

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL
DISEÑO DE HORNO PARA CRUDO**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al título
de Ingeniero Químico por:

Br. George Ostapovitch
Br. Daniel Tuesta

Caracas, marzo de 2017

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



**DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL
DISEÑO DE HORNOS PARA CRUDO**

Tutores Académicos:
Prof. Carlos Morales
Prof. Mary Luz Alonso

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al título
de Ingeniero Químico por:

Br. George Ostapovitch
Br. Daniel Tuesta

Caracas, marzo de 2017

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Química, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Brs. George K. Ostapovitch H. y Daniel J. Tuesta C., titulado:

**“DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE
HORNOS PARA CRUDO”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios, conducente al Título de Ingeniero Químico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por George Ostapovitch y Daniel Tuesta, lo declaran aprobado.

Prof. Berenice Blanco
(Jurado)

Prof. José Francisco Fernández
(Jurado)

Prof. Carlos Morales
(Tutor Académico)

Prof. Mary Luz Alonso
(Tutor Académico)

Este trabajo esta dedicado a nuestras familias por todo el apoyo que nos brindaron.

AGRADECIMIENTOS

A nuestro tutor y amigo, el profesor Carlos Morales artífice principal de este trabajo.

A nuestra tutora Mary Luz Alonso por los conocimientos aportados.

A mi hermano José, por el apoyo técnico en los modelos tridimensionales.

Al DIOC y su gente, con los que siempre pude contar y a los cuales les debo mucho de los conocimientos que apliqué en la tesis.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por darnos la gran oportunidad de estudiar esta carrera.

Y a todas aquellas personas que gracias a su colaboración han hecho posible la culminación de este proyecto.

Daniel Tuesta

Ostapovitch H., George K.

Tuesta C., Daniel J.

DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE HORNOS PARA CRUDO

Tutores Académicos: Prof. Carlos Morales y Prof. Mary Luz Alonso. Trabajo Especial de Grado. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química. Año 2004.

Palabras clave: programa, diseño de hornos, calentamiento de crudo, radiación, convección.

Resumen. Este trabajo se llevó a cabo con la finalidad de desarrollar un software que sirviera a nivel industrial para el diseño de hornos para calentar crudo, debido a la gran importancia de estos equipos en la industria petrolera y a la poca información que se maneja sobre ellos, así como también por la dificultad que se tiene en conseguir un programa que realice este tipo de diseño.

Se desarrolló el software llamado HeaterSoft, que da la opción al usuario de diseñar dos tipos de horno: cilíndrico-verticales y horizontales de cabina. El programa puede manejar diferentes tipos de fluido de proceso, seleccionando algún tipo de crudo venezolano de una base de datos o colocando las propiedades del fluido a la entrada y a la salida del mismo. Además, el programa contiene bases de datos de tuberías (diámetros nominales y material) y de superficies extendidas (material) y puede manejar cualquier composición de aire y tipo de combustible siempre y cuando se conozca su composición.

Mediante el programa desarrollado se obtiene el dimensionamiento de la sección radiante y de la sección convectiva, la altura y el diámetro de la chimenea y las caídas de presión del fluido de proceso.

El algoritmo de cálculo se desarrolló en el lenguaje de programación C++, el cual permitió que una cantidad grande y compleja de cálculos se manejara con facilidad y alta velocidad. Posteriormente se desarrolló la interfase con el programa Borland C++ Builder, que permitió que Heatersoft se convirtiera en una herramienta amigable al crearse una interacción, entre el

software y el usuario, sumamente sencilla, de fácil entendimiento y comodidad en el manejo de la gran cantidad de datos que son necesarios introducir para poder realizar el diseño de un horno.

Los resultados que arroja HeaterSoft fueron validados utilizando cuatro propuestas de diseño para la industria realizadas por diseñadores especializados. En los principales parámetros de diseño se obtuvieron los siguientes porcentajes de desviación: eficiencia radiante menor que 5 %, área de transferencia de calor de la sección radiante menor que 2 %, área de transferencia de calor de la sección convectiva menor que 7 %, caída de presión total menor que 6 %, diámetro de la chimenea menor que 4 % y altura de la chimenea menor que 4 % demostrando que el programa es una herramienta confiable.

Índice de Contenidos

1	Introducción	1
1.1	Antecedentes	2
1.2	Planteamiento del problema	3
1.3	Objetivos	5
1.3.1	General.....	5
1.3.2	Específicos.....	5
2	Marco teórico.....	6
2.1	Transferencia de Calor.....	6
2.1.1	Mecanismos de Transferencia de Calor	6
2.1.2	Tipos de Flujo de Fluidos	8
2.1.3	Grupos Adimensionales.....	9
2.1.4	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.	11
2.1.5	Coefficiente global de transferencia de calor	11
2.2	Principios Básicos de Combustión.....	11
2.2.1	Poder calórico del combustible	14
2.2.2	Eficiencia Térmica.....	15
2.2.3	Quemadores	17
2.2.3.1	Clasificación	18
2.2.3.2	Partes de un quemador.....	21
2.2.3.3	Características generales.....	22
2.2.3.4	Selección.....	23
2.3	Hornos	26
2.3.1	Usos	26
2.3.2	Configuración	28
2.3.3	Partes	31

2.3.4	Transferencia de Calor en un Horno	37
2.3.5	Diseño	38
2.3.5.1	Selección de tubos y arreglos	39
2.3.5.2	Sección radiante.....	40
2.3.5.3	Sección convectiva	44
2.3.5.1	Espesor de pared	46
2.3.5.2	Chimenea	46
2.3.5.3	Determinación de las Caídas de Presión.....	49
2.3.5.4	Criterios y normas.....	50
3	<i>METODOLOGÍA</i>	53
3.1	Procedimiento de Cálculo.....	54
3.1.1	Eficiencia del horno	54
3.1.2	Diseño de la sección de radiación	55
3.1.2.1	Para hornos cilíndricos verticales	55
3.1.2.2	Para hornos de cabina horizontales.....	56
3.1.3	Diseño de la sección de convección	57
3.1.4	Caída de presión en los tubos	58
3.1.5	Diseño de la chimenea.....	59
3.2	Uso de la Herramienta de Programación (Borland C++ Builder)	59
3.2.1	Características.....	60
3.2.2	Estructura del programa.....	61
4	<i>RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS</i>	63
4.1	Descripción del Software	63
4.2	Manual de HeaterSoft.....	64
4.2.1	Elementos de HeaterSoft	64
4.2.2	Manejo del diseño en HeaterSoft	66
4.2.2.1	Funciones Archivo.....	66

4.2.2.2	Funciones Horno.....	67
4.2.2.3	Funciones Ayuda	77
4.3	Validación de los resultados.....	77
4.3.1	Horno de cabina horizontal solicitado por Chevron.....	77
4.3.2	Horno con el horno cilíndrico vertical solicitado por Chevron.....	81
4.3.3	Horno de cabina horizontal solicitado por Ameriven	83
4.3.4	Horno cilíndrico vertical solicitado por PDVSA.....	86
5	CONCLUSIONES.....	89
6	RECOMENDACIONES.....	90
7	BIBLIOGRAFÍA.....	91
8	APÉNDICES	93
	APÉNDICE A: Propiedades de crudos.....	94
	APÉNDICE B: Ejemplo del reporte de HeaterSoft.....	98
	APÉNDICE C: Datos completos de los hornos diseñados	100
	APÉNDICE D: Hojas de datos para el proyecto Chevron.....	105

Índice de Ilustraciones

<i>Figura 1: Vista a KEI Sentinel Fired Heater</i>	<i>3</i>
<i>Figura 2: Calor disponible para una mezcla de combustible con 20% de exceso de aire</i>	<i>15</i>
<i>Figura 3: Vista lateral de un quemador</i>	<i>21</i>
<i>Figura 4: Distintas configuraciones de hornos cilíndricos verticales</i>	<i>29</i>
<i>Figura 5: Distintas configuraciones de hornos de cabina horizontal.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 6: Partes de un horno</i>	<i>32</i>
<i>Figura 7: Aletas utilizadas en tuberías de hornos.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 8: Eficiencia de Aleta</i>	<i>36</i>
<i>Figura 9: Eficiencia térmica de la sección radiante</i>	<i>41</i>
<i>Figura 10: Temperatura de pared divisoria.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 11: Perfil de presión en un horno de tiro natural.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 12: Pérdidas de temperatura en chimeneas de acero.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 13: C++ Builder.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 14: Esquema del programa</i>	<i>62</i>
<i>Figura 15: Vista a la ventana principal de HeaterSoft.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 16: Ventana principal del programa.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 17: Cuadro de diálogo de “Abrir”.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 18: Datos - Tipo.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 19: Datos - Combustión.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 20: Datos - Proceso.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 21: Datos - Fluido de Proceso</i>	<i>70</i>
<i>Figura 22: Datos - Tubería y Arreglo</i>	<i>70</i>
<i>Figura 23: Datos - Superficie Extendida</i>	<i>71</i>

<i>Figura 24: Datos - Condiciones de Diseño.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 25: Cambio de unidades.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 26: Copiar Datos.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 27: Resultados – Sección Radiante</i>	<i>73</i>
<i>Figura 28: Resultados – Sección Convectiva.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 29: Resultados – Chimenea.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 30: Resultados – Presiones.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 31: Resultados – Temperaturas.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 32: Resultados – Calor y Combustión.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 33: Ventana de reporte.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 34: Ventana de Información.....</i>	<i>77</i>

Índice de Tablas

<i>Tabla N° 1: Niveles de exceso de aire</i>	13
<i>Tabla N° 2: Distancias mínimas para quemadores con combustible líquido</i>	24
<i>Tabla N° 3: Distancias mínimas para quemadores con combustible gaseoso</i>	25
<i>Tabla N° 4: Capacidad máxima de quemadores</i>	25
<i>Tabla N° 5: Cuadro comparativo entre hornos cilíndricos y de cabina</i>	31
<i>Tabla N° 6: Selección del material de los tubos</i>	34
<i>Tabla N° 7: Selección del material de superficies extendidas</i>	35
<i>Tabla N° 8: Valores típicos de densidad de flujo de calor y velocidad másica del fluido de proceso</i>	43
<i>Tabla N° 9: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Chevron</i>	78
<i>Tabla N° 10: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por Chevron</i>	81
<i>Tabla N° 11: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Ameriven</i>	83
<i>Tabla N° 12: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por PDVSA</i>	86

Lista de Símbolos y Abreviaturas

a: Constante que depende del arreglo de los tubos, [adim]

A: Área, [L²]

A': Área por unidad de longitud, [L]

A'b: Área de la superficie de los tubos expuesta al fuego por unidad de longitud, [L]

B: Parámetro definido por la ecuación 17, [adim]

Bc: Ancho de la sección de convección, [L]

BHV: Poder calorífico bruto, [ML²/θ³]

CD: Calor disponible, [L²/θ²]

CA: Espesor admisible de corrosión, [L]

Cp: Capacidad calorífica, [L²/θ²T]

D: Diámetro, [L]

e: Aspereza, [L]

E: Eficiencia térmica, [adim]

EM: Espesor mínimo, [L]

EMS: Espesor mínimo con factor de seguridad, [L]

ETB: Eficiencia térmica bruta, [adim]

ETN: Eficiencia térmica neta, [adim]

f: Factor de fricción de Darcy, [adim]

F: Flujo de combustible, [M/ θ]

Ff: Factor de forma, [adim]

Fo: Factor de obstrucción externo, [θ³T/M]

Fi: Factor de obstrucción interno, [θ³T/M]

G: Relación aire a combustible, [M aire/M combustible]

Gc: Velocidad másica de un fluido a través del banco de tubos, $[M/\theta L^2]$

h: Coeficiente de convección, $[M/\theta^3 T]$

h': Coeficiente local de convección, $[M/\theta^3 T]$

H: Altura, [L]

HHV: Poder calórico alto, $[L^2/\theta^2]$

k: Conductividad térmica, $[ML/\theta^3 T]$

L: Longitud característica, [L]

LHV: Poder calórico bajo, $[L^2/\theta^2]$

LMTD: Diferencia de temperatura media logarítmica, [T]

n: Número de tubos, [adim]

NHV: Poder calorífico neto, $[ML^2/\theta^3]$

Nu: Número de Nusselt, [adim]

Pe: Porcentaje de calor extraído, [adim]

PD: Presión de diseño de la tubería, $[M/L\theta^2]$

Pr: Número de Prandtl, [adim]

q: Densidad de flujo de calor, $[M/\theta^3]$

Q: Flujo de calor, $[ML^2/\theta^3]$

R: Fracción del calor total liberado que es absorbida en la sección radiante del horno, [adim]

Re: Número de Reynolds, [adim]

S: Espaciado entre tubos, [L]

Se: Esfuerzo admisible del material, $[M/L\theta^2]$

SE: Ganancia de presión de los gases de combustión, $[M/L^2]$

t: Espesor, [L]

T: Temperatura, [T]

Tdt: Temperatura de diseño del fluido de proceso, [T]

T1: Temperatura del fluido caliente, [T]

T2: Temperatura del fluido frío, [T]

u: Velocidad media, [L/θ]

U: Coeficiente global de transferencia de calor, [M/θ³T]

v: Volumen específico promedio, [L³/M]

W: Flujo másico, [M/θ]

SÍMBOLOS GRIEGOS:

ΔP: Caída de presión, [M/Lθ²]

μ : Viscosidad dinámica, [M/Lθ]

η: Factor de eficiencia local de la superficie extendida, [adim]

π: Constante numérica (3,1416) [adim]

ρ: Densidad, [M/L³]

σ: Constante de Stefan-Boltzmann, la cual tiene un valor de 0,1714x10⁻⁸ Btu/(h pie² °R⁴); o 5,6697x10⁻⁸ W/(m² K⁴)

Φ: Densidad de flujo de calor promedio, [M/θ³]

SUBÍNDICES:

bw: Pared divisoria

C: Convección o sección de convección

cq: Coque

e: Superficie extendida

f: Fluido de proceso

g: Gases de combustión

i: Interno

in: Entrada

m: Material de la tubería

max: Máximo

N: Neto

o: Externo

out: Salida

p: Pared

r: Dirección radial

R: Radiación o sección de radiación

S: Chimenea

SR: Zona de protección

t: transversal

T: Total

TR: Total en la sección de radiación

1 INTRODUCCIÓN

En la industria petrolera y química en general existen distintos tipos de equipos utilizados para calentamiento, como lo son los intercambiadores de calor, los calentadores de fuego indirecto, los calentadores de fuego directo y los hornos. Estos últimos son de gran utilidad cuando los requerimientos energéticos son grandes (más de 100MM Btu/h).

Los hornos son equipos térmicamente aislados, en donde los gases liberados por la combustión entran en contacto directamente con los serpentines o banco de tubos, que se calientan principalmente por radiación, en una primera sección conocida como el hogar del horno, y luego por convección, en una segunda sección que permite aumentar la eficiencia del proceso, transfiriéndose finalmente el calor por conducción en los tubos y convección a la corriente de proceso. Los hornos tienen acoplados en el piso o en las paredes laterales los quemadores y en el techo una o varias chimeneas para descargar los gases de combustión.

En una planta típica, los hornos suelen consumir la mayor parte de la energía disponible. Debido a que éstos involucran un alto nivel energético y debido a que pueden afectar la capacidad de la planta (son equipos críticos), un diseño eficiente de los mismos contribuiría a garantizar las bases para el control de la seguridad, tanto del equipo, como de los operadores y del ambiente.

La eficiencia en la recuperación del calor liberado por la combustión es importante porque se debe aprovechar al máximo la fuente energética (generalmente gas natural) que hoy en día tiene bajo precio en nuestro país en comparación con otros países. La eficiencia de un horno en Venezuela es típicamente del orden de 87 %, alcanzando entre un 55% y un 65% en la sección radiante y el resto con la adición de la sección convectiva.

Este proyecto considera el desarrollo de un software para dimensionar hornos para manejo de crudos sin cambio de fase, de tipo cilíndrico o de tipo cabina, de tiro natural y con sección convectiva. El diseño dependerá de la disposición del banco de tubos y del área de transferencia de calor que requieran los mismos, con la ventaja de adaptarse a los requerimientos típicos de la industria petrolera venezolana, es decir, para calentamiento de crudos pesados y extrapesados. Para ello se dispone de un paquete de especificaciones de proyectos desarrollados en nuestro país, así como de la información relacionada con las propiedades de dichos crudos.

Los cálculos para el diseño de un horno son largos y complicados porque involucran múltiples iteraciones, y al momento de calcular un horno, se hace necesario presentar varias propuestas para realizar un análisis comparativo y seleccionar la mejor opción, ya que siempre existen varias posibilidades que satisfacen las necesidades técnicas. Por tal razón, una herramienta de cálculo reduciría notablemente el tiempo necesario para realizar tal tarea.

Este trabajo integra conceptos de mecánica de fluidos, transferencia de calor y diseño, además de las habilidades para el desarrollo de un programa (software) creando una interfaz fácil de usar, manejando datos y bases de datos, y aportando rapidez en el desarrollo del diseño.

1.1 Antecedentes

Son pocos los programas para el diseño de hornos. Entre los antecedentes que se tienen se pueden nombrar los siguientes:

Jehar & Associates

Quizás el antecedente más importante y completo que se puede encontrar es el realizado en la página web www.heaterdesign.com, donde un grupo de investigadores ha desarrollado un proyecto con fines académicos para realizar diseños de hornos y equipos de fuego directo. Esta página es una referencia importante que explica detalladamente todos los procesos y factores involucrados en el diseño de un horno. Además, presenta códigos en lenguaje Java (“java scripts”) que permiten realizar ciertos cálculos. La desventaja de esta página es que los cálculos no presentan continuidad, siendo tedioso realizar el cálculo completo del horno. Sin embargo, muchas de las correlaciones y algoritmos de cálculo son un gran complemento para lo que se va a realizar. (<http://www.heaterdesing.com> mayo/2004).

Sentinel Fired Heater

Sentinel Fired Heater es un programa creado por *Kesler Engineering (KEI)*, y es capaz de calcular la cantidad de calor absorbido en cada sección (convectiva y radiante), eficiencia del horno, calor liberado por el combustible, entalpía de la alimentación, composición del gas de combustión y temperatura de llama adiabática. Este programa no realiza el dimensionamiento del horno y necesita una plataforma base, que es el *PI ProcessBook*, programa diseñado para

monitorear procesos activamente. La Figura N°1 presenta la interfaz de este programa (<http://www.keslerengineering.com> mayo/2004).

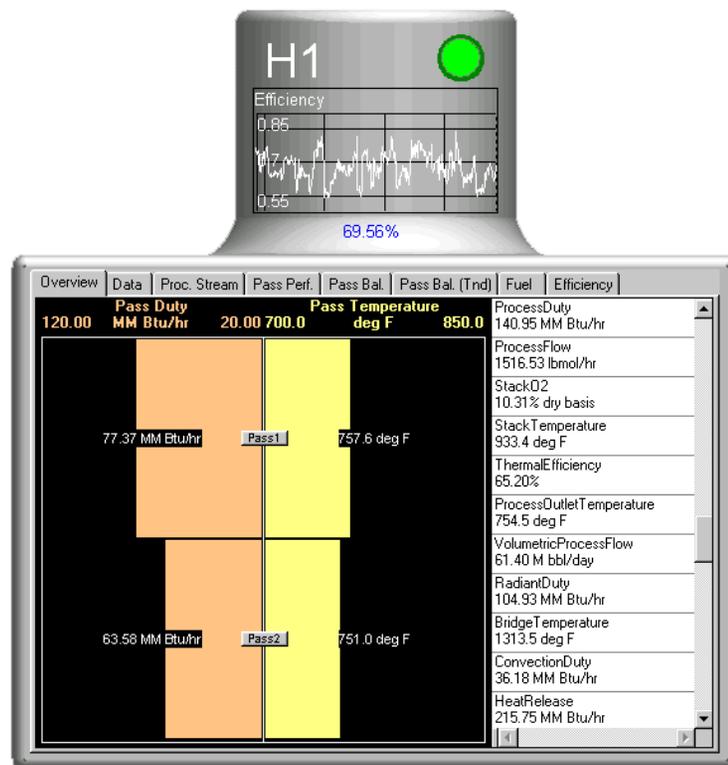


Figura 1: Vista a KEI Sentinel Fired Heater

Gas Fired Heater Calculations

El programa Gas Fired Heater Calculations fue desarrollado por Process Ace Software y está hecho para Palm OS 3.1 a 5.0, por lo cual su uso es difícil. Los cálculos son básicamente los mismos que realiza el Sentinel Fired Heater (<http://www.heatflux.com> mayo/2004).

1.2 Planteamiento del problema

El diseño de la gran mayoría de los equipos de calentamiento no se ha desarrollado en Venezuela, y nuestro país debe recurrir a importar la tecnología y limitarse a fabricar según una propuesta de ingeniería extranjera. La posibilidad de desarrollar ingeniería de equipos de combustión resulta una tarea atractiva, pues en la medida en que nuestros ingenieros estén preparados para asumir el reto de diseñar equipos de calentamiento a la par de los grandes

consorcios de ingeniería del extranjero, podrían contribuir a impulsar el desarrollo de la industria metalmeccánica, haciéndola más competitiva en los proyectos de ingeniería, procura y construcción (IPC).

En la actualidad es difícil encontrar disponible en el mercado paquetes de software para el diseño riguroso de hornos. El procedimiento de cálculo de un horno es largo y complicado debido a que involucra procedimientos iterativos. Una herramienta de cálculo ahorraría al diseñador una gran cantidad de tiempo, pero hay que considerar que el usuario debe tener conocimientos acerca del funcionamiento de un horno, ya que sólo la interacción entre el software y la persona que lo maneja permite lograr un diseño eficiente y acorde con lo que se requiere. Se debe resaltar que el programa se limita a hacer cálculos y proponer valores al usuario, pero en el fondo éste es el que está capacitado para proponer las bases de diseño que mejor apliquen en cada caso particular.

En este sentido, el programa debe presentar una interfaz amigable con el usuario, para su fácil entendimiento y manipulación, así como manejar valores típicos de diseño para ser recomendados y guiar el diseño del horno.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Desarrollar un software para el diseño de hornos de tiro natural con sección convectiva, de tipo cilíndrico-vertical y horizontal de cabina para calentamiento de crudo.

1.3.2 Específicos

1. Utilizar las normas y estándares internacionales que aplican en el diseño de hornos.
2. Aplicar los fundamentos de transferencia de calor por radiación y convección al diseño de hornos.
3. Establecer las bases de diseño de un horno.
4. Estudiar el comportamiento de las principales variables asociadas al diseño, tales como temperatura de los tubos, temperatura del fluido y velocidad del fluido, así como la relación entre éstas.
5. Desarrollar un algoritmo de cálculo apropiado para el diseño de hornos.
6. Crear una interfaz amigable en ambiente Windows.
7. Elaborar un manual de usuario.

2 MARCO TEÓRICO

Esta sección presenta los conceptos teóricos necesarios para comprender la elaboración de este trabajo.

2.1 Transferencia de Calor

La transferencia de calor se define como el movimiento de la energía, en forma de calor, desde una fuente de mayor temperatura hacia cualquier sistema de menor temperatura. En un horno generalmente ocurren tres tipos de transferencia de calor: radiación, convección y conducción.

2.1.1 Mecanismos de Transferencia de Calor

Conducción: es el proceso de transferencia de calor en el cual el intercambio de energía ocurre desde la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, por el movimiento cinético y el impacto directo de las moléculas, como en el caso de los fluidos en reposo, o por el arrastre de los electrones, como es el caso de los metales.

La ley básica de la conducción del calor, Ley de Fourier, establece que la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección (Welty, 1997).

Por ejemplo, para el flujo de calor en la dirección radial r , la Ley de Fourier está dada por:

$$Q_r = -k \cdot A(r) \frac{dT}{dr} \quad (1)$$

Convección: es el mecanismo de transferencia de calor que ocurre entre la superficie de un sólido y un fluido adyacente en movimiento. Las moléculas frías abandonan la superficie del sólido y se reemplazan por moléculas calientes provenientes del medio de calentamiento (fluido), o viceversa. Debe tenerse en cuenta que las partículas de fluido próximas a la frontera sólida tienden a estar en reposo. Esta “película” de fluido representa, a menudo, la principal resistencia a la transferencia de calor convectivo. Como esto es siempre válido, el mecanismo de

transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido, debe incluir la conducción a través de las capas de fluido cercanas a la superficie (Welty, 1997).

Se dice que la transferencia de calor es por convección forzada si el movimiento es inducido artificialmente, por ejemplo, con una bomba o un ventilador que impulse el fluido sobre la superficie. Se dice que la transferencia de calor es por convección libre o natural, si el movimiento del fluido es ocasionado por fuerzas de empuje debidas a diferencias de densidad causadas por un gradiente de temperatura en el fluido. En aplicaciones de la ingeniería, para simplificar los cálculos de transferencia de calor entre una superficie a temperatura T y un fluido que se desplaza sobre ella a temperatura media T_f , se define el coeficiente de transferencia de calor h como:

$$h = \frac{Q}{A \cdot (T_f - T)} \quad (2)$$

Esta relación se conoce con el nombre de Ley de enfriamiento de Newton (Necati, 1979).

Radiación: la energía radiante emitida por un cuerpo, debido a su temperatura, es transmitida en el espacio en forma de ondas electromagnéticas de acuerdo con la teoría clásica de las ondas electromagnéticas de Maxwell, o en forma de fotones discretos de acuerdo con las hipótesis de Planck. Ambos conceptos han sido utilizados en la investigación de la transferencia de calor por radiación. La emisión o absorción de energía radiante por un cuerpo es un proceso global, o sea, la radiación que se origina en el interior del cuerpo se emite a través de la superficie; recíprocamente, la radiación que incide sobre la superficie de un cuerpo penetra en el medio, en donde es atenuada. Se puede decir que la radiación es absorbida o emitida por la superficie cuando una gran proporción de la radiación incidente se atenúa en una distancia muy pequeña a partir de la superficie. (Necati, 1979)

La energía radiante emitida por un cuerpo es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Si se considera, por ejemplo, que un cuerpo negro (esto es, un emisor perfecto y un receptor perfecto) de temperatura absoluta T_1 está dentro de un recinto de temperatura absoluta T_2 , el cuerpo emitirá energía radiante en cantidad:

$$Q = A \sigma T_1^4 \quad (3)$$

y absorberá energía radiante en cantidad:

$$Q = A\sigma T_2^4 \quad (4)$$

así que la energía radiante neta que sale del cuerpo será:

$$Q = A\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (5)$$

Si los dos cuerpos no son perfectamente negros y si la superficie A no está completamente rodeada por el otro cuerpo, entonces la ecuación (5) se puede modificar de la siguiente manera:

$$Q = Ff \cdot A \cdot \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (6)$$

en donde el factor Ff es una cantidad menor que la unidad, que tiene en cuenta los efectos de la distribución geométrica de las superficies y el hecho de que los cuerpos no sean emisores o receptores perfectos (Necati, 1979).

2.1.2 Tipos de Flujo de Fluidos

Como el modo de transferencia de calor por convección está íntimamente ligado al movimiento del fluido, es necesario tener algún conocimiento acerca del mecanismo del flujo del fluido, antes de poder investigar el mecanismo del flujo de calor. Uno de los aspectos más importantes del análisis hidrodinámico es establecer cuando el movimiento de un fluido es laminar o turbulento.

En el flujo laminar, el fluido se mueve en capas y cada partícula de fluido sigue una trayectoria uniforme y continua. Las partículas de fluido en cada capa conservan una secuencia ordenada sin pasarse unas a otras. Cuando el fluido fluye con movimiento laminar sobre una superficie a una temperatura diferente a la del fluido, el calor se transfiere únicamente por conducción molecular tanto dentro del fluido como en la cara intermedia entre el fluido y la superficie, no existen mezclas turbulentas o remolinos que transporten, a través de las líneas de corrientes, la energía almacenada en las partículas de fluido.

En contraste al movimiento ordenado de flujo laminar, el movimiento o trayectoria de cualquier partícula del fluido turbulento es irregular. En este flujo el mecanismo de transferencia de calor está modificado y ayudado por innumerables remolinos que acarrearán masa de fluido a

través de las líneas de corrientes, estas partículas actúan como transporte de energía y la transfieren al mezclarse con otras partículas, por lo tanto, un incremento en la rapidez de mezclado (o turbulencia) incrementa también la rapidez de la transferencia del flujo de calor por convección.

