1FSC < T2FSC < T3FSC		Δ Entero	
2 Vertical					* Real	

ITEM	COD	SIMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCION	COLUMNA	DATOS
TARJETA 9 DATOS DE TUBOS SECCION DE CONVECCION						
1	*	ATTOPP	Pie ² /Pie	Area total de tubos desnudos por pie lineal	1-10	1 . 7 3 4
2	*	DEXSC	Pulg	Diámetro exterior	11-20	6 . 6 2 5
3	*	DITSC	Pie	Diámetro interior	21-30	0 . 5 0 5 4
4	*	ESPSC	Pie	Espaciamiento de tubos	31-40	1 .
5	Δ	NTHSC	-	Número de tubos por hilera	41-50	4
6	*	TULEXC	Pie	Longitud expuesta	51-60	4 8 . 6 7
7	-	-	-	No usado	61-70	
8	-	-	-	No usado	71-80	
TARJETA 10 DATOS DE QUEMADORES						
1	*	DPQUEM	Pulg H ₂ O	Caída de presión del gas de combustión	1-10	0 . 3 8
2	-	-	-	No usado	11-20	
3	-	-	-	No usado	21-30	
4	-	-	-	No usado	31-40	
5	-	-	-	No usado	41-50	
6	-	-	-	No usado	51-60	
7	-	-	-	No usado	61-70	
8	-	-	-	No usado	71-80	
NOTAS: Δ Entero * Real						

ITEM	COD	SIMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCION	COLUMNA	DATOS
TARJETA 11 DATOS DE LA CHIMENEA						
1	*	ALCHIM	Pie	Altura	1-10	4 3 . 5
2	*	DICHIM	Pie	Diámetro	11-20	8 . 0
3		-	-	No usado	21-30	
4		-	-	No usado	31-40	
5		-	-	No usado	41-50	
6		-	-	No usado	51-60	
7		-	-	No usado	61-70	
8		-	-	No usado	71-80	
TARJETA 12 DATOS DEL GAS DE COMBUSTION						
1	*	CORALT	-	Factor de corrección de la densidad	1-10	0 . 9 6 0
2	*	VISGA1	CENTIPOISE	Viscosidad en convección a -T1GSC-	11-20	0 . 0 2 2 5
3	*	VISGA2	CENTIPOISE	Viscosidad en convección a -T2GSC-	21-30	0 . 0 2 5
4	*	VISGA3	CENTIPOISE	Viscosidad en convección a -T3GSC-	31-40	0 . 0 2 6 5
5	*	T1GSC	°F	Temperatura 1 para interpolación en convección ¹	41-50	7 0 0 .
6	*	T2GSC	°F	Temperatura 2 para interpolación en convección ¹	51-60	9 0 0 .
7	*	T3GSC	°F	Temperatura 3 para interpolación en convección ¹	61-70	1 1 0 0 .
8		-	-	No usado	71-80	
NOTAS:						
1) T1GSC < T2GSC < T3GSC						
Δ Entero						
* Peal						

ITEM	COD	SIMBOLO	UNIDAD	DESCRIPCION	COLUMNA	DATOS
TARJETA 13 DATOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA						
1	Δ	BIRALE	-	Tipo de superficie extendida ¹	1-10	2
2	*	ALALBI	Pulg	Altura de aleta o birlo	11-20	1 . 7 5
3	*	DALETA	Pulg	Diámetro de aletas o birlos	21-30	1 0 . 1 2 5
4	*	ESADBI	Pulg	Espesor de aleta o diámetro de birlo	31-40	0 . 5
5	Δ	XNAPUL	-	Número de aletas por pulgada o birlos por plano por pulgada	41-50	1
6	Δ	NSP	-	Número total de birlos por pie lineal	51-60	2 6 4
7	-	-	-	No usado	61-70	
8	-	-	-	No usado	71-80	
TARJETA 14 DATOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA						
1	*	PASAL	Pulg	Espaciamiento de aletas o birlos	1-10	0 . 5
2	*	CTAL1	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de aletas a -T1GSC-	11-20	0 .
3	*	CTAL2	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de aletas a -T2GSC-	21-30	0 .
4	*	CTAL3	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de aletas a -T3GSC-	31-40	0 .
5	*	CTBIR7	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de birlos a -T1GSC-	41-50	2 0 .
6	*	CTBIR2	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de birlos a -T2GSC-	51-60	1 9 .
7	*	CTBIR3	BTU/HR Pie ² °F/Pie	Conductividad térmica de birlos a -T3GSC-	61-70	1 9 .
8	-	-	-	No usado	71-80	
NOTAS:						
1) Tipo de superficie extendida: 1 Aletas				Δ Entero		
2 Birlos				* Real		

