

TEMA 8

HORNOS y CALDERAS (FIRED HEATERS)

ÍNDICE

8.- HORNOS Y CALDERAS	8.1
8.0.- OBJETIVO	8.1
8.1.- TIPOS DE CALENTADORES POR COMBUSTIÓN	8.1
8.1.1.- Tipo de caja o cabina	8.2
8.1.2.- Tipo cilíndrico vertical	8.3
8.2.- CÁLCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN HORNOS	8.4
8.2.1.- Balance de calor	8.5
8.2.2.- Eficiencia del horno	8.5
8.2.3.- Dimensiones del tubo y del horno.....	8.6
8.2.4.- Variables del horno.....	8.6
8.2.5.- Liberación de calor	8.8
8.2.6.- Estimación de la sección radiante.....	8.8
8.2.7.- Configuración de la zona de radiación.....	8.10
8.2.8.- Solución de las ecuaciones de Lobo-Evans	8.11
8.2.9.- Factores que controlan la radiación de la llama	8.12
8.2.10.- Solución de las ecuaciones de la zona Radiante	8.17
8.2.11.- Temperaturas en la sección de convección	8.18
8.2.12.- Configuración del banco de tubos de convección	8.20
8.2.13.- Diseño de los tubos de choque.....	8.20
8.2.14.- Diseño de los tubos de convección con aletas	8.21
8.2.15.- Dimensionado de la chimenea.....	8.24
8.2.16.- Operación del horno.....	8.26
8.3.- ESTIMACIÓN DE COSTES	8.27
8.4.- EJERCICIOS	8.28
8.5.- PROBLEMAS	8.29

BIBLIOGRAFÍA

- [1] PROCESS COMPONENT DESIGN.** P. Buthod & all, Capítulo 9 “FIRED HEATERS”. Universidad de Tulsa .Oklahoma
- [2] CHEMICAL PROCESS EQUIPMENT, SELECTION AND DESIGN** Stanley M. Walas. Section 8.11 “Fired Heaters”. Butterworth-Heinemann
- [3] MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO.** Perry & Chilton.

8.- HORNOS Y CALDERAS.

8.0.- OBJETIVO.

Un **CALENTADOR POR COMBUSTION (FIRED HEATER)** (en adelante **HORNO**) es un intercambiador de calor en el que el fluido de proceso fluye dentro de tubos y se calienta por radiación procedente de una llama de combustión y por convección desde los gases calientes de esta.

El **objetivo** de este tema es:

- 1.- Conocer los diferentes tipos de hornos y sus aplicaciones.
- 2.- Introducir las **fórmulas de diseño de HORNOS**, contemplando los mecanismos de transmisión de calor, temperaturas de los gases, determinando las dimensiones de la tubería, volumen del horno y chimenea.

8.1.- TIPOS DE CALENTADORES POR COMBUSTION.

Normalmente los hornos se dividen en tres partes:

Sección **RADIANTE**: donde los tubos están en presencia de la llama. En esta parte la transmisión de calor es por radiación en un 80 % aprox y un 20 % por convección de la circulación de gases calientes alrededor de los tubos.

Sección de **CONVECCION**: Los tubos están fuera del alcance de la llama. Los gases caliente se direccionan a través del paquete de tubos. El calor transmitido es por radiación del CO₂ y H₂O en los gases calientes además del calor por convección. Los tubos están equipados con aletas par mejorar las condiciones de transmisión de calor.

Sección de **BLINDAJE** (SHIELD) Las primeras filas de tubos del área de convección son la zona de CHOQUE (*SHOCK*) en ella los tubos no tienen aletas, reciben la misma cantidad de calor por ambos mecanismos.

Podemos **clasificar** los hornos en:

- TIPO DE CAJA O CABINA (BOX HEATERS)
 - Tubos horizontales. Calentamiento simple
 - Tubos horizontales. Calentamiento doble
 - Tubos Verticales. Calentamiento doble
- TIPO CILINDRO VERTICAL

8.1.1.- Tipo de caja o cabina.

Consisten en un set de cuatro paredes un suelo y un techo generalmente de acero con aislamiento interior de ladrillos refractarios. La sección de convección se sitúa en la parte superior y seguidamente se monta la chimenea. Los tubos de la sección de radiación se montan a lo largo de las paredes y la llama se genera a través de unos quemadores (burners).

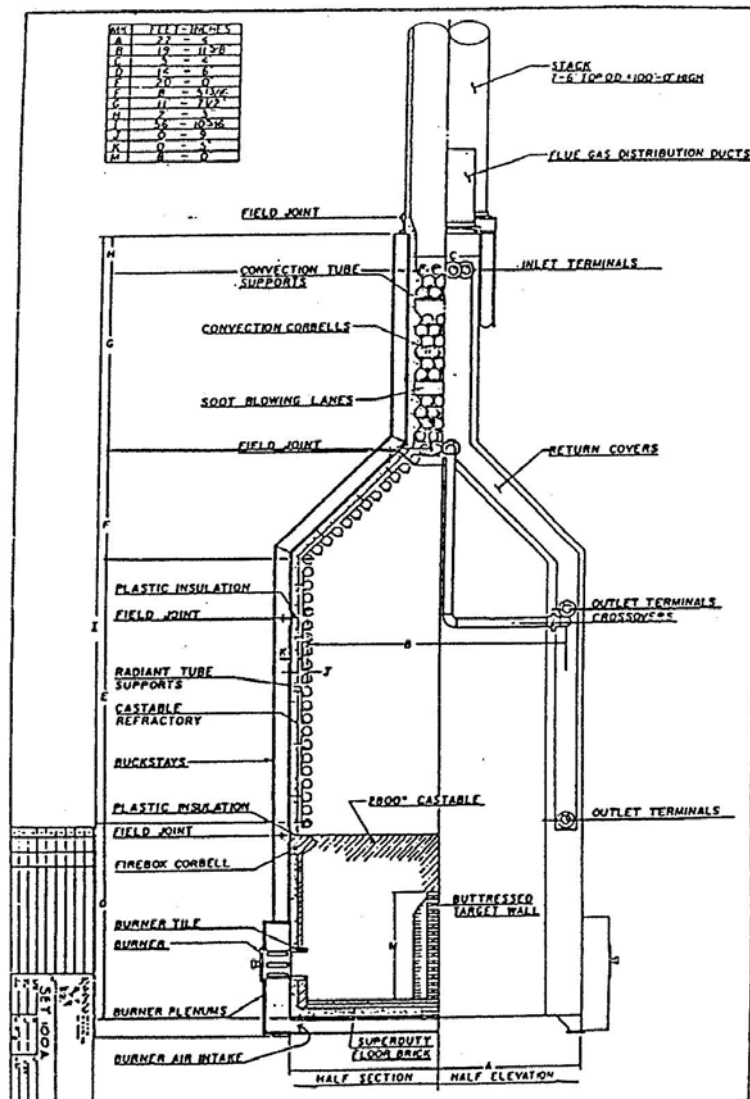


FIG 8.1

Cross Section of a Cabin Heater with Horizontal Tube Coil

Tubos horizontales. Calentamiento simple

Los tubos están montados horizontalmente en la pared lateral más larga en una capa simple. Se pueden montar varias series de tubos en paralelo en función del caudal. Se colocan a una distancia de la pared de 1,5 veces el diámetro de tubería.

La sección de convección se monta directamente sobre la zona de radiación y consiste en un banco de tubos con distribución triangular equilátera y una separación de dos veces el diámetro de tubería.

Los quemadores pueden ser de varios tipos inferiores (bottom), laterales (side) y finales (end).

Tubos horizontales. Calentamiento doble

En este caso están los tubos montados en el centro colgados sobre soportes.

Tubos Verticales. Calentamiento doble

Los tubos se colocan verticalmente en el centro del horno. Calentándose lateralmente.

8.1.2.- Tipo cilíndrico vertical.

Consisten en un casco cilíndrico aislado colocado verticalmente con piso aislante y techo generalmente plano. Los quemadores se sitúan en el suelo. Los tubos se sitúan verticalmente con flujo ascendente-descendente.

La sección de convección es similar a la de los de tipo caja o cabina.

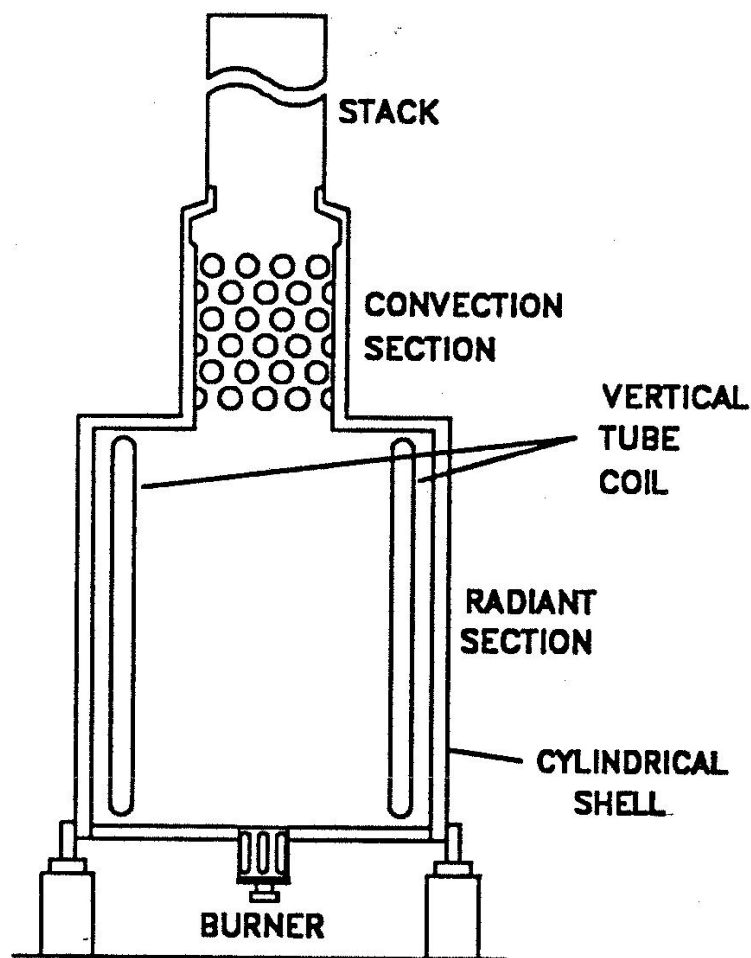


FIG 8.2

Sectional View of A Vertical Cylindrical Heater

8.2.- CÁLCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN HORNOS.