En la región completamente turbulenta las condiciones se caracterizan por un movimiento tridimensional aleatorio de porciones grandes de fluidos, y no es de sorprender que esta transición a la turbulencia este acompañada por aumentos significativos en los coeficientes de convección (Welty, 1997).

En el flujo laminar, el coeficiente de convección puede determinarse analíticamente si los cuerpos son de forma geométrica simple, pero cuando tienen forma geométrica compleja, o si el flujo se encuentra en régimen turbulento, se debe determinar por métodos experimentales.

2.1.3 Grupos Adimensionales

Los datos experimentales para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor y los resultados del análisis dimensional se pueden organizar de manera conveniente y concisa en forma de correlaciones entre los grupos adimensionales de las variables pertinentes. Entre estos grupos adimensionales, los utilizados para el cálculo térmico debido a la convección serán:

Número de Reynolds

Este número se interpreta como la razón de las fuerzas de inercia entre las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica. Para un volumen de control diferencial en esta capa límite, las fuerzas de inercia se asocian con un aumento en la cantidad de movimiento del fluido que se desplaza a través del volumen de control.

La ecuación que describe el número de Reynolds es la siguiente:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} \quad (7)$$

Se espera que las fuerzas de inercia dominen para valores grandes de Re y que las fuerzas viscosas dominen para Re bajos. El número de Reynolds determina la existencia del flujo laminar, transicional y turbulento. Para valores menores de 2100 el régimen de flujo en una

tubería se considera laminar, entre 2100 y 4000 se considera transicional y para valores mayores el régimen se considera turbulento.

En cualquier flujo existen pequeñas perturbaciones que se pueden amplificar para producir condiciones turbulentas. Sin embargo, para Re pequeños, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes con relación a las fuerzas de inercia para evitar esta amplificación, por ello se mantiene el flujo laminar. Pero, al aumentar Re , los efectos viscosos se hacen menos importantes de manera progresiva en relación con los efectos de inercia, y las pequeñas perturbaciones se amplifican hasta el punto de que ocurre la transición (Welty, 1997).

Número de Prandtl

La interpretación física del número de Prandtl se sigue de su definición como una razón de la difusividad de la cantidad de movimiento a la difusividad térmica. Este número adimensional es proporcional a la cantidad de calor transferido.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (8)$$

Número de Nusselt

El número de Nusselt es la relación entre el gradiente de temperatura en la superficie (interfaz) y un gradiente de referencia. Puede interpretarse como la combinación del coeficiente de transferencia de calor por convección h , la longitud característica L y la conductividad térmica del fluido k .

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (9)$$

En la práctica, el número de Nusselt es una medida conveniente del coeficiente de transferencia de calor por convección debido a que, una vez conocido su valor, el coeficiente de transferencia de calor se puede determinar de la ecuación 9, en la que se nota que para un valor dado del Nu el coeficiente de transferencia de calor es directamente proporcional a la conductividad térmica, pero inversamente proporcional a la longitud característica que describe el sistema. En la convección forzada, el número de Nusselt es función del número de Reynolds y Prandtl.

2.1.4 Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.

Para cálculos típicos de transferencia de calor, se hace necesario el uso de la diferencia de temperatura media logarítmica. Ésta se define como el promedio logarítmico entre las diferencias de temperaturas en la entrada y en la salida de los fluidos que intercambian calor, según la siguiente ecuación.

$$LMTD = \frac{(T1_{in} - T2_{in}) - (T1_{out} - T2_{out})}{Ln\left(\frac{T1_{in} - T2_{in}}{T1_{out} - T2_{out}}\right)} \quad (10)$$

La ecuación (10) está definida para una configuración en cocorriente de los fluidos que intercambian calor. Para una configuración en contracorriente T_{2in} se intercambia con T_{2out} .

2.1.5 Coeficiente global de transferencia de calor

Todas las resistencias a la transferencia de calor se pueden combinar obteniendo un coeficiente global de transferencia de calor (U). El flujo de calor se puede expresar en función de este coeficiente mediante la siguiente expresión.

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD \quad (11)$$

Este coeficiente global de transferencia de calor debe ser definido para un área específica, para realizar los cálculos térmicos en el horno se referirá al área externa, considerando todas las resistencias incluyendo la conducción a través de la pared, la expresión queda de la forma:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o \cdot Ln\frac{D_o}{D_i}}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + F_o + F_i \quad (12)$$

F_o y F_i son los factores de obstrucción, proporcionado por la capa de coque formada en las paredes del tubo.

2.2 Principios Básicos de Combustión

La combustión es la serie de fenómenos físico-químicos que se producen en la rápida reacción exotérmica de oxidación de cuerpos o sustancias combustibles en presencia de oxígeno. La combustión viene siempre acompañada de un desprendimiento de calor, y este fenómeno, en

la mayoría de los casos, se hace sensible a la vista por la presencia de la llama, la cual constituye la fuente de calor.

Para que la combustión pueda iniciarse, es necesario que el combustible y el comburente se mezclen en ciertas proporciones y que la temperatura de la mezcla sea localmente superior a su temperatura de inflamación. Para que la combustión prosiga, es necesario que los productos de la combustión sean evacuados a medida que se producen y que la alimentación de combustible y comburente sea continua y satisfaga los requerimientos para iniciar la combustión.

Usualmente el material combustible es un hidrocarburo y el aire ambiental suplente el oxígeno. La combustión completa ocurre cuando se tiene suficiente oxígeno para convertir todo el carbono en dióxido de carbono y todo el hidrógeno en agua. La combustión incompleta significa que el combustible reacciona parcialmente, produciendo, además del dióxido de carbono y agua, monóxido de carbono e hidrógeno.

De la energía consumida en un proceso químico típico o en plantas refinadoras de petróleo, aproximadamente el 75% es quemado en la forma de combustibles hidrocarburos en equipos de fuego directo (Berman, 1978).

En un horno se transmite el calor liberado por la combustión de un combustible a un fluido, con la finalidad de elevar su temperatura. Los combustibles utilizados en los hornos de las refinerías suelen ser gas natural o gas de refinería proveniente de las operaciones de destilación, de craqueo o de reformación, o combustibles líquidos como destilados, residuos de destilación o fuel oils comerciales.

Un exceso de combustible a la hora de desarrollar una reacción de combustión no es tolerable, ya que propicia una combustión incompleta, por lo tanto, debe haber un exceso de aire, para garantizar que el oxígeno contenido en éste supere los requerimientos estequiométricos, de manera que no se forme monóxido de carbono debido a una combustión incompleta. Esta cantidad es el exceso de aire que se expresa en tanto por ciento de la cantidad de aire teórico estequiométricamente requerido. Bajo ninguna circunstancia se debe considerar para el diseño de hornos un exceso de combustible, por lo que se debe asegurar un exceso de aire para realizar la combustión completa.

La noción de exceso de aire es extremadamente importante. En efecto, el aire en exceso, que es inútil para la combustión, es calentado en el transcurso de su paso por el horno a la temperatura de los gases de combustión, lo que constituye un consumo suplementario de energía. Hay, por lo tanto, interés en reducir el exceso de aire al mínimo, sin descender por debajo de un límite razonable, pues la aparición de monóxido de carbono en los gases de combustión reduce considerablemente la cantidad de calor desarrollada en la combustión, y puede resultar necesario aumentar la cantidad de combustible, con lo que se disminuye el rendimiento más de lo que se disminuiría con un exceso de aire ligeramente más elevado, pero que permitiera una combustión completa.

Se puede tomar como un aproximado que por cada 10% de aire extra usado en la combustión existe una pérdida de 0,7% en términos de eficiencia. Los hornos modernos, cuando están equipados con quemadores bien adaptados a los combustibles utilizados, pueden trabajar con los siguientes excesos de aire (Garg, 1989):

Tabla N° 1: Niveles de exceso de aire

	Aceite combustible (%)	Gas combustible (%)
Tiro natural	25 a 15	20 a 10
Tiro forzado	15 a 10	10 a 5
Tiro forzado con aire precalentado	10 a 5	5
Alta intensidad	5	5

(Garg, 1989)

El efecto del vapor de agua (contenido en el aire) sobre la combustión es relativamente pequeño, sin embargo, si esto se considera, se añade usualmente de 2 a 3% más de aire si los cálculos exactos de requerimientos de aire no son hechos (GPSA, 1998).

2.2.1 Poder calórico del combustible

El poder calórico de un combustible es la cantidad de calor liberado durante la combustión completa de éste con la cantidad estequiométrica de aire seco requerida. Involucra un balance de energía (generalmente se emplea 60°F como temperatura de referencia), por lo que debe conocerse la composición del combustible (AHC, S.F.).

La combustión del hidrógeno conduce a la formación de agua. El calor latente de vaporización del agua puede ser considerado o no para la determinación del poder calórico del combustible. Como resultado se derivan dos definiciones de poder calórico para los combustibles que contienen hidrógeno: el poder calórico alto (HHV), que incluye el calor liberado por la condensación (y enfriamiento hasta la temperatura de referencia) del vapor de agua formado, mientras que el poder calórico bajo (LHV) considera que el agua permanece en estado de vapor, este último es numéricamente igual a la diferencia entre el poder calórico alto y el calor latente de vaporización del agua (AHC, S.F.).

El calor cedido por los gases de combustión para llegar a una temperatura se define como calor disponible. Cuando los gases se enfrían hasta la temperatura de referencia el calor desprendido por ellos será igual al calor cedido por la combustión inicialmente, es decir, tendrá la misma magnitud que el poder calórico. En la Figura 2 se puede observar la variación del calor disponible en función de la temperatura de los gases de combustión, para un tipo de combustible dado.

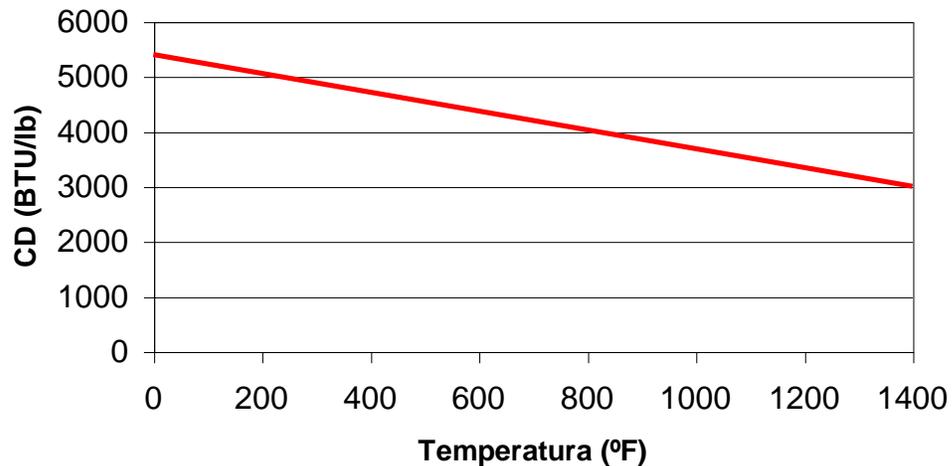


Figura 2: Calor disponible para una mezcla de combustible con 20% de exceso de aire

2.2.2 Eficiencia Térmica

Se define el poder calorífico bruto (BHV) como el flujo de calor liberado por el combustible sin tomar en cuenta las pérdidas de calor hacia la atmósfera, éste puede ser calculado como la multiplicación del LHV por el flujo másico de combustible quemado, suponiendo que no existan pérdidas de calor. Análogamente, el poder calorífico neto (NHV) es el flujo de calor liberado por el combustible tomando en cuenta las pérdidas de calor hacia la atmósfera (AHC, S.F.).

Para cada combustible pueden desarrollarse perfiles de calor extraído de los gases de combustión en función de la temperatura de dichos gases, manteniendo un porcentaje de exceso de aire fijo. El porcentaje de calor extraído de los gases de combustión puede variar desde 0% a la temperatura de llama, hasta 100% a la temperatura de referencia, generalmente de 60°F. En este calor se incluye el calor absorbido por el fluido de proceso, más las pérdidas de energía a través de las paredes.

Suponiendo que tanto el combustible como el aire son suministrados a la temperatura de referencia, para una combinación dada de temperatura de gases de combustión y exceso de aire, el porcentaje de calor extraído de los gases de combustión viene dado por el cociente entre el calor disponible (calor que transfieren los gases de combustión para enfriarse hasta una cierta

temperatura por unidad de masa de combustible) a la temperatura de los gases de combustión, y el poder calorífico bajo del combustible:

$$Pe = \frac{CD}{LHV} \times 100 \quad (13)$$

La eficiencia térmica calculada de un horno es obtenida como el porcentaje de calor extraído menos las pérdidas por radiación, dividido por el calor total introducido o quemado. En otras palabras, la eficiencia térmica del horno se define como la relación entre la cantidad de calor absorbido por el fluido a calentar y el generado en la combustión:

$$E = \frac{Q_f}{Q_T} \times 100 \quad (14)$$

Las dos maneras de expresar el calor producido en el transcurso de una combustión, resulta en dos definiciones para la eficiencia térmica, estas son, la eficiencia bruta y la eficiencia neta.

La eficiencia térmica bruta puede ser determinada a partir del exceso de aire y la temperatura de los gases de la chimenea. Especialmente para los hornos, la eficiencia de la combustión es cercana a la eficiencia térmica bruta. La diferencia viene dada por las pérdidas de calor a través de las paredes hacia el medio ambiente (Manual GPSA, 1998).

La eficiencia térmica bruta es la relacionada con el poder calorífico bruto y viene dada por la siguiente ecuación:

$$ETB = \frac{Q_f}{BHV} \times 100 \quad (15)$$

La eficiencia térmica neta es la relacionada con el poder calorífico neto y viene dada por la siguiente ecuación:

$$ETN = \frac{Q_f}{NHV} \times 100 \quad (16)$$

Una parte del calor no aprovechado, en general muy baja (del 1 al 3% para equipos convencionales) se pierde por conducción a través de las paredes externas del horno. Las pérdidas

más importantes son las debidas a los gases de combustión que salen por la chimenea, y que disipan a la atmósfera una cantidad elevada de calor, ya que su temperatura es considerable.

Estas pérdidas por la chimenea dependen de dos factores principales: el exceso de aire de combustión y la temperatura de los gases. Se puede actuar sobre el primer factor, mediante un oportuno control de la relación aire/combustible; sin embargo, aún con quemadores bien diseñados, no se puede reducir esta relación por debajo de un cierto límite (sin riesgo de una combustión incompleta), ya que se corre el riesgo de reducir la cantidad de calor desarrollado por unidad de peso de combustible quemado.

2.2.3 Quemadores

La eficiencia del horno depende directamente de la eficiencia de los quemadores. Muy pocos quemadores reducen la carga de operación y mantenimiento. Muchos quemadores incrementan el tamaño y costo del horno (Garg, 1988).

Muchos factores, como la aireación, la carga parcial de calor, la altitud local, y la presión, temperatura y composición del gas (que afectan el poder calórico, la densidad y características de combustión del gas), influyen sobre la eficiencia del quemador.

Un quemador puede ser definido como un elemento que proporciona una llama con una localización y dimensiones deseadas, introduciendo combustible y aire en las proporciones correctas y suministrándoles la energía de mezclado necesaria para garantizar una ignición continua y una combustión completa. El horno, por lo tanto, deberá estar dotado de los quemadores necesarios para generar dentro de él una cantidad suficiente de calor (Garg, 1989).

El aire de combustión se introduce a través de entradas de aire, a una tasa que es regulable la mayor parte de las veces, forzado por el vacío parcial que reina en el horno. El combustible hace contacto con la corriente de aire en el centro de un anillo refractario que, por el calor que irradia, asegura la estabilidad de la llama. Un quemador se concibe para quemar gas, aceite o ambos. El buen mezclado del aire con el combustible es importante para garantizar que el fluido sea uniforme, y por ende, la combustión. La turbulencia del medio favorece el mezclado.

2.2.3.1 Clasificación

Los quemadores se pueden clasificar según el tiro en quemadores de tiro natural y quemadores de tiro forzado. También pueden ser clasificados de acuerdo al combustible a utilizar en quemadores de combustibles gaseosos (gas natural, gas de refinería, flexigas, etc.), quemadores de combustibles líquidos (fuel oils) y quemadores duales para servicio de gas y/o líquido. Los quemadores para el servicio de gas son a su vez clasificados en dos categorías básicas: quemadores de premezclado y de columna de gas (Berman, 1978).

En los quemadores de tiro natural, la energía del combustible es esencial, ya que en ellos la caída de presión del aire en el quemador es poco significativa, mientras que en los de tiro forzado, el aire para la combustión es inyectado al quemador mediante un ventilador que genera un caudal de aire a presión positiva, entonces la energía del aire se convierte en el factor determinante del buen mezclado.

Los quemadores de premezclado aprovechan la energía cinética producida por la expansión del gas a su paso por un orificio, para aspirar y mezclar el aire de combustión, antes de la ignición en la punta del quemador. Aproximadamente, del 50 al 60% del aire de combustión es aspirado por esta vía, en forma de aire primario, antes de que se alcance el punto de ignición. Entre las principales ventajas de estos quemadores se tiene:

1. Flexibilidad para la operación. La cantidad de aire primario se modifica con la presión de gas, requiriendo entonces sólo un pequeño ajuste del aire secundario.
2. Pueden operar con poco exceso de aire y no sufren mayores efectos por cambios de velocidad y dirección del viento.
3. La longitud de la llama es corta y afilada para grandes tasas de calor.

Algunas desventajas de este tipo de quemador son:

- Debe disponerse de una presión relativamente alta de gas. Presiones de quemador inferiores a los 10 psig conducen a una drástica reducción en la flexibilidad de operación.
- A bajas presiones el fenómeno de “retroceso de llama” es común entre la boquilla y el orificio mezclado del quemador.

- Los niveles de ruido de los quemadores de pre-mezclado son superiores que los generados por otros (AHC, S.F.).

En los quemadores de columna de gas, éste entra por el colector hacia la boquilla donde es quemado sin mezclarse previamente con el aire (antes de llegar a la boquilla). Algunas ventajas de estos equipos son:

- Amplia maniobrabilidad (*turndown*) para las condiciones de combustión dadas (El *turndown* mínimo representa la mínima cantidad de flujo de gas que puede ser quemada manteniendo la estabilidad).
- Puede operar con muy bajas presiones de gas para variados combustibles sin experimentar el fenómeno “*retroceso de llama*”, el cual ocurre cuando la velocidad de la llama excede la velocidad de la mezcla.
- Los niveles de ruido son razonablemente bajos.

Las principales desventajas de los quemadores de columna de gas son:

- Debido a la ausencia de aire de premezclado, los ajustes del aire de combustión deben hacerse en base al rango total de operación del quemador.
- Las llamas tienden a ser más largas y su forma se ve seriamente afectada por encima de los niveles de diseño.
- Los orificios del quemador se encuentran expuestos a la zona caliente.

Deben tenerse consideraciones muy especiales cuando se emplea combustible líquido, debido a que el mezclado del combustible con el aire de combustión se lleva a cabo en fase gaseosa. Para ello, todos los quemadores de líquido están provistos de atomizadores que rompen el líquido en pequeñísimas gotas, incrementando la relación superficie-volumen y agilizando el calentamiento y la vaporización del combustible.

La mayoría de los quemadores de aceite empleados en hornos de fuego directo, utilizan vapor de atomización. El aire también puede emplearse para este fin. Para garantizar una buena operación es recomendable que la temperatura del combustible sea tal, que su viscosidad no exceda los 200 SSU. La presión de combustible debe permanecer constante (75 psig es un valor típico). Generalmente el vapor de atomización debe proporcionarse en una relación de 0,15 a 0,35

kg de vapor por kg de combustible, siendo preferiblemente vapor sobrecalentado a una presión alrededor de los 100 psig (AHC, S.F.).

En los quemadores combinados, el quemador de combustible líquido se encuentra ubicado en el centro de un anillo de boquillas del quemador de gas. La entrada de aire separada para cada uno de los combustibles permite el control independiente del aire primario para la combustión del líquido y del aire secundario para la combustión del gas. La mayoría de los hornos tienen quemadores capaces de quemar dos tipos de combustibles, ya sea gas-líquido o dos tipos de gases. De esta manera se evita que el horno se apague si ocurre una falla en el sistema de cualquiera de los dos combustibles (Garg, 1989).

2.2.3.2 Partes de un quemador

En la Figura 3 se aprecian las diferentes partes de un quemador:

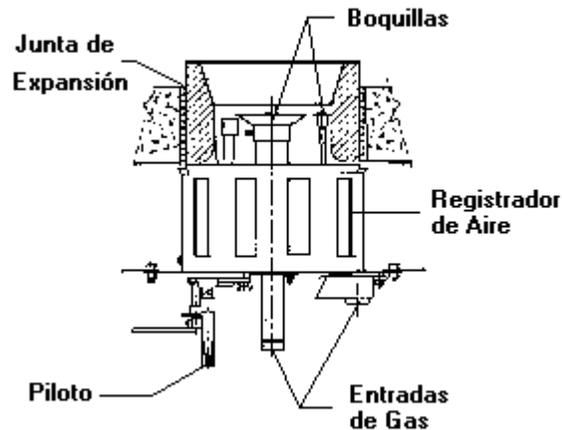


Figura 3: Vista lateral de un quemador

Las boquillas de combustible juegan un papel primordial en la forma como la energía es aprovechada. Un quemador puede poseer una boquilla de combustible o un conjunto de ellas. La variedad es amplia, pero su propósito es siempre aprovechar la presión del combustible como energía y distribuirlo dentro de la corriente de aire. Igual importancia tiene el material de construcción de las boquillas. En el caso de los quemadores de premezclado, el área superficial de la boquilla asegura un enfriamiento suficiente, tanto por conducción como por convección, manteniendo la integridad de éstas (comúnmente elaboradas de hierro colado). En otros casos se emplean aleaciones especiales para altas temperaturas, materiales refractarios, o se proveen mecanismos artificiales para asegurar el enfriamiento. Normalmente boquillas de aleaciones de alta temperatura son utilizadas para el servicio de aire precalentado, o si una cantidad significativa de hidrógeno se encuentra presente en el combustible.

La losa o ladrillo del quemador es otro elemento que debe considerarse. Es de material refractario, con una perforación cónica o cilíndrica en su centro. En algunas aplicaciones se requiere que la losa sea rectangular. La losa del quemador limita la cantidad de aire de combustión, y su tamaño depende de la caída de presión de aire disponible. En general, en el dimensionamiento del quemador debe procurarse utilizar toda la caída de presión disponible. La

losa refractaria sirve como aislante separador entre la cámara de combustión y las partes frías del quemador, e incluso en algunos casos irradia calor hacia el aire y combustible entrantes, contribuyendo a la estabilidad de la llama.

El registrador de aire es la parte del quemador que regula el flujo de aire de combustión a dicha zona, y establece las características de flujo. Algunos registradores de aire incluyen una especie de venas en espiral para impartir un movimiento en espiral al aire de combustión, o también una especie de distribuidores para garantizar una distribución uniforme del aire. El diseño del registrador depende del tipo de mezclado requerido y del patrón de llama.

2.2.3.3 Características generales

Niveles de ruido. El control de la contaminación sónica para aportar un mejor medio de trabajo para los operadores es un hecho que está cobrando importancia. El ruido en los quemadores es producido por tres fuentes: flujo de gas a través del orificio, flujo de aire a través del registrador y combustión del combustible. Las normas exigen niveles de ruido de 85 a 90 dBA, medidos a tres pies del quemador. Los quemadores pueden alcanzar niveles de ruido de 100 a 110 dBA, cuando el nivel de ruido es mayor al exigido por las normas, los quemadores requieren silenciadores

Emisiones de NO_x . La combustión es una fuente de emisiones de óxidos de nitrógeno y existe un interés en diseñar y utilizar quemadores que disminuyan tales emisiones. Las emisiones de NO_x son influenciadas por muchos factores, incluyendo alto contenido nitrógeno en el combustible, altas temperaturas de llama y el diseño del quemador.

Ignición y estabilidad. La estabilidad es una característica muy importante en términos de seguridad y operación. Un quemador estable es aquel que es capaz de mantener la ignición en los rangos de presiones, flujos de entrada, y relaciones aire/combustible comúnmente usadas. La ignición del combustible es complementada en sus inicios por una fuente externa de calor, hasta que la reacción es capaz de generar por sí misma suficiente calor para compensar las pérdidas a los alrededores. La temperatura a la cual este fenómeno ocurre se conoce como la temperatura mínima de ignición. La estabilidad del quemador está asociada a su capacidad para mantener esta temperatura.

La mayoría de los quemadores poseen un piloto que desprende hasta 50 MBtu/hr. El piloto es encendido manualmente o mediante un dispositivo que hace chispa, y debe mantenerse prendido en las siguientes situaciones: cuando el combustible sea etano o gases más pesados, cuando el horno sea usado intermitentemente, cuando el calor desprendido por el piloto no afecte la tasa de maniobrabilidad del horno, cuando el refractario deba mantenerse seco para un encendido rápido, cuando apagones sean inevitables o en operaciones sin flujo que no impliquen sobrecalentamiento.

Forma de la llama. Dado un quemador, cambios en las variables de operación afectarían la forma de la llama. La temperatura del aire de combustión, la presión de descarga del gas combustible y la cantidad de aire son algunas de estas variables. En definitiva puede jugarse con las velocidades relativas del aire y el combustible, para proporcionar diversas geometrías de llama. Esto puede lograrse variando el ángulo de rocío del combustible y la posición de la boquilla.

Maniobrabilidad. La maniobrabilidad de un quemador viene determinada por el rango de flujos de entrada en los cuales el mismo es capaz de operar. En el caso de los quemadores de premezclado, el mínimo flujo de entrada puede verse limitado por el “*retroceso de llama*”. En algunos casos, el máximo flujo es limitado por una especie de inestabilidad llamada “*adelanto de llama*”, la cual resulta cuando la velocidad de la mezcla excede la velocidad de la llama, generándose un espacio entre la llama y la boquilla del quemador (Garg, 1978).

2.2.3.4 Selección

Entre los criterios fundamentales para seleccionar quemadores, se tienen los siguientes:

- Habilidad para manejar combustibles que presenten variaciones en su poder calórico.
- Seguridad en la ignición y fácil mantenimiento.
- Estabilidad de la llama a la máxima y mínima capacidad de combustión.

Para operaciones de tiro natural, con los quemadores colocados vertical u horizontalmente, se debe respetar las distancias mínimas especificadas en las tablas N° 2 y N°3.

Tabla N° 2: Distancias mínimas para quemadores con combustible líquido

Capacidad máxima por quemador		Distancias mínimas							
		Vertical a los tubos centrales del techo, o al refractario (solamente en quemadores verticales).		Horizontal desde el centro del quemador hasta el centro de los tubos en la pared.		Horizontal desde el centro del quemador hasta el refractario sin escudo.		Entre quemadores opuestos (solamente para quemadores horizontales).	
MMBTU/hr	KW	pies	metros	pies	metros	pies	metros	pies	metros
4	3,8	12	3,7	2'9"	0,8	2'0"	0,6	16	4,9
6	5,7	16	4,9	3'3"	1,0	2'6"	0,8	22	6,7
8	7,6	20	6,1	3'9"	1,1	3'0"	0,9	28	8,5
10	9,5	24	7,3	4'3"	1,3	3'6"	1,1	32	9,8
12	11,4	28	8,5	4'9"	1,4	4'0"	1,2	36	11,0
14	13,3	32	9,8	5'3"	1,6	4'6"	1,4	40	12,2

(API Standard 560, sección 10.1)

Tabla N° 3: Distancias mínimas para quemadores con combustible gaseoso

Capacidad máxima por quemador		Distancias mínimas							
		Vertical a los tubos centrales del techo, o al refractario (solamente en quemadores verticales).		Horizontal desde el centro del quemador hasta el centro de los tubos en la pared.		Horizontal desde el centro del quemador hasta el refractario sin escudo.		Entre quemadores opuestos (solamente para quemadores horizontales).	
MMBTU/hr	KW	pies	metros	Pies	metros	pies	metros	Pies	metros
2	1,9	7	2,1	2'0"	0,6	1'6"	0,5	8	2,4
4	3,8	10	3,0	2'6"	0,8	2'0"	0,6	12	3,7
6	5,7	13	4,0	3'0"	0,9	2'6"	0,8	16	4,9
8	7,6	16	4,9	3'6"	1,1	3'0"	0,9	20	6,1
10	9,5	19	5,8	4'0"	1,2	3'6"	1,1	24	7,3
12	11,4	22	6,7	4'6"	1,4	4'0"	1,2	26	7,9
14	13,3	25	7,6	5'0"	1,5	4'6"	1,4	28	8,5

(API Standard 560, sección 10.1)

Los quemadores deben ser especificados para una capacidad máxima, según la Tabla N° 4.