ANEXO III

HOJAS DE ESPECIFICACIONES Y PLANO DE ARREGLO GENERALDEL PROBLEMA

SERVICE: CALENTADOR DE CRUDO REDUCIDO

ITEM NO: 0150 - W

COMBUSTION DESIGN CONDITIONS

TYPE OF FUEL	FUEL OIL
EXCESS AIR PERCENT	30
GUARANTEED EFFICIENCY, PERCENT (LHV) (SEE NOTE)	80
CALCULATED EFFICIENCY, PERCENT (LHV)	80 (DESIGN) 81 (NORMAL)
RADIATION LOSS, PERCENT OF HEAT RELEASE (LHV)	1
FLUE GAS TEMPERATURE, DEG F, LEAVING RADIANT SECTION	1625 (DES) 1600 (NORM)
FLUE GAS TEMPERATURE, DEG F, LEAVING CONVECTION SECTION	735 (DES) 700 (NORM)
FLUE GAS MASS VELOCITY THROUGH CONVECTION SECTION, LB/50 FT/SEC	0.20 (DES) 0.17 (NORM)
DRAFT AT BRIDGE WALL, IN. H ₂ O	0.10
DRAFT AT BURNERS, IN. H ₂ O	0.38
AMBIENT AIR TEMPERATURE, DEG F	95
ALTITUDE FT ABOVE SEA LEVEL	1150
CALCULATED HEAT RELEASE, MM BTU PER HR (LHV)	106,46 (DES) 90,65 (NORM)
VOLUMETRIC HEAT RELEASE, BTU PER HR PER CU FT	5,700 (DES) 4,800 (NORM)

NOTE: A FUEL SAVING OF _____ MM BTU PER HR WILL OFFSET A \$1,000 INCREASE IN FURNACE COST (PER TON)

FUEL CHARACTERISTICS

TYPE OF FUEL	FUEL OIL	FUEL GAS
HEATING VALUE: LHV	17,600 BTU/LB	922 BTU/SCF
HHV		
SPECIFIC GRAVITY	13.6 API	0.6
H/C RATIO (BY WEIGHT)		
TEMPERATURE AT BURNER, DEG F	210	63
VISCOSITY: AT 122 F	550 SSF	
AT 210 F	20 SSF	
FUEL PRESSURE AVAILABLE AT BURNER, PSIG	100	25
ATOMIZING STEAM PRESSURE, PSIG	250	
VARADIUM CONTENT, PPM		
SODIUM CONTENT, PPM	FOR LIQUID FUELS	
SULFUR CONTENT, PERCENT BY WEIGHT		
GAS MOLECULAR WEIGHT		17.07
COMPOSITION, MOLE PERCENT		

MECHANICAL DESIGN CONDITIONS

GENERAL	PER SPECIFICATION	STACK LIMITATIONS 110' ABOVE GRADE
PLOT LIMITATIONS	MATERIALS SPECIFIED	OTHER LIMITATIONS
TUBE LIMITATIONS	PER N/A	SEISMIC FACTOR 2.0SE 0
REQUIRED DRAWINGS	STRUCTURAL DESIGN DATA: WIND LOAD 170 KM/HR	
LIST OF APPLICABLE STANDARDS / SPECIFICATIONS:		
1-	PER SPECIFICATION	
2-		
3-		
4-		

PDR. REVISO. FECHA.

SERVICE CALENTADOR DE CRUDO REDUCIDO

ITEM 0150 - H

HEATER SECTION

COIL DESIGN

DESIGN PRESSURE, PSIG
 DESIGN FLUID TEMPERATURE, DEG F
 CORROSION ALLOWANCE: TUBES
 FITTINGS
 HYDROSTATIC TEST PRESSURE, PSIG
 NUMBER OF PASSES
 STRAIGHT TUBE LENGTH, FT.
 FINNED TUBE LENGTH, FT.
 BARE TUBES: NUMBER
 TOTAL EXPOSED SURFACE, SQ. FT.
 EXTENDED SURFACE TUBES: NUMBER
 TOTAL EXPOSED SURFACE, SQ. FT.
 TUBE SPACING, CENTER TO CENTER, IN.
 TUBE CENTER TO FURNACE WALL, IN. MIN.
 STRESS RELIEVE
 WELD INSPECTION REQUIREMENTS, X RAY OR OTHER