Para este calculo se siguen las siguientes etapas:

- 1.- Chequear el BALANCE de CALOR.
- 2.- Fijar la temperatura de los gases en la chimenea o la EFICIENCIA del horno
- 3.- Calcular el diámetro de tubo requerido y las dimensiones aproximadas del horno.
- 4.- Decidir las variables del horno
 - a) Tipo de unidad
 - b) Tipo de combustible
 - c) Porcentaje de exceso de aire
 - d) Flujo de calor radiante
 - e) Numero de filas de tubos de choque
 - f) Se utiliza economizador? De que tipo?
- 5.- Calcular la eficiencia del horno, el calor liberado, y los consumos de aire y combustible
- 6.- Estimar la transmisión de calor en la sección radiante y la superficie radiante requerida. Obtener número de tubos necesarios
- 7.- Esquematizar la forma aproximada de la sección radiante y establecer las constantes para el procedimiento de Lobo-Evans.
- 8.- Resolver la ecuación de Lobo-Evans para la transmisión de calor en zona radiante y comprobar si el flujo de energía radiante es lo suficientemente próximo al deseado. Si no ajustar en número de tubo y volver a etapa 7.
- 9.- Estimar la temperatura del fluido entrante en la sección radiante y la temperatura del gas en la sección radiante.
- 10.- Fijar en número de tubos en una fila en la sección de convección y calcular la velocidad másica del gas a través de los tubos. Para los tubos de choque y para los tubos con aletas.
- 11.- Calcular la transmisión de calor en los tubos de choque y la temperatura del gas a la salida de estos. SE realizará por procedimiento de ensayo error.
- 12.- Repetir los cálculos de transferencia de calor de etapa 10 para la zona de tubos con aletas. Es deseable fijar el numero de tubos con aletas de la sección de convección y resolver para una temperatura de salida de gas. En este caso la eficiencia del horno puede ser diferente al valor original de diseño.
- 13.- Diseñar el diámetro de chimenea y la altura si se emplea chimenea natural.

8.2.1.- Balance de calor.

El calor necesario para un horno es el calor a suministrar al fluido calentado. Los datos suelen ser caudal másico, y condiciones de presión y temperatura de entrada y las condiciones deseadas de presión y temperatura. Además las condiciones físicas (líquido, vapor,...) de fluido pueden cambiar.

Se necesita por tanto para calcularlo los calores sensibles y latentes del fluido, las composiciones, y si se produce reacción química, el calor de reacción.

8.2.2.- Eficiencia del horno.

La eficiencia de un horno es el porcentaje del calor liberado en la llama que es absorbido por el fluido calentado.

Los valores van de 70 % al 95 %.

La fuente de la ineficiencia son: Las pérdidas de calor en las paredes del horno (un 2 % es valor aceptable en el diseño) y las pérdidas en los gases producidos. La temperatura de salida de los gases ha de ser de 50 a 75 °F (25 a 40 °C) superior a la del fluido de entrada.

Como la composición de los gases de combustión no varía mucho se pueden deducir ecuaciones para determinar la temperatura del gas y las pérdidas del horno bastante exactas. Las fórmulas siguientes están dadas para un 2% de pérdidas por la pared.

Para Combustible Gaseoso

$$T_{stack} = \left\{ (0.98 - Eff) / 9.25 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.748} \right\}^{1/1.128} \quad (8.1)$$

$$Eff = 0.98 - 9.25 \times 10^{-5} T_{stack}^{1.128} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.748} \quad (8.2)$$

Para Combustible Diesel

$$T_{stack} = \left\{ (0.98 - Eff) / 7.695 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.911} \right\}^{1/1.144} \quad (8.3)$$

$$Eff = 0.98 - 7.695 \times 10^{-5} T_{stack}^{1.144} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.911} \quad (8.4)$$

Donde: T_{stack} = temperatura de entrada a chimenea °F
Eff = Eficiencia del horno
 ex_{air} = porcentaje de exceso de aire a los quemadores.

8.2.3.- Dimensiones del tubo y del horno.

La selección del tubo apropiado en el diseño del horno es difícil. El diámetro de tubo ha de ser inferior a 6 in. Deben ser lo más largos posibles (limitados a 60 ft) y la velocidad dentro del tubo elevada.

Las reglas básicas de selección son:

- Con flujos de líquido 100 % la velocidad se tomara de 10 ft/s (3 m/s)
- Con flujos de vapor 100 % la velocidad se tomara como del 70% de la velocidad del sonido.

La ecuación de la velocidad sónica de los gases es:

$$G_{max} / P = 20.788 \sqrt{kM/T} \quad (8.5)$$

Donde:

- k = Cp/Cv
- M = Peso molecular del Vapor
- P = Presión de salida (psia)
- T = Temperatura de salida °R
- G_{max} = velocidad másica crítica (velocidad sónica) lb/s-ft²

Si tenemos una mezcla de líquido-vapor se puede ir a la tabla de G_{max}/P en función del peso molecular, la temperatura y % de vaporización.

(Ver tabla de página 8.7)

8.2.4.- Variables del horno.

Estas variables deben fijarse de antemano y dependen de las preferencias del diseñador o de la política de la empresa. Como regla generales son:

a) Tipo de unidad. A mayor transferencia de calor mayor tendencia a utilizar hornos tipo caja. El uso de calentamiento doble o simple depende del grado de control necesario.

b) Tipo de Combustible. Depende de la disponibilidad y coste.

c) Porcentaje de exceso de aire. Depende del tipo de combustible y del diseño del quemador. A menor porcentaje de exceso mejor eficiencia del horno. Valores de referencia son de 25 a 30 % de exceso de aire.

Flujo de energía radiante. Se define como la relación entre el calor generado y el área de los tubos radiantes por unidad de tiempo. A mayor flujo mayor es la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie del tubo. Si el coeficiente de transmisión de calor dentro de tubo es bueno mayor puede ser el flujo de energía radiante.

Valores típicos de flujos de energía radiante son:

Servicio	Flujo de Energía Radiante, Btu/hr-ft ²
Destilación de crudo	10.000-12.000
Destilación al vacío	8.000-10.000
Calentamiento de hidrocarburos ligeros	10.000-12.000

- e) **Número de filas de tubos de choque.** Los tubos de choque se utilizan para reducir el flujo de calor en las capas inferiores de la sección de convección. Son tubos sin aletas y suele ser una o dos capas.
- f) **Uso de Economizadores.**

**TABLA 8.1 APPROXIMATE MAXIMUM MASS VELOCITIES
IN TWO-PHASE FLASHING FLOW**

Wt. Pct. Vap Temp., °F	G_{max}/P Vapor Molecular Weight = 50				
	20%	30%	40%	50%	60%
400	8.11	7.26	7.06	6.58	6.09
500	7.68	6.87	6.68	6.23	5.76
600	7.30	6.54	6.36	5.93	5.48
700	6.98	6.25	6.08	5.67	5.24
800	6.70	6.00	5.83	5.44	5.03

Wt. Pct. Vap Temp., °F	G_{max}/P Vapor Molecular Weight = 100				
	20%	30%	40%	50%	60%
400	11.47	10.26	9.99	9.31	8.61
500	10.86	9.71	9.45	8.81	8.15
600	10.33	9.24	8.99	8.38	7.75
700	9.88	8.84	8.60	8.01	7.41
800	9.48	8.48	8.25	7.69	7.11

Wt. Pct. Vap Temp., °F	G_{max}/P Vapor Molecular Weight = 150				
	20%	30%	40%	50%	60%
400	14.05	12.57	12.23	11.40	10.54
500	13.30	11.90	11.57	10.79	9.98
600	12.65	11.32	11.02	10.27	9.50
700	12.09	10.82	10.53	9.82	9.08
800	11.60	10.39	10.10	9.42	8.71

Wt. Pct. Vap Temp., °F	G_{max}/P Vapor Molecular Weight = 200				
	20%	30%	40%	50%	60%
400	16.22	14.52	14.12	13.16	12.17
500	15.35	13.74	13.37	12.46	11.52
600	14.61	13.07	12.72	11.86	10.97
700	13.97	12.50	12.16	11.33	10.48
800	13.40	11.99	11.67	10.87	10.06

Wt. Pct. Vap Temp., °F	G_{max}/P Vapor Molecular Weight = 250				
	20%	30%	40%	50%	60%
400	18.13	16.23	15.79	14.72	13.61
500	17.16	15.36	14.94	13.93	12.88
600	16.33	14.62	14.22	13.26	12.26
700	15.61	13.97	13.59	12.67	11.72
800	14.98	13.41	13.04	12.16	11.25

8.2.5.- Liberación de calor.

El calor liberado por los quemadores en un horno es el calor necesario para el proceso dividido por la eficiencia del horno.

Los requisitos de combustible son el calor liberado por el poder calorífico neto del combustible (*Net Heating Value*)

$$Net\ HV = Gross\ HV - 9540x_{H2} \quad (8.6)$$

Donde:

Net HV	=	Poder calorífico neto o inferior Btu/lb (sin agua condensada)
Gross HV	=	Poder calorífico bruto o superior Btu/lb (Toda el agua de combustión condensada)
x_{H2}	=	Fracción de peso del H2 en el combustible

La cantidad de aire requerida para la combustión es un problema estequiométrico

Se calcula el O₂ necesario. Se multiplica por 4.76 para conocer los mol de aire necesarios. Después se multiplica por 29 (P.M del aire)/PM fuel para obtener peso aire/peso fuel sin exceso.

Si no conocemos la composición del combustible se utiliza el valor de relación aire-fuel siguiente:

$G_o = 14.4$ para gasoil
 $G_o = 17.0$ para gas natural
 $G_o = 16.5$ para gas de refinería

8.2.6.- Estimación de la sección radiante.

