

CAPITULO V

DISEÑO TERMODINAMICO DEL HORNO

En las operaciones de destilación atmosférica y al vacío de crudos, "Cracking térmico", y en los modernos procesos de gas a alta temperatura, los hornos tubulares de calentamiento directo son el factor primario en las unidades de refinación. Los hornos también se usan ampliamente en operaciones de calentamiento, tratamiento y vaporización. En las refinerías se requieren hornos para manejar fluidos a temperatura hasta de 1500°F y combinaciones tan severas como temperaturas de 1000°F, y 1600 Lbs/plg².

En estos hornos se usa como combustible exclusivamente petróleo o gas, aunque en un futuro próximo pueden desarrollarse para quemar sub-productos del petróleo, como coque. En general, la eficiencia térmica de los hornos de las refinerías es considerablemente menor que la de las calderas de gran tamaño productoras de vapor, ya que en muchos casos el combustible tiene poco valor en la refinería. Con la tendencia hacia la mayor utiliza-

ción del petróleo crudo producido, el combustible empieza a escasear y al mismo tiempo es más valioso, por lo que las refinerías reconocen la necesidad de mayores eficiencias térmicas. Se espera que el rango de las eficiencias térmicas aumentará de 65 a 70%, del empleado anteriormente, hasta 75 ó 80% en el futuro.

MÉTODOS DE DISEÑO.

Los métodos más comunes para el cálculo de absorción de calor en las secciones radiantes de los hornos se indican adelante.

1). METODO DE LOBO Y EVANS.

Este método hace uso del factor de intercambio F y una ecuación del tipo Stefan-Boltzman. Tiene una buena base teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para refinerías. También se recomienda para calderas que queman petróleo o gas. La desviación promedio entre la absorción de calor predicha y observada en 85 pruebas en 19 hornos diferentes que variaron ampliamente en características físicas y de operación, fué de 5.3%. La desviación máxima fué 16%.

En nuestro caso se utilizará para el diseño termodinámico de la sección radiante el método de Lobo y Evans.

La ecuación aplicada para la transferencia de calor radiante a la superficie fría es:

$$Q = 0.173 F \left[\frac{(T_G)^4}{(100)^4} - \frac{(T_S)^4}{(100)^4} \right] \alpha A_{cp} \quad (1)$$

Además, algo de calor se transferirá por convección, y la transferencia total de calor a la superficie fría es:

$$Q = 0.173 F \left[\frac{(T_G)^4}{(100)^4} - \frac{(T_S)^4}{(100)^4} \right] \alpha A_{cp} + h_c A (T_G - T_S) \quad (2)$$

donde:

A = Superficie total del tubo, pies²

A_{cp} = Superficie equivalente del plano frío, pies²

F = Factor total de intercambio, adimensional

h_c = Coeficiente de convección, BTU/h - pie² - °F

∑Q = Calor total transferido a la superficie fría,
BTU/Hr.

T_G = Temperatura de gas de combustión a la salida de
la sección radiante, °R.

T_s = Temperatura de la superficie del tubo, °R

α = Factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional.

El término de convección puede simplificarse su poniendo que $h_c = 2.0$ y para este término solo A es aproximadamente $2.0 \alpha A_{cp}$. Puesto que se desea dividir todos los términos por F , se usará un valor de 0.57 en su lugar cuando se considera el término de convección. Entonces:

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp} F} = 0.173 \left[\frac{(T_G)^4}{(100)^4} - \frac{(T_S)^4}{(100)^4} \right] + 7 (T_G - T_S) \quad (3)$$

Esta coorelación se muestra gráficamente en la fig. 12. Además de la ecuación anterior para el flujo de calor, es necesario un balance térmico para la solución del problema de absorción de calor.

El balance térmico es:

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_W - Q_G \quad (4)$$

donde:

Q = A la carga total en la sección radiante, BTU/Hr.

Q_A = Calor sensible sobre 60°F en el aire de combustión, BTU/Hr.

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/Hr (valor mínimo).

Q_G = Calor de los gases de combustión que salen de la sección radiante, $\frac{BTU}{Hr}$.

Q_R = Calor sensible sobre 60°F en los gases de combustión, recirculados, $\frac{BTU}{Hr}$.

Q_S = Calor sensible sobre 60°F en el vapor usado para atomización de combustible, $\frac{BTU}{Hr}$.

Q_W = Pérdida de calor a través de las paredes del horno, BTU/Hr, (de 1 a 10% de Q_F , dependiendo del tamaño, temperatura y construcción del horno, 2% es un buen factor de diseño).

Como una simplificación posterior Q_S puede despreciarse, y el calor neto liberado es:

$$Q_F + Q_A + Q_R - Q_W = Q_{\text{neto}} \quad (5)$$

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida T_G es:

$$Q_G = W (1 + G') C_{av} (T_G - 520) \quad (6)$$

donde:

W = gasto de combustible, lb/Hr.

$(1 + G')$ = razón de gases que abandonan la sección radiante a combustible quemado, lb/Hr.

G' = razón de aire a combustible, lb/lb.

C_{av} = calor específico promedio de los gases de combustión entre T_G °R y 520°R, BTU/lbm °F.