RADIANT SECTION	CONV. SECTION	CORV. SECTION	SUPTR. SECTION
8" IPS	6" IPS		
200	200	200	350
800	800	800	700
1/8"	1/8"	1/8"	.025"
1/8"	1/8"	1/8"	.025"
300	300	300	600
4	4	4	1
49'-10"	49'-0"	49'-0"	61'-3"
-	-	48'-9"	-
4*	60	5	24
5	370	666	108
0	0	48	0
-	-	15,570	-
13 - 14	12	12	6
9	9	6 3/4	3
YES	YES	YES	NO
100%	100%	100%	10%

TUBES

VERTICAL OR HORIZONTAL
 TUBE MATERIAL (ASTM SPECIFICATION AND GRADE)
 OUTSIDE DIAMETER, IN.
 WALL THICKNESS, (MINIMUM) IN. AVERAGE WALL
 MAXIMUM TUBE WALL TEMPERATURE (CALCULATED)
 INSIDE FILM COEFFICIENT (CALCULATED)
 MAXIMUM TUBE WALL TEMPERATURE, DEG F (DESIGN)
 DESIGN BASIS FOR TUBE WALL THICKNESS

* LAST TUBE/PASS IS 8/6 COMBINATION

HORIZONTAL	HORIZONTAL	HORIZONTAL	HORIZONTAL
A-235 PB	A-235 PB	A-235 PB	A-105 A
8.625	6.625	6.625	3.5
0.322	0.280	0.280	0.216
924	890	752	560
189	257	222	54
1000	1000	1000	800
API 5L 50 2nd EDITION		ASME CODE	

DESCRIPTION OF EXTENDED SURFACE:

TYPE
 FIN OR STUD MATERIAL
 FIN OR STUD DIMENSIONS
 FIN OR STUD SPACING
 MAXIMUM FIN OR STUD TEMPERATURE
 EXTENSION RATIO

STUDS	
	SCR-400
	1 1/2" DIA. 3/4" HIGH
	22/PIANE 12 PLANT
	1150 F
	1.0

PLUG-TYPE HEADERS

MANUFACTURER AND TYPE
 MATERIAL (ASTM SPECIFICATION AND GRADE)
 NOMINAL RATING
 LOCATION
 WELDED OR ROLLED

PLUG TYPE 10		NONE
A-217 C5	A-217 C5	
850*	500*	
BOULETTS OF ALL TUBES		
ROLLED	ROLLED	

RETURN BENDS

MANUFACTURER AND TYPE
 MATERIAL (ASTM SPECIFICATION AND GRADE)
 NOMINAL RATING OR SCHEDULE
 LOCATION

NONE	NONE	NONE	FORCED
			F-236 400
			SCR 40
			EXTERNAL

POR
 REVISO
 FECHA

SERVICE: CALENTADOR DE CRUDO REDUCIDO ITEM: 0150 - H

HEATER SECTION

RADIANT SECTION	CONVECTION SECTION	SUPERHEATER SECTION
-----------------	--------------------	---------------------

TERMINALS

MANUFACTURER AND TYPE
 MATERIAL (ASTM SPECIFICATION AND GRADE)
 NOMINAL RATING
 LOCATION
 WELDED OR ROLLED
 FLANGE SIZE AND RATING
 LOCATION

NOTE 1	NOTE 1	FLANGED
A-182 FS	A-182 FS	SA-105 G I
STD WT	SCH 40	SCH 40
SIDES	CONV.	DUCT
NOTE 1	NOTE 1	WELDED
12" - 300#	6" - 300#	3" - 300#
4 OUT	4 IN	1 IN 4 OUT

SEE NOTE 2 FOR STEAM INJECTION

CROSSOVERS

WELDED OR FLANGED
 PIPE MATERIAL (ASTM SPECIFICATION AND GRADE)
 PIPE SIZE AND THICKNESS
 LOCATION
 FLANGE RATING

FLANGED	NOTE 1
A-335 FS	
6" SCH 40	
EXTERNAL	
300# BEET	

TUBE SUPPORTS

ENDS TOP BOTTOM
 MATERIAL
 THICKNESS
 TYPE AND THICKNESS OF INSULATION
 INSULATION REINFORCEMENT

ENDS	ENDS	ENDS
C.S.	C.S.	C.S.
1/2"	1/2"	1/2"
4" CASTABLE K5-7	OR FOAM	
304 STAINLESS	WT. HORN ANCHORS	

INTERMEDIATE

MATERIAL
 SPACING, FT
 TYPE AND THICKNESS OF COATING
 GUIDES LOCATION
 MATERIAL

A-447 TI 25CR-12N	NONE
4 SETS 2'-9"	
1 1/2" K5-7 W/304 SS HEXSTEEL	
NONE	NONE
	NONE

HEADER BOXES

LOCATION: BOTH ENDS OF BOTH COILS MATERIAL: CARBON STEEL THICKNESS: 3/16"
 INSULATION: MATERIAL: CASTABLE K5-7 THICKNESS: 3"
 ANCHORING MATERIAL: 304 SS HEXSTEEL
 ARE HEADER BOX DOORS BOLTED OR HINGED? BOLTED WITH HINGED DOORS IN VACUUM COILS