Un método simple de estimar la fracción de calor absorbido en la sección radiante es utilizar la ecuación de Wilson, Lobo & Hottel

$$R = 1 / \left[1 + (G / 4200) \sqrt{Q \alpha A_{cp}} \right] \quad (8.7)$$

Donde:

R = Fracción de calor liberado que es absorbido en la sección radiante
G = Relación aire-fuel lb aire/lb fuel
Q = Calor total liberado por la llama Btu/hr (incluye calor de combustión del combustible, calor sensible del aire, vapor o fuel si son precalentados)
 α = Factor a aplicar a la área fría plana para corregir por el espacio entre filas de tubos
 A_{cp} = Área del horno donde se han montado los tubos (*Cold Plane Area*) o Área de plano frío

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

Nelson revisó esta ecuación para incluir la relación de absorción de energía radiante

$$\frac{(R-1)^2}{R} = \frac{qG^2 Dn}{5.615000C\alpha} \quad (8.8)$$

Donde:

- q = Flujo de energía radiante, Btu / (hr-ft²) de superficie de tubos
- D = Diámetro exterior de tubos
- n = Numero de filas de tubos verticales en la pared, generalmente 1
- C = Espacio entre tubos (centro a centro), in

El valor de α se puede ver en la figura:

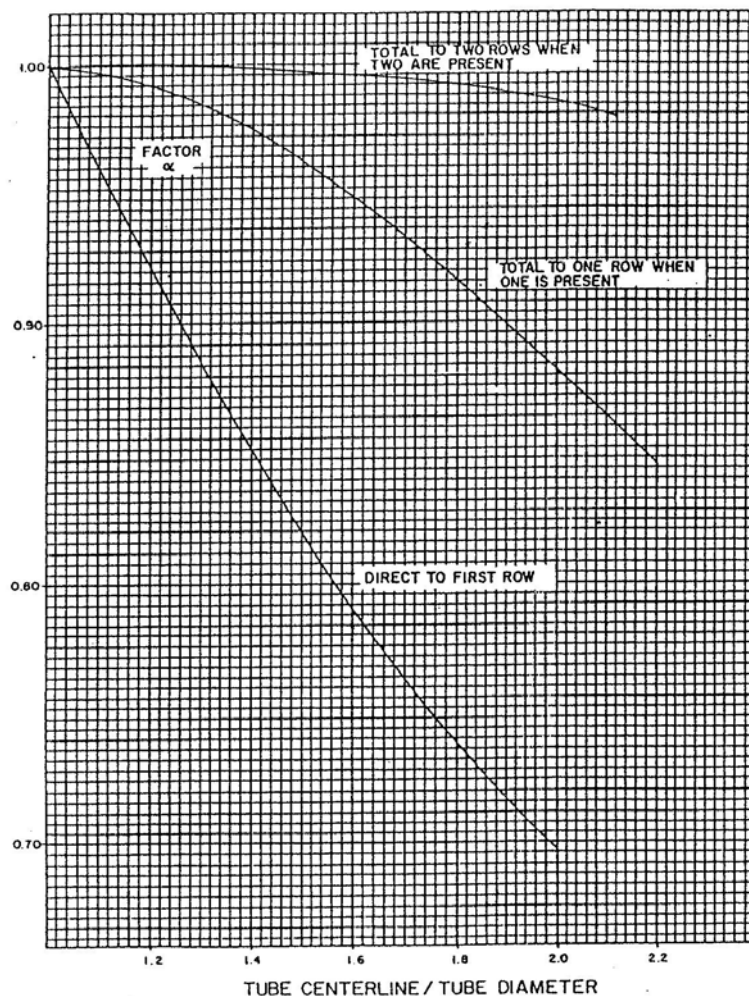


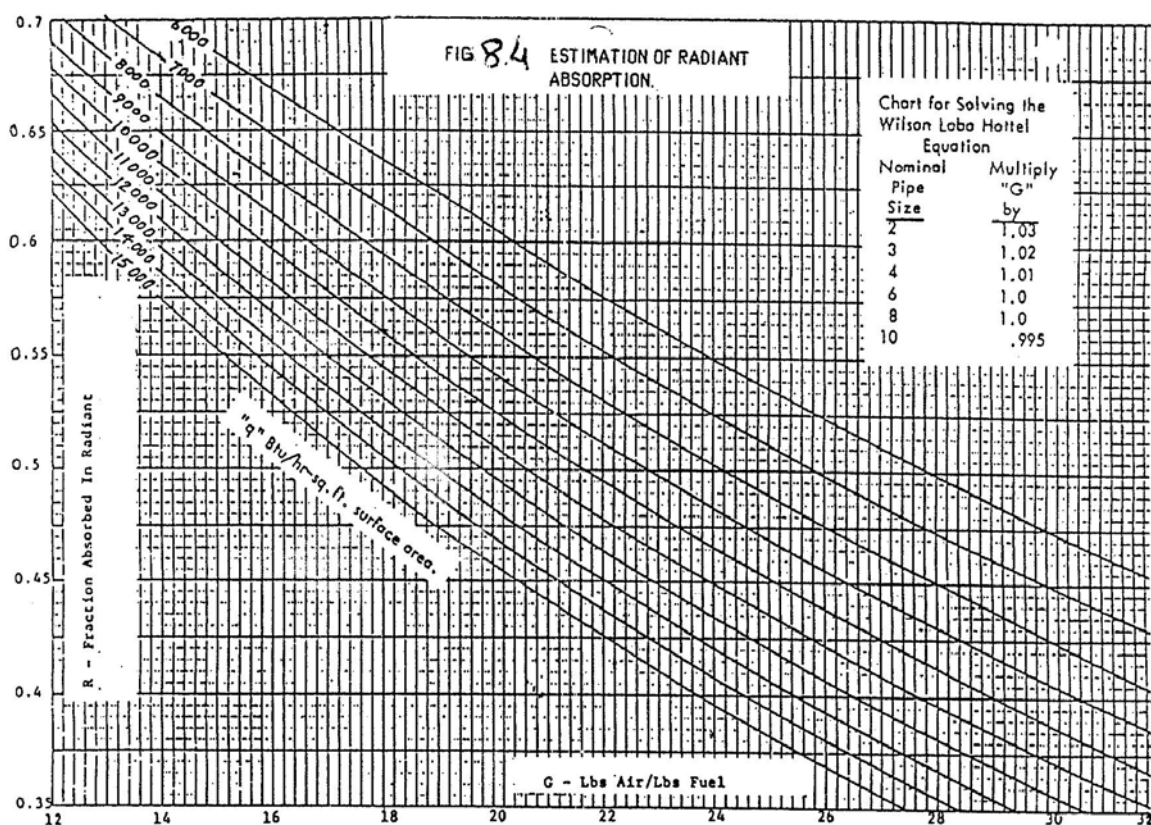
FIG 8.3

Absorption Efficiency of Tube Banks

Si solo hay una fila de tubos sigue la ecuación:

$$\alpha = 1.2554 - 0.205358\left(\frac{C}{D}\right) + 0.0991667\left(\frac{C}{D}\right)^2 \quad (8.9)$$

La ecuación de Nelson (8.8) se resuelve en la gráfica 8.4



8.2.7.- Configuración de la zona de radiación.

Son tantas las variables que influyen en la definición de la forma de un horno que es muy difícil formular unas reglas, en resumen

- El horno ha de adaptarse a la configuración de la planta donde se instale.
- Los tubos ha de ser tan largo como sea razonable.
- El calor cedido por unidad de volumen ha de ser inferior a 12.000 Btu/(hr-ft³) para combustible líquido y 16.000 para combustible gas.
- Los tubos montados en la pared deben estar al menos a 4 in de la pared interior o 1.5 veces el diámetro (tomar el mayor)

8.2.8.- Solución de las ecuaciones de Lobo-Evans.

Las ecuaciones de Lobo-Evans son una aproximación teórica más exacta de las ecuaciones de Wilson-Lobo-Evans, y su uso es común en el diseño final de la sección radiante del horno.

El método considera los gases calientes en la cámara de combustión como un cuerpo radiante y los tubos como plano frío de absorción de radiación. El movimiento de los gases alrededor de los tubos se considera en los coeficientes de transmisión de calor por convección.

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

El calor absorbido por radiación directa desde la llama es proporcional a la diferencia de las temperaturas a la cuarta potencia de la llama y de la superficie del tubo.

$$Q_{rad} = 1.73 \times 10^{-9} \alpha A_{cp} F_s (T_g^4 - T_m^4) \quad (8.10)$$

Donde:

Q_{rad} = Calor Absorbido por radiación , Btu/hr

α = Factor para el espaciado de tubos como en ecuación 8.8 y 8.9

A_{cp} = Área plano frío, ft²

F_s = Factor de intercambio de radiación desde los gases calientes

T_g = Temperatura de llama °R

T_m = Temperatura de superficie metálica de tubos °R

La constante indicada es la de Stefan-Boltzman

El calor absorbido en la zona radiante por convección está dado por la ecuación:

$$Q_{conv} = h A_t (T_g - T_m) \quad (8.11)$$

Donde:

h = Coeficiente de película convectivo para los gases del horno

A_t = Área exterior de los tubos, ft²

La relación entre A_t y A_{cp} para el espaciado estándar de tubos de dos diámetros nominales es:

$$A_t / \alpha A_{cp} = \frac{\pi D_o L N}{\alpha 2 D_{nom} L N} = \frac{\pi (D_o / D_{nom})}{2 \alpha} \quad (8.12)$$

El valor medio de $A_t / \alpha A_{cp}$ es de 1.91 y tomando $h = 2.0$ tenemos

$$Q_R = Q_{rad} + Q_{conv} = 1.73 \times 10^{-9} \alpha A_{cp} F_s (T_g^4 - T_m^4) + 2 \times 1.91 \alpha A_{cp} (T_g - T_m) \quad (8.13)$$

Despejando

$$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F_s} = 1.73 \cdot 10^{-9} (T_g^4 - T_m^4) + \frac{2 \cdot 1.91}{F_s} (T_g - T_m)$$

Con un valor medio de $F_s = 0.55$ queda como resultado:

$$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F_s} = 1.73 \cdot 10^{-9} (T_g^4 - T_m^4) + 7 (T_g - T_m) \quad (8.14)$$

La resolución es un proceso iterativo que se desarrolla a continuación.

8.2.9.- Factores que controlan la radiación de la llama

Estos factores se integran en el factor F o una modificación F_s . Los factores que influyen en determinar F son los siguientes:

Presión parcial del CO₂ y vapor de H₂O. (P)

El valor de la presión parcial P se determina con la ecuación:

$$P = 0.29067 - 0.0029654ex_{air} + 2.72 \times 10^{-5} ex_{air}^2 - 1.175 \times 10^{-7} ex_{air}^3 \quad (8.15)$$

Longitud media del rayo radiante (L) Mean length of radiant beam

L es función del ángulo esférico que tiene un pie cuadrado de superficie absorbente con la llama.

Su valor se obtiene en función de las dimensiones del horno (largo, ancho y alto) divididas por la menor de ellas en modo creciente. Los valores son:

Hornos rectangulares.	
<u>Dimensiones en orden creciente</u>	<u>Longitud media del rayo radiante</u>
1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$\frac{2}{3} \sqrt[3]{Vol. Horno}$
1-1-4 a 1-1- ∞	1 vez dimensión menor
1-2-5 a 1-2- ∞	1.3 veces dimensión menor
1-3-3 a 1-3- ∞	1.8 veces dimensión menor
Hornos cilíndricos verticales	
<u>Diámetro/altura</u>	<u>Longitud media del rayo radiante</u>
1-1	2/3 veces el diámetro
1-2 a 1- ∞	1 vez el diámetro

Area refractaria

La efectividad de la transferencia de energía radiante depende de la cantidad de área refractaria no cubierta por tubos que está disponible en el horno. el área refractaria A_R se define como el área total del horno menos el valor de αA_{cp} . Utilizamos el factor $A_R / \alpha A_{cp}$.