Tabla N° 4: Capacidad máxima de quemadores

Cantidad de quemadores	Porcentaje de la capacidad normal de operación (%)
5 o menos	125
6-7	120
8 o más	115

(API Standard 560, sección 10.1)

Con el uso de los quemadores correctos, la capacidad del horno puede ser incrementada de 5 a 10% y la eficiencia térmica de 2 a 3%. La selección y especificación de los quemadores

debe hacerse cuidadosamente porque tienen un impacto directo en la operación del horno y sus necesidades de mantenimiento (Berman, 1978).

2.3 Hornos

Un horno se concibe y se calcula para permitir la transferencia de una determinada cantidad de calor, por hora, a un fluido. El caudal de alimentación y las temperaturas a la entrada y a la salida se fijan previamente. Por lo tanto, hace falta generar en el horno una cantidad suficiente de calor, para calentar el fluido a la temperatura requerida, compensar las pérdidas y transmitir el calor al fluido en condiciones que éste no sea deteriorado.

Al horno se le debe suministrar una cantidad suficiente de combustible. Debe estar dotado de los quemadores necesarios, que se deben poder alimentar de combustible y de aire. En la mayoría de los hornos de las refinerías, la admisión de aire de combustión en el horno se obtiene mediante el vacío parcial que reina en el interior de él. Este vacío lo crea el tiro de la chimenea.

Es necesario mantener una presión negativa dentro de la cámara de combustión para evitar el sobrecalentamiento y la corrosión del acero estructural. La función de la chimenea es proveer suficiente tiro para mantener esta condición. Cada chimenea está provista de una compuerta que ayuda a controlar el tiro por encima de la máxima operación (Welty, 1997).

El tamaño de un horno se mide en términos de su capacidad de absorción de calor. La mayor cantidad de ellos oscila en el rango de 10 a 350 MM BTU/h, a pesar de que los hay desde 0,5 MM BTU/h hasta 1000 MM BTU/h en casos muy especiales (AHC, S.F.).

2.3.1 Usos

Los hornos poseen una gran variedad de usos en las refinerías y las plantas químicas. Las categorías son descritas a continuación:

Pre calentadores de columnas atmosféricas: el crudo es enviado a un calentador de crudo después de ser precalentado por un tren de intercambiadores que no utilizan fuego directo. Después de ser calentado el crudo, que se encuentra parcialmente vaporizado, es pasado a una columna de destilación atmosférica para ser procesado. La temperatura del crudo a la salida para estos calentadores se encuentra en el rango de 600-700°F

Rehervidores de columnas de destilación: durante la operación normal de cualquier columna de destilación se requiere de calor adicional, que es aportado por los rehervidores. Una corriente es extraída de la columna, vaporizada en forma parcial o total y recirculada al proceso donde se condensa, aportando energía equivalente a su calor de vaporización. La temperatura de salida del fluido de operación en estos equipos suele estar en el rango 400°F-550°F.

Pre calentadores de vacío: después de haber sido destilado el crudo en una columna atmosférica, muchas refinerías procesan la carga a través de una columna de vacío. Para esto, previamente se tiene que calentar la alimentación, para lo que se utilizan los calentadores de vacío. Las temperaturas de salida en pre calentadores de vacío se encuentran en el rango de 700-800°F.

Pre calentadores de la alimentación a un reactor: En estos se incrementa la temperatura a niveles suficientes de manera de que las reacciones que van a efectuarse en un reactor adjunto, pueden proceder de una manera controlable. Las temperaturas y presiones pueden variar considerablemente de acuerdo a la naturaleza de la carga. Para una sola fase, la temperatura puede variar de 700°F a 800°F para la entrada y de 1000°F a 1500°F para la salida; con presiones desde los 250 psig hasta los 600 psig. En sistemas multifásicos el rango de temperaturas entre la entrada y la salida se estrecha entre los 700°F y 850°F, mientras que las presiones se incrementan al orden de los 3000 psig.

Calentadores para fluidos térmicos: Calentadores de fuego son utilizados con frecuencia para elevar la temperatura de un medio recirculante, que transfiere energía a otro fluido. Generalmente la corriente en cuestión permanece en fase líquida desde la entrada hasta la salida. El rango de temperaturas a la salida es de 300-650°F

Calentadores de fluidos viscosos: muchas veces se tiene la necesidad de bombear crudos pesados desde los puntos de producción, a sitios donde puedan ser procesados. A fin de facilitar el bombeo y reducir costos por este efecto, los crudos pesados se calientan para disminuir su viscosidad, y así facilitar su transporte. El rango de temperaturas a la salida es de 200-400°F

Reactores de fuego: Son calentadores en los cuales se producen reacciones químicas. Requieren de una sofisticada tecnología. Ejemplos de éstos son los hornos de pirólisis y los

reformadores de hidrocarburos, en los que los tubos se encuentran rellenos de catalizador. El rango de temperaturas a la salida es de 1400-1700°F.

2.3.2 Configuración

Existen muchos tipos de configuraciones y de diseños de hornos. El criterio más general es clasificarlos de acuerdo a la dirección de los tubos en la zona radiante, y en tal sentido pueden denominarse horizontal o vertical.

Hornos Cilíndricos Verticales

En este tipo de hornos los tubos están dispuestos en forma vertical cerca de las paredes de la carcasa cilíndrica en la cámara de combustión como lo muestra la *Figura 4*. La llama puede ser vertical desde el piso del horno u horizontal desde las paredes. Son capaces de transferir cargas calóricas desde 1 MMBTU/hr hasta 200 MMBTU/hr. Los tipos más comunes de hornos con esta configuración son los siguientes:

- **Horno cilíndrico vertical con solamente zona radiante** (*figura 4a*). Es el más simple de todos los diseños. Calentadores de este tipo tienen un bajo costo pero también tienen una baja eficiencia, por lo que casi no se utilizan.
- **Horno cilíndrico vertical con tubería helicoidal** (*figura 4b*). Esta configuración también es bastante simple pero tiene la ventaja de que permite la fluidez por efecto de la gravedad.
- **Horno cilíndrico vertical con zona convectiva cruzada** (*figura 4c*). La inclusión de una zona convectiva (con un banco de tubos horizontales encima de la zona de radiación), permite de una forma económica tener más eficiencia en el horno.
- **Horno cilíndrico vertical y doble quemador**. Este horno está hecho especialmente para calentar grandes flujos de gases con una baja caída de presión. Los tubos de la zona de radiación se encuentran alineados sobre el diámetro de la base del cilindro, y son calentados por quemadores a ambos lados.

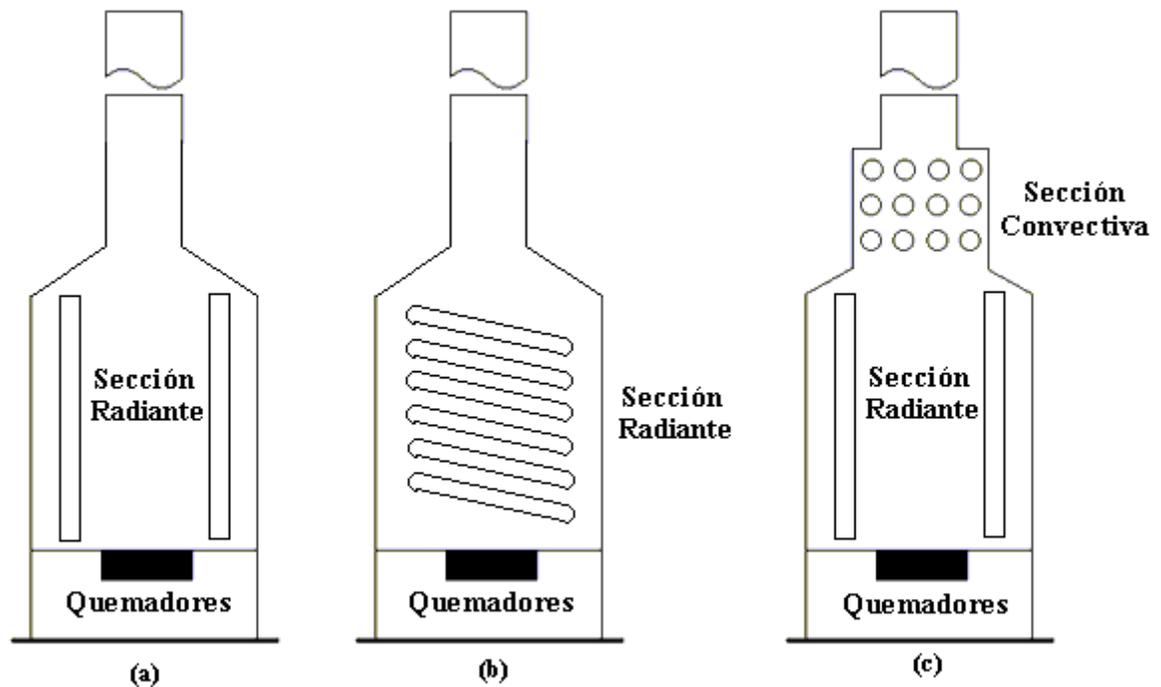


Figura 4: Distintas configuraciones de hornos cilíndricos verticales

Hornos de Cabina Horizontal

Los tubos de la sección radiante de estos hornos están dispuestos de forma horizontal cerca de las paredes de la cabina en la zona de combustión. Los tubos de la sección convectiva están colocados en un banco horizontal por encima de la zona de combustión. Generalmente, la llama es vertical y se produce en quemadores ubicados en el suelo de la cabina. Dentro de esta clasificación se encuentran los siguientes tipos de horno:

- **Hornos de cabina horizontal** (*figura 5a*). Son capaces de transferir cargas calóricas desde 10 MMBTU/hr hasta 125 MMBTU/hr
- **Hornos de cabina horizontal con pared divisoria** (*figura 5b*). Presenta una pared divisoria que permite un control individual de los quemadores en cada una de las partes. Esto debido a que, por ejemplo, en algunas refinerías se usa el mismo horno para precalentar la alimentación a las torres de destilación atmosférica y al vacío.
- **Hornos de cabina horizontal con dos cámaras** (*figura 5c*). Aquí los tubos de la sección radiante se encuentran ubicados cercanos a las paredes y el techo de las dos cámaras y la

sección convectiva se encuentra en el medio de estas dos. Son capaces de transferir cargas calóricas a partir de 125 MMBTU/hr

- **Hornos de cabina horizontal y dos quemadores** (figura 5d). Los tubos horizontales son dispuestos en una sola columna y los quemadores se ubican a ambos lados para asegurar una distribución uniforme del calor radiante alrededor de los tubos.

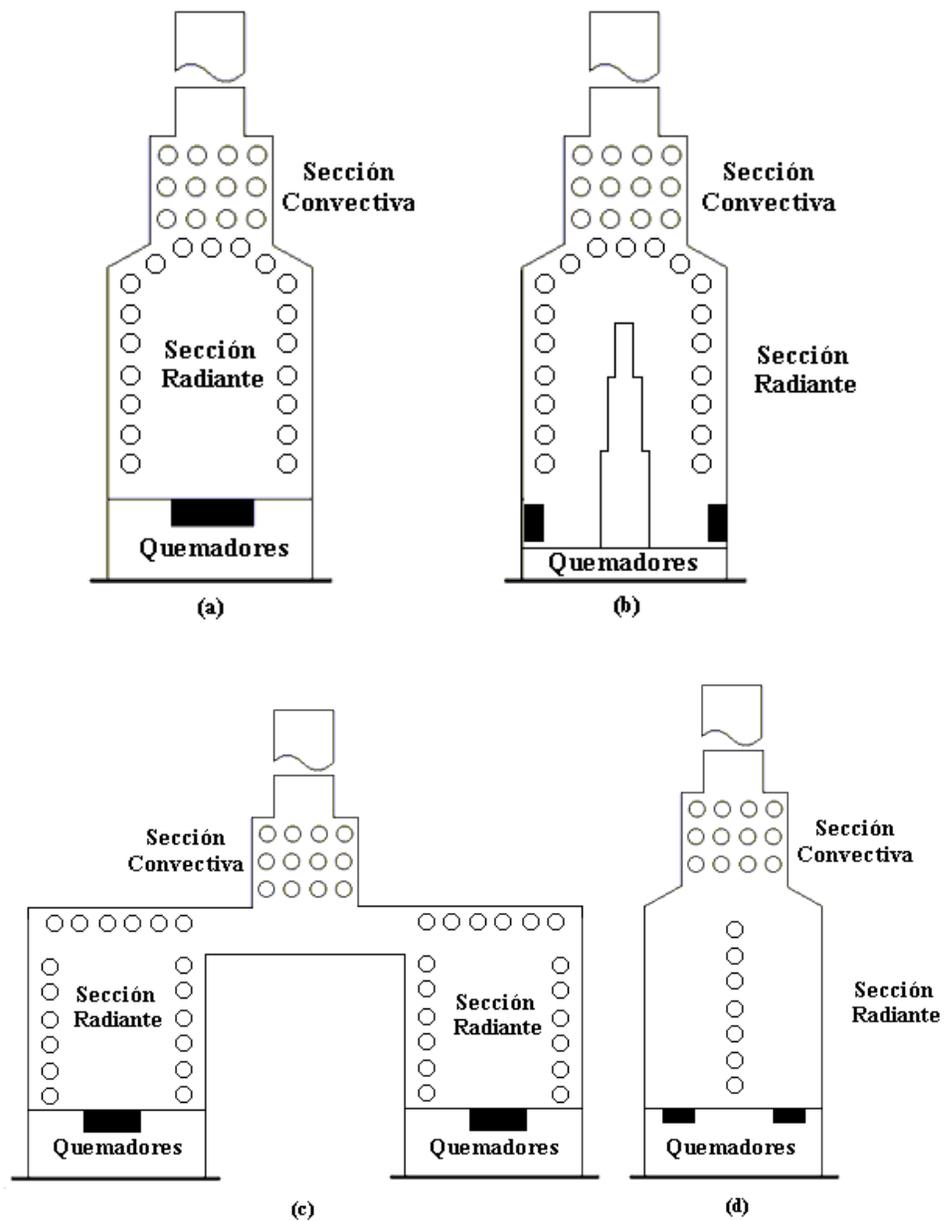


Figura 5: Distintas configuraciones de hornos de cabina horizontal

A continuación se presenta un cuadro comparativo entre las características de los hornos cilíndricos verticales y los de cabina horizontal.

Tabla N° 5: Cuadro comparativo entre hornos cilíndricos y de cabina

CARACTERÍSTICA	CILÍNDRICO VERTICAL	CABINA HORIZONTAL
Área requerida para la misma capacidad de calentamiento	Menor	Mayor
Costo de capital	Menor	Mayor
Servicios críticos	No recomendado	Recomendado
Drenaje	Requiere fuerza externa	Drena por gravedad

(AHC, S.F.)

2.3.3 Partes

La Figura 6 muestra las partes de un horno de fuego directo.

Sección radiante. Es la región del horno donde el principal mecanismo de transferencia de calor involucrado es la radiación. La superficie de los tubos es calentada de manera directa por la radiación de las llamas de los quemadores. En esta sección todos los tubos son lisos (sin aletas).

Sección convectiva. Es la región del horno en la cual el calor sensible adicional es recuperado básicamente por convección. En realidad las primeras filas de este banco de tubos absorben calor tanto por radiación como por convección y son lisas (zona de protección). El resto de las filas están formadas por tubos aleteados, en los cuales el área efectiva de transferencia de calor puede ser hasta diez veces mayor a la correspondiente a la superficie sin aletas.

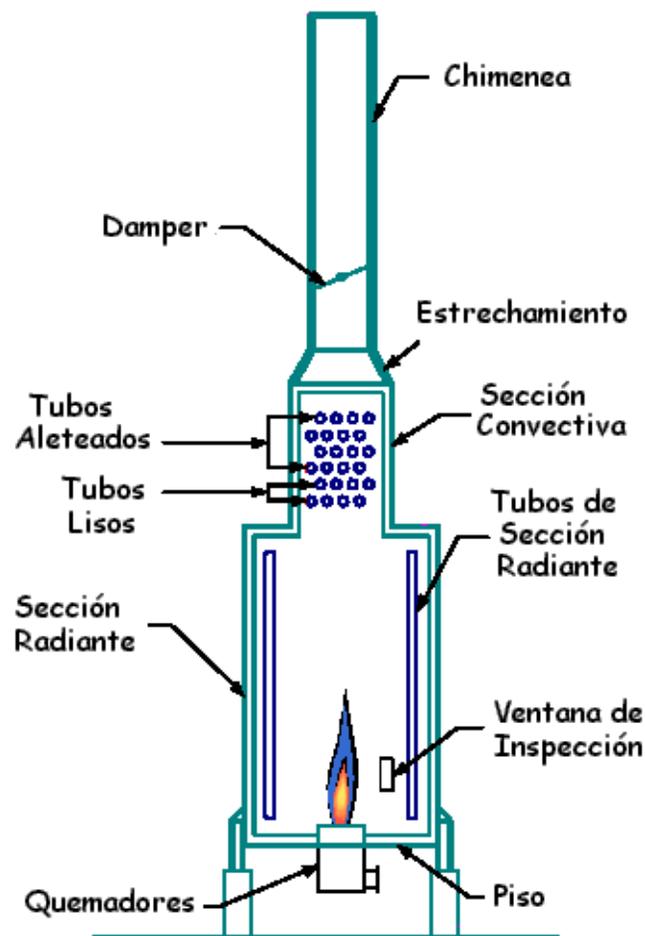


Figura 6: Partes de un horno

Carcasa. Es una caja en la cual los quemadores y los tubos se encuentran encerrados. Consiste en una estructura que recubre el refractario y el soporte de los tubos. Para hornos horizontales, la carcasa suele estar formada por planchas reforzadas de 3/16 pulgadas de espesor, mientras que la mayoría de los hornos verticales cilíndricos son fabricados con planchas de 1/4" sin refuerzos (AHC, S.F.).

Aislantes y Refractarios. La carcasa descrita anteriormente se encuentra recubierta internamente por material aislante, el cual, además de proteger la estructura de temperaturas extremas, minimiza las pérdidas de calor a través de las paredes. Los refractarios más comúnmente utilizados en los hornos son el refractario fundido, la fibra cerámica y los bloques refractarios.

El refractario fundido se aplica por vaciado, es relativamente económico y tiene un bajo coeficiente de expansión, por lo cual debe ser aplicado en extensas áreas sin necesidad de incluir juntas de expansión. El más comúnmente usado es el L-H-V (Luminite-Haydite-Vermiculite), para temperaturas máximas de 1800°F a 1900°F. Un espesor de 5 pulgadas es utilizado típicamente para la sección convectiva, y las paredes radiantes protegidas por tubos; mientras que en las paredes expuestas directamente a la radiación, se utiliza de 6 a 8 pulgadas de espesor (GPSA, 1998).

La fibra cerámica consiste normalmente de una capa de superficie expuesta al calor, seguida de otra u otras capas de respaldo. Una densidad mínima de 8 lb/pie³, y un espesor de 1 pulgada es recomendado para la capa principal, mientras que para el o los respaldos, es suficiente 4 lb/pie³. Las principales ventajas de este aislante radican en su ligero peso, y su disponibilidad inmediata para la operación, pues no requiere de curado.

Los ladrillos refractarios IFB están compuestos de una mezcla de aserrín, arcilla refractaria rica en alúmina y coque. Los rangos de temperaturas de diseño oscilan entre 1600 y 2800°F.

Tubos. Los serpentines de tubería constituyen el elemento primordial de un calentador. También suelen representar un elevado porcentaje del costo total del equipo. Consisten en un conjunto de tubos conectados a través de codos de 180°, los cuales pueden ser soldados o roscados (esta disposición de tubos es lo que se conoce como serpentín). La práctica más común consiste en la utilización de codos soldados tipo tapón para facilidades de mantenimiento, el cual puede realizarse con vapor o cepillo, sobretodo en aquellos casos en donde el fluido de proceso es propenso a la formación de deposiciones de coque. Los principales factores que afectan la selección del material de los tubos de los serpentines para elevadas temperaturas son la vida útil, las condiciones del ambiente y el costo.

La selección del material de los tubos depende de diversos factores, las consideraciones preliminares son la resistencia mecánica requerida, resistencia a la corrosión (o erosión) y las características de oxidación (o reducción). Conjuntamente con estas características están el nivel de temperatura, la atmósfera del horno y los constituyentes corrosivos del fluido de proceso o del

combustible. En la Tabla N° 6 se presentan los materiales más comúnmente usados según el rango de temperatura de operación.

Tabla N° 6: Selección del material de los tubos

Temperaturas límite de diseño, °F	Material
800	Acero al carbono
1100	Carbono-1/2 Mo
1100	1 ¼ Cr-1/2 Mo
1200	2 ¼ Cr-1 Mo
1200	5 Cr- 1/2 Mo
1300	7 Cr-1/2 Mo
1300	9 Cr-1 Mo
1500	18 Cr-8 Ni
1500	16 Cr-12 Ni- 2 Mo
1500	18 Cr-10 Ni- Ti
1500	18 Cr- 10 Ni – Cb
1800	Ni Fe – Cr
1850	25 Cr –20 Ni

(AHC, SF)

Aletas. Gran cantidad de los tubos de la sección de convección son aleteados. Tres tipos de superficie extendida (véase Figura 7) son empleadas en los hornos de fuego directo: aletas aserradas, aletas sólidas y espinas.

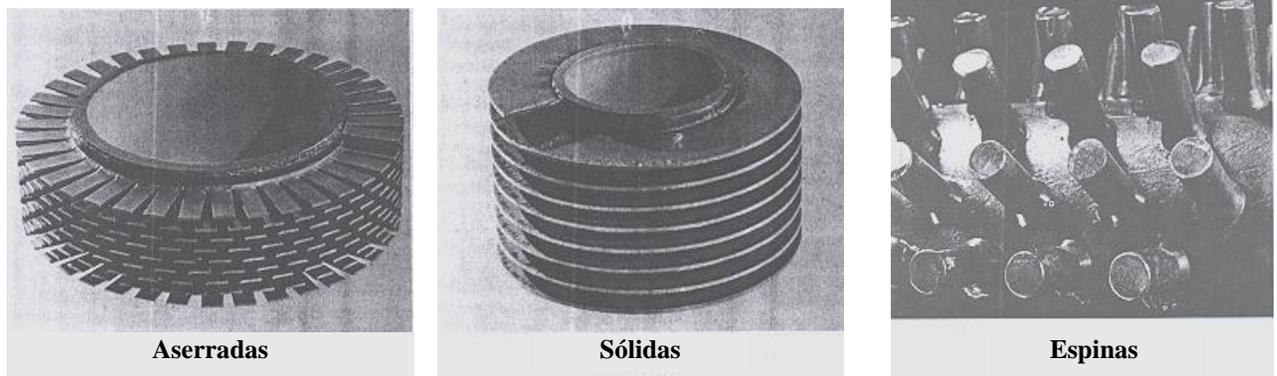


Figura 7: Aletas utilizadas en tuberías de hornos.

Las aletas sólidas y las aserradas tienen un espesor de entre 0,05 y 0,1 pulgadas y hasta 1 pulgada de altura. Hay generalmente de 3 a 5 aletas por pulgada de longitud de tubo. Las aletas de espinas tienen un diámetro de generalmente 0,5 pulgadas de diámetro, con una altura máxima

de 1,5 pulgadas. Es una buena práctica tener un espacio de entre 1¼ a 1½ pulgadas entre cada superficie extendida (Gosh, 1992).

El material de las superficies extendidas es seleccionado de acuerdo a la temperatura en la punta de la aleta. A continuación se presenta la Tabla N° 7 con las temperaturas máximas permitidas para diferentes materiales:

Tabla N° 7: Selección del material de superficies extendidas

Máxima temperatura en la punta, °F	Material
Espinas	
950	Acero al carbono
1200	11-13 Cr-Ni
1500	18-8 Cr-Ni
Aletas	
850	Acero al carbono
1100	11-13 Cr-Ni
1500	18-8 Cr-Ni

(Garg,1988)

Un término muy utilizado en el cálculo de las aletas, es el de *eficiencia de aleta (η)*, que se define como la razón de la transferencia real de calor de superficie extendida a la transferencia máxima posible de calor desde la superficie. La máxima transferencia de calor ocurriría si la temperatura de la superficie extendida fuera igual a la temperatura base en todos los puntos.

La Figura 8 es un gráfico que permite calcular la eficiencia de las aletas, para el caso particular de aletas circulares de grosor constante.

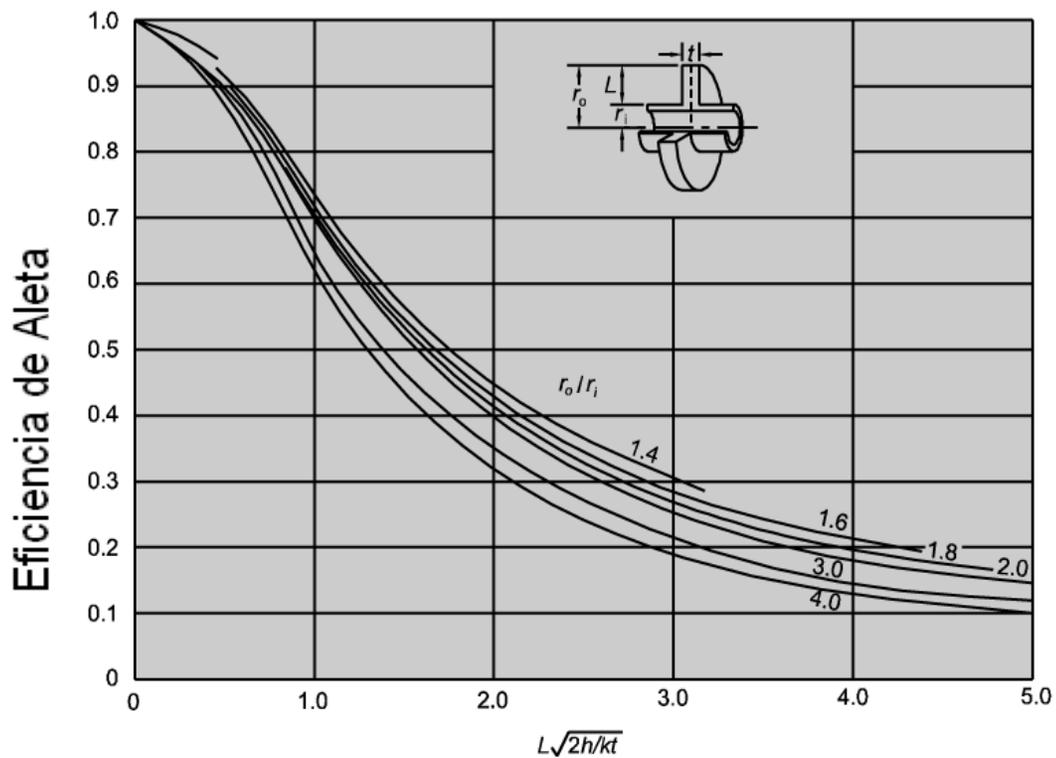


Figura 8: Eficiencia de Aleta

Soportes. El diseño mecánico propio de los calentadores requiere que los tubos sean sostenidos apropiadamente por medio de soportes que se fijan a la estructura metálica (carcasa) y no al refractario, y pueden ser para un tubo en particular o para un conjunto de tubos, como el caso de planchas soporte. La máxima distancia entre dos soportes contiguos no debe exceder 35 veces el diámetro externo del tubo o 20 pies (el menor de ambos).

Chimenea. Es un conducto cilíndrico de acero, revestido con concreto o ladrillos, que sirve para trasladar el gas de escape a la atmósfera. La función primordial de la chimenea es proveer suficiente tiro para mantener una presión negativa dentro de la cámara de combustión. Cada chimenea está provista de una compuerta que ayuda a controlar el tiro por encima de la máxima operación. La buena práctica recomienda la utilización de una chimenea por cada 40 pies de tubería convectiva. La mayoría de ellas son auto soportadas, fabricadas en planchas de 6 milímetros de espesor.