BURNERS

MANUFACTURER AND TYPE: JOHN ZINK VYD-16 GAS: 26
 LOCATION: FLOOR, OIL ON CENTER LINE W/2 PER ROW 216 IN BOTH SIDES
 SIZE AND TYPE OF PILOTS: GAS 1-3/4" OIL/BURNER
 HEAT RELEASE PER BURNER AT DESIGN EXCESS AIR AND DRAFT
 NORMAL OIL = 30.65 MM BTU PER HR GAS = 4.10 MAXIMUM 13.36 5.12 MM BTU PER HR
 MINIMUM DISTANCE BURNER CENTERLINE TO TUBE CENTERLINE
 HORIZONTAL OIL @ 7'-0" GAS @ 5'-0" VERTICAL APPROX. 20"

NOTE 1: TERMINALS AND CROSSOVERS HAVE ROLLED PLUG HEADER ATTACHMENT TO TUBES AND WELDED FLANGE CONNECTIONS.

NOTE 2: FLANGED STEAM INJECTION CONNECTIONS ARE PROVIDED AT INLETS AND ROOF TUBES

PDR
 REVIEW
 FECHA

SERVICE CALENTADOR DE CRUDO REDUCTO ITEM 0150 - H

SETTINGS

EXPOSED VERTICAL WALLS:
THICKNESS 7 1/2" & 9" HOT-FACE TEMPERATURE DESIGN 1800 F CALCULATED 1570 F
WALL CONSTRUCTION 7 1/2" CASTABLE, KS-7 PLUS 1 1/2" HIGH TEMPERATURE CASTABLE TO 8'-0" ABOVE FLOOR

OUTSIDE CASING THICKNESS 1/4" MATERIAL CARBON STEEL OUTSIDE TEMPERATURE 140 F
TIEBACK MATERIAL 304 SS BULLHORN ANCHORS
SUPPORT MATERIAL _____
METHOD OF FASTENING TIEBACKS TO STRUCTURE WELDED

SHIELDED VERTICAL WALLS:
THICKNESS 6" HOT-FACE TEMPERATURE DESIGN 1800 F CALCULATED 1200 F
WALL CONSTRUCTION CASTABLE KS-7

OUTSIDE CASING THICKNESS 1/4" MATERIAL CARBON STEEL OUTSIDE TEMPERATURE 140 F
TIEBACK MATERIAL 304 SS BULLHORN ANCHORS
SUPPORT MATERIAL _____
METHOD OF FASTENING TIEBACKS TO STRUCTURE WELDED

XXXXX HIP SECTION

THICKNESS 6" HOT-FACE TEMPERATURE DESIGN 1800 F CALCULATED 1200 F
ARCH CONSTRUCTION CASTABLE KS-7

OUTSIDE CASING THICKNESS 1/4" MATERIAL CARBON STEEL OUTSIDE TEMPERATURE 140 F
TIEBACK MATERIAL 304 SS BULLHORN ANCHORS
SUPPORT MATERIAL _____
METHOD OF FASTENING TIEBACKS TO STRUCTURE WELDED

FLOOR:

THICKNESS 8 1/2" & 6" HOT-FACE TEMPERATURE DESIGN 3000 F CALCULATED 2500 F
FLOOR CONSTRUCTION 6" CASTABLE, KS-7 PLUS 2 1/2" FIRST QUALITY SUPERBRICK ON CENTER 12'-6" MINIMUM FLOOR ELEVATION 9'-0" 7' TO PLENUM

OUTSIDE CASING THICKNESS 1/4" MATERIAL CARBON STEEL OUTSIDE TEMPERATURE 140 F

CONVECTION SECTION:

THICKNESS 5" DESIGN HOT-FACE TEMPERATURE 1800 F
CONSTRUCTION CASTABLE, KS-7

OUTSIDE CASING THICKNESS 1/4" MATERIAL CARBON STEEL OUTSIDE TEMPERATURE 140 F
TIEBACK MATERIAL 304 SS BULLHORN ANCHORS
SUPPORT MATERIAL _____
METHOD OF FASTENING TIEBACKS TO STRUCTURE WELDED