Emisividad del Gas

La emisividad de los gases calientes en el horno depende de P, L y de la temperatura de equilibrio del gas en la sección radiante.

La temperatura de equilibrio del gas es la temperatura después de que la llama ha dado todo su calor a los tubos. Es la temperatura a la que entran los gases en los tubos de choque de la sección de convección. (T_g)

el valor de la emisividad del gas se obtiene en la figura 8.5.

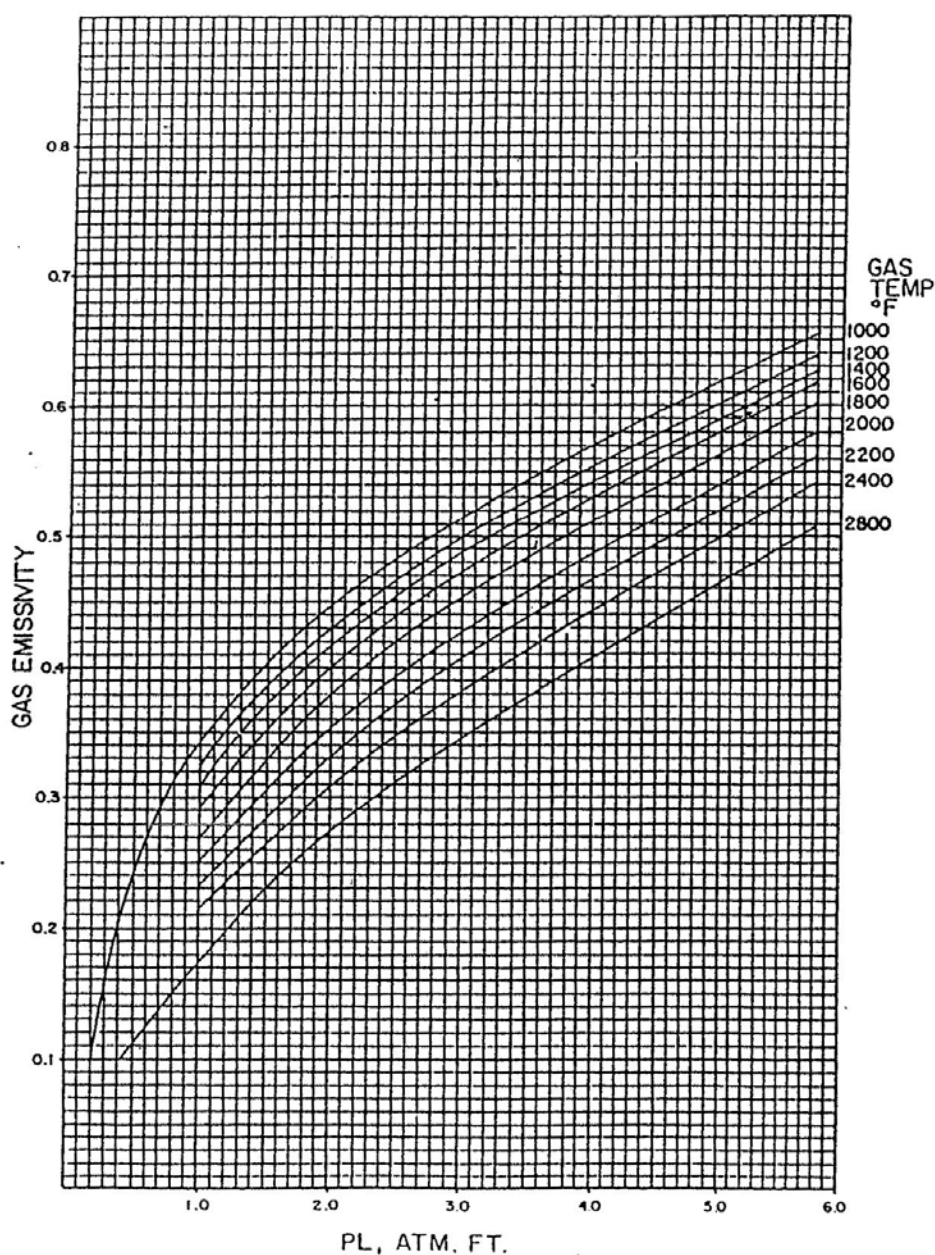


FIG 8.5 - Flue-Gas Emissivity

Factor de intercambio (F)

El factor de intercambio F nos da la fracción de calor disponible por radiación de la llama que realmente se absorbe por la superficie fría de los tubos. Es función de la emisividad de los gases y de la relación $A_R/\alpha A_{cp}$ podemos verlo en la gráfica 8.6.

Este valor debe ser corregido para obtener el valor F_S según la ecuación:

$$F_S = \frac{F}{(1 + 0.111F)} \quad (8.16)$$

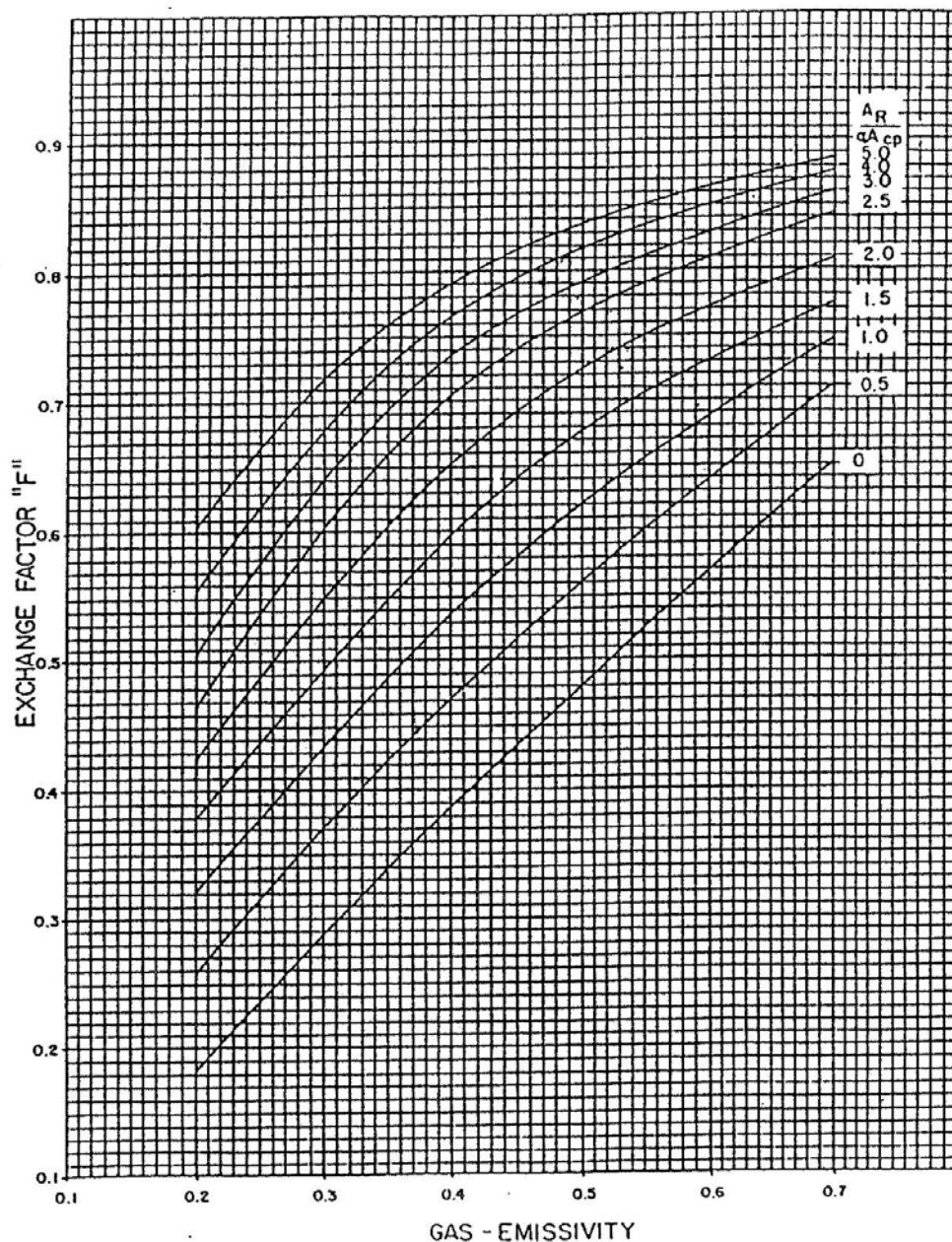


FIG 8.6 - Radiant Exchange Factor

Temperatura de la superficie metálica

La temperatura de la superficie exterior de la tubería depende de la temperatura del fluido dentro del tubo, el coeficiente de película interno, la resistencia de la pared y el flujo de calor en la sección radiante.

Un valor razonable de la temperatura de la superficie metálica se puede estimar sumando 150 °F a la máxima temperatura del fluido calentado. El valor exacto se calcula según.

$$\Delta T = q_{max} \left\{ \frac{1}{h_o} + \frac{D_o \ln D_o / D_i}{24 K_m} + f_i \frac{D_o}{D_i} \right\} \quad (8.17)$$

Donde: K_m = conductividad térmica del metal, Btu/hr-ft-°F
 f_i = Resistencia por suciedad interna, hr-ft²-°F/Btu

Podemos calcular la temperatura de los gases que salen de la sección de convección utilizando las mismas ecuaciones que utilizamos para la eficiencia total del horno quedando:

Para Combustible Gaseoso

$$T_g = \left\{ (0.98 - R) / 9.25 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.748} \right\}^{1/1.128} \quad (8.18)$$

$$R = 0.98 - 9.25 \times 10^{-5} T_g^{1.128} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.748} \quad (8.19)$$

Para Combustible Diesel

$$T_g = \left\{ (0.98 - R) / 7.695 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.911} \right\}^{1/1.144} \quad (8.20)$$

$$R = 0.98 - 7.695 \times 10^{-5} T_g^{1.144} \left(1 + \frac{ex_{air}}{100} \right)^{0.911} \quad (8.21)$$

Donde: T_g = temperatura de los gases saliendo de zona radiante °F
 R = Fracción del calor liberado que es absorbido en zona radiante.
 ex_{air} = porcentaje de exceso de aire a los quemadores.

El valor de R se puede expresar como:

$$R = \frac{Q_R}{Q_{Lib}} = \frac{Q_R / \alpha A_{cp} F_S}{Q_{Lib} / \alpha A_{cp} F_S} \quad (8.22)$$

La solución gráfica de $Q_R / \alpha A_{cp} F_S$ se obtiene de la figura 8.7.