La chimenea está dotada de una compuerta (damper) que regula el flujo de gases y controla el tiro del horno. Una compuerta típica consiste en una placa plana conectada a un eje el cual puede ser rotado de manera similar a una válvula de mariposa

2.3.4 Transferencia de Calor en un Horno

En la sección radiante la mayor parte del calor se desplaza directamente desde la llama de los quemadores hacia los tubos o es reflejado hacia ellos después de tocar la pared.

Como la cantidad de calor irradiado por una llama es proporcional a su temperatura a la cuarta potencia, el ajuste correcto de aire de exceso y la condición de los tubos son factores importantes para lograr una alta eficiencia del horno. El ajuste correcto del aire en exceso hace posible obtener una temperatura más alta en la llama sin formación de incrustaciones y depósito de coque en los tubos, lo cual representaría una resistencia adicional a la transferencia de calor.

Las siguientes ecuaciones pueden ser utilizadas para obtener un estimado del calor absorbido en la sección radiante de un horno, expresado como una fracción de la liberación total neta de calor, en función del flujo de calor promedio hacia los tubos (circunferenciales), el arreglo de los tubos y la relación aire-combustible. Estas ecuaciones son soluciones de la ecuación de Wilson-Lobo y Hottel (Manual GPSA, 1998).

$$B = \frac{D_o \cdot n \cdot \pi \cdot \phi \cdot G^2}{S \cdot a} \quad (17)$$

$$R = 1 - \frac{\sqrt{(B^2 + 70,56 \cdot 10^6 \cdot B)} - B}{35,28 \cdot 10^6} \quad (18)$$

En donde las variables de la ecuación 17 tienen que estar en las siguientes unidades: Do en pie, Φ en BTU/hr pie² y S en pulg.

Con la finalidad de aumentar la eficiencia del horno, se implementa la sección convectiva ubicada entre el hogar y la chimenea, en ella, el gas de combustión cede calor al gas que está alrededor de las paredes de los tubos para calentar la alimentación antes de llegar a la zona de radiación.

La cantidad de calor transferido por convección depende de la diferencia de temperatura entre el gas caliente y las capas del gas estancado alrededor de los tubos, cuanto mayor sea la diferencia, mayor será el calor transferido; y de la velocidad del gas, cuanto más alta sea ésta, mayor será la transferencia de calor.

La transferencia de calor a través de la pared metálica del tubo es por el mecanismo de conducción. Para que haya una transferencia por conducción es necesario que exista contacto entre dos cuerpos sólidos, pero también puede ocurrir por el interior de un cuerpo. Por ejemplo, en un horno el calor se transfiere desde la pared externa de los tubos hacia la pared interna de los mismos.

La cantidad de calor transferido por conducción depende de la diferencia de temperatura entre las paredes externa e interna del tubo (a mayor diferencia, mayor transferencia), los espesores de la capa de gas estancado y del tubo (a menor espesor, mayor transferencia), y la presencia de coque o cualquier materia similar sobre la pared interna del tubo (entorpecen el proceso de transferencia de calor).

Finalmente, dentro de los tubos se vuelve a observar un fenómeno de convección donde el fluido interno entra en contacto con la pared interior del tubo provocando el aumento de la temperatura de dicho fluido.

2.3.5 Diseño

Conociendo bien qué es un horno, es importante puntualizar la información que debe suministrar el comprador al diseñador, de manera de que este último pueda ofrecer un producto ajustado a las necesidades del cliente.

El primer rango de información en lo concerniente a las condiciones de diseño de procesos, servicio y tipo de fluido deben ser indicados. El flujo debe suministrarse preferiblemente con las propiedades del fluido tales como densidad, viscosidad y calor específico, al menos a las condiciones de presión y temperatura de entrada y salida y para la fase líquida y gas en el caso de flujo bifásico. La máxima caída de presión admisible debe ser evaluada por el comprador en función de la capacidad de bombeo disponible. Es decisión del cliente seleccionar la densidad de flujo de calor promedio o máxima. Aunque la velocidad másica no es requerida para el diseño, con frecuencia los expertos compradores la especifican en base a

experiencia con crudos particulares. Algunas veces la máxima temperatura de película es especificada. Es recomendable especificar en esta sección el factor de ensuciamiento tanto interno como externo a ser usado.

Después de definidas las condiciones de proceso, deben especificarse las características de combustión. La cantidad de exceso de aire es la primera variable a puntualizar. En esta sección debe definirse también el tipo de quemador (natural o forzado), con los requerimientos especiales en lo relativo a nivel de ruido y control de NOx. El diseñador debe calcular el calor a introducir, y corroborar el calor de absorción, determinando la eficiencia real del equipo, la cual es exigencia del cliente. El diseñador determinará la temperatura de los gases de salida de la sección radiante y su velocidad a través de la sección convectiva, así como el tiro en la cámara de combustión.

Las características del combustible gas o líquido requeridas por el diseño son: composición del combustible, en la cual es de suma importancia indicar contenido de vanadio, sodio y azufre pues requieren consideraciones especiales para prevenir corrosión. La presión disponible del combustible ha de ser especificada por el comprador, pues él es el responsable del bombeo; y en el caso de combustible líquido debe indicar también la disponibilidad del aire de atomización.

En cuanto a las características mecánicas del diseño, el comprador indicará las limitaciones de espacio, tuberías y chimenea en caso de que las hubiera. La presión y temperatura de diseño y la corrosión admisible deben ser claramente indicadas.

2.3.5.1 Selección de tubos y arreglos

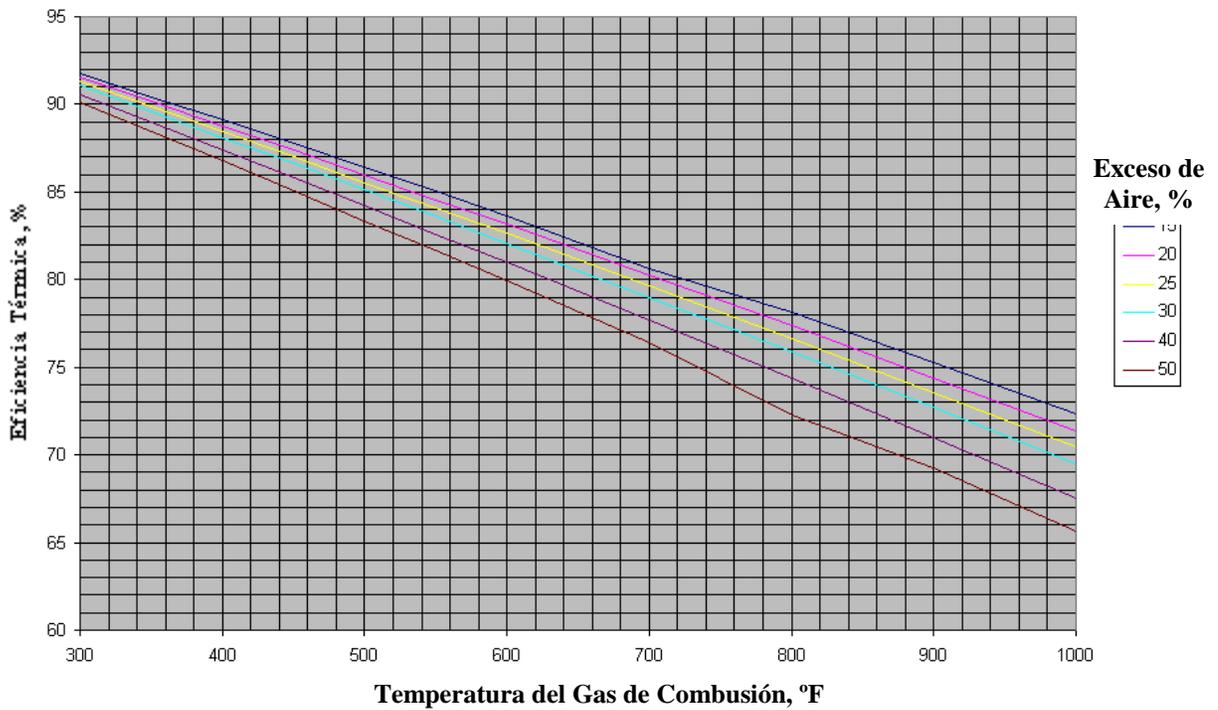
El arreglo que se va a utilizar se define de acuerdo a lo mencionado en los *tipos de calentadores*. Una vez escogido el arreglo, debe decidirse la longitud de los tubos, su diámetro y el número de pasos. El fluido entra primeramente por la sección convectiva, luego pasa a través de los tubos de la zona de protección (shock tubes) hacia el serpentín de la zona radiante. El principal factor determinante en el dimensionamiento de los tubos y el número de pasos, es la caída de presión y la velocidad del fluido. Los serpentines deben ser diseñados bajo los estándares API-RP-530 usando catálogo 40 como espesor mínimo. Todos los tubos deben ser sin costura y preferiblemente en una sola pieza, siempre que la longitud seleccionada lo permita. La longitud de los tubos puede variar entre 20 y 100 pies para el caso horizontal, y máximo 65 pies

para los tubos verticales. Los diámetros pueden oscilar desde 2" hasta 10" según la aplicación específica (Garg, 1989).

Normalmente los soportes de los tubos están hechos con una aleación de acero con 20% de cromo o 12% de níquel, pero si el combustible que se quema tiene cantidades representativas de vanadio o sodio, los soportes de los tubos deben estar hechos de una aleación de 50% cromo y 50% níquel (Gosh, 1992).

2.3.5.2 Sección radiante

La carga calórica debe representar en la sección radiante cerca del 60% de todo el calor desprendido. Para evaluar la distribución de calor total absorbido entre las secciones (radiante y convectiva), es necesario determinar la eficiencia radiante, que constituye la fracción de calor liberado que es absorbida a través del área de transferencia de calor del hogar del horno. Dado un combustible y definido un porcentaje de exceso de aire, la eficiencia térmica de la sección radiante puede ser presentada como una función de la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección radiante (esta temperatura se conoce con el nombre de *temperatura de pared divisoria*).



(<http://www.heatflux.com> mayo/2004)

Figura 9: Eficiencia térmica de la sección radiante

Por otro lado, para una configuración particular de horno, la temperatura de pared divisoria puede ser expresada gráficamente como función del exceso de aire, temperatura de la tubería y la densidad de flujo de calor radiante (Figura 10).

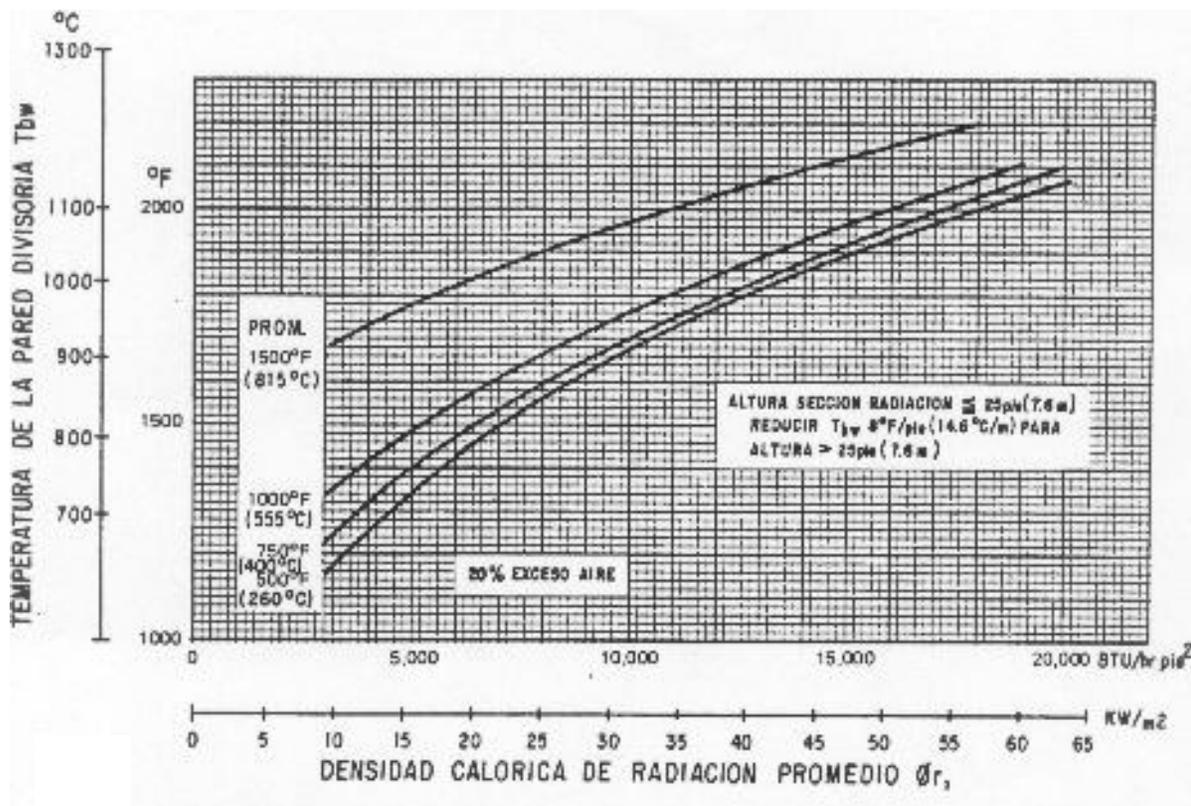


Figura 10: Temperatura de pared divisoria

La selección de la densidad de flujo de calor, es esencialmente el primer paso a seguir en el proceso de diseño de un horno. Por definición, éste representa el calor transferido al fluido en la sección radiante, dividido por el área total de transferencia de calor radiante, calculado en base al diámetro externo de los tubos. Elevadas tasas de radiación incrementan los costos de mantenimiento. Debido a que tanto el refractario como los soportes están expuestos a muy altas temperaturas, su vida útil se acorta. Más aún, las elevadas temperaturas de *piel de tubo* (superficie externa del tubo) reducen su vida de servicio e incrementan el potencial para la deposición de coque y demás productos de degradación.

Los valores típicos de densidad de flujo de calor promedio que se emplean en la actualidad, resumen la experiencia de los usuarios y los diseñadores (Tabla N° 8).

Tabla N° 8: Valores típicos de densidad de flujo de calor y velocidad másica del fluido de proceso

Servicio	Densidad de flujo de calor (W/m^2)	Velocidad másica promedio ($Kg/m^2 s$)
Pre calentadores de columnas atmosféricas	31000-38000	850-1225
Pre calentadores de vacío	25000-31500	300-500
Coquificador de columnas de destilación	30000-38000	700-1225
Reformadores catalíticos	23500-38000	220-350
Coquificadores retardados	30000-34500	1700-2200
Hidro craqueador	30000-38000	750-1000
Sobrecalentador de vapor	31000-47000	150-370

(Gosh, 1992)

La distribución del calor radiante alrededor de los tubos no es uniforme. De hecho, la densidad del flujo de calor varía substancialmente de uno a otro punto de la circunferencia de los tubos, según la relación espaciamento de los tubos / diámetro de los tubos, así como también el arreglo de los quemadores por medio del cual se considera que los tubos son calentados por una sola cara o por ambas.

Debido a la falta de uniformidad de la distribución del calor radiante, se generan diferentes temperaturas sobre los tubos de dicha sección. En el momento del diseño, hay que tomar en cuenta las máximas temperaturas, ya que éstas son factores críticos, por lo tanto, es necesario conocer el comportamiento de la distribución del calor, para ello existen gráficas generadas empíricamente que aportan información sobre el valor de la densidad de flujo de calor radiante máxima en base a la densidad de flujo de calor (AHC, S.F.).

La temperatura de los tubos resulta ser siempre mayor que la temperatura del seno del fluido de proceso en cualquier punto. La magnitud de la temperatura de piel de los tubos,

depende entonces de la temperatura del fluido, de la densidad de flujo de calor radiante máxima, del arreglo de los quemadores, y de la resistencia térmica de la capa de coque que pudiera formarse.

$$T_{\max} = T_{dt} + \frac{q_{\max}}{h_o} + \frac{q_{\max} \cdot t_{cq}}{k_{cq}} + \frac{q_{\max} \cdot t_m}{k_m} \quad (19)$$

La temperatura máxima de pared debería encontrarse entre el rango de 800 a 1000°C (Garg, 1988).

2.3.5.3 Sección convectiva

Después de definir la sección radiante, el paso siguiente es determinar la superficie convectiva requerida, la cual puede ser expresada como una función del calor convectivo, la diferencia media logarítmica de temperaturas, y el coeficiente global de transferencia de calor. Este último puede ser estudiado como una función de la sumatoria del inverso de las resistencias presentes, que son la resistencia de la pared del tubo, la resistencia de película interna, y la resistencia de película externa.

Toda la combustión debe ser completada antes de que los gases alcancen la sección convectiva. Los requerimientos de la sección superficial convectiva son controlados por la resistencia de película del lado de los gases calientes. Para incrementar la transferencia de calor por unidad de longitud de tubo, generalmente la sección convectiva se provee de área extendida, como se describió anteriormente. Especial atención debe dedicarse a la velocidad másica de los gases de combustión, que determina los coeficientes convectivos.

El cálculo del coeficiente de convección interno, se puede realizar mediante las siguientes ecuaciones (Incropera, 1999):

- Fluido en régimen turbulento (ecuación de Sieder-Tate)

$$h_i = \frac{k}{D} \cdot 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (20)$$

Para esta ecuación todas las propiedades del fluido se calculan a la temperatura media del fluido menos μ_p la cual se evalúa a la temperatura de la pared con la cual se intercambia y se aplica bajo las siguientes consideraciones (Welty, 1997):

$$0.7 \leq Pr \leq 16700 \quad ; \quad Re \geq 10000 \quad ; \quad L/D \geq 60$$

- Fluido en régimen de transición (ecuación de Hausen)

$$h_i = \frac{k}{D} \cdot 0,116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(1 - \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (21)$$

- Fluido en régimen laminar (ecuación de Sieder-Tate)

$$h_i = \frac{k}{D} \cdot 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (22)$$

Para esta ecuación todas las propiedades del fluido se calculan a la temperatura media del fluido menos μ_p la cual se evalúa a la temperatura de la pared con la cual se intercambia y se aplica bajo las siguientes consideraciones (Welty, 1997):

$$0.7 \leq Pr \leq 100 \quad ; \quad Re < 2100$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la película de gas que cubre la superficie externa de los tubos en arreglo triangular, se utiliza la siguiente correlación: (BEICIP-CEPET, 1992)

$$h_o = 5,4 * \left(\frac{Gc^{0,67}}{D_o^{0,33}}\right) * \left(\frac{T_g + 460}{100}\right)^{0,4} \quad (23)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la película de gas que cubre la superficie extendida aleteada, se utiliza la siguiente correlación: (BEICIP-CEPET, 1992)

$$h_e = 7 * \left(\frac{Gc^{0,55}}{D_o^{0,45}}\right) * \left(\frac{T_g + 460}{100}\right)^{0,48} \quad (24)$$

Para las ecuaciones 23 y 24 es necesario que las variables se encuentren en las siguientes unidades h_e y h_c en BTU/hpie²°F, G_c en lb/seg pie², D_o en pulg, T_g en °F.

2.3.5.1 **Espesor de pared**

El siguiente paso es determinar el espesor de pared de tubería requerido. Cuando el fluido a ser calentado no es vapor ni agua, el diseño es gobernado por lo indicado en la norma API 530, mientras que para agua o vapor, prevalece el código ASME. En cualquiera de los casos, las variables que entran en juego son la máxima temperatura de piel de tubo, la presión de diseño, el diámetro de la tubería, la corrosión admisible y el esfuerzo del material según API o ASME. Para tubos de acero al carbono, un mínimo de 9% de cromo es requerido en catálogo 40; mientras que para acero inoxidable, el espesor mínimo es cédula 10 (AHC, S.F.).

Según los estándares API-RP-530, el espesor de la pared de tubería está definido por las siguientes ecuaciones:

$$EM = \frac{(PD * D_o)}{(2 * Se) + PD} + CA \quad (25)$$

$$EMS = \frac{EM}{0,875} \quad (26)$$

El espesor comercial seleccionado para el diseño en ambas secciones (radiación y convección) debe ser mayor que el EMS, de lo contrario se debe seleccionar otro espesor.

2.3.5.2 **Chimenea**

El tiro producido por una columna de gases calientes depende de la diferencia de densidades entre éste y la atmósfera y es determinado por tres factores fundamentales: la temperatura de los gases de la chimenea, la altura de la chimenea y la altura sobre el nivel del mar la cual debe ser especificada por el comprador.

Presiones positivas dentro de la cámara de combustión siempre deben evitarse, pues influyen en el movimiento al exterior de los gases de combustión, creando serios problemas de sobrecalentamiento y corrosión del acero estructural (AHC, S.F.).

Es práctica común considerar un 25% de exceso de gases de combustión para el diseño de la chimenea. Para la mayoría de las aplicaciones, la temperatura promedio de los gases en la chimenea puede ser conservadoramente estimada 75°F por debajo del valor de la temperatura de la entrada de dichos gases a la chimenea (AHC, S.F.).

El diámetro de la chimenea es función del flujo de los gases de combustión y debe ser tal que produzca una velocidad entre los 25 y 40 ft/s para prevenir inversión. (AHC, S.F.)

Para determinar el diámetro se utiliza la siguiente ecuación:

$$D_S = \sqrt{\frac{4 \cdot W_g}{\rho_g \cdot \pi \cdot u_g}} \quad (27)$$

El tiro en el horno es controlado por medio de la compuerta de la chimenea. La entrada a la sección de convección es el punto que tiene la mayor presión y se usa como punto de control. En la Figura 11 se observa el comportamiento de la presión de los gases de combustión a través de las distintas partes del horno, donde se observan tramos en los cuales los gases experimentan ganancias y tramos donde existen pérdidas.

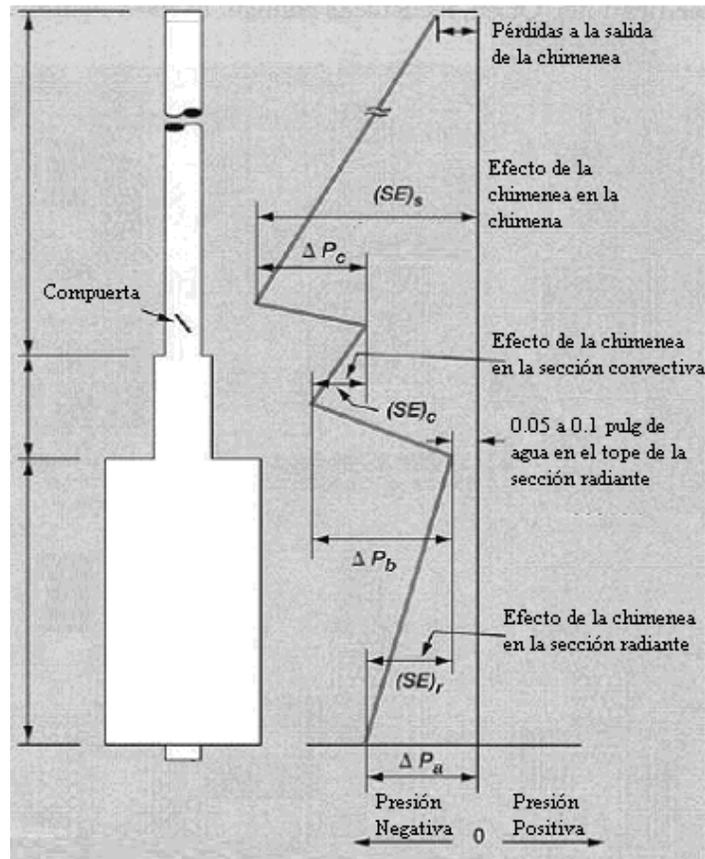


Figura 11: Perfil de presión en un horno de tiro natural.

Para realizar el cálculo de la altura de la chimenea se hace necesario conocer la variación de la temperatura de los gases de combustión a través de la chimenea, para ello se dispone de gráficas como la que se presenta en la Figura 12.

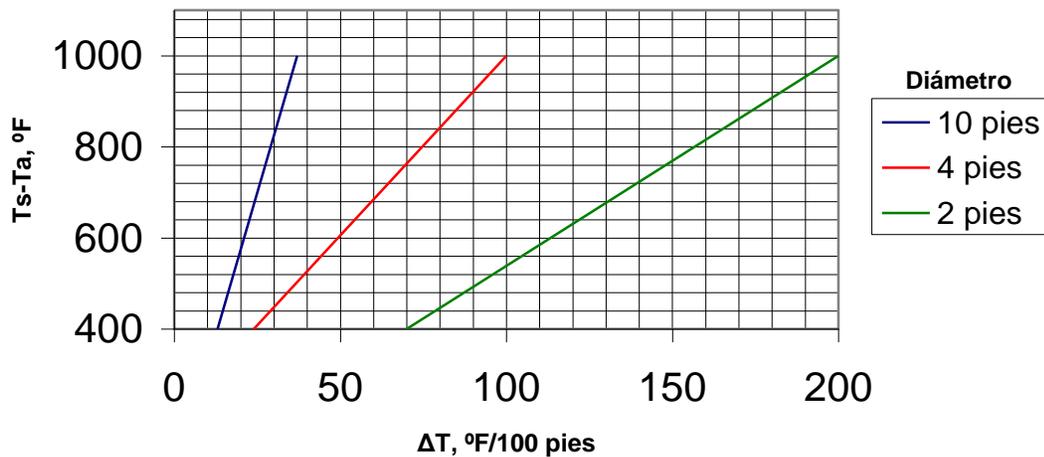


Figura 12: Pérdidas de temperatura en chimeneas de acero.

La altura depende de las ganancias y pérdidas de presión de los gases de combustión dentro de la sección convectiva y la chimenea, de manera tal que se mantenga la presión deseada en la cabina del horno. La altura de la chimenea se calcula haciendo un balance de presión, de manera tal que las ganancias se igualen a las pérdidas y así garantizar la presión fijada en la sección radiante.

$$H_S = \frac{\Delta P_T - SE_C \cdot H_C}{SE_S} \quad (28)$$

2.3.5.3 Determinación de las Caídas de Presión

La combinación óptima de diámetro y longitud de tubo y número de pasos, debe ser el resultado de la evaluación de la caída de presión del fluido. Antiguamente para hornos de calentamiento de crudo pesado, el criterio que privaba el dimensionamiento de los tubos y el número de pasos era la velocidad del aceite frío. No obstante, con el advenimiento de numerosas aplicaciones de vapor, ha cobrado mayor significado el concepto de velocidad másica.

La caída de presión para un fluido en una sola fase, sea vapor o líquido, puede ser calculada con suficiente exactitud en base a los principios de mecánica de fluidos, por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = f \cdot \left(\frac{L}{D_i} \right) \cdot \frac{G_C^2}{2 \cdot \rho} \quad (29)$$

La longitud L corresponde a la suma de la longitud total de tramo recto de tubería, más longitudes equivalentes de conexiones. Las longitudes equivalentes de las conexiones pueden ser aproximadas como múltiplos de los diámetros internos en la proporción de 50 veces para codos de retorno 180°, 30 veces para codos de 90° y 100 veces para cabezales tipo plug.

El factor de fricción f, se puede calcular mediante las siguientes ecuaciones (Welty, 1997):

- Para régimen turbulento y de transición (Ecuación de Colebrook):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (30)$$

- Para régimen laminar:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (31)$$

La caída de presión para un régimen de flujo bifásico puede ser aproximada por la ecuación anterior, aunque no con tanta exactitud como el caso de una sola fase. Cuando existe más de una fase, el volumen específico es muy sensible a la cantidad de vapor presente en cualquier etapa del recorrido, por lo cual se obtendría un mejor resultado si se calculara partiendo la longitud total y desarrollando incrementos sobre la longitud total del serpentín.

En la mayoría de los procesos de vaporización de hidrocarburos, la formación de vapor no es una función lineal a lo largo de la longitud del tubo, sino que por lo general se incrementa cerca de la salida del horno. En sistemas convencionales líquido-vapor de hidrocarburos, un factor de fricción de 0,018 ha probado suficiente exactitud para la determinación de la caída de presión (AHC, S.F.).

2.3.5.4 Criterios y normas

A continuación se nombran los criterios comúnmente utilizados para el diseño de hornos:

- I.** La temperatura de entrada de los gases a la chimenea se fija según la práctica común del diseño en 150°F por encima de la temperatura de entrada de la alimentación.
- II.** En la Tabla N° 8 se aprecian valores de velocidad másica (para el fluido de proceso) recomendadas para diferentes cargas calóricas y distintos tipos de servicios.
- III.** Las pérdidas por radiación, según el criterio de diseño Shell, son de 1% para hornos mayores de 100 MMBTU/h de calor absorbido. 2% para hornos entre 15 y 100 MMBTU/h de calor absorbido. 3% para hornos menores de 15 MMBTU/h de calor absorbido.
- IV.** El número de pasos debe ser minimizado (API Standard 560, sección 2.1).