INTERNAL WALL

TYPE NONE DIMENSIONS _____ MATERIAL _____

REVISO
FECHA

SERVICE CALENTADOR DE CRUDO REDUCIDOITEM 0150 - II

STACK

NUMBER ONE SELF-SUPPORTING OR BUYS SELF-SUPPORTING LOCATION TOP OF HEATERMATERIAL A-285 GR C * THICKNESS 1/4" MINIMUM THICKNESS 1/4"INSIDE METAL DIAMETER 8'-0" HEIGHT ABOVE GRADE 110'-0" STACK LENGTH 43'-6"LINING MATERIAL CASTABLE, KS-7 THICKNESS 1 1/2"TYPE OF MATERIAL OR REINFORCEMENT 304 SS BHNSTEELEXTENT OF LINING FULL HEIGHT

* TOP 4'-0" OF STACK TO BE 304 STAINLESS

DAMPERS

LOCATION: STACK OR BOTTOM AIR PLENUM SIDE DUCTSMATERIAL 25 CR-12 NI MULTIPLE OR SINGLE LEAF MULTIPLE LEAFDESCRIPTION OF PROVISION FOR OPERATION FROM GRADE MANUAL TWO-WAY CONTROLWITH POSITION INDICATORHOT DUCTS, ~~XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX~~ TO CENTER STACKMATERIAL 3/16" CARBON STEEL ASTM SPECIFICATION A-7 OR EQUAL SIZE 3'-6" & 4'-9" SO.INSULATION: TYPE CASTABLE, KS-7 THICKNESS 1 1/2"TYPE OF ANCHORING MATERIAL 304 SS BHNSTEELSIZE OF ACCESS DOOR INTO BREECHING 18" x 24"COLD AIR ~~XXXXXXXXXXXX~~ PLENUMMATERIAL 3/16" CARBON STEEL ASTM SPECIFICATION A-7 OR EQUAL SIZE 2'-0" DEEPLINING - 2" MINERAL FIBER OR EQUAL

MISCELLANEOUS

OVERALL DIMENSIONS OF FURNACE SEE GENERAL ARRANGEMENT DRAWINGSPLATFORMS: LOCATION RADIANT END WALLS, FLOOR LEVEL, SOOTBLOWER LANES AND STACKWIDTH 3' MINIMUM CLEAR - SEE PLATFORM ARRANGEMENT DRAWINGSTYPE OF FLOOR GRATING OR CHECKERED PLATESTAIRS: LOCATION TO FLOOR LEVEL AND LOWER SOOTBLOWER LANE PLATFORMSLADDERS: LOCATION TO END, UPPER SOOTBLOWER LANE, STACK PLATFORMS AND TO TOP OF STACKACCESS DOORS LOCATION AND SIZE RADIANT END WALLS AND DUCTS, 18" x 24"OBSERVATION DOORS: LOCATION AND SIZE 4 PER END, 10 IN RADIANT SIDE WALL

MISCELLANEOUS CONNECTIONS (NUMBER AND SIZE):

DRAFT FLOOR, ROOF, BREECHING & DAMPER FLUE GAS SAMPLE, RADIANT ROOF & BREECHINGTEMPERATURE RAD, ROOF & BREECHING MONITORING STEAM, RAD, ENDG & HEADER BOXESHEADER BOX DRAIN AS REQ'D STACK DRAIN NONECOIL DRAINS FLANGED - IN CROSSOVERS OTHER FLANGED BECKING CONNECTIONSPAINTING AND GALVANIZING REQUIREMENTS ALL EXTERIOR SURFACESSSPC-SP-6 SANDBLAST PLUS 3 MILS CARBOZING 11 OR EQUAL PRIMERARE PAINTER'S TROLLEY AND RAIL INCLUDED? YES, WITH 3/16" STAINLESS CABLEEXTENT OF TUBE-HANDLING FACILITIES MOVABLE PLATFORMS FOR PLENUM ACCESSEXPLOSION DOORS LOCATION AND SIZE ONE IN EACH END WALL, 24" x 24"

SPECIAL EQUIPMENT (SOOT BLOWERS, AIR PREHEATERS, NOISE SUPPRESSORS, ETC.)

30 COPES-VULCAN D-5E, ELECTRIC MOTOR DRIVE, ROTARY SOOTBLOWERS WITH SEQUENCING PANEL AND MOTOR STARTERS, 8 STAINLESS THERMOWELLS IN RETURN HEADERS, 2/PASS.