Despejando R con la ecuación 8.14 podemos obtener:

$$R = \alpha A_{cp} F_S \left[1.73 \cdot 10^{-9} (T_g^4 - T_m^4) + 7(T_g - T_m) \right] / Q_{lib} \quad (8.23)$$

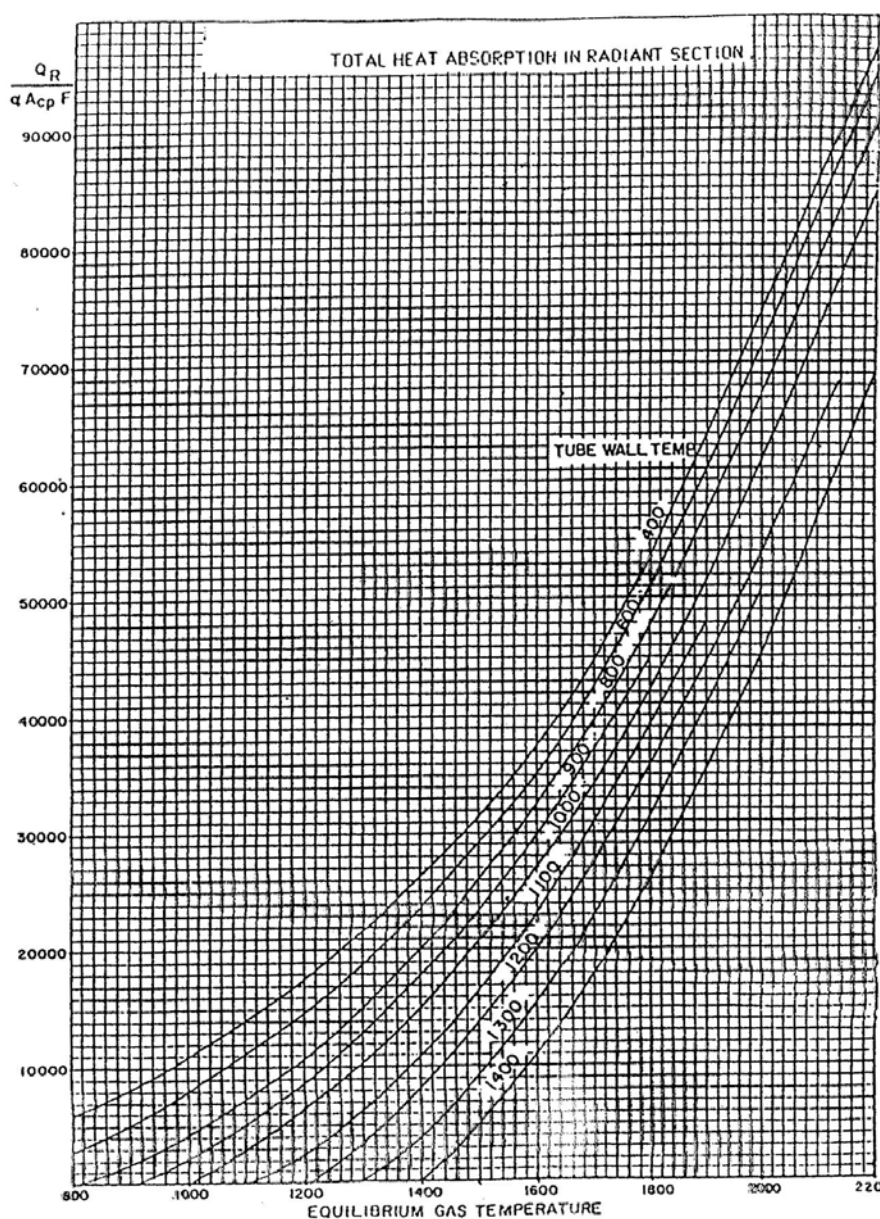


FIG 8.7. Total Heat Absorption in Radiant Section

8.2.10.-Solución de las ecuaciones de la zona Radiante.

Tenemos que solucionar simultáneamente las ecuaciones 8.19 o 8.21 con la 8.23. Esto implica una solución por iteraciones sucesivas ya que F_s depende también de T_g .

Podemos clasificar las variables que intervienen como explícitas, intermedias e implícitas

Variables Explícitas:

1. Tipo de combustible
2. Porcentaje de exceso de aire, ex_{air}
3. Ratio aire/fuel, G
4. Tamaño de tubería en zona radiante, D_{nom}
5. Temperatura del fluido a calentar, T_{fluid}
6. Temperatura de la superficie del metal, T_m
7. Presión parcial de CO_2 y H_2O , P
8. Factor de plano frío, α
9. Calor Total liberado por la llama, Q_{Lib}
10. La relación deseada de absorción radiante, q

Variables Intermedias.

Estas variables se fijan tras estimar la superficie requerida. son fijas en el proceso iterativo, pero pueden cambiar para repetir cálculos.

1. Dimensiones de la caja radiante
2. Longitud media del rayo radiante, L
3. Area del plano frío del banco de tubos A_{cp}
4. Area refractaria, A_R

Variables Implícitas

Estas variables de la solución simultánea de las ecuaciones.

1. Temperatura de los gases del horno, T_g
2. Fracción absorbida en la zona radiante Q_R
3. Emisividad del gas
4. Factor de intercambio, F

El **proceso** a seguir en el cálculo es el siguiente:

- (a) Establecer los valores de las variables explícitas.
- (b) Utilizar la figura 8.4 para estimar la fracción absorbida en zona radiante, R .
Calcular el área requerida en la zona radiante $A_t = RQ_{Lib}/q$
Estimar A_{cp} con ecuación 8.12
Calculado A_{cp} calcular las dimensiones del horno y longitud media del rayo radiante.
- (c) Estimar T_g utilizando las ecuaciones 8.18 ó 8.20 substituyendo el valor de R de (b).
Utilizar el valor de T_g para calcular F_s utilizando las figuras 8.5 y 8.6
Utilizar la figura 8.7 para estimar $\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F_s}$
Utilizar la ecuación 8.22 para calcular un valor más exacto de R
- (d) Repetir (c) hasta que T_g no cambie.
- (e) Calcular el valor de q y compara con el valor deseado.

$$q_{calc} = \frac{RQ_{Lib}}{A_t} = \frac{RQ_{Lib}(D_o/D_i)}{1.57 A_{cp}} \quad (8.24)$$

Si el valor de q_{calc} no es satisfactorio recalcular cambiando el número de tubos en la sección radiante multiplicando por la expresión q_{calc}/q

8.2.11.- Temperaturas en la sección de convección.

Del punto anterior conocemos el valor de T_g y la fracción absorbida en la zona radiante R . Por lo que el calor absorbido en la zona de convección combinado con la zona de choque es:

$$R_C = Eff - R \quad (8.25)$$

La temperatura del fluido calentado que abandona los tubos de choque y entra en la zona radiante es la temperatura puente (bridgewall) T_{bw} . Esta temperatura depende del proceso de calentamiento y es difícil de calcular manualmente, un estimado de ella puede obtenerse con:

$$T_{bw} = T_{in} + (T_{out} - T_{in}) \frac{R_C}{R + R_C} \quad (8.26)$$

Donde: T_{bw} = Temperatura del fluido entrando en la zona radiante
 T_{in} = Temperatura del fluido a la entrada al horno
 T_{out} = Temperatura del fluido a la salida del horno

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

Si podemos asumir que no se produce vaporización en la sección de convección se puede calcular:

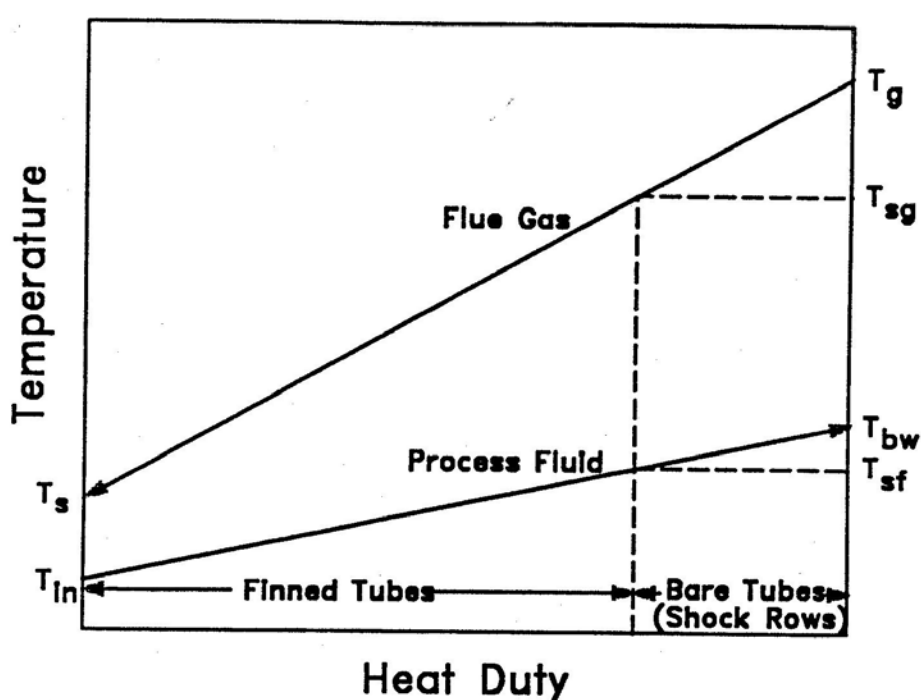
$$T_{bw} = T_{in} + \frac{Q_{Lib} R_C}{W c_p} \quad (8.27)$$

Donde: W = Caudal másico del fluido lb/hr

c_p = Capacidad calorífica del fluido de proceso, Btu/lb°F

La temperatura en la transición entre los tubos de choque y la zona de convección con aletas tanto para los gases de combustión (T_{sg}) y para el fluido de proceso (T_{sf}) se calcula por el método de ensayo error descrito a continuación.

FIG 8.8



Donde:

T_{in} = (Process fluid inlet temp) Temperatura de entrada del fluido a calentar.

T_{sf} = (Process fluid temp at shock section entrance). Temperatura del fluido a la entrada de la sección de choque.

T_{bw} = (Process fluid temp at bridge wall) Temperatura del fluido a la entrada a zona radiante.

T_g = (Flue gas temp. entering shock tubes) Temperatura de los gases a la entrada a la sección de choque .

T_{sg} = (Flue gas temp. leaving shock tubes) Temperatura de los gases a la salida de la sección de choque .

T_s = (Flue gas temp. entering stack) Temperatura de los gases a la entrada a la chimenea.

8.2.12.- Configuración del banco de tubos de convección.

El número de pasos en la sección de convección es el mismo que en la sección radiante o un múltiplo de este. El número de tubos en una fila horizontal suele ser el mismo que el número de pasos.

La velocidad másica a del gas a través de los tubos debe estar entre 0.3 y 0.4 lb/s-ft². Esta velocidad la controla el número de tubos al ser la relación entre el caudal másico y el área libre.