- V.** Por práctica común de diseño de hornos, se ha determinado que es bastante acertada una primera suposición de la temperatura máxima de la pared del metal de 100°F por encima de la temperatura de salida del fluido que se calienta.
- VI.** El espacio entre el centro de los tubos (de radiación y de convección) debe ser dos veces el diámetro nominal (codos de curva cerrada en U) (API Standard 560, sección 2.1).
- VII.** Los tubos de la zona de radiación deben estar alejados de la pared a una distancia de 1,5 veces el diámetro nominal (API Standard 560, sección 2.3).
- VIII.** Para asegurar una visibilidad adecuada desde las puertas de observación de la sección de radiación, el espacio entre tubos adyacentes a estas puertas debe ser tres veces el diámetro nominal (Shell, 1993).
- IX.** Para evitar una distribución de calor longitudinal excesiva la longitud máxima de los tubos radiantes debe ser especificada, esta suele estar entre 60 y 65 pies para los hornos cilíndricos verticales, y entre 60 y 100 pies para los hornos horizontales (Garg, 1988).
- X.** Los hornos cilíndricos verticales deben ser diseñados con una relación de altura de los tubos de la sección radiante entre el diámetro de la circunferencia de tubos en dicha sección, ambas medidas en unidades consistentes; máxima de 2,75.(API Standard 560, sección 2.3). La experiencia demuestra que esta relación debe ser mayor que 1,5 (Garg, 1988).
- XI.** Evitar el uso de sólo dos quemadores porque se produce un modelo de energía asimétrico, lo cual produce una distribución del calor no uniforme.
- XII.** El uso de un quemador requiere que el horno sea parado para limpieza.
- XIII.** Para hornos cilíndricos verticales, los quemadores se distribuirán en círculo, mientras que para los horizontales, en una fila.
- XIV.** La temperatura de diseño es la temperatura máxima de la parte externa de los tubos del serpentín.
- XV.** Para los hornos cilíndricos verticales la longitud efectiva de los tubos de la sección de convección (longitud interna de la sección de convección) debe estar entre el 80% y el 100% del diámetro de los tubos en la sección de radiación (Criterio de diseño Shell).

- XVI.** Aunque los tubos de la sección de convección pueden ser situados en forma triangular o rectangular, frecuentemente se usan formas de triángulos equiláteros o isósceles.
- XVII.** No se deben usar superficies extendidas en la zona de protección debido a que el calor total y las densidades calóricas pueden ser excesivas, causando temperaturas altas en el metal del tubo.
- XVIII.** El material de la superficie extendida debe ser seleccionada en base a la máxima temperatura de la punta de la aleta (ver Tabla N° 7).
- XIX.** El ancho máximo normal del deflector (sección de convección) es de 6 plg. Para efectos de diseño, se toma como 3 plg (Criterio de diseño Shell).
- XX.** Para los tubos de superficie extendida, en la práctica común del diseño, se suele utilizar una densidad de 4 a 5 aletas por pulgada de tubo.
- XXI.** La zona de escudo de la sección de convección debe tener por lo menos tres filas de tubos lisos. (API Standard 560, sección 2.3).
- XXII.** La temperatura de diseño del metal de la chimenea debe ser la temperatura del metal calculada más 100°F (56°C), basado en la máxima temperatura del flujo de gas esperada para todos los modos de operación con una temperatura del ambiente de 80°F (27°C) (API Standard 560, sección 9.2).
- XXIII.** El diámetro de la chimenea debe ser tal que produzca una velocidad de los gases de combustión entre los 25 y 40 pie/s para prevenir inversión.
- XXIV.** El valor recomendado para las pérdidas por fricción en la compuerta es de 0,1 plg de agua.
- XXV.** Los hornos deben ser diseñados de manera tal que se mantenga en la sección radiante y en la de convección una presión negativa de por lo menos 0,10 plg de agua (0,025 KPa). Suele fijarse la presión del hogar del horno en un rango que varía entre 0,05 y 0,1 plg de agua (API Standard 560, sección 2.2).
- XXVI.** En la práctica común del diseño se aplica un factor de sobrediseño de 5% en la altura de la chimenea.

3 METODOLOGÍA

A continuación se presentan los puntos que se desarrollaron para la elaboración de este trabajo:

1. Se estudiaron los códigos y normas nacionales e internacionales que aplican en el desarrollo del trabajo: el código API 560 para el diseño de hornos, el API 530 para el diseño de tuberías expuestas a radiación y el manual GPSA, a fin de establecer las bases del diseño.
2. Se seleccionaron, de acuerdo a la bibliografía, los rangos admisibles de flujo, temperatura, calor y tipos de crudo considerados en el diseño.
3. Se desarrollaron las bases de datos de materiales para tuberías, materiales de superficies extendidas, diámetros comercialmente usados en el diseño y componentes más importantes de los gases o líquidos combustibles.
4. Se determinaron todas las especificaciones necesarias que el diseñador debe tener para poder realizar el diseño.
5. Se desarrolló un procedimiento secuencial para el diseño de un horno, incluyendo la sección radiante, la sección convectiva de tubos lisos, la sección convectiva de tubos aleteados, la chimenea y las caídas de presión.
6. El procedimiento secuencial de cálculo se llevó a lenguaje C++.
7. Se depuró el funcionamiento del programa básico de cálculo.
8. Se creó la interfaz usuario-máquina que permitiera el manejo del software, para lo que se utilizó el programa Borland C++ Builder.
9. Se depuró el funcionamiento y coordinación de todas las partes del software.
10. Se escogieron hojas de datos de equipos diseñados para la industria petrolera para poder validar los resultados del programa comparando los parámetros más representativos del diseño de hornos

3.1 Procedimiento de Cálculo

A continuación se presentará un algoritmo detallado del cálculo del diseño de un horno

Se debe conocer:

- La temperatura de entrada y de salida deseada para el fluido a calentar.
- El flujo de alimentación.
- Las propiedades físicas (densidad, viscosidad, capacidad calorífica y conductividad térmica) del fluido a calentar en los rangos de temperatura de operación.
- La caída de presión permisible.
- El combustible a utilizar (poder calorífico y gravedad específica).
- Un factor de obstrucción que permita una buena operación por lo menos por un período de un año.
- El exceso de aire para el diseño.
- El tipo de horno que se va a diseñar.

3.1.1 Eficiencia del horno

1. Determinar mediante un balance de energía el calor absorbido por el fluido de proceso.

$$Q = W_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (32)$$

2. Proponer la temperatura de los gases a la entrada de la chimenea (ver “criterios y normas” - punto **I**) y determinar, mediante la *figura 2*, el calor liberado por los gases de combustión para llegar a tal temperatura.
3. Hallar el flujo de combustible quemado en el horno (F_N) dividiendo el valor de Q entre el calor liberado por los gases.
4. Sumarle un porcentaje al flujo de combustible debido a las pérdidas de calor al ambiente (ver “criterios y normas” – punto **III**), obteniendo el flujo total de combustible (F_T).
5. Determinar el calor total liberado por la combustión.

$$Q_T = F_T \cdot LHV \quad (33)$$

6. Calcular la eficiencia del horno basada en el poder calórico bajo, según la *ecuación 14*.

3.1.2 Diseño de la sección de radiación

7. Seleccionar el arreglo para dicha sección, donde se definen el diámetro nominal de los tubos y el número de pasos paralelos. Una vez seleccionado el arreglo, se debe verificar que la velocidad másica esté en el rango recomendado para la operación.
8. Fijar la densidad de flujo de calor radiante (Φ_R) tomando en cuenta las recomendaciones según la operación del horno (*Tabla N° 8*).
9. Suponer la temperatura promedio del metal como 100°F por encima de la temperatura de salida del fluido calentado.
10. Hallar la temperatura de pared divisoria por medio de la *Figura 10*.
11. Calcular el calor liberado por los gases de combustión (CD_{bw}) para llegar a la temperatura de pared divisoria usando la *Figura 2*.
12. Determinar el calor absorbido por la sección de radiación.

$$Q_R = CD_{bw} \cdot F_N \quad (34)$$

13. Calcular la superficie de la sección de radiación dividiendo Q_R entre la densidad de flujo de calor radiante.

$$A_R = \frac{Q_R}{\Phi_R} \quad (35)$$

3.1.2.1 Para hornos cilíndricos verticales

14. Seleccionar la longitud de los tubos de la sección de radiación.
15. Determinar el número de tubos en la sección de radiación y corregir el valor hasta el múltiplo superior (el más cercano) del número de pasos.
16. Corregir el área de radiación de acuerdo al número de tubos corregidos.
17. Corregir la densidad de flujo de calor radiante de acuerdo al área corregida.

18. Determinar nuevamente la temperatura de pared divisoria usando la *Figura 10*, si ésta difiere del valor calculado en el paso 10, suponer otro valor para la temperatura del metal y repetir los pasos del 11 al 17 hasta que la temperatura de pared divisoria converja.
19. Calcular el diámetro de la circunferencia de los tubos en la sección de radiación.
20. Verificar la relación de longitud de los tubos de la sección de radiación entre el diámetro de la circunferencia de dichos tubos (L/D). Ver “criterios y normas” – punto **X**.
21. Seleccionar un material para los tubos.
22. Determinar la temperatura promedio y máxima en la parte externa del metal del tubo, sumando las diferentes contribuciones al aumento de la temperatura como lo indica la *ecuación 19*.

Si la temperatura promedio difiere de la supuesta en el paso 9, se repite el procedimiento desde el paso 10 hasta el 21. Si la temperatura excede la máxima permisible para el material (ver *Tabla N° 8*), se debe escoger otro material y volver a determinar la temperatura máxima.

3.1.2.2 Para hornos de cabina horizontales

14. Proponer una longitud y diámetro de los tubos en la sección de radiación.
15. Calcular el área superficial de un tubo.
16. Calcular el número de tubos.
17. Proponer el número de pasos (debe ser un número entero par).
18. Corregir el número de tubos a un entero múltiplo del número de pasos, y calcular los valores alterados por esta corrección (densidad de flujo de calor radiante, etc.).
19. Proponer el diámetro de los tubos y el número de tubos por fila de la sección de convección.
20. Hallar las dimensiones de la sección de radiación.
21. Seleccionar el material de los tubos de la sección de radiación
22. Determinar la temperatura máxima en la parte externa del metal del tubo, sumando las diferentes contribuciones al aumento de la temperatura como lo indica la *ecuación 19*.

3.1.3 Diseño de la sección de convección

23. Determinar el arreglo de la sección (longitud efectiva de los tubos, número de tubos por fila, ancho y tipo de arreglo de los tubos).
24. Calcular la velocidad másica de los gases de combustión para la zona de protección y la zona de superficie extendida.

$$Gc = \frac{W_g}{A_t} \quad (36)$$

Si está fuera del rango recomendado (0,5-0,6 lb/s pie²), revisar la disposición de la sección y modificar el arreglo de la sección.

25. Determinar el calor absorbido por radiación en los tubos de la zona de protección.

$$Q_{SR} = L_c \cdot Bc \cdot \phi_{\max} \quad (37)$$

26. Calcular el calor total absorbido por radiación como la suma del calor absorbido por la sección de radiación y el calor absorbido por radiación en los tubos de la zona de protección.
27. Determinar el calor transferido en la sección de convección como la diferencia entre el calor total absorbido por el fluido y el calor absorbido en la sección de radiación.
28. Efectuar el balance de energía para hallar la temperatura del fluido de proceso en la pared divisoria.
29. Realizar el siguiente procedimiento iterativo para la zona de protección, el cual se lleva a cabo fila por fila de tubos:
 - A. Suponer la temperatura de los gases de combustión a la salida de la fila de tubos.
 - B. Determinar el calor total requerido por la fila en estudio, por medio del calor liberado por los gases para pasar de la temperatura de entrada a la de salida, utilizando la *Figura 2*.
 - C. Determinar por balance de energía la temperatura de entrada del fluido de proceso a la fila de tubos.

- D. Determinar el área de transferencia de calor a partir del arreglo establecido (se conoce el número de tubos por fila, el diámetro y la longitud de los tubos).
 - E. Determinar el coeficiente interno de convección (*ecuación 20, 21 ó 22*).
 - F. Determinar el coeficiente externo de convección (*ecuación 23*).
 - G. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor (*ecuación 12*).
 - H. Determinar la diferencia de temperatura media logarítmica (*ecuación 11*).
 - I. Conocida la diferencia de temperatura media logarítmica, despejar de la *ecuación 10* la temperatura de los gases de combustión a la salida de la fila de tubos y repetir el procedimiento hasta que la temperatura converja.
 - J. Determinar la temperatura máxima de la pared del tubo, si ésta es mayor a la máxima permisible, seleccionar otro material.
30. Para la zona de superficie extendida se utiliza la siguiente secuencia de pasos:
- A. Elegir la longitud, espesor y densidad de las aletas.
 - B. Determinar el coeficiente de convección para superficie extendida (*ecuación 24*).
 - C. Hallar la eficiencia de la superficie extendida (ver *Figura 8*)
 - D. Calcular la temperatura de la punta de la aleta y seleccionar el material de las aletas en base a esta temperatura (*Tabla N° 7*).
 - E. Calcular el calor a transferir en la zona de tubos con aletas, como el calor restante que no se ha transferido al fluido.
 - F. Determinar la diferencia de temperatura media logarítmica (*ecuación 10*).
 - G. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor (*ecuación 12*).
 - H. Despejar de la *ecuación 11* el área de transferencia de calor y determinar el número de filas de tubos con aletas.

3.1.4 Caída de presión en los tubos

31. Determinar la longitud equivalente de los tubos, incluyendo los accesorios existentes.

32. Calcular el número de Reynolds (*ecuación 7*).
33. Evaluar el factor de fricción f según la *ecuación 30 o 31* para el fluido que circula por el interior del serpentín.
34. Determinar la velocidad másica del fluido.
35. Evaluar la caída de presión para los efectos de fricción en el interior de la tubería (*ecuación 29*). Si ésta es superior a la permisible proponer otro arreglo.

3.1.5 Diseño de la chimenea

36. Fijar la velocidad de salida de los gases de combustión según lo recomendado por la experiencia (ver “criterios y normas” – punto **XXIII**).
37. Calcular el diámetro de la chimenea como se indica en la *ecuación 27*.
38. Determinar la disminución de la temperatura por unidad de longitud de la chimenea con la ayuda de la *Figura 12*.
39. Suponer la altura de la chimenea.
40. Calcular las pérdidas de presión (en cada sección, por entrada y salida de la chimenea, fricción en el interior de la chimenea, fricción en la compuerta, etc.).
41. Fijar la presión de vacío en el tope de la sección radiante (ver “criterios y normas” – punto **XXV**).
42. Determinar las ganancias de presión en cada sección.
43. Determinar la altura mínima de la chimenea (*ecuación 28*), la cual debe ser la misma altura supuesta en el paso 39, de no ser así, suponer otro valor y repetir los pasos desde el 40.
44. Aplicar un factor de sobrediseño (ver “criterios y normas” – punto **XXVI**) y calcular la altura de la chimenea.

3.2 Uso de la Herramienta de Programación (Borland C++ Builder)

Una vez definido el procedimiento de cálculo, este se tiene que codificar al lenguaje de programación y se tiene que crear la interfaz para la interacción con el usuario. Para esto se

necesita un compilador que ejecute el algoritmo creado. En el caso de este proyecto, se va a utilizar el C++ Builder (Figura 13).

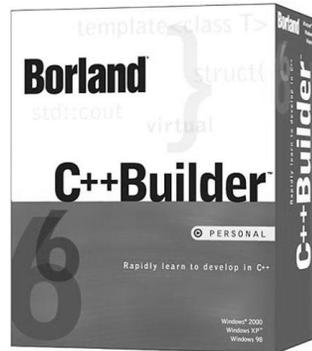


Figura 13: C++ Builder

El lenguaje C++ tiene la reputación de ser un lenguaje muy poderoso, pero un tanto más complicado de usar que otros lenguajes comerciales como el Basic y el Pascal, por lo que se requiere de un gran trato y conocimiento del lenguaje cuando se está programando aplicaciones complejas.

El C++ Builder trabaja sobre la misma línea que programas como el Visual Basic, donde el desarrollo rápido de aplicaciones hace más fácil la construcción de proyectos y aplicaciones ejecutables bajo Windows y Linux, pero con la ventaja de que el código se ejecutará mucho más rápido.

La programación que usa este compilador es la orientada a objetos. Cada componente que se agrega es un objeto con propiedades, eventos y métodos.

3.2.1 Características

El C++ Builder tiene como características más sobresalientes las siguientes:

- Controles 3D.
- Una interfaz para múltiples documentos que permite crear una aplicación con una ventana de aplicación y múltiples ventanas de documento, tal como, por ejemplo, Microsoft Word (MDI-Multiple Document Interface).
- Soporte para intercambio de datos con otras aplicaciones (DDE-Dinamic Data Exchange).

- Soporte para establecer enlaces con Windows y con rutinas escritas en otros lenguajes (DLL-Dynamic Link Libraries).
- Soporte para objetos incrustados y vinculados (OLE Object Linking and Embedding). Esto permite la construcción de aplicaciones utilizando un software autocontenido en pequeñas y potentes unidades o componentes software.
- Visualización y manipulación de datos de otras aplicaciones Windows utilizando controles OLE.
- Acceso y manipulación de objetos incrustados y vinculados suministrados por otras aplicaciones utilizando la automatización de OLE.
- Un compilador para añadir ayuda en línea; esta herramienta permite la creación de ayudas estilo Windows (HC-Help Compiler).
- Biblioteca para SQL (Structured Query Language) que permite manipular bases de datos relacionales, tales como Access, FoxPro, DBase.
- Un sistema de ayuda en línea.
- Acceso a bases de datos a través del control Datos (Data control) y a través de objetos de acceso a datos. Ambos pueden utilizar el acceso a través de controladores ODBC.

3.2.2 Estructura del programa

La Figura 14 muestra la estructura general del programa. La comunicación con el usuario se realiza por medio de la interfase gráfica, que permite visualizar todas las opciones y herramientas para el manejo del programa. Por medio de esta interfase se puede lograr la inclusión de datos y, una vez calculados, mostrar los resultados del programa. Ahora bien, el programa es manejado por el algoritmo principal que permite que exista la comunicación entre todos los elementos del mismo, siendo a través de éste que se puede hacer el llamado a los módulos de cálculo y que, por medio de coordinación con las bases de datos y datos introducidos, permite realizar los cálculos necesarios para completar el diseño.

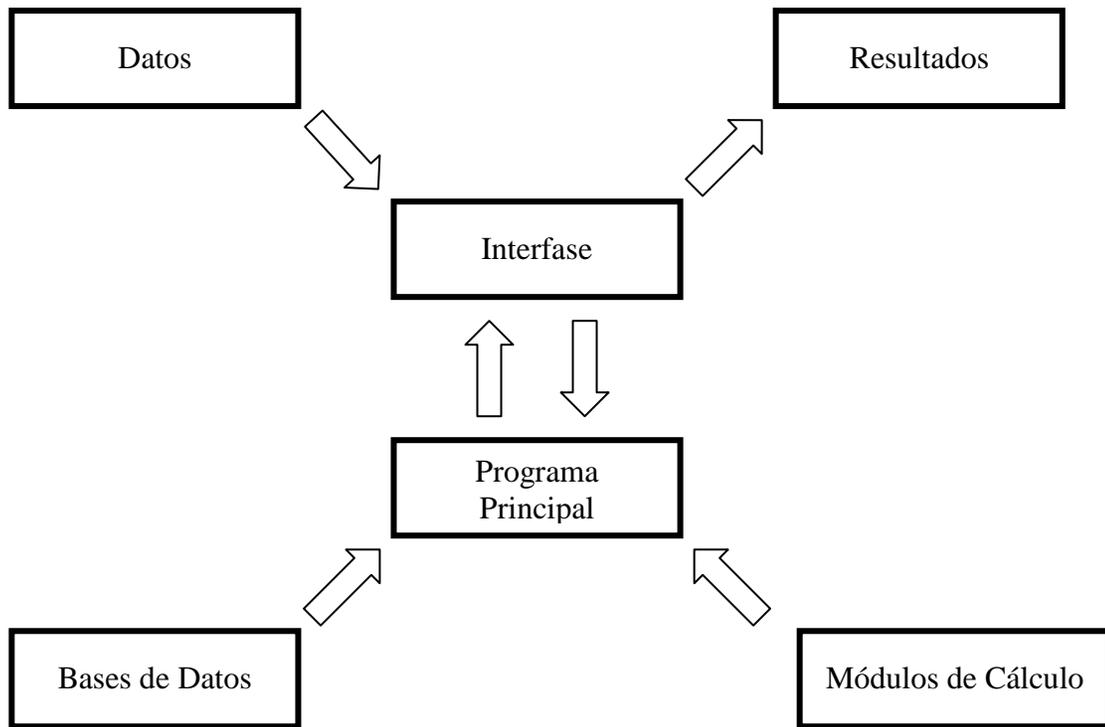


Figura 14: Esquema del programa

4 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se presentan los resultados obtenidos luego del desarrollo del software y su validación.

4.1 Descripción del Software

HeaterSoft es un programa hecho en lenguaje C y que se ejecuta bajo ambiente Windows cuyo objetivo principal es simplificar los cálculos para el diseño de hornos para crudo. Es de fácil funcionamiento pues todas las opciones y herramientas tienen varias formas de acceso, lo cual facilita al usuario el uso del mismo. La Figura 15 muestra la ventana principal de HeaterSoft.

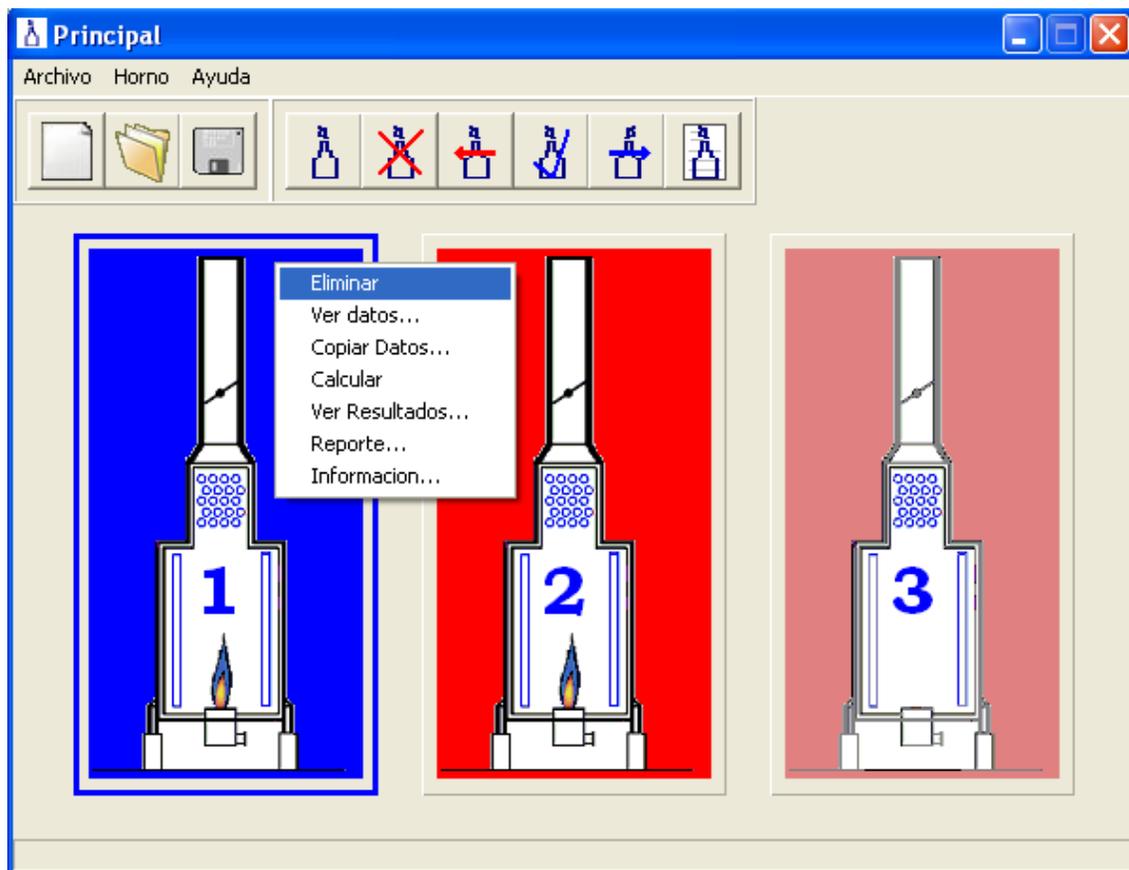


Figura 15: Vista a la ventana principal de HeaterSoft

El programa cuenta con las siguientes características sobresalientes:

- Opción para el diseño de dos tipos de horno: hornos cilíndrico-verticales y horizontales de cabina

- Opción para seleccionar entre tres tipos de superficies extendidas: aletas sólidas, aletas segmentadas y espinas.
- Bases de datos para crudos pesados y extrapesados, pero en general se puede diseñar para cualquier tipo de fluido mientras se introduzcan las propiedades a la entrada y la salida.
- Bases de datos para diámetros comerciales de tubería, materiales de tuberías y materiales de superficies extendidas.
- Manejo de cualquier composición de aire que tenga los siguientes componentes: N₂, O₂, CO₂, H₂O, Ar, SO₂ y CO
- Manejo de cualquier composición de combustible que tenga los siguientes componentes: CH₄, C₂H₆, C₃H₈, n-C₄H₁₀, i-C₄H₁₀, n-C₅H₁₂, i-C₅H₁₂, C₆H₁₄, CO, H₂, N₂, CO₂, C, S, C₂H₄, C₃H₆, n-C₄H₈, C₆H₆, H₂O, O₂ y H₂S.

En HeaterSoft existen muchas ventajas además de su velocidad en el cálculo. El usuario tiene la posibilidad de diseñar uno, dos o tres hornos con la finalidad de compararlos entre sí, sin necesidad de utilizar diferentes archivos. Además se puede guardar estos archivos con una extensión “.hor” para su posterior uso o lectura, lo que permite al usuario comenzar un proyecto y terminarlo en otra sesión, manipular un diseño ya hecho para agregar cambios o simplemente para buscar un proyecto para evaluarlo. El uso del programa se describe en el siguiente punto.

4.2 Manual de HeaterSoft

Este manual tiene como finalidad guiar al usuario de HeaterSoft para que pueda completar el diseño de hornos, explicando el manejo del programa así como de todas las opciones y herramientas que éste tiene.

4.2.1 Elementos de HeaterSoft

El ambiente de trabajo está constituido básicamente por una ventana principal (Figura A.1) desde donde se manejan todas las opciones del programa.

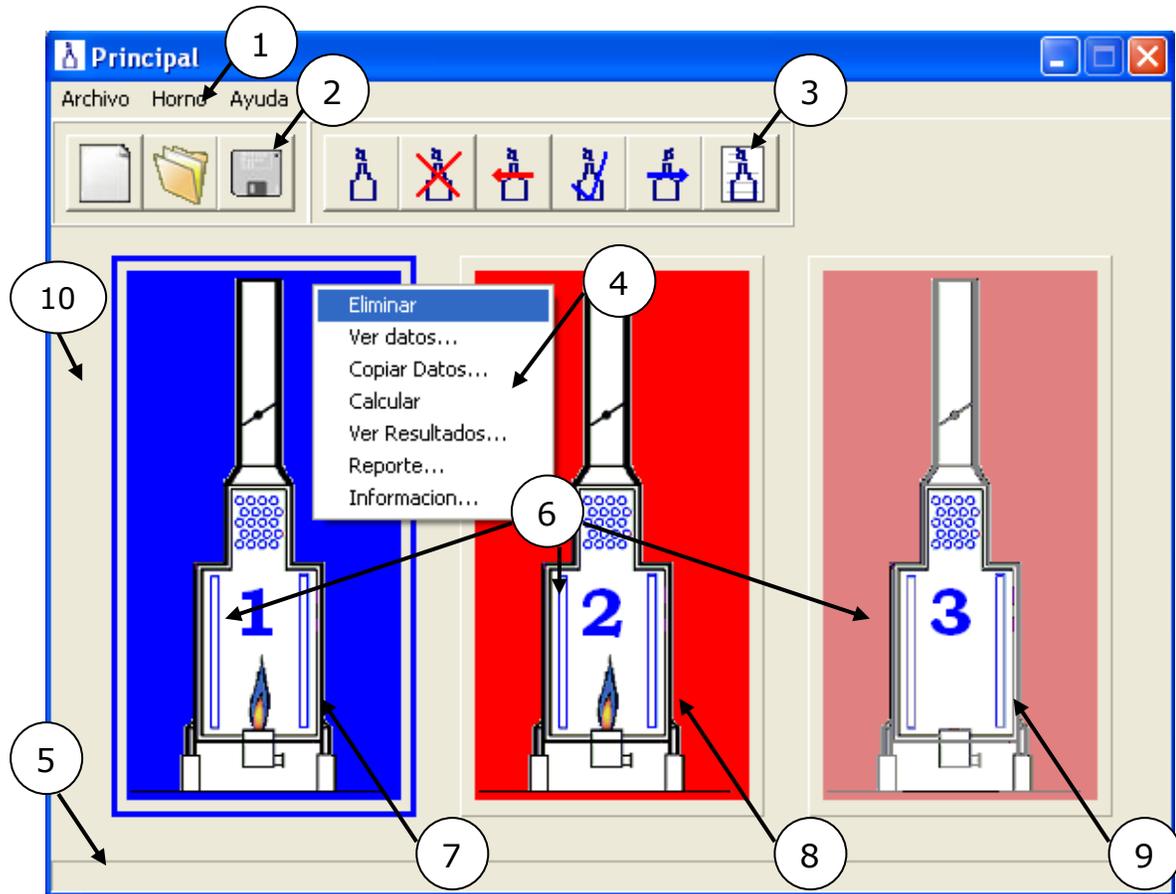


Figura 16: Ventana principal del programa.

Los elementos que contiene esta ventana son los siguientes:

1) *Barra de Menú*: tiene todas las opciones para trabajar con el programa, dispuestas en ventanas desplegables. Se pueden encontrar tres categorías:

Archivo: Son las opciones relacionadas al manejo del proyecto.

Horno: Maneja todas las opciones y herramientas para trabajar el horno.

Ayuda: muestra el contenido y la información del programa.

2) *Barra de comandos de "Archivo"*: son botones de acceso rápido a las opciones de *Archivo*.

3) *Barra de comandos de "Horno"*: son botones de acceso rápido a las opciones de *Horno*. Estos botones se activan o desactivan de acuerdo al estado de los hornos.

4) *Menú "Popup"*: se activa con el botón derecho del mouse. Muestra las funciones aplicables al horno seleccionado.

- 5) *Barra de estado*: muestra información acerca del horno.
- 6) *Hornos disponibles*: son las tres opciones que se tiene para utilizar. Se puede decidir trabajar de uno a tres hornos de acuerdo a las necesidades que se tenga. En el ejemplo presentado en la Figura A.1 se encuentran dos hornos activos (el primero y el segundo) y el tercero sin utilizar.
- 7) *Horno Azul*: el fondo azul significa que el horno ha sido calculado exitosamente.
- 8) *Horno Rojo*: el fondo rojo intenso indica que el horno está activo pero todavía no se ha calculado.
- 9) *Horno Rojo Opaco*: el fondo rojo opaco indica que el horno se encuentra desactivado (no utilizado).
- 10) *Recuadro de Selección*: es un recuadro de color azul que aparece cuando un horno es seleccionado. Los hornos se seleccionan haciendo clic sobre ellos (esto nada más se puede hacer con los que estén activos).

4.2.2 Manejo del diseño en HeaterSoft

El diseño se maneja básicamente en dos renglones: las funciones que permiten manejar el archivo completo y las que permiten manejar los distintos hornos.

4.2.2.1 Funciones Archivo

Se acceden haciendo click sobre la palabra archivo de la barra de menú o utilizando la primera sección de íconos (izquierda) de la barra de herramientas. Las funciones disponibles son:



Nuevo: Abre un archivo nuevo. Al ejecutar esta función, se observará la ventana principal con los tres hornos desactivados, y los únicos datos que tendrán valores asignados serán aquellos que tomen un valor por defecto.



Abrir: Abre archivos con extensión .hor o archivos con el mismo formato de éste. Despliega un cuadro de diálogo (Figura A.2) que permite ubicar la dirección donde se encuentra el archivo en la computadora.

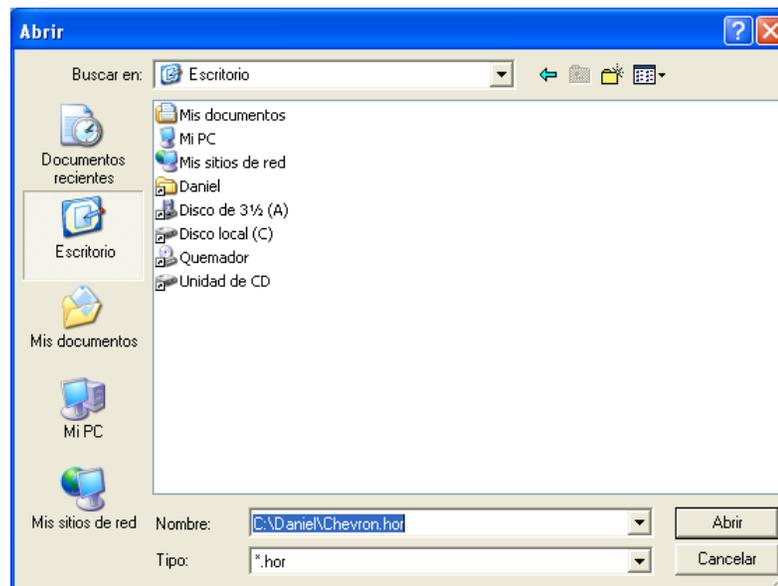


Figura 17: Cuadro de diálogo de “Abrir”



Guardar: Guarda toda la información en un archivo en cualquier ubicación de la computadora. Análogo a la función “Abrir”, este despliega un cuadro de diálogo (muy similar) que permite almacenar la información en un archivo de extensión “.hor”.

Salir: Cierra el programa.

4.2.2.2 Funciones Horno

Es a través de estas funciones que se puede lograr completar el diseño del horno. De acuerdo al horno que haya sido seleccionado, maneja las opciones que van desde la introducción de datos e información, hasta el cálculo y vista de los resultados del mismo. Algunas de estas funciones se activan o desactivan de acuerdo al estado del horno (por ejemplo: si todavía no se ha calculado el horno, no habilita las opciones de ver resultados o el reporte). Las funciones de este renglón son explicadas más detalladamente a continuación:



Nuevo horno: Activa los hornos para poder ser calculados. El horno que está siendo activado tomará un color rojo más intenso en el fondo y aparecerá una llama en el quemador. Ésta es la única de las funciones de horno que se puede seleccionar si no existe ningún horno activo.



Eliminar: Desactiva el horno seleccionado, perdiendo toda la información de sus datos

sin alterar la información de los demás hornos activos.



Ver datos: Muestra la ventana de datos (Figuras A.3 hasta A.9) para introducir u observar los datos de entrada del programa para el horno seleccionado. La ventana *Datos* esta dividida en secciones a las cuales se les tendrá acceso por medio de botones en la parte superior. Algunos de estos datos traen valores por defecto, como es el caso de la composición del aire, que presenta una composición típica y la composición del combustible que trae una composición de gas natural. A continuación se presentan las diferentes secciones y datos que maneja el programa:



Figura 18: Datos - Tipo

Datos

Tipo: **Combustión** | Proceso | Fluido de Proceso

Tubería y Arreglo | Superficie Extendida | Condiciones de Diseño

Exceso de aire (%)

Aire

Composición (%)

N2	<input type="text"/>
O2	<input type="text"/>
CO2	<input type="text"/>
H2O	<input type="text"/>
Ar	<input type="text"/>
SO2	<input type="text"/>
CO	<input type="text"/>

Temperatura de entrada (°F) *

Combustible

Composición (%)

CH4	<input type="text"/>
C2H6	<input type="text"/>
C3H8	<input type="text"/>
N-C4H10	<input type="text"/>
I-C4H10	<input type="text"/>
N-C5H12	<input type="text"/>
I-C5H12	<input type="text"/>

Temperatura de entrada (°F) *

* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"

OK

Figura 19: Datos - Combustión

Datos

Tipo: Combustión | **Proceso** | Fluido de Proceso

Tubería y Arreglo | Superficie Extendida | Condiciones de Diseño

Flujo de proceso (lb/h) *

Temperatura de entrada (°F) *

Temperatura de salida (°F) *

Ensuciamiento interno (°F pie² h/Btu)

Ensuciamiento externo (°F pie² h/Btu)

Caída de presión admisible (psi) *

Eficiencia deseada (%)

* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"

OK

Figura 20: Datos - Proceso

Datos

Tipo | Combustión | Proceso | **Fluido de Proceso**

Tubería y Arreglo | Superficie Extendida | **Condiciones de Diseño**

Introducir las propiedades
 Seleccionar crudo de la lista

	A la temperatura de entrada	A la temperatura de salida
Densidad (lb/pie ³)*	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Conductividad térmica (Btu/h pie °F)*	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Capacidad calorífica (Btu/ lb °F)*	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Viscosidad (lb/pie h)*	<input type="text"/>	<input type="text"/>

* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"

OK

Figura 21: Datos - Fluido de Proceso

Datos

Tipo | Combustión | Proceso | **Fluido de Proceso**

Tubería y Arreglo | Superficie Extendida | Condiciones de Diseño

Longitud efectiva (pie)*
 Longitud total (pie)*
 Diámetro nominal (pulg)
 Material
 Número de pasos
 Nº de tubos por fila de convección
 Número de tubos inclinados
 Angulo de inclinación

* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"

OK

Figura 22: Datos - Tubería y Arreglo

The screenshot shows a software window titled 'Datos' with a blue title bar. It contains a tabbed interface with four tabs: 'Tipo', 'Combustión', 'Proceso', and 'Fluido de Proceso'. The 'Superficie Extendida' sub-tab is active under the 'Tipo' main tab. Below the tabs are three icons representing different fin types: 'Aletas Sólidas' (solid fins), 'Aletas Segmentadas' (segmented fins), and 'Espinas' (spikes). Below these icons are five input fields: 'Densidad (Nº/pulg)', 'Espesor (pulg) *', 'Altura (pulg) *', 'Material' (a dropdown menu), and 'Número de espinas por fila'. At the bottom, there is a note: '* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"' and an 'OK' button.

Figura 23: Datos - Superficie Extendida

The screenshot shows the same 'Datos' window, but with the 'Condiciones de Diseño' sub-tab active under the 'Fluido de Proceso' main tab. The 'Servicio' dropdown menu is set to 'Destilación Atmosférica'. Below this are five input fields: 'Densidad de flujo de calor (Btu/h pie²) *', 'Velocidad de los gases (pie/s) *', 'Presión de diseño (pulg H₂O) *', 'Temperatura Atmosferica (°F) *', and 'Presión Atmosférica (psi) *'. At the bottom, there is a note: '* Para introducir en otras unidades presione "Barra espaciadora"' and an 'OK' button.

Figura 24: Datos - Condiciones de Diseño

Para algunos datos existe la opción de introducirlos en unidades diferentes a las que se manejan en el cálculo programa (luego el programa las transforma a unidades inglesas). Para ingresar a esta opción se debe seleccionar la casilla del dato a introducir y presionar la “barra espaciadora” del teclado, lo que hace que aparezca una ventana (Figura A-10) donde se coloca la unidad en que se introduce de acuerdo a las opciones presentadas.

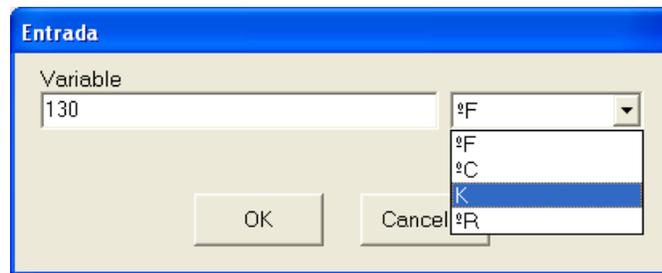


Figura 25: Cambio de unidades

Copiar datos: Permite copiar los mismos datos que se encuentren en otro horno. Al ejecutarse despliega un cuadro de diálogo (Figura A.11) donde se marcan las opciones de los hornos a los cuales se les puede extraer los datos.



Figura 26: Copiar Datos



Calcular: Ejecuta los cálculos necesarios para el diseño del horno seleccionado. Una vez terminados los cálculos, el fondo del horno tomará un color azul para indicar que el horno ya ha sido diseñado.



Ver resultados: Muestra la ventana de resultados (Figuras A.12 hasta A.17). Esta ventana está dividida en secciones.

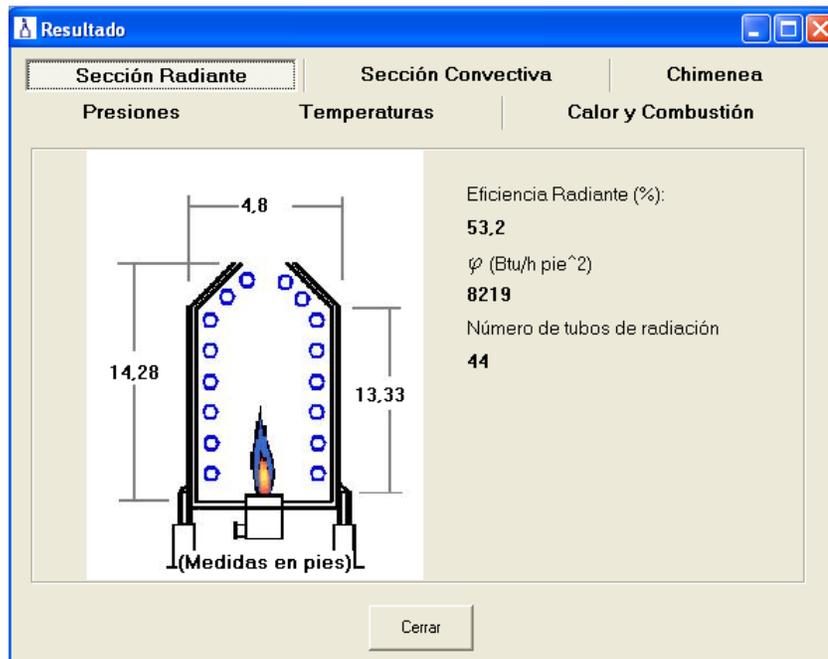


Figura 27: Resultados – Sección Radiante

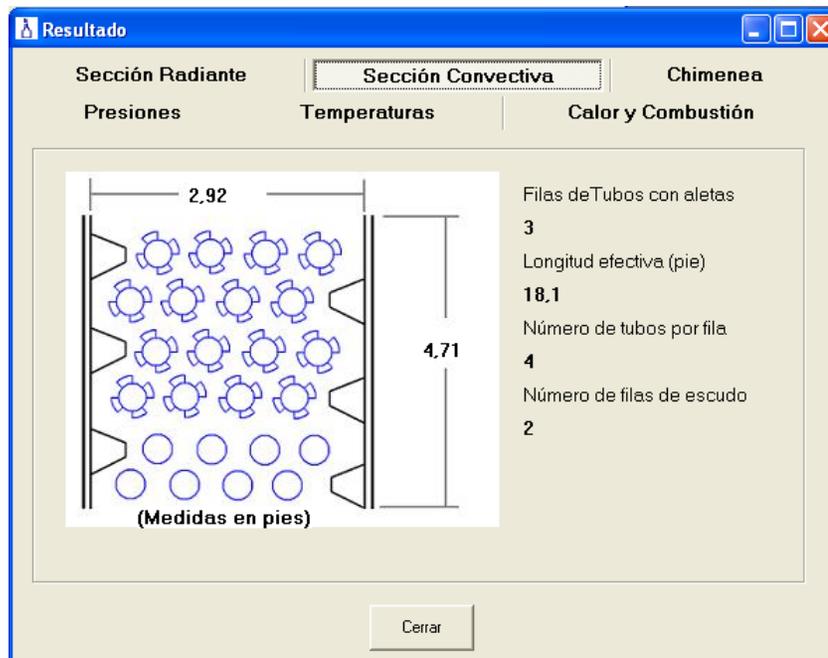


Figura 28: Resultados – Sección Convectiva

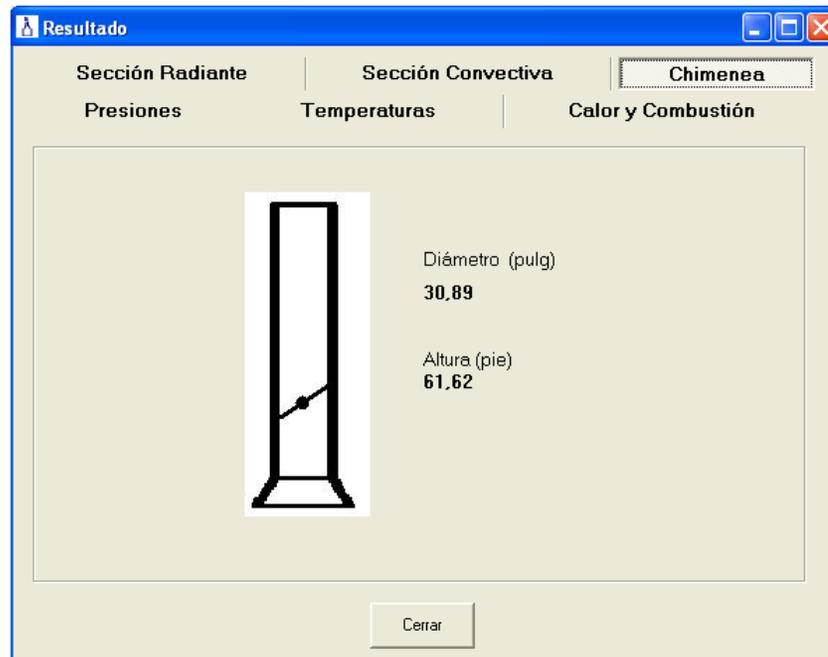


Figura 29: Resultados – Chimenea

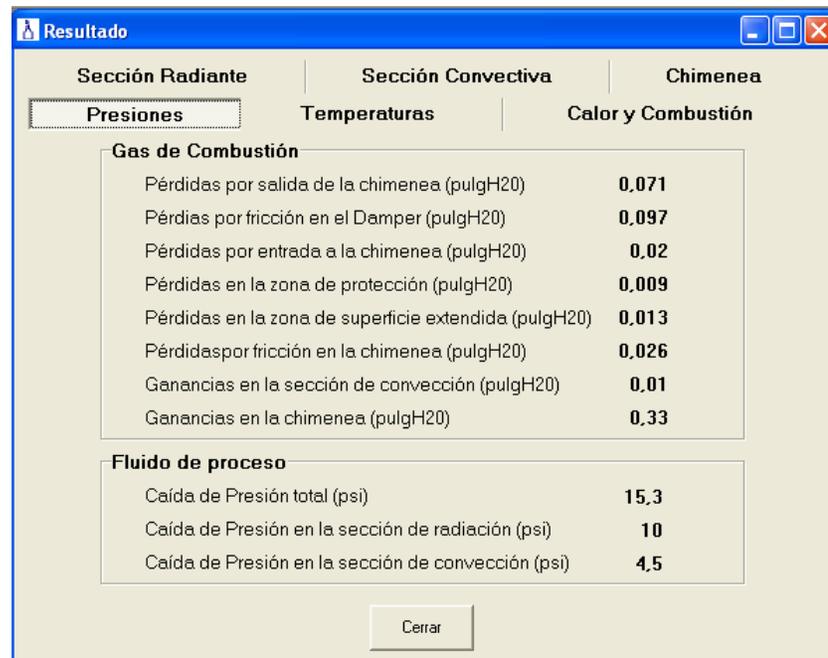


Figura 30: Resultados – Presiones

The screenshot shows a software window titled 'Resultado' with three tabs: 'Sección Radiante', 'Sección Convectiva', and 'Chimenea'. The 'Temperaturas' sub-tab is active. It displays two data tables. The first table, 'Fluido de Proceso', shows temperatures for process fluid. The second table, 'Gas de combustión', shows temperatures for combustion gases at various stages.

Sección Radiante	Sección Convectiva	Chimenea
Presiones	Temperaturas	Calor y Combustión
Fluido de Proceso		
Entrada a la zona de protección (°F)		164.4
Entada a la sección de radiación (°F)		155.1
Gas de combustión		
Llam adiabática (°F)		3057
Bridge wall (°F)		1626.1
Salida de la primera fila del escudo (°F)		1487.1
Salida de la segunda fila del escudo (°F)		1356.7
Entrada de los gases a la chimenea (°F)		510
Salida de la chimenea (°F)		360

Figura 31: Resultados – Temperaturas

The screenshot shows the same 'Resultado' window, but with the 'Calor y Combustión' sub-tab active. It displays a table of heat and combustion data.

Sección Radiante	Sección Convectiva	Chimenea
Presiones	Temperaturas	Calor y Combustión
Calor absorbido por el horno (MMBtu/h)		
		12.37
Calor liberado por el combustible (MMBtu/h)		
		14.48
LHV (Btu/lb)		
		21197.8
Flujo de gas de combustión (lb/h)		
		14428.3
Calor absorbido en la sección de radiación (MMBtu/h)		
		7.71
Calor absorbido en la sección de convección (MMBtu/h)		
		4.66

Figura 32: Resultados – Calor y Combustión

Algunos de estos resultados vienen acompañados de representaciones gráficas simbólicas (no están a escala ni presentan el número de tubos que calcula) como es el caso de las dimensiones de la sección de radiación y la sección de convección.



Reporte: Abre la ventana del reporte (Figura A.18). En ésta se presenta un informe más completo de los resultados. El reporte también muestra información referida a los datos del proyecto: Cliente, Proyecto, Equipo, N° de Unidades, Fecha y Descripción en la parte superior de las hojas y Diseñado por y N° de revisión en la parte inferior. El reporte es generado gracias al componente QuickReport®.

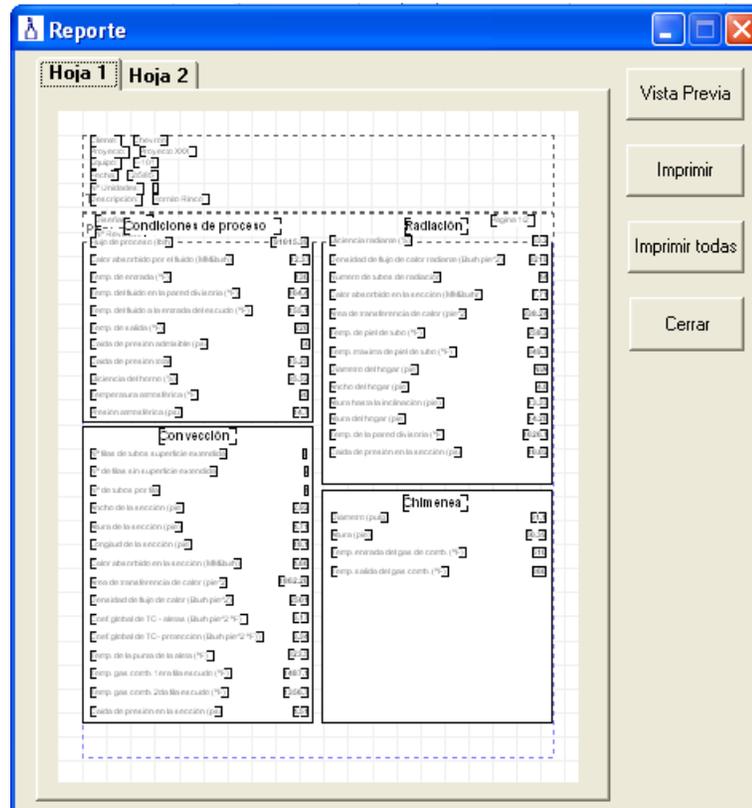


Figura 33: Ventana de reporte

La información está dividida en dos hojas que se pueden elegir por medio de las pestañas que se encuentran en la parte superior de la ventana. En la parte de la derecha se encuentran cuatro botones:

Vista previa: muestra la vista previa al documento antes de imprimirlo. Esta vista, así como sus componentes, son los que trae el QuickReport® y a través de los cuales se puede configurar la impresora y mandar a imprimir la hoja.

Imprimir: Imprime la hoja que se encuentra seleccionada.

Imprimir todas: Imprime todas las hojas del reporte.

Cerrar: cierra la ventana y regresa al principal.

Información: Muestra la ventana donde se incluye y modifica la información relacionada con el proyecto.

The image shows a software window titled 'Descripción'. It contains several input fields: 'Cliente' with the value 'Chevron', 'Proyecto' with 'H-C', 'Equipo' with 'F-101', 'Nº Unidades' with '1', and 'Fecha' with '12/3/98'. A larger text area for 'Descripción' contains the text 'Hornitos de Chevron'. An 'OK' button is located at the bottom center of the window.

Figura 34: Ventana de Información

4.2.2.3 Funciones Ayuda

Las funciones de *Ayuda* son las siguientes:

Contenido: Muestra el contenido del programa, así como los temas de ayuda. Actualmente deshabilitado.

Acerca de...: Muestra la información del programa (Nombre, identificación del producto, versión, etc).

4.3 Validación de los resultados

A continuación se presentan las tablas comparativas entre hornos diseñados por especialistas en el área y los resultados arrojados por el programa tomando como datos de entrada, los mismos valores que los propuestos por los diseñadores. La comparación se basa en los principales parámetros del horno.

4.3.1 Horno de cabina horizontal solicitado por Chevron

Los resultados presentados en la *Tabla N° 9* pertenecen al diseño de un horno solicitado por la compañía Chevron a una empresa fabricante de este tipo de equipos. El diseño fue realizado por el Ingeniero Carlos Morales, quien facilitó los cálculos para compararlos con el programa (los cálculos originales se encuentran en el Apéndice D de este trabajo).

Tabla N° 9: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Chevron

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Poder Calórico bajo del combustible (Btu/lb)	21110	21200	<1
Flujo de combustible (lb/h)	687,0	683,2	1
Calor absorbido por el fluido en el horno (MMBtu/h)	12,37	12,37	0
Caída de presión total del horno (psi)	14,13	15,25	8
Eficiencia del horno (%)	85	85	0
Eficiencia radiante (%)	55	53	3
Número de tubos de radiación	44	44	0
Calor absorbido en la sección de radiación (MMBtu/h)	7,97	7,71	3
Área de transferencia de calor de la sección de radiación (pie ²)	938,2	938,2	0
Temperatura de piel de tubo en la sección de radiación (°F)	252,6	258,2	2
Caída de presión en la sección de radiación (psi)	9,29	10,02	8
Temperatura de la pared divisoria (°F)	1600	1626	2
N° de filas de tubos del escudo	2	2	0
N° de filas de tubos de la zona de superficie extendida	3	3	0
N° de tubos por fila en la sección de convección	4	4	0

Tabla N° 9: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Chevron (continuación)

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Calor absorbido en la sección de convección (MMBtu/h)	4,40	4,66	6
Área de transferencia de calor de la sección de convección (pie ²)	1862	1862	0
Caída de presión en la sección de convección (psi)	4,84	4,51	7
Diámetro de la chimenea (pulg)	30,35	30,89	2
Altura de la chimenea (pie)	55,97	60,39	8

El calor transferido para ambos casos es el mismo, pero se encuentra distribuido de forma diferente, aunque la diferencia es leve. El diseño hecho por la empresa calcula una eficiencia radiante un poco superior a la del programa, esto se debe a que el procedimiento de cálculo es diferente para cada caso, el programa calcula el calor absorbido en la sección a través de ecuaciones de transferencia de calor (principalmente de radiación), mientras que en el otro se obtiene la eficiencia radiante leyendo de gráficas y a partir de ésta se obtiene el calor absorbido en la sección.

El hecho de distribuir de una manera u otra el calor que se transfiere en el horno trae diferentes consecuencias, en este caso el área de transferencia no se ve afectada, es igual para ambas secciones, lo que sucede es que el área de transferencia de calor debe corresponder a un número entero de tubos y que a su vez sea múltiplo del número de pasos, por lo tanto, si la diferencia de magnitud en el calor no es notable (desviación del 3% en este caso), la diferencia al calcular el área tampoco será grande y por lo tanto al redondear el número de tubos, se obtendrá la misma cantidad y por ende la misma área.