Los tubos se colocan normalmente en configuración triangular equilátera. De donde el área libre para los tubos de choque (desnudos) vale:

$$N_{fas} = N_{tr} L_t (2D_{nom} - D_o) / 12 \quad (8.28)$$

Donde: N_{fas} = Área neta libre para circulación de gas alrededor de los tubos de choque, ft²

N_{tr} = Número de tubos en una fila horizontal

L_t = Longitud de los tubos de convección, ft

El área libre para los tubos con aletas (sección de convección) vale:

$$N_{faf} = N_{tr} L_t [(2D_{nom} - D_o) - 2H_t f_{pi}] / 12 \quad (8.29)$$

Donde: N_{faf} = Área neta libre para circulación de gas alrededor de los tubos de con aletas, ft²

H = altura de las aletas, in

t = espesor de cada aleta, in

f_{pi} = Número de aletas por in de tubo

8.2.13.- Diseño de los tubos de choque.

La sección de convección de un horno se calcula igual que un intercambiador de calor. El flujo en general es a contracorriente, y mas bien cruzado. Podemos utilizar la formula de la diferencia media logarítmica de temperatura LMTD, con lo que la ecuación de transferencia de calor queda:

$$Q_s = U_o A_o LMTD \quad (8.30)$$

Donde: Q_s = Calor transferido en los tubos de choque, Btu/hr

U_o = Coeficiente global de transferencia de energía, Btu/hr-ft²-°F

A_o = Área exterior de los tubos de choque, ft²

LMTD= Diferencia media logarítmica de temperatura, °F

El valor de U_o se obtiene con las ecuaciones del capítulo 7 excepto el valor de h_o que es función de los coeficientes de convección, y los flujos de radiación de los gases calientes y las paredes del horno. Sigue la ecuación:

$$h_o = 1.6 \left(G^2 / D \right)^{0.33} T^{0.3} + 0.0025T - 1.65 \quad (8.30)$$

Donde: G = Velocidad másica de los gases alrededor de los tubos, lb/s-ft²
 T = Temperatura media del gas, °R

Esta ecuación es válida para la zona de convección (tubos desnudos y con aletas). Para los tubos de choque hay que multiplicar el valor de la ecuación 8.30 por 1.75

8.2.14.- Diseño de los tubos de convección con aletas.

El coeficiente de película para los gases calientes en los tubos con aletas puede ser calculado utilizando la ecuación 8.30 con la velocidad másica que corresponda a dicha configuración de tubos.(eq. 8.28)

Como el coeficiente global de transmisión de calor está basado en la superficie base de los tubos debemos calcular el coeficiente de película ajustado a este valor. Entonces tenemos tres superficies; A_o la superficie exterior del tubo; A_b la superficie desnuda del tubo, y A_f la superficie de las aletas

$$A_o = \pi D_o / 12 = 0.2618 D_o \quad (8.32)$$

$$A_b = A_o (1 - f_{pi} t) \quad (8.33)$$

$$A_f = f_{pi} \left\{ \frac{2\pi}{4} \left[(D_o + 2H)^2 - D_o^2 \right] + \pi (D_o + 2H) t \right\} \quad (8.34)$$

El calor transferido en la zona con aletas no es tan eficiente como en la zona desnuda midiéndose este factor como **Eff_f**. El valor de Eff_f se puede ver en la figura 8.9.

El valor efectivo de coeficiente de película externo se calcula por:

$$h_{oeff} = h_o (Eff_f * A_f + A_b) / A_o \quad (8.35)$$

Y el coeficiente global se calcula por:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_{oeff}} + f_o + f_i \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{24k_m} \quad (8.36)$$

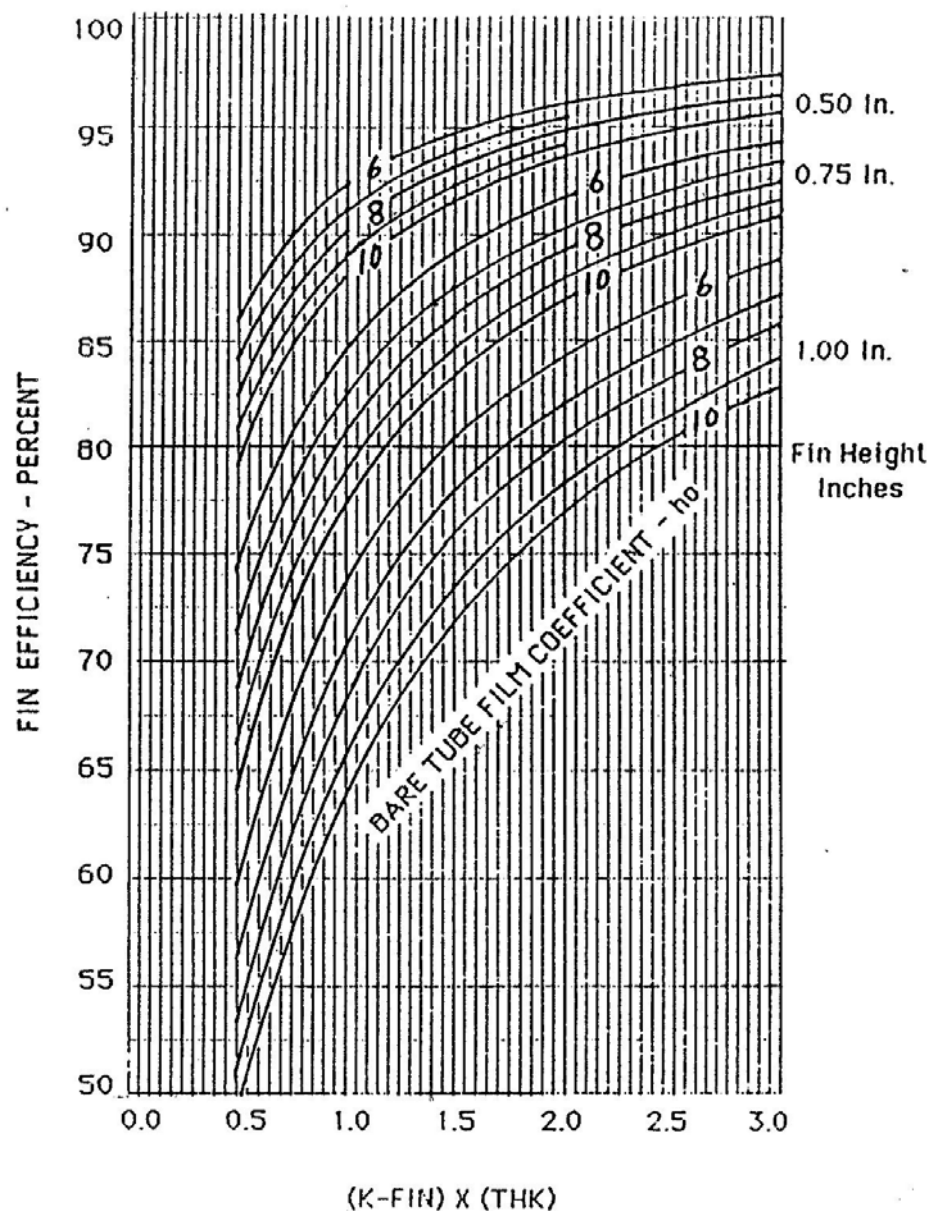


FIG 8.9 -

**Fin Efficiency as a Function of
Fin Thermal Conductivity and Thickness**

Una vez determinada la temperatura en la unión entre los tubos de choque y tubos con aletas T_{sg} y T_{sf} , conocido U_o se despeja la superficie de intercambio necesaria y por tanto el número de tubos con aletas se despeja directamente. Esto implica utilizar el método de ensayo error, ya que el número de tubos es un dato de partida.

El flujo de calor por convección (q_c) hay que compararlo con el flujo radiante máximo donde

$$q_c = U_o (T_{gas} - T_{fluid}) \quad (8.37)$$

El flujo radiante máximo se calcula como el 180 % del flujo radiante.

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

También se ha de comparar la temperatura de la superficie metálica del tubo tanto en tubos de choque como en tubos con aletas:

$$T_{surf} = T_{fluid} + q_c \left(\frac{1}{h_o} + f_i \frac{D_o}{D_i} + R_{met} \right) \quad (8.38)$$

$$T_{tip} = T_{surf} + \theta (T_{gas} - T_{surf}) \quad (8.39)$$

El valor de θ se toma de la figura 8.10

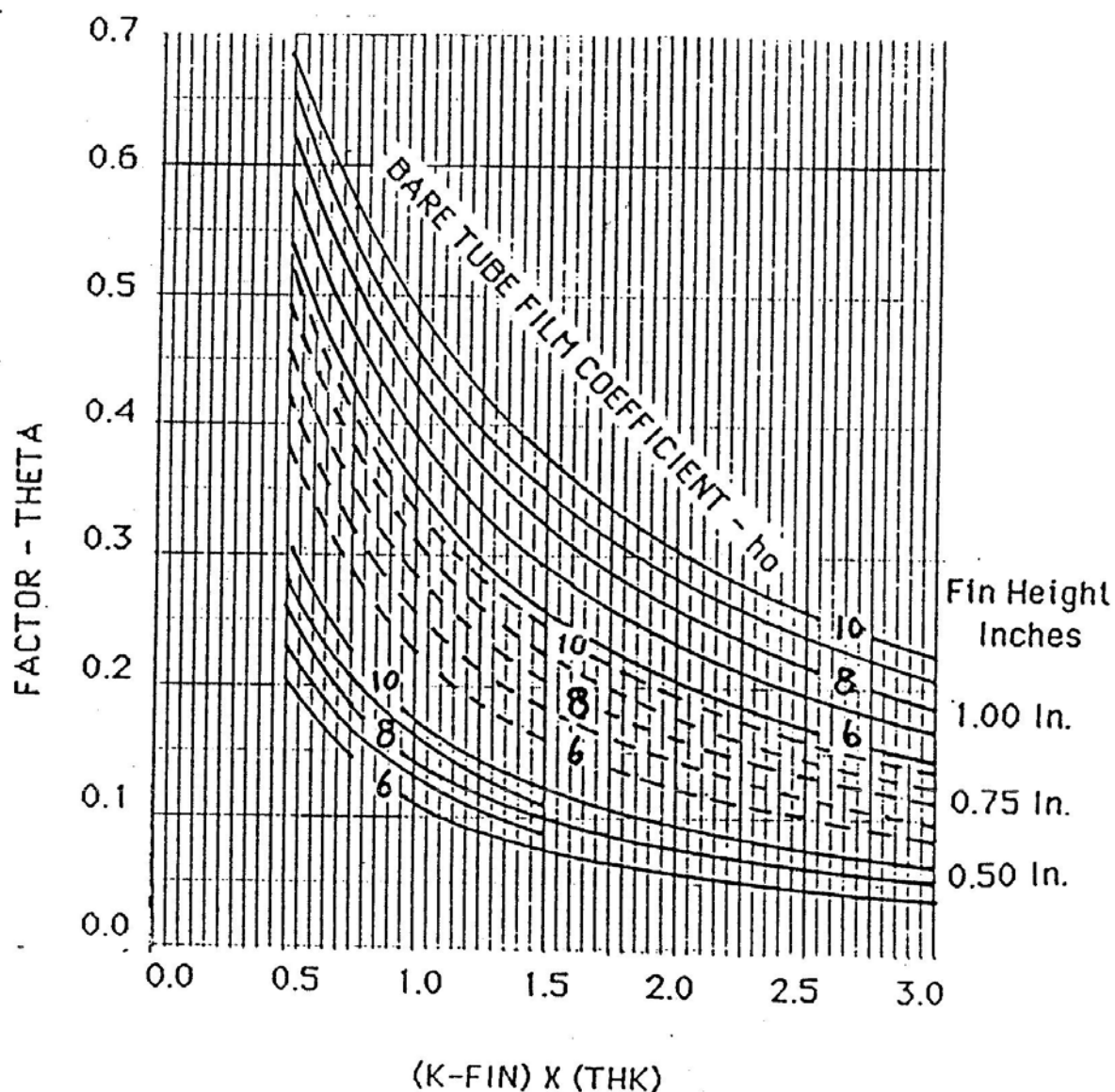


FIG 8.10 Fin-Tip Temperature Factor θ

8.2.15.- Dimensionado de la chimenea.

La altura de la chimenea depende normalmente de requisitos de contaminación atmosférica por dilución de humos. También hay que tener en cuenta en TIRO o *draft* de la chimenea cuando este es natural. Llamamos Tiro a la diferencia de presión entre presión atmosférica y la presión en chimenea a la misma altura. (indicado en pulgadas de agua) . interesa que la presión en el interior del horno y chimenea sea siempre inferior al exterior, ya que la dirección de los fluidos va siempre de mayor a menor presión, en el borde de la chimenea esta presión ha de ser mayor a la ambiente para favorecer la salida de gases. Podemos ver los valores en la figura:

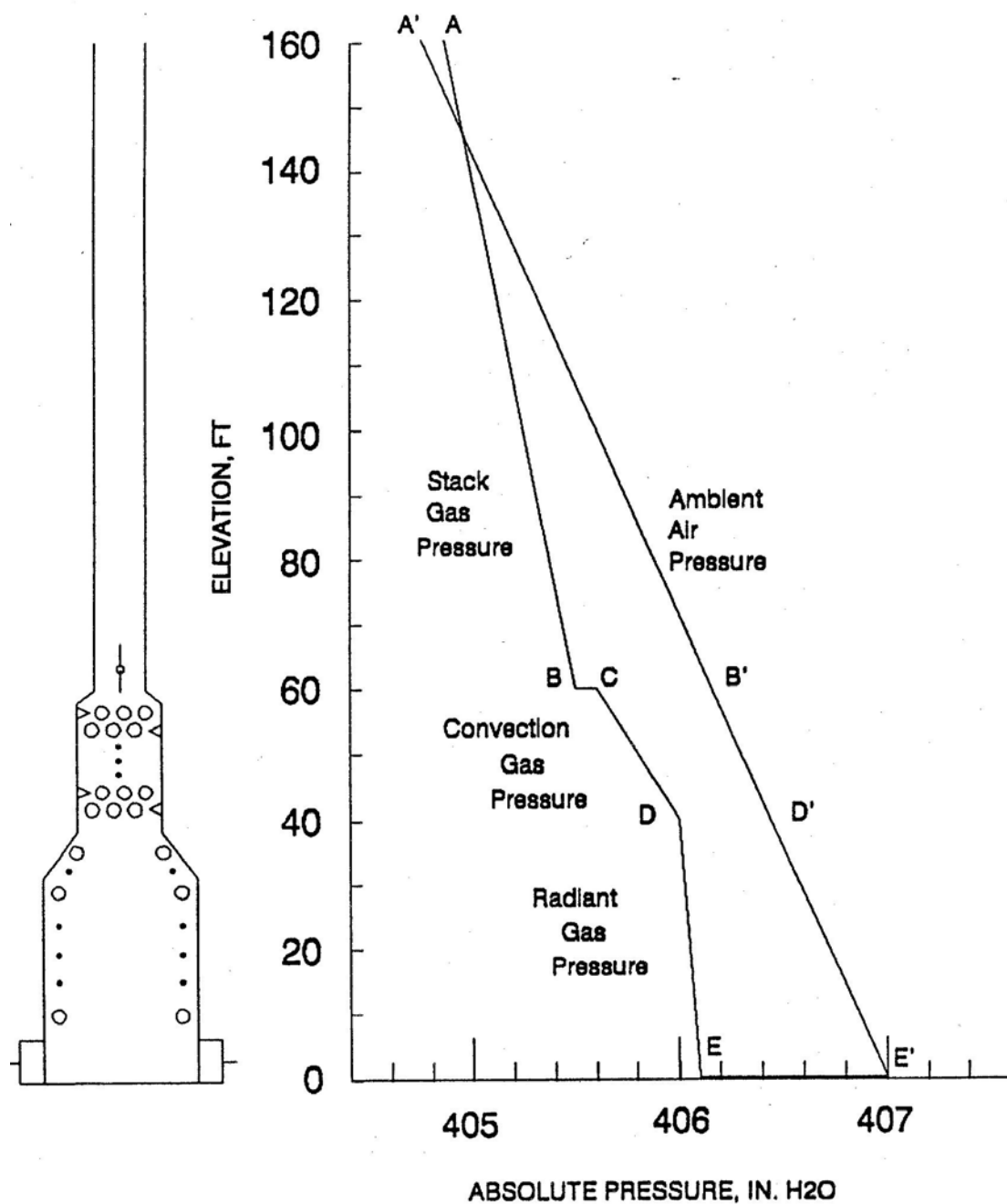


FIG 8.11. Variation of Draft with Elevation
In a Fired Heater

La diferencia de presión por elevación vale:

$$\Delta P = -\rho \Delta h \quad (8.40)$$

Si sustituimos los valores de ΔP (in H₂O), ρ (lb/ft³) y h (ft) queda

$$\Delta P = -0.192 \rho \Delta h \quad (8.41)$$

Las densidades del aire y de los gases de combustión valen

$$\rho_a = \frac{P_a M_a}{R T_a} = \frac{29 P_a}{10.73 T_a} \quad (8.42)$$

$$\rho_g = \frac{P_g M_g}{R T_g} = \frac{M_g P_g}{10.73 T_g} \quad (8.42)$$

Siendo la diferencia de elevación entre dos puntos $z_2 - z_1$

El valor del tiro (*Draft*) sin perdidas por fricción vale:

$$D = 0.0179 P_a \left(\frac{29}{T_a} - \frac{M}{T_g} \right) (z_2 - z_1) \quad (8.43)$$

La perdida a la salida de la chimenea vale:

$$\Delta P_{ex} = \rho V^2 / 2g_c = \frac{G^2}{2g_c \rho} = 0.003 \frac{G^2}{\rho} \quad (8.44)$$

Donde:

G = Velocidad másica del gas, lb7s-ft²
g_c = factor de conversión 32.174 ft-lbm/s²-lbf

Las pérdidas a lo largo de la chimenea valen:

$$\Delta P_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{G^2}{2g_c \rho} \right) = 0.09 \frac{G^2}{\rho d_s} \quad (8.45)$$

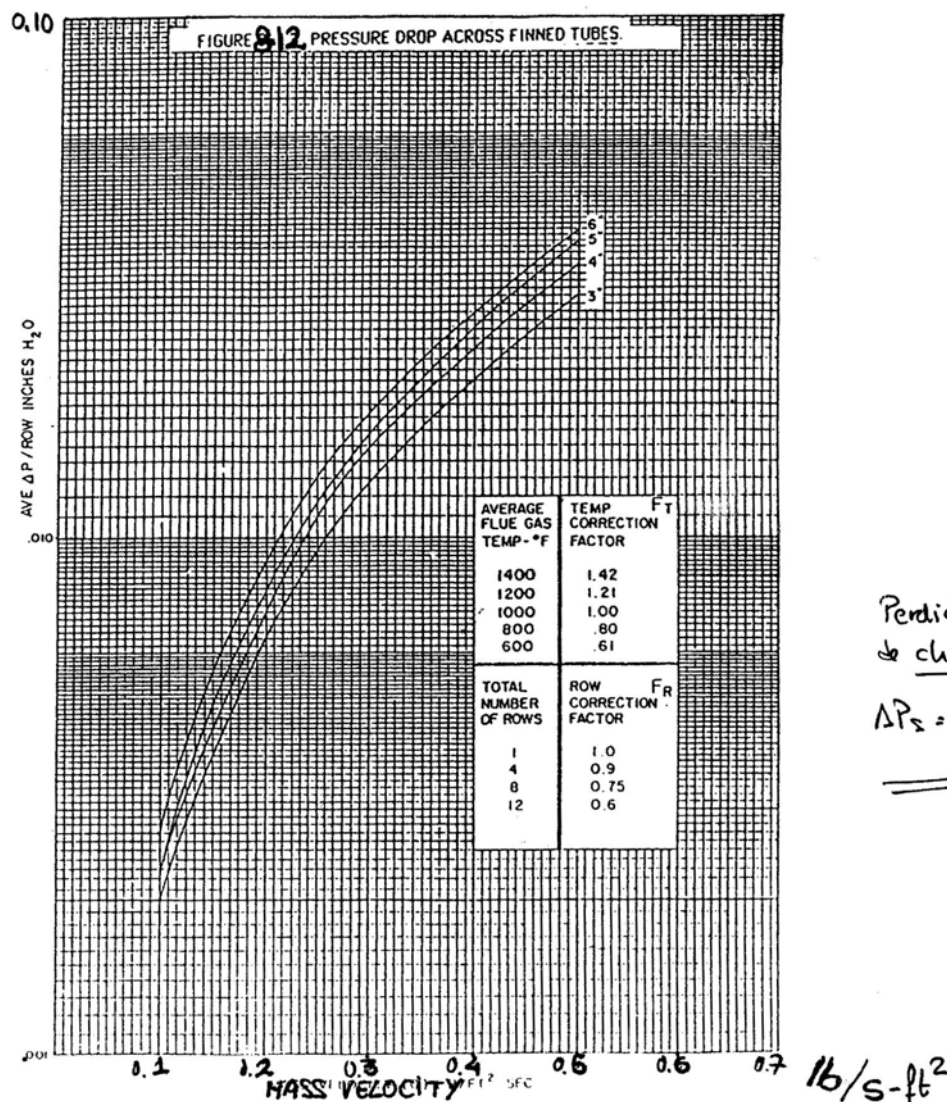
Donde:

ΔP_f = perdida de presión por fricción en in H₂O /100 ft
 d_s = diámetro interno chimenea en in.