Si el área de transferencia de calor tiene el mismo valor para los dos casos, pero el flujo de calor no es el mismo, la densidad de flujo de calor no será igual, será mayor en el caso en el que se transfiera más calor (caso del diseñador), y al ser mayor, debería esperarse mayor temperatura de piel de tubo y menor temperatura de pared divisoria. Se puede observar que la temperatura de

pared divisoria cumple con la tendencia esperada, pero la temperatura de piel de tubo no, esto se debe a que el cálculo de la temperatura de pared divisoria es más directo, mientras que el de la temperatura de piel de tubo involucra más pasos y el uso de diferentes gráficas, lo cual hace que se genere mayor error.

La desviación del 8% en la caída de presión total del horno responde en parte a que el cálculo del diseñador no incluye las pérdidas del manifold necesario para la división y unión del flujo de proceso a la entrada y a la salida del horno debido a la separación de la corriente en pasos. Es práctica común estimar dichas pérdidas como el 5% de las pérdidas totales del horno. Por esta razón, se puede notar en los cálculos del programa que la suma de las pérdidas de presión en cada sección del horno no igualan a la pérdida de presión total del horno.

Sin embargo, si se observan las caídas de presión en cada sección del horno se observarán desviaciones del 8% y 7%, lo cual no debería suceder, ya que en ambos casos se tiene la misma cantidad de flujo por las tuberías, y las tuberías fueron diseñadas con las mismas dimensiones. La diferencia se encuentra en la estimación de las propiedades. Las que se encuentran en la hoja de cálculo (Apéndice D) fueron determinadas a partir de gráficas, mientras que las del programa fueron calculadas por medio de ajustes a los datos introducidos por el usuario. Adicionalmente, las propiedades en la sección de radiación son estimadas a la temperatura promedio del fluido en dicha zona, y de igual forma en la sección de convección. Pero para determinar la temperatura promedio de la zona, es necesario conocer las propiedades a tal temperatura para poder realizar el balance de energía correspondiente, por lo tanto se hace necesario un ciclo iterativo, el cual es generalmente obviado por los diseñadores, y sustituido por aproximaciones basadas en la experiencia.

La altura de la chimenea presenta una desviación del 8% que se puede atribuir a las propiedades del gas de combustión. El programa realiza los cálculos de las propiedades utilizando la composición de dicho gas, que se obtiene a partir de la composición de combustible y de aire que introduce el usuario, mientras que en el otro cálculo (caso del diseñador) se utilizan valores calculados con composiciones típicas de aire de 79% N_2 y 21% O_2 y de combustible (composición de gas natural de gravedad específica 0,65).

4.3.2 Horno con el horno cilíndrico vertical solicitado por Chevron

Al momento de diseñar un horno resulta común presentar una propuesta de un horno de cabina y una propuesta de un horno cilíndrico vertical para su posterior comparación y elección de la mejor opción en cuanto a costos del equipo y al espacio disponible para su montaje. Para el horno cuyos resultados del diseño fueron presentados en la *Tabla N° 9*, también existía una propuesta cilíndrica realizada por el Ingeniero Carlos Morales, que se presenta en la *Tabla N° 10* (la hoja de cálculo de este diseño se encuentra en el Apéndice D).

Tabla N° 10: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por Chevron

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Poder Calórico bajo del combustible (Btu/lb)	21110	21200	<1
Flujo de combustible (lb/h)	687,0	683,2	1
Calor absorbido por el fluido en el horno (MMBtu/h)	12,37	12,37	0
Caída de presión total del horno (psi)	17,69	18,51	5
Eficiencia del horno (%)	85	85	0
Eficiencia radiante (%)	55	54	1
Número de tubos de radiación	44	44	0
Calor absorbido en la sección de radiación (MMBtu/h)	7,93	7,79	2
Área de transferencia de calor de la sección de radiación (pie ²)	938,2	938,2	0
Temperatura de piel de tubo en la sección de radiación (°F)	249,4	258,6	4
Caída de presión en la sección de radiación (psi)	9,85	10,02	2
Temperatura de la pared divisoria (°F)	1600	1609	1
N° de filas de tubos del escudo	2	2	0

Tabla N° 10: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por Chevron. (Continuación)

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
N° de filas de tubos de la zona de superficie extendida	3	3	0
N° de tubos por fila en la sección de convección	10	10	0
Calor absorbido en la sección de convección (MMBtu/h)	4,44	4,58	3
Área de transferencia de calor de la sección de convección (pie ²)	1671,3	1613,3	3
Caída de presión en la sección de convección (psi)	7,84	7,61	3
Diámetro de la chimenea (pulg)	29,58	30,89	4
Altura de la chimenea (pie)	61,66	62,95	2

Se debería esperar que no existan muchas diferencias entre las secciones de radiación de los dos tipos de horno evaluados como se puede comprobar en el cálculo del diseñador. En cuanto al programa, se puede notar una pequeña diferencia al comparar la eficiencia radiante del caso cilíndrico (*Tabla N° 10*) con la del caso de cabina (*Tabla N° 9*), ésta se debe a que el programa calcula el calor transferido en la sección de radiación mediante ecuaciones rigurosas de radiación y a partir del flujo de calor calcula la eficiencia radiante. El calor transferido en la sección varía en cada caso, debido a los factores de forma, sin embargo, se puede notar que para este caso, la diferencia no es suficientemente apreciable para modificar el diseño de la sección de radiación.

A pesar de que la sección de convección tiene la misma cantidad de filas de tubos sin superficie extendida y con superficie extendida y la misma cantidad de tubos por fila para ambos casos, se puede notar una desviación del 3% en el área de transferencia de calor, esto se debe a que existe una diferencia en cuanto a la longitud de los tubos de dicha sección. Dicha diferencia se produce porque se trata de un horno cilíndrico vertical, y para este caso, la longitud de la sección de convección (longitud efectiva de transferencia de calor de los tubos) depende del radio del cilindro de la sección de convección, en el caso del cálculo a mano, el diseñador propone la

longitud de los tubos, pero en el caso del programa existen unos ciclos de optimización del espacio, que consideran que la sección de convección debe quedar circunscrita en la circunferencia que se observaría al realizar un corte longitudinal de la sección de radiación y que selecciona como dimensiones óptimas aquellas que generan la mayor área posible. Al garantizar que la sección quede circunscrita, se evitan espacios muertos, por donde el gas de combustión no transferirá calor tan eficientemente como en el resto de la sección.

La diferencia de longitud entre los tubos de radiación así como las diferencias entre las propiedades del fluido (como se explicó en el caso anterior), trae como consecuencia una desviación del 3% en la caída de presión de la sección.

En cuanto al diámetro y a la altura de la chimenea, las desviaciones pueden ser atribuidas a las mismas causas expuestas en el análisis del horno presentado en la *Tabla N° 9*.

4.3.3 Horno de cabina horizontal solicitado por Ameriven

A continuación se presenta la *Tabla N° 11* con resultados que pertenecen al diseño de un horno que se encuentra en funcionamiento. El horno fue solicitado por Ameriven a una empresa nacional, que se encargó de diseñarlo y construirlo. La compañía cedió los datos del horno pero exigió permanecer en el anonimato.

Tabla N° 11: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Ameriven

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Poder Calórico bajo del combustible (Btu/lb)	21110	21200	<1
Flujo de combustible (lb/h)	18670	19340	4
Calor absorbido por el fluido en el horno (MMBtu/h)	314,1	314,1	0
Caída de presión total del horno (psi)	15,2	16,1	6
Eficiencia del horno (%)	77	77	0

Tabla N° 11: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno de cabina horizontal solicitado por Ameriven. (Continuación)

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Eficiencia radiante (%)	46	49	6
Número de pasos	8	8	0
Número de tubos de radiación	120	128	7
Calor absorbido en la sección de radiación (MMBtu/h)	182,9	202,1	10
Área de transferencia de calor de la sección de radiación (pie ²)	15830	16910	7
Temperatura de piel de tubo en la sección de radiación (°F)	596,5	639,3	7
Caída de presión en la sección de radiación (psi)	10,59	11,29	7
Temperatura de la pared divisoria (°F)	1760	1792	2
N° de filas de tubos del escudo	2	2	0
N° de filas de tubos de la zona de superficie extendida	5	4	20
N° de tubos por fila en la sección de convección	8	8	0
Calor absorbido en la sección de convección (MMBtu/h)	131,2	112,0	15
Área de transferencia de calor de la sección de convección (pie ²)	50650	40980	19
Caída de presión en la sección de convección (psi)	4,64	4,04	13
Diámetro de la chimenea (pulg)	172,4	165,5	4
Altura de la chimenea (pie)	51,36	49,26	4

Debido a que no se tiene acceso a los cálculos realizados por el diseñador, no es posible analizar la metodología para determinar diferencias en el procedimiento de cálculo.

El horno presentado en la *Tabla N° 11* es sumamente grande (314,11 millones de Btu/h), por lo tanto, pequeñas diferencias en la distribución del calor (hablando en porcentaje) alterarán notablemente el diseño del horno.

De los cuatro hornos analizados, el que se presenta en la *Tabla N° 11* presenta los mayores porcentajes de desviación, sin embargo los resultados presentados por el diseñador y por el programa son concordantes como se explicará a continuación.

La eficiencia radiante reportada por el programa es superior a la del cálculo con el que se compara, presentando una desviación del 6%, lo cual quiere decir que para el cálculo del programa se absorbe más calor en la sección de radiación como se puede observar en la tabla.

Como los datos introducidos son los mismos para ambos casos, la densidad de flujo de calor propuesta es igual, por lo tanto para un calor de radiación mayor, se debería obtener mayor área de transferencia de calor, y efectivamente, el diseño hecho por el programa tiene mayor área de transferencia de calor y por ende mayor cantidad de tubos en la sección, ya que las dimensiones de los tubos son iguales para los dos cálculos, por eso también se conserva el porcentaje de desviación para el área y para el número de tubos (7%).

Este horno fue diseñado con 8 pasos, lo cual quiere decir que el horno reportado por el programa presenta un tubo de radiación más por cada paso del horno. Por esta razón es lógico que las caídas de presión sean mayores para el diseño del programa, hecho que se puede apreciar en la tabla.

Igualmente al transferir más calor, se debería obtener mayor temperatura de piel de tubo, sin embargo es importante destacar que dicha temperatura según el diseño del programa se encuentra dentro de los rangos de operación recomendados para el material de la tubería (acero al carbono), por lo que no representa ninguna restricción técnica.

Se debe compensar en la sección de convección el calor que no fue absorbido en la sección de radiación, por lo tanto, el área de transferencia de calor de la sección de convección será mayor en el cálculo del diseñador que en los resultados del programa. El diseñador tiene que utilizar una fila más de tubos, es decir, 8 tubos (1 tubo por paso), que a pesar de que representa más área de la necesaria, no queda otra opción, ya que los pasos deben ser simétricos, por lo que se debe redondear el número de tubos que se calculan al múltiplo superior del número de pasos

(superior para garantizar la transferencia de calor), es decir, si se tienen 8 pasos y el cálculo da 119 tubos, deberán colocarse 120 tubos, pero si se obtienen 121 tubos, deberán colocarse 128.

Igualmente, para tubos de las mismas dimensiones, el diseño que tenga más tubos en la sección de convección debe tener mayor caída de presión en dicha sección.

Los resultados de la chimenea son bastante similares para ambos diseños, tanto el diámetro como la altura presentan porcentajes de desviación del 4%, siendo en ambos casos mayor el valor calculado por el diseñador, aunque el valor de flujo de combustible sea menor para este caso, lo cual hace sospechar que los valores de las propiedades del gas de combustión difieren.

Ambos diseños son técnicamente correctos y de ser construidos cumplirían los requerimientos de proceso para los cuales fueron diseñados, pero la diferencia en el costo de estos hornos sería notable. El diseño realizado por el programa sería más económico, porque a pesar de que propone 8 tubos más de radiación, también propone 8 tubos menos de convección de las mismas dimensiones. Para este caso, los 8 tubos de radiación representan un área de aproximadamente 1000 pie², mientras que los 8 tubos de convección representan un área aproximada de 10000 pie² debido a que poseen superficie extendida.

4.3.4 Horno cilíndrico vertical solicitado por PDVSA

A continuación se presenta la *Tabla N° 12* con resultados tomados de una hoja de datos facilitada por el Ingeniero Carlos Morales, y corresponde a una propuesta de diseño realizada en el extranjero para un proyecto venezolano.

Tabla N° 12: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por PDVSA

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Poder Calórico bajo del combustible (Btu/lb)	21110	21200	<1
Flujo de combustible (lb/h)	189,8	189,2	<1

Tabla N° 12: Comparación de los resultados de HeaterSoft y el horno cilíndrico vertical solicitado por PDVSA. (Continuación)

Parámetro	Valor calculado por el diseñador	Resultado del programa	Porcentaje de desviación (%)
Calor absorbido por el fluido en el horno (MMBtu/h)	3,5	3,5	0
Caída de presión total del horno (psi)	30,34	28,87	5
Eficiencia del horno (%)	87	87	0
Eficiencia radiante (%)	60	55	8
Número de tubos de radiación	24	24	0
Calor absorbido en la sección de radiación (MMBtu/h)	2,41	2,22	8
Área de transferencia de calor de la sección de radiación (pie ²)	523,1	523,1	0
Temperatura de piel de tubo en la sección de radiación (°F)	709,8	751,0	6
Caída de presión en la sección de radiación (psi)	12,61	11,74	7
Temperatura de la pared divisoria (°F)	1400	1421	1
N° de filas de tubos del escudo	2	2	0
N° de filas de tubos de la zona de superficie extendida	6	6	0
N° de tubos por fila en la sección de convección	4	4	0
Calor absorbido en la sección de convección (MMBtu/h)	1,09	1,28	17
Área de transferencia de calor de la sección de convección (pie ²)	883,3	819,8	7
Caída de presión en la sección de convección (psi)	17,73	15,76	11
Diámetro de la chimenea (pulg)	15,87	16,53	4
Altura de la chimenea (pie)	60,16	60,55	1

El horno presentado en la *Tabla N° 12* es un horno pequeño, por lo tanto, una distribución levemente diferente del calor en términos de porcentaje, no debería afectar de gran manera el diseño del horno en términos de área.

De hecho, se puede observar una desviación del 8% en términos de la eficiencia radiante, que se traduce a una desviación del 8% en el calor absorbido en la sección de radiación y del 17% en la sección de convección y sin embargo, el área de transferencia de calor en la sección radiante es la misma, y el número de tubos en la sección de convección es el mismo, existiendo diferencia en el área de transferencia de calor de esta última sección, debido al sistema de optimización de área presentado por el programa.

El fluido de proceso del horno original era un crudo extrapesado de gravedad API 8,7 y viscosidad a la temperatura de entrada (150 °F) de 4500 cP, por lo que se realizó el diseño en el programa eligiendo de la base de datos el crudo Morichal Grupo 1 de gravedad API 8,6, cuya viscosidad a 150 °F es de 4511 cP.

5 CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones del trabajo realizado:

- El programa Heatersoft posee las siguientes ventajas:
 - *Sencillez*: presenta una interacción software-usuario amigable que permite realizar con facilidad los complejos cálculos del diseño.
 - *Rapidez*: reduce de manera notoria el tiempo de cálculo del diseño de un horno.
 - *Precisión*: representa una mejora en el cálculo del diseño de hornos, ya que elimina errores debidos a la imprecisión generada en la lectura de valores que provienen de gráficos.
 - *Versatilidad*: la gran cantidad de variables de entrada otorga al usuario muchas opciones para el manejo del diseño. Además el diseñador no depende de información gráfica ni de tablas en las que, generalmente, la información está limitada para gas natural y un porcentaje específico de exceso de aire.
 - *Diversidad*: el programa permite trabajar hasta tres opciones de diseño en un mismo archivo.
 - *Innovación*: el programa aporta innovación en el cálculo del diseño de la sección convectiva en el horno cilíndrico vertical, ya que busca la optimización de la distribución de los tubos en el espacio permitido por el diámetro del hogar del horno.
- Los resultados que se obtienen con el programa son altamente confiables, hecho que se demuestra con las desviaciones (en promedio) de las principales variables de diseño:
 - Eficiencia radiante: 5 %
 - Área de transferencia de calor de la sección radiante: 2 %
 - Área de transferencia de calor de la sección convectiva: 7 %
 - Caída de presión total: 6 %
 - Diámetro de la chimenea: 4 %
 - Altura de la chimenea: 4 %

6 RECOMENDACIONES

Para mejorar los alcances del programa se recomienda incluir lo siguiente:

- Más compuestos en la base de datos del fluido a calentar.
- El diseño de otros tipos de hornos, como los calentados por quemadores a ambos lados de los tubos o con una pared refractaria divisoria en el hogar.
- La opción de tiro forzado.
- La posibilidad de colocar un segundo servicio en la sección de convección.
- El diseño para trabajar con fluidos con cambios de fase.
- Estimación de costos.
- Presentar los resultados en unidades del sistema internacional.
- Archivos de ayuda.

A nivel académico, se recomienda:

- Profundizar los conocimientos de transferencia de calor por radiación en las asignaturas del plan de estudios de la escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela.

7 BIBLIOGRAFÍA

- BERMAN, Herbert L. “Finding the basic design for your application”. Chemical Engineering, June 1978.
- “Combustion Techniques I-II”. SHELL. Cardón 1993
- CORREA, José y Edgar Vivas. “Desarrollo de una herramienta de cálculo para el diseño de calentadores de fuego directo”. Trabajo especial de grado, Universidad Central de Venezuela. Caracas, 2001.
- Curso de diseño de hornos de American Heating Company (AHC). Manual del usuario, s.f.
- “Fired Heaters or Furnaces”. Manual BEICIP-CEPET, Postgrado en Refinación, Gas y Petroquímica. Cepet. Agosto, 1992.
- GARG, Ashutosh. “Better burner specifications”. Hydrocarbon Processing, August 1989.
- GARG, Ashutosh. “Good heater specifications pay off”. Chemical Engineering, July 1988.
- GARG, Ashutosh. “How to boost the performance of fired heaters”. Chemical Engineering, November 1989.
- GARG, Ashutosh. “Optimize fired heater operations to save money”. Hydrocarbon Processing, June 1997.
- Gas Processors Suppliers Association Manual (GPSA). “Engineering data book”. FPS version. Volume I, section 8. 11th Edition. 1998.
- GOSH, H. “Improve your fired heaters”. Chemical Engineering, March 1992.
- GUFFEY, Gerald E. “Sizing up heat transfer fluids & heaters”. Chemical Engineering, October 1997.
- <http://www.borland.com> Mayo/2004.
- <http://www.heaterdesign.com> Mayo/2004.
- <http://www.heatflux.com> Mayo/2004.
- <http://www.keslerengineering.com> Mayo/2004.

- INCROPERA, Frank y David DeWitt. “Fundamentos de transferencia de calor”. Prentice Hall, 1999.
- MAXWELL, James B. “Data book on hydrocarbons”. Editorial Van Nodtrand. 8va edición. 1965
- NECATI ÖZISIK, M. “Transferencia de calor”. McGraw-Hill Latinoamericana S.A. 1979.
- Normas API Standard 530, 1998.
- Normas API Standard 560, 1998.
- PERRY, Jhon. “Manual del Ingeniero Químico”. Tomo III. M^c Graw Hill. 6^{ta} edición. 1993.
- WELTY, James; Charles Wicks y Robert Wilson. “Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa”. Editorial Limusa. 8^{va} edición. 1997.

8 APÉNDICES

APÉNDICE A: Propiedades de crudos

En este apéndice se reportan las ecuaciones utilizadas en el trabajo para la obtención de las diferentes propiedades de los crudos.

Correlaciones utilizadas para el cálculo de propiedades de crudos

Las correlaciones presentadas en esta sección se obtuvieron de estudios realizados por INTEVEP y corresponden a crudos de la Faja Petrolífera del Orinoco (F.P.O.) que son crudos pesados y extrapesados típicos venezolanos.

Viscosidad Cinemática.

De acuerdo con lo establecido por INTEVEP (1984), la variación de la viscosidad con la temperatura de los crudos pesados, extrapesados, puede ser representada con muy buena exactitud por la ecuación de Wright sugerida por la ASTM (1984). El comportamiento de la viscosidad cinemática con la temperatura obedece a la siguiente correlación (Correa y Vivas, 2001):

$$\lg[\lg(\nu_c + 0,7)] = A - B \times \lg(T) \quad (\text{A.1})$$

donde:

ν_c = viscosidad cinemática del crudo libre de gas, (cst).

A y B = constantes.

T = Temperatura, (°R).

La tabla N° A.1 contiene las constantes A y B para crudos contenidos en la base de datos del programa.

Tabla N° A.1 Constantes de la ecuación de Wright para crudos de la F.P.O.

Crudo	°API	A	B
Cerro Negro	8,3	10,5502	3,591
Pao I – X	8,4	9,9392	3,377
Jobo – Grupo I	8,6	10,7027	3,645
Jobo – JOC – 40	8,6	10,5657	3,592
Morichal Grupo II	8,6	9,8236	3,325
Jobo – Grupo II	9,3	10,7661	3,671
Melones G – 39	9,6	9,9975	3,401
Melones	11,1	10,0745	3,458
Morichal Grupo II	12,0	9,6942	3,321

(Correa y Vivas, 2001)

Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica o absoluta de los crudos se determina con la siguiente ecuación:

$$\mu_C = 3,875 \times 10^{-2} \times \nu_C \times \rho_C \tag{A.2}$$

donde:

μ_C = viscosidad dinámica, (lb/pie h).

ρ_C = densidad, (lb/pie³).

Densidad de los crudos

Diferentes investigadores están de acuerdo en que la relación entre la densidad y la temperatura es lineal. INTEVEP (Chirinos, 1981) presenta la siguiente correlación para los crudos de la F.P.O.: (Correa y Vivas, 2001)

$$\rho_C = -0,02141 \times (T - 60) + \rho_{C(s)} \quad (\text{A.3})$$

donde:

$\rho_{C(s)}$ = densidad del crudo a 20°C (lb/pie³)

T = Temperatura (°F)

Sabiendo que:

$$\rho_C = 62,49 \times g.e. \quad (\text{A.4})$$

y

$$g.e. = \frac{141,5}{131,5 + API} \quad (\text{A.5})$$

La ecuación B.3 arroja un error de estimación de 0,1%.

Conductividad térmica de los crudos

La conductividad térmica de los crudos pesados y extrapesados de la F.P.O., puede ser estimada mediante la ecuación empírica sugerida por Cragoe: (Correa y Vivas, 2001)

$$k_C = \frac{0,06773}{g.e.} \times [1,0096 - 0,0003T] \quad (\text{A.6})$$

donde:

k_C = Conductividad térmica del crudo, (BTU/h pie °F).

T = Temperatura, (°F).

Calor específico

La falta de datos sobre el comportamiento del calor específico con respecto a la temperatura, hace indispensable considerar alguna correlación generalizada. Se utilizó la correlación propuesta

por Fortsch, ecuación A.7, ya que esta genera errores menores al 5 %. para crudos de la F.P.O. (Correa y Vivas, 2001)

$$Cp_C = 4,93 \times 10^{-4} \times [(2,1 - g.e.) \times (T + 670)] \quad (A.7)$$

donde:

Cp_C = Calor específico del crudo, (BTU/lb °F).

T = Temperatura, (°F).

Interpolaciones utilizadas para el cálculo de propiedades de crudos

Para otros tipos de crudo en general, en donde el usuario introduce las propiedades a la temperatura de entrada y a la temperatura de salida, se utilizaron las siguientes interpolaciones:

- Densidad: Interpolación lineal

$$\rho = (\rho_{out} - \rho_{in}) / (T_{out} - T_{in}) * (T - T_{out}) + \rho_{out} \quad (A.8)$$

- Viscosidad dinámica: Interpolación logarítmica

$$\mu = 10^{((\log \mu_{out} - \log \mu_{in}) / (\log T_{out} - \log T_{in})) * (\log T - \log T_{in}) + \log \mu_{out}} \quad (A.9)$$

- Conductividad térmica: Interpolación lineal

$$k = (k_{out} - k_{in}) / (T_{out} - T_{in}) * (T - T_{out}) + k_{out} \quad (A.10)$$

- Capacidad calorífica: Interpolación lineal

$$Cp = (Cp_{out} - Cp_{in}) / (T_{out} - T_{in}) * (T - T_{out}) + Cp_{out} \quad (A.11)$$

Se puede verificar que dichas interpolaciones cumplen, en general, con la tendencia de las propiedades presentada en la información gráfica contenida en el “Data book on hydrocarbons” de Maxwell.

APÉNDICE B: Ejemplo del reporte de HeaterSoft

En este apéndice se presenta un ejemplo del reporte que HeaterSoft crea una vez calculados los resultados.

Cliente: Chevron
 Proyecto: Proyecto de Prueba
 Equipo: F-101
 Fecha: 04/05/2004
 Nº Unidades: 1
 Descripción: Esto es un horno de prueba

Condiciones de proceso

Flujo de proceso (lb/h)	191015.39
Calor absorbido por el fluido (MMBtu/h)	12.37
Temp. de entrada (°F)	130
Temp. del fluido en la pared divisoria (°F)	164.4
Temp. del fluido a la entrada del escudo (°F)	155.1
Temp. de salida (°F)	220
Caída de presión admisible (psi)	50
Caída de presión total	15.25
Eficiencia del horno (%)	85.32
Temperatura atmosférica (°F)	90
Presión atmosférica (psi)	14.7

Convección

Nº filas de tubos superficie extendida	3
Nº de filas sin superficie extendida	2
Nº de tubos por fila	4
Ancho de la sección (pie)	2.92
Altura de la sección (pie)	4.71
Longitud de la sección (pie)	18.1
Calor absorbido en la sección (MMBtu/h)	4.66
Área de transferencia de calor (pie ²)	1862.26
Densidad de flujo de calor (Btu/h pie ²)	2501
Coef. global de TC - aletas (Btu/h pie ² °F)	3.17
Coef. global de TC- protección (Btu/h pie ² °F)	3.34
Temp. de la punta de la aleta (°F)	323.5
Temp. gas comb. 1era fila escudo (°F)	1487.1
Temp. gas comb. 2da fila escudo (°F)	1356.7
Caída de presión en la sección (psi)	4.51

Radiación

Eficiencia radiante (%)	53.2
Densidad de flujo de calor radiante (Btu/h pie ²)	8219
Número de tubos de radiación	44
Calor absorbido en la sección (MMBtu/hr)	7.71
Área de transferencia de calor (pie ²)	938.24
Temp. de piel de tubo (°F)	258.2
Temp. máxima de piel de tubo (°F)	349.7
Diámetro del hogar (pie)	N/A
Ancho del hogar (pie)	4.8
Altura hasta la inclinación (pie)	13.33
Altura del hogar (pie)	14.28
Temp. de la pared divisoria (°F)	1626.1
Caída de presión en la sección (psi)	10.02

Chimenea

Diámetro (pulg)	31.1
Altura (pie)	60.39
Temp. entrada del gas de comb. (°F)	510
Temp. salida del gas comb. (°F)	360

Diseñado por:
 Nº Revisión:

Cliente: Chevron
 Proyecto: Proyecto de Prueba
 Equipo: F-101
 Fecha: 04/05/2004
 Nº Unidades: 1
 Descripción: Esto es un horno de prueba

Presiones en el horno

Presión de los quemadores (pulgH2O)	0.116
Pérdidas a la salida de la chimenea (pulgH2O)	0.069
Pérdidas por fricción en el damper (pulgH2O)	0.094
Pérdidas a la entrada de la chimenea (pulgH2O)	0.02
Pérdidas en el escudo (pulgH2O)	0.009
Pérdidas zona superficie extendida (pulgH2O)	0.013
Ganancias sección convección (pulgH2O)	0.01
Ganancias en la chimenea (pulgH2O)	0.323
Pérdidas por fricción en la chimenea (pulgH2O)	0.025

Combustión

Calor liberado por el combustible (MMBtu/h)	14.48
Poder calorífico bajo (Btu/lb)	21197.8
Poder calorífico alto (Btu/lb)	24364.8
Peso molecular del gas de combustión	27.95
Relación Aire-Combustible (lb aire/lb comb)	20.12
Flujo de gas de combustión (lb/h)	14428.3
Flujo de combustible (lb/h)	683.16
Flujo de Aire (lb/h)	13745.11
Exceso de aire	20
Temperatura de llama adiabática (°F)	3057

Tuberías y arreglos

Configuración del horno	Cabina Horizontal
Longitud de los tubos de radiación (pie)	18.1
Diámetro nominal de la tubería (pulg)	4
Material de la tubería	Acero al Carbono
Número de pasos	2
Tipo de superficie extendida	Aletas sólidas
Material de la superficie extendida	Acero al Carbono

Diseñado por:
 Nº Revisión:

APÉNDICE C: Datos completos de los hornos diseñados

A continuación se presenta una tabla con los datos introducidos al programa para realizar cada diseño que se reporta en la sección de resultados.

Dato	Chevron horizontal	Chevron cilíndrico	Ameriven horizontal	PDVSA cilíndrico
Tipo de horno (configuración)	Horizontal de cabina	Cilíndrico vertical	Horizontal de cabina	Cilíndrico vertical
Exceso másico de aire (%)	20	20	20	20
Composición molar del aire (%)	N ₂	79	79	79
	O ₂	21	21	21
	CO ₂	0	0	0
	H ₂ O	0	0	0
	Ar	0	0	0
	SO ₂	0	0	0
	CO	0	0	0
Temperatura de entrada del aire (°F)	60	60	60	60
Composición molar del combustible (%)	CH ₄	80	80	80
	C ₂ H ₆	20	20	20
	C ₃ H ₈	0	0	0
	N-C ₄ H ₁₀	0	0	0
	I-C ₄ H ₁₀	0	0	0
	N-C ₅ H ₁₂	0	0	0

I-C ₅ H ₁₂	0	0	0	0
C ₆ H ₁₄	0	0	0	0
CO	0	0	0	0
H ₂	0	0	0	0
N ₂	0	0	0	0
CO ₂	0	0	0	0
C	0	0	0	0
S	0	0	0	0
C ₂ H ₄	0	0	0	0
C ₃ H ₆	0	0	0	0
N-C ₄ H ₈	0	0	0	0
C ₆ H ₆	0	0	0	0
H ₂ O	0	0	0	0
O ₂	0	0	0	0
H ₂ S	0	0	0	0
Temperatura de entrada del combustible (°F)	60	60	60	60
Flujo de proceso (lb/h)	191015,39	191015,39	3746740,91	260000
Temperatura de entrada del fluido de proceso (°F)	130	130	428	150
Temperatura de salida del fluido de proceso (°F)	220	220	563	180

Factor de ensuciamiento interno ($^{\circ}\text{Fpie}^2\text{h/Btu}$)	0,005	0,005	0,005	0,005
Factor de ensuciamiento externo ($^{\circ}\text{Fpie}^2\text{h/Btu}$)	0	0	0	0
Caída de presión admisible (psi)	50	50	20	50
Eficiencia deseada en el horno (%)	85,32	85,32	76,7	87,36
Longitud de los tubos de la sección de radiación (pie)	20	20	60	20
Longitud efectiva de los tubos de la sección de radiación (pie)	18,1	18,1	58,5	18,5
Diámetro nominal de la tubería (plg)	4	4	8	4
Material de los tubos	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	25Cr-20Ni
Número de pasos	2	2	8	8
Número de tubos por fila de convección	4	N/A	8	N/A
Número de tubos inclinados	2	N/A	3	N/A
Ángulo de inclinación	45°	N/A	45°	N/A
Tipo de superficie extendida	Aletas sólidas	Aletas sólidas	Aletas sólidas	Aletas sólidas
Densidad de superficie extendida (N°/plg)	5	5	5	5
Espesor de superficie extendida (plg)	0,05	0,05	0,05	0,05
Altura de superficie extendida (plg)	0,5	0,5	0,75	0,5
Material de superficie extendida	Acero al	Acero al	Acero al	Acero al

	carbono	carbono	carbono	carbono
Número de espigas por fila de espigas	N/A	N/A	N/A	N/A
Densidad de flujo de calor radiante (Btu/hpie ²)	8500	8500	12000	6000
Velocidad de los gases de combustión en la chimenea (pie/s)	22,2	22,2	25,063	20
Presión de diseño para la chimenea (plg H ₂ O)	0,1	0,1	0,1	0,05
Temperatura atmosférica (°F)	90	90	90	90
Presión atmosférica (psi)	14,7	14,7	14,7	14,7
Tipo de crudo	N/A	N/A	N/A	Morichal Grupo I
Densidad del crudo a la entrada (lb/pie ³)	52,4	52,4	48,67	N/A
Densidad del crudo a la salida (lb/pie ³)	50,54	50,54	47,42	N/A
Conductividad térmica del crudo a la entrada (Btu/hpie°F)	0,0756	0,0756	0,036	N/A
Conductividad térmica del crudo a la salida (Btu/hpie°F)	0,0756	0,0756	0,036	N/A
Capacidad calorífica del crudo a la entrada (Btu/lb°F)	0,713	0,713	0,603	N/A
Capacidad calorífica del crudo a la salida (Btu/lb°F)	0,726	0,726	0,639	N/A
Viscosidad del crudo a la entrada (lb/pieh)	14,52	14,52	3,63	N/A

Viscosidad del crudo a la salida (lb/pieh)	5,566	5,566	2,42	N/A
---	-------	-------	------	-----

APÉNDICE D: Hojas de datos para el proyecto Chevron

APÉNDICE D: Hojas de datos para el proyecto Chevron

A continuación se presentan las hojas de datos del proyecto chevrón. Esta datasheet corresponde al horno de tipo cabina

PROJECT	PLANTA DE TRATAMIENTO DE CRUDO EN EAD-4		
CLIENT	Chevron	precalentamiento crudo liviano 32 API	OFERTA: F-9809XX
DATE	22-ago-98	De cabina	O/C: XXXX
TAG	F-2001 A/B		REV: A
DOCUMENT	XXXXCP02		BY: CM
DESIGN OF FIRED HEATER PER API 560			

(1) PROCESS DESIGN CONDITIONS FOR RADIANT AND CONVECTIVE 1 SECTION

METRIC SYSTEM				
	LIQUID in	LIQUID out	VAPOR in	VAPOR out
Flow rate m3 / hr	103,18	107,00	0,00	0,00
Mass flow, Kg / hr	86.667,60	86.667,60	0,00	0,00
Temperature, °C	54,45	104,45	26,66	107,22
Pressure, bar(g)	34,48	31,03	4,14	3,00
Cp, KJ / Kg °C	2,985	3,040	0	0
Viscosity, Cp	6,000	2,300	0	0
Entalphy, KJ / Kg	0	0	0,00	0,00
Std. Specific gravity	0,840	0,810	0,001	0,001
Density, Kg / m3	840,00	810,00	0,001	0,001

ENGLISH SYSTEM				
	LIQUID in	LIQUID out	VAPOR in	VAPOR out
Flow rate, BPD	15.574,91	16.151,76	0,00	0,00
Mass flow, lbm / hr	191.015,39	191.015,39	0,00	0,00
Temperature, °F	130,0	220,01	80,0	225,00
Pressure, Psi(g)	500,09	450,05	60,05	43,51
Cp, BTU / lbm °F	0,713	0,726	0,000	0,000
Entalphy, BTU / lbm	0,000	0,000	0,000	0,000
Std. Specific gravity	0,840	0,810	1,148	1,148
Density, Lbm / Pie3	52,42	50,54	0,088	0,088
Eficiencia	0,85	0,85	0,85	0,85

(2) HEAT CALCULATIONS

Qt= 3626,196458

Qt (BTU/Hr)=	12372582,32 (ABSORBIDO)
Qi (BTU/Hr)=	14555979,2 (INTRODUCIDO)
Qt (BTU/Hr)=	12188000 (NOMINAL)

(3) RADIANT HEAT REQUIREMENTS

De los análisis cromatográficos de Gas de Maraven y Figura 8-15 de API tenemos para 100% combustion :

Gravedad específica del Gas :	0,63
Cantidad de aire por cant. de fuel gas Scf./Scf (Ver Fig. 8-15)	10,6555
gas density	0,047376 lb/ft3

Cantidad de exceso de aire para diseño (Normas API)

Exc. Aire =	20,00%	1,2
Total de aire por cant. de gas Scf. /Scf.		12,7866

La Capacidad de calor en Sec. Radiante viene dada por la figura 8-20-

Heating Value	1000 BTU/scf
factor de corrección de G (fig 8-20)=	2
total de aire por cant. de gas(Lb aire/Lb gas) =	40,59238095
Average Radiante Rate BTU/Hr*pie2 (Flux Density)=	8500
% de calor total absorbido Rad. =	0,5475
Heating Value	21107,73387 BTU/lb
% Fraccion = Q absorbido liberado * % de calor total absorbido Rad.	
Fuel consumed	686,9784138 lb/h
Q rad.% Fracción BTU/HR ò MMBTU/HR=	7.969.398,61
Flue gas	13739,56828 lb/h fig 2

Calculo del Área requerida (min.) de la sección radiante en las tuberías (ideal):

Diám.Nom. de tubería en pulgadas	=	4
Diám. Ext. de tubería en pulgadas	=	4,50 in
Long. de tub. efectiva en Pies	=	18,1
Area de un tubo en Pie2	=	21,32

Area seccion radiante en Pie2 =	937,58
Nro. de tubos ideal =	43,97
Nro. de tubos real seccion radiante =	44
Area de transferencia en la sección radiante (Pie2)	938,21

**CALCULO DEL "AVERAGE RADIANT RATE" PARA EL Nro. TUBOS:
(FLUX DENSITY REAL):**

S = Espacio entre centros de tubos en Pulg	=	8,00 in
(S / OD) =		1,78
Factor Circunferencial (Fc) Por fig. Fc=		1,95
Flux Density Prom. (BTU/HR.PIE2)=		8.494,27
Flux Density Max. (BTU/HR.PIE2)=		16.563,82

(4) CONVECTIVE HEAT REQUIREMENTS (oil)

DATOS:

% Eficiencia solicitada (Data Sheet)	:	0,85
Flue gas temperature °F Propuesto	:	500,00 °F
% exceso de aire	:	0,2

Figura 1481.1 de API obtenemos Heat Available y Heat Net :

H Av BTU/Lbm FUEL	;	17400	
H Net BTU/Lbm FUEL	;	19700	(Por Tablas)
% Eficiencia Nominal =	H Av / H Net		

% Eficiencia Nominal = 88,32%

% Perdidas de eficiencias por radiacion = **3,00%**

% Eficiencia Calculada = (% Efic. Nom. - % Perd.)

% Eficiencia Calculada = 85,32%

Calor introducido recalculado **14500557,54**

Calculo de la Temperatura Seccion Radiante:

Q absorbido total BTU/Hr= Q radiante. + Q convectiva.

Q absorbido total BTU/Hr= 12.372.582,32 (Calculado Pag. 1)

Q radiante BTU/Hr= 7.969.398,61 (Calculado Pag.8)

Q convectiva BTU/Hr 4,40E+06

(5) INLET TEMPERATURE TO RADIANT SECTION

Q absorbido total BTU/Hr= 12.372.582,32

Q radiant BTU/Hr= 7.969.398,61

Q convective BTU/Hr= 4.403.183,71

The inlet temperature to radiant section is the outlet temperature from convective section

Del calculo de calor absorbido tenemos:

Cp av = 0,720

m (lb / hr) = 191.015,39

Ti Convective (°F) = 130,0 °F

Q convective BTU/Hr = 4.403.183,71

De la formula $Q = S \cdot m \cdot Cp \cdot (DT)$ donde $DT = T_{sal.} - T_{in}$ despejamos $T_{sal.}$

Temp. Sal.Sec. Conv.= 162,05 °F = 72,25 °C

(8) FILM TEMPERATURE CALCULATION

FD	= Flux density BTU/Hr*pie2	=	8.494,27
D	= Diám. Nominal.	=	4
De	= Diam. ext. tubería en Pulgadas	=	4,50 (Ver final pag.)
Ho	= Coeficiente de calor converti en tub.	=	4,57
n	= Pasos propuestos.	=	2,00
Gr	= Velocidad de Masa (Lb/Sec*sq.ft)	=	299,86
V	= Coeficiente Heat transfer	=	Tabla Fig. 9-7
K	= Ctte thermal conduct. (BTU/Hr.* ft * °F)	=	0,0756
Cp	= Specific heat (BTU/Lb * °F)	=	0,722
m	= Viscosity mix average en Cp	=	2,98
mw	= Viscosity at average tube wall en Cp	=	1,796
Di	= inside tube diameter en Pulgadas	=	4,03 in
Nr	=	=	50.339,11
L/Di	=	=	2124 (adimensional)

Nuselt		Sieder-Tate
Ho BTU/Hr * ft2 * °F =	turbulento=	685,4259379
La Temperatura de Pelicula es:	turbulento=	154,3893507
T film =		327,30 °F

(9) MAXIMUM WALL TEMPERATURE CALCULATION

TEMPERATURA DE DISEÑO DE FLUIDOS (TDF) ;	220,01 °F
INCREMENTO DE TEMPERATURA DE PELICULA (TF):	107,29 °F
INCREMENTO DE TEMPERATURA EN LA CARA DEL TUBO (TW):	12,79 °F

MTWT = 340,08 °F < API 530 & STANDARD

TWT = 252,60 °F < API 530 & STANDARD

(10) THICKNESS CALCULATION API 530

DIAMETRO NOMINAL DE LA TUBERIA CONVECTIVA	4
DIAMETRO INTERNO DE LA TUBERIA (ID) CONVECTIVA	4,03 inch
DIAMETRO EXTERNO DE LA TUBERIA (OD)	4,500 in
PRESION DE DISEÑO DE LA TUBERIA (PD)	550,00 psi
ESFUERZO ADMISIBLE DEL MATERIAL (Se)	SA 106 Gr.B
CORROSION ADMISIBLE (CA)	0,125 in
ESPELOR MAXIMO (EM)	
ESPELOR COMERCIAL SELECCIONADO (EC)	

EM = 0,206 in

EMS = 0,235 in Si EC(SEC.CONV Y RAD.) > EMS O.K.

EC (SEC.CONV) = 0,236 in

Sch. 40 in A-106 Gr B

EC (SEC.RAD) = 0,236 in

Sch. 40 in A-106 Gr B

(11) GAS FLUE TEMPERATURE IN CONVECTIVE SECTION

Tgr= TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE LA SECCION RADIANTE..
 FRAC = (Qrad + 3% LOST RAD.)/ Qintrod= 0,563925
 Entalpia absorbida= 19700 BTU/Lb * FRAC. = 11109,3225 BTU/Lb Fuel
 CON ENTALPIA Y 20% EXCESO AIRE ASUMIDO OBTENEMOS EN LA FIGURA 7 (1481.1 DEL API)

TECNICAL DATA BOOK OBTENEMOS:

Two= TEMPERATURA DE PIEL DE LA TUBERIA EN OPERACION= Tsal+TF+TW=	1.600,00 °F
Lt= LONGITUD EFECTIVA SECCION Y TUBOS.	282,12 °F
De= DIAMETRO EXTERIOR DE LA TUBERIA LISA.	18,10 PIE
Ns= CANTIDAD DE TUBOS LISOS "SHOCK TUBES" EN CADA FILA.	4,500 PULG.
Fs= FILAS DE TUBOS LISOS "SHOCK TUBES" .	4,00
Afs= AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE CADA FILA "SHOCK TUBE"	2,00
R= HHV DEL GAS CON 20% DE EXESO DE AIRE Y POR LA TABLA 8-21	85,30
	970 <u>lb gas</u>
	MMBTU Heat
ESP= DISTANCIA CENTRO A CENTRO DE TUBOS.	8,00 PULG.

Agfs= AREA LIBRE PARA EL FLUJO DE GASES CALIENTES EN "SHOCK TUBES" 21,12 PIE²
Agfs= Ns*Lt*(ESP-D)

Grs.= VELOCIDAD DE LOS GASES CALIENTES EN LA 1RA FILA "SHOCK TUBES" 0,19 Lbs/sec PIE²
Grs.= (Qintro*R/Agfs)/3600

NOTA 1 ASUMIMOS PARA LA PRIMERA FILA UNA TEMPERATURA PROMEDIO DE LOS GASES CALIENTES DE 1500 Y 320° PARA LA TEMPERATURA PROMEDIA DE LA PIEL DEL TUBO.

Tgp (1S)= TEMPERATURA MEDIA PARA ;A FILA 1 DE "SHOCK TUBES" = (1500+320)°F/2
 897,5 °F

ho(1S)= COEFIC. DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECCION PARA LA 1RA FILA.= 3 BTU/Hr PIE² °F
 DE LOS SHOCK TUBES., SEGUN TABLA 8-22 CON Tpg (1S) Y Grs.

Qc (1S)= CALOR POR CONVECCION FILA 1 SHOCK TUBES = ho(1S)*Afs*(1500°F-320°F) 301.945 BTU/Hr.

Qrad (1S)= FLUX DENS. PROM * Afs/2= 362.260 BTU/Hr.

Qtotal (1S)= CALOR ABSORBIDO POR 1RA FILA "SHOCK TUBE"= Qc (1S)+ Qrad (1S) 664.205 BTU/Hr.

Tg (ES1)= TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE LA 1ERA FILA "SHOCK TUBES"

FRAC1S = (Qrad+2%Qrad+Qtotal (1S))/ Qintro. 0,609556087
 Entalpia absorbida= 19700 BTU/Lbs * FRAC1S. = 12008,25492 BTU/Lbs
 CON LA ENTALPIA Y A 20% EXESO AIRE POR LA FIGURA 1481.1 DEL API
TECNICAL DATA BOOK OBTENEMOS: 1.420,00 °F

Qrad(2S)= Qrad (1S)= 362.260,15 BTU/Hr.

ASUMIMOS PARA LA SEGUNDA FILA UNA TEMPERATURA PROMEDIO DE LOS GASES CALIENTES DE 1350 °F Y 400°F PARA LA TEMPERATURA PROMEDIA DE LA PIEL DEL TUBO.

Tgp (2S)= TEMPERATURA MEDIA PARA LA FILA 2 DE "SHOCK TUBES" = (1350+300)°F/2
 825 °F

ho(2S)= COEFIC. DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECCION PARA LA 2DA FILA.= 3 BTU/Hr PIE² °F
 DE LOS SHOCK TUBES., SEGUN TABLA 8-22 CON Tpg (2S) Y Grs.

Qc (2S)= CALOR POR CONVECCION FILA 2 SHOCK TUBES = ho(2S)*Afs*(1350°F-300°F) 268.680 BTU/Hr.

Qtotal (2S)= CALOR ABSORBIDO POR 2DA FILA "SHOCK TUBE"= Qc (2S)+ Qrad (2S) 630.940 BTU/Hr.

Tg (ES2)= TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE LA 2DA FILA "SHOCK TUBES"

FRAC2S = (Qrad+2%Qrad+Qtotal (1S)+Qtotal (2S))/ Qintro. 0,652901851
 Entalpia absorbida= 19700 lbs/BTU * FRAC1S. = 12862,16646 BTU/Lbs
 CON LA ENTALPIA Y A 20% EXESO AIRE POR LA FIGURA 1481.1 DEL API
TECNICAL DATA BOOK OBTENEMOS: 1.280,00 °F

NOTA 3 SERA A ESTA TEMPERATURA A LA QUE ENTRARAN LOS GASES A LOS BANCOS DE TUBOS ALETEADOS.

1.280,00 :Tgia

(12) FINED TUBE PARAMETERS IN CONVECTIVE

* DIÁMETRO EXTERIOR, De	4,50 inch
* TIPO DE ALETA:	RECTA, ELECTROSOLDADA..
* ALTURA DE ALETA Hf	0,50 inch
* ESPESOR DE ALETA THkf	1,28 mm
* MATERIAL	A-36
* DENSIDAD DEL ALETEADO. FD	5
* LONGITUD EFECTIVA DE CADA TUBO. Lef.	18,10
* AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE CADA TUBO. CON ALETAS Af.	140,92 PIES
* CALOR NETO POR CONVECCION EN EL BANCO DE TUBOS ALETEADOS = Qca.	3.108.038,52 BTU/Hr.
* TEMP. SALIDA GASES DE LA SECCION CONVECTIVA. Tgoc (DATO REQUERIDO PARA LOGRAR EFICIENCIA OFERTADA)	500,00 °F
* TEMP. DE ENTRADA DE CRUDO EN LA CONVECTIVA Tea	130,01 °F
* TEMP DE SALIDA DEL CRUDO DEL BANCO DE TUBOS Tsa CON ALETAS Tsa=Te+Qca/(m*Cp)	162,05 °F
* TEMP. ENTRADA GASES A CONVECTIVA ALETEADA. Tgic	1.280,00 °F

Acs= SECCION NO LIBRE PARA EL FLUJO DE GASES DE LA COMBUSTION A TRAVÉS DE LA SECCION CON TUBERIA ALETEADA.= (De/12)+FD*THkf*2*Hf/144 DISTANCIAS EN PULG =

Acs= 0,395997375 PIE²/PIE LINEAL.

Agfa= AREA LIBRE PARA EL FLUJO DE GASES CALIENTES EN UNA FILA DE TUBOS ALETEADOS. **Agfa= Ns*Lef*(ESP-Acs)** 19,60 PIE^2

Gga= VELOCIDAD DE LOS GASES CALIENTES A TRAVÉS DE LA SECCIÓN ALETEADA. **= Qintro*R/(Agfa*3600)** **0,200** Lbs/sec PIE^2

ho conv= 5 BTU/Hr.°F PIE^2 POR TABLA 8-22 & 800° TEMP. PROMEDIO IN/OUT GASES CALIENTES..

LMTD= TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA. = 676,41 °F

(13) FINED EFICIENCY IN CONVECTIVE

Kf= COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD DEL A-36= 25 BTU/(Hr*PIE**F)/PIE LINEAL.

0,4*Hf*(ho/(Kf*THKf))^0,5 (datos de aleta el pulg) 0,40 USAR COMO DATO EN LA FIG 8-6

dt= De+2*Hf = 5,5000 in
do=De= 4,5000 in

dt/do= 1,22 USAR COMO DATO EN LA FIG 8-6

ff= 95% OBTENIDO DE LA FIG 8-6

(14) hi IN CONVECTIVE SECTION AND FINED TUBE NUMBERS

Temperatura promedio del fluido interno Tp f= (Tsa+Tea)/2

PROPIEDADES DEL FLUIDO A Tpf 146,03 °F
 Densidad **r = 51,792** Lbm/pie3
 Viscosidad **m = 2,95E-03** Lbm/pie s
 Conductividad **Kf 0,060** BTU/h pie °F
 Prandalt **Pr = 1,27E+02**
 Calor Especific **Cp = 0,715** BTU/Lbm °F
 Diametro Intern **Di= 4,028** inch
 # Pasos **N= 2,000**
 Reynold numbe **Re= 3,41E+04**
 Número Nuselt Nus = 0.023*Re4/5*Pr1/3

Nus= 4,88E+02

hi = Nus*Kf/Di hi= 87,32689302

Aa: área de aletas 124,97 pies
 Rfi: factor de ensuciamiento interno= **0,005 °F ft2 hr / BTU**
 Ao: área superficial externa= 140,92 pies
 Ai: área superficial interna= 19,085 pies
 Rfo: factor de ensuciamiento externo= **0,005 °F ft2 hr / BTU**
 n: eficiencia de las aletas= 0,95

Uf= 4,42 BTU/Hr * ft2 * °F

Ao= Qca/(Uo*LMTD*Fc) AREA REQUERIDA PARA QUE EL BANCO DE TUBOS CUMPLA CON EL CALENTAMIENTO DEL HORNO.

Ao= 1.209,67 PIE^2

NRO DE TUBOS ALETEADOS REQUERIDOS= Ao / Atf = 8,58
 NRO DE TUBOS ESCOJIDOS MULTIPI4 12

Aor= Nro. REAL DE TUBOS * Ao= 1.691,02 PIE^2

(18) PRESSURE DROP IN CONVECTIVE SECTION

Tuberia Diam./Sch/Mat.	Sch. 40 en A-106 Gr B	4,00 in
Longitud de tuberia en pies	20,00	
Cantidad de Tubos propuestos (LISOS+ALETEADOS)	20	
L = Longitud de cada paso Pies / Mts.	200	60,96 Mts
Rata de flujo total BPD / Kg/Hr.	15.574,91	86.667,60 Kgr/Hrs
B = Rata de flujo(BPH) / paso	324,4773039	43.333,80 Kgr/Hrs
Cantidad de codos 180° (Unidades)	20	
n ° = Cantidad de codos 180°(Unidades) / paso	10	
P = Presion media entrada tuberia	500,09 psi	34,49 Bar
T = Temperatura media entrada tuberia	130,01 °F	54,45 °Celcius
D = Diametro interno Tub. Sch. 40 Pulg /mm	4,028	102,3 mm
Caida de presion max. Permitida /paso	50,04 psi	3,45 Bar
Cantidad de pasos propuestos	2,000	

G=

300,02 lb/s ft²

CALCULOS:

PROPIEDADES DEL FLUIDO A Tpf 146,03 °F
 Densidad $r = 52,416$ Lbm/pie3
 Viscosidad $m = 4,85$ cp
 Diametro Intern $Di = 4,028$ inch

Re = 3,09E+04 **30,9E+3 Re>2000 Flujo Turbulento Calcular f en Tabla A-25**

Factor de Fricción (f) en Tabla A-25 Para Tuberia de Diam. = 4,00 in

f = 0,002 laminar

f = **0,025** turbulento

E= 0,05

Le para tuberías E/D= 0,000488759

Le1 = 200,00

Factor de friccion (ft) para flujo en completa turbulencia tabla A-26 en tuberias comerciales de diametro =

para tuberia de cada paso: 0,00 in

para tuberia de conexion a valvula de control:

ft = 0,025

ft = 0,025

Ctte (K2 y K3) para accesorios de tuberias:

Le2 (codos) = 151,0

Le total (Le)

Le 351,03

Caida de presion Dp conv.

Dp conv. =	4,84 Psi	Turbulento
------------	-----------------	------------

(20) PRESSURE DROP IN RADIANT SECTION

Tuberia Diam./Sch/Mat.	Sch.40 en A-106 Gr B	4,00 in
Longitud de tuberia en pies	20	
Cantidad de Tubos propuestos	44	
L = Longitud de cada paso Pies / Mts.	440	134,11 Mts
Rata de flujo total BPD / Kg/Hr.	15.574,91	86.667,60 Kgr/Hrs
B = Rata de flujo(BPH) / paso	324,4773039	43.333,80 Kgr/Hrs
Cantidad de codos 180° (Unidades)	44	
h ° = Cantidad de codos 180°(Unidades) / paso	22	
P = Presion media entrada tuberia	495,25 psi	34,16 Bar
T = Temperatura media entrada tuberia	0,00 °F	-32,00 °Celcius
D = Diametro interno Tub. Sch. 40 Pulg /mm	4,03	102,3 mm
Caida de presion max. Permitida /paso	45,20 psi	3,12 Bar
Cantidad de pasos propuestos	2,00	
G=		300,02 lb/s ft2

CALCULOS:

PROPIEDADES DEL FLUIDO A Tpf 191,03 °F
 Densidad $r = 54,288$ Lbm/pie3
 Viscosidad $m = 2,80$ cp
 Diametro Intern $Di = 4,028$ inch

Re = 53.491,84 **5,35E+04 Re>2000 Flujo Turbulento Calcular f en Tabla A-25**

Factor de Fricción (f) en Tabla A-25 Para Tuberia de Diam. = 4,00 in

f = 0,0012 laminar

f = **0,022** turb.

E= 0,04572

E/D= 0,000446921

Ctte (Le) para tuberías

Le1 = 440,00

Ctte (Le2) para codos:

Le2 = 352,4114173

Ctte total (Kt)

Le = 792,41

Caida de presion Dp Rad.

Dp Rad. = 9,29 Psi turbulento

Dp total = 14,13 Psi turbulento

DRAFT AND STACK DIMENSION

NUMERO DE CABINAS		1,00
a.) DRAFT REQUIRED FOR BURNER DESIGN		0,243 inch H2O
b.) DRAFT UNDER ARCH		0,100 inch H2O
c.) LOSSES THROUGH CONVECTIVE SECTION=		0,022 inch H2O
c) PRESSURE DROP IN RADIANT SECTION	RADIANT HEIGHT 14,28 FT	0,143 inch H2O
	Nti (en ángulo)	2,00

STACK DIAMETER	2,53 FT
NUMBER OF STACKS	1

HEIGHT OF EACH STACK=	55,97 PIES
------------------------------	-------------------