Las pérdidas en el regulador de tiro abierto (*open damper*) de la chimenea se estiman en 0.05 in H₂O. Puede incrementarse con medio de control.

La perdidas en la recamara de entrada a la chimenea se calculan como ½ de las pérdidas de expansión de la ecuación 8.44 con la densidad a la entrada. No se tomara valores inferiores de 0.05 in H₂O

Las pérdidas en la zona de convección se pueden deducir de la figura 8.12



8.2.16.- Operación del horno.

El horno no opera siempre en las condiciones de diseño, podemos encontrarnos con cambios en el caudal de combustible o fluido a calentar, cambios en el porcentaje de exceso de aire, pérdidas de conductividad calorífica por suciedad, etc. El efecto de estas variaciones es el siguiente:

- 1.- Si aumenta la carga (cantidad de combustible), aumenta la temperatura de salida de gases (*stack*) y disminuye la eficiencia del horno. Aumentan los flujos de energía radiante, en tubos de choque y en zona de convección. Aumenta la temperatura en las aletas. El porcentaje de energía transmitido en la sección radiante disminuye y aumenta el transmitido en la sección de convección.
- 2.- Si aumentamos el exceso de aire en el horno, implica una mayor carga a calentar con una disminución rápida de la eficiencia del horno. La temperatura de los gases a la salida aumenta. La temperatura en área de radiación disminuye y por lo tanto disminuye la transmisión de calor en radiación..

8.3.- ESTIMACIÓN DE COSTES.

El precio de un horno o caldera depende mucho de la complejidad de este y de los materiales utilizados. Como idea general tenemos la siguiente gráfica con precios de 1988.

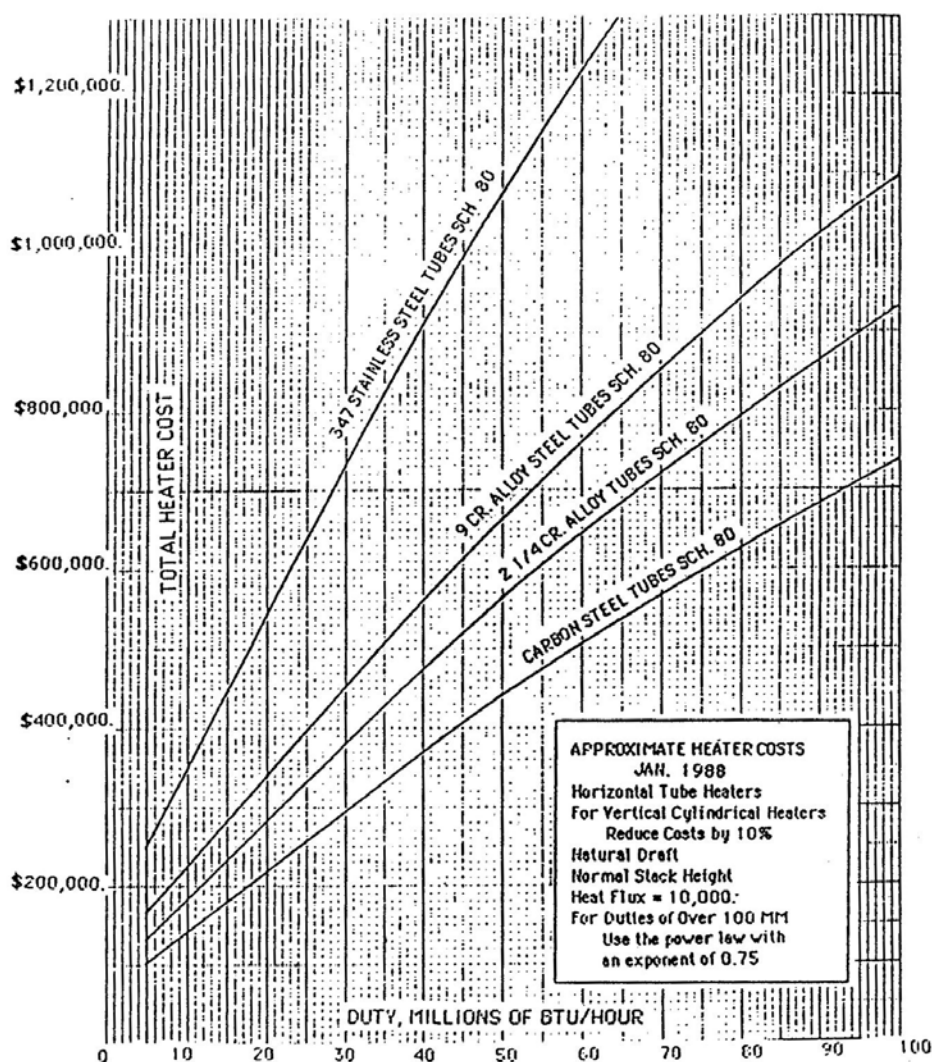


FIG 8.13 Cost Estimating Chart - Fired Heaters

Esta gráfica está basada en un horno tipo cabina con tubos horizontales en función del calor transferido. Está basado en tubos de 6-in Sch 80 con tiro natural y un flujo de calor radiante de 10000 Btu/hr ft².

Los diferentes materiales estimados son:

- Acero al carbono para baja temperatura. Servicio no corrosivo.
- Aleación de 2,25 % Cr para uso en refinerías
- Aleación del 9% Cr para hornos al vacío.
- Acero inoxidable 347 para procesos de desulfuración.

Si el calor transferido del horno es superior a 100 millones Btu/hr se puede extrapolar utilizando la regla de la potencia con un exponente de 0,75

$$C_b = C_a \left(\frac{Q_b}{Q_a} \right)^{0.75} \quad (8.46)$$

8.4.- EJERCICIOS.

- 8.4.1.- Si el fluido a calentar entra a 400 °F y tenemos un gasoil con un 30 % mas de aire ¿cuál será la eficiencia del horno si los gases salen a 450 °F.
Si la eficiencia del horno ha de ser del 90% ¿cual será la temperatura de salida de gases?
- 8.4.2.- Un proceso requiere calentar 200.000 lb/hr de propano a 1050°F y 350 psia. Para prever demasiada descomposición a esta alta temperatura se utiliza una velocidad de 95% de la critica. Valores de las constantes $k = 1.075$ y $M = 44$. Que tamaño de tubería SCH 80 se debe utilizar para este horno.
- 8.4.3.- Un horno de una refinería de petróleo maneja 5000.000 lb/hr de crudo. Las condiciones de salida son 45 psia y 630 °F. En estas condiciones se estima que el 55% estará vaporizado y que el peso molecular de los vapores será de 150.¿Qué tamaño de tubería sch 40 será necesario utilizar si se utiliza una velocidad del 70% de la crítica.? No utilizar tubería de tamaño superior a 6 in.
- 8.4.4.- Un horno quema metano (CH_4) con 35% de exceso de aire. El calor necesario en el horno es de 50.000.000 Btu/hr y tiene una eficiencia térmica de 0.88. El valor de Gross HV (poder calorífico bruto) para el metano es de 23,917 Btu/lb. ¿Cuántas lb/hr de fuel y de aire deben usarse?
- 8.4.5.- Un Horno con $Q = 90.000.000$ Btu/hr tiene una tubería estándar de 6 in en la sección de radiación. El flujo de energía radiante deseado es de 12.000 Btu/hr-ft² y la relación aire-fuel es de 23 lb/lb. Estimar la fracción de calor liberado que puede ser absorbida en la sección radiante y la superficie radiante requerida.
- 8.4.6.- Un aceite fluye a través de una tubería de 6 in Sch 40 en la sección de convección. Con un coeficiente interno de 260. Las aletas son de 0.75 in de alto, 0,105 in de ancho y con 3 aletas/in. El flujo del gas es de tal modo que da un valor de h_o de 7.0 Btu/hr-ft²-°F. La tubería es de acero con $K = 25$ Btu/hr-ft-°F. Las aletas son de aleación con $K = 13$ Btu/hr-ft-°F. Estimar el coeficiente global de película. Utilizar una resistencia por suciedad interna de 0.003 y externa de 0.001 hr-ft²-°F/Btu
- 8.4.7.- Utilizando los mismos datos del problema anterior asumir que la temperatura del fluido es de 550°F y la temperatura del gas 1300 °F en la unión entre los tubos de choque y los tubos con aletas. Estimar la relación máxima de calor de convección y la temperatura en la superficie de tubos desnuda y con aletas.

8.5.- PROBLEMAS.

8.5.1.- Diseño de un horno

Se desea diseñar un horno (fired heater) del tipo de cabina (box heater) para calentar un crudo de petróleo de las siguientes características:

Se calientan 540.000 lb/hr de un crudo de petróleo líquido desde 441 °F hasta 650 °F vaporizándose un 50 % a la salida del horno a 50 psia. Se necesitan 100.000.000 Btu/hr. El peso molecular de los vapores es de 220. La densidad del petróleo crudo es 42 lb/ft³ y la densidad de la mezcla de vapores y aceites es de 0.54 lb/ft³. La viscosidad del fluido a la temperatura media es de 0.3 cp.

El combustible utilizado es un gasoil 14.5 API con un poder calorífico neto de 17.500 Btu/lb se utiliza un 25% de aire en exceso y sin calentamiento previo de aire o gasoil. La eficiencia térmica global es del 84.5 % con un 2% de pérdida a través de las paredes. El flujo radiante medio es de 10.000 Btu/hr-ft².

La sección de convección del horno tiene una fila de tubos de choque y el resto con aletas de ¾ in de alto, 0,105 in de espesor y 3 aletas/in. Las aletas son del 14 % Cr con una conductividad térmica de 14 Btu/hr-ft-°F y el tubo del 9 % de Cr Sch 80 con una conductividad térmica de 16 Btu/hr-ft-°F. Los valores de suciedad de diseño son 0.01 hr-ft²-°F/Btu para el interior y 0,001 hr-ft²-°F/Btu para el exterior.

La chimenea es de 100 ft de alto y está situada en la parte superior de la zona de convección. Tenemos en la chimenea una pérdida de temperatura de 25 °F . La temperatura ambiente es de 70 °F

Diseñar este horno y calcular la pérdida de presión a lo largo del horno y chimenea. Comprobar el flujo calorífico máximo en los tubos de choque y en los tubos con aletas. Comprobar la máxima temperatura admisible en la superficie de las aletas (fin-tip T^a).