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de la Fig. 13. Como ya se dijo, A_{cp} es la superficie de un plano que reemplaza la hilera de tubos y corresponde al producto del número de tubos por su longitud expuesta en pies por el espacio de centro también en pies. Cuando la sección de convección está localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación, directa de la sección radiante, ésta deberá incluirse en la superficie plana fría equivalente. Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, d puede ser tomado como 1.0 y $d A_{cp}$ es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Cuando este banco está aislado de la sección radiante no se incluye en los cálculos de esta sección.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos, y temperatura del gas (que usualmente debe suponerse en el primer cálculo de tanteo). El factor total de intercambio se indica en la Fig. 14 como una función de la emisividad del gas ("flama") y la razón de la superficie efectiva del refractario A_R , donde:

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} \quad (7)$$

donde:

A_R = Superficie efectiva del refractario, pies²

A_T = Area total de las superficies del horno, pies²

A_{cp} = Superficie equivalente del plano frío. pies²

La temperatura de los gases a la salida, se obtiene mediante cálculos de prueba y error a menos de que satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance térmico. Para disminuir la cantidad de cálculos requeridos al aplicar el método de Lobo y Evans, la fig. 12 da valor de $\Sigma Q / \alpha A_{cp} F$ para varias combinaciones T_G y T_S .

En la práctica la carga total del horno se calcula como primer paso, incluyendo el calor sensible, calor de vaporización y cualquier calor de reacción. La eficiencia del horno está dada por:

$$e = \frac{Q}{Q_F} \times 100 \quad (8)$$

2). METODO DE WILSON, LOBO Y HOTTEL.

Este método empírico que puede usarse para hornos tipo caja alimentadas con petróleo o gas de refinería cuando los flujos de calor se sitúan entre 5,000 y 30,000 $\frac{\text{BTU}}{\text{Hr-pies}^2}$. Otras limitaciones son que el porcentaje de aire en exceso sea de 5 a 80% y que las temperaturas de la superficie de los tubos sea al menos 400°F menor que la temperatura del gas de salida de la sección radiante.

La longitud de la trayectoria media no deberá ser menor de 15 pies. Este método se usa ampliamente en la industria y se recomienda bajo las limitaciones anteriores, cuando no se necesita la exactitud de la ecuación de Lobo y Evans. Para muchas de las pruebas referidas en el método de Lobo y Evans, la desviación promedio fué de 6% y la desviación máxima 33%.

La ecuación más útil en la cual se basan los cálculos por este método es la siguiente:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + (G'/4200) \sqrt{Q_F / \alpha A_{cp}}} \quad (9)$$

donde:

G' = Lbs aire/Lbs de combustible

Q = a la carga total en la sección radiante, BTU/Hr.

Q_F = calor liberado por el combustible, BTU/Hr.

α = factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional.

A_{cp} = Superficie equivalente del plano frío, en pies².

3). ECUACION ORROK-HUDSON.

Esta es una de las primeras ecuaciones empíricas para calcular la absorción de calor en la sección radiante de una caldera con tubos de agua. Ha sido reemplazada por expresiones más exactas y es de valor limitado en el diseño.

Puede usarse para estimar los efectos del cambio en la alimentación del quemador, así como las variaciones de la razón aire-combustible para una caldera en

operación alimentada con carbón o petróleo si se conoce que no habrá cambios apreciables ya sea en el carácter o cantidad del escoriamento de los tubos. En tales aplicaciones puede ser necesario ajustar la constante de la ecuación para que cumpla con las condiciones de operación conocidas.

La ecuación de Orrok-Hudson puede representarse como sigue:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + G' \sqrt{C_R/27}} \quad (10)$$

donde:

G' = Lbs. Aire/Lbs de combustible.

Q = a la carga total en la sección radiante, BTU/Hr.

Q_F = calor liberado por el combustible, $\frac{BTU}{Hr.}$

C_R = Lbs de combustible/Hr - Pie² de superficie proyectada en la sección radiante. Para un tubo, $C_R = (DE/12) \times \text{longitud expuesta.}$

4). METODO SIMPLIFICADO DE WOHLBERG.

Este es un método empírico aunque indudablemente más confiable que la ecuación Orrok-Hudson para calcular la absorción de calor radiante, Solo se aplica para

el quemador de carbón. Se repite nuevamente que es requisito el conocimiento anticipado del escoriamento para la aplicación de esta ecuación a la transferencia de calor en una caldera. Las pruebas en siete calderas grandes indicaron una desviación de 10% cuando el factor de escoria se estimó de la apariencia del horno. La máxima desviación fué de cerca de 50% cuando se usó stoker, pero se obtuvo mejor precisión en hornos alimentados con carbón pulverizado.

Aunque este método es empírico, su derivación es interesante, Wohlenberg desarrolló un método teórico complejo para evaluar la absorción de calor en los hornos de calderas tomando en cuenta muchas variables ya discutidas y además factores que le corresponden únicamente al quemador de carbón. El método simplificado, sin embargo relaciona la eficiencia de absorción de la sección radiante de cualquier horno de caldera a un diseño base estándar por medio de factores que corrigen para las diferencias en todas las características entre los dos.

La base del diseño es la siguiente:

Volumen del Horno = 8,000 pies³

Liberación de calor = 25,000 BTU/Pie³ para quemado de carbón pulverizado.

Liberación de Calor	= 40,000 BTU/pie ³ para quemado con stoker
Exceso de aire	= 20% para quemado de carbón pulverizado.
Exceso de aire	= 40% para quemado con stoker
Carbón	= Bituminoso de Illinois
Molienda	= 75% pasan las 200 mallas.
Fracción fría	= Unidad.

La fracción fría se define como la superficie efectiva expuesta de calentamiento radiante en el horno dividida por la superficie total expuesta del horno (excluyendo el alimentador cuando se usa stoker). La eficiencia de absorción del horno base de 0.452 para combustible pulverizado y de 0.311 cuando se usa stoker; la eficiencia de absorción de cualquier tipo horno es la razón del calor absorbido al calor liberado por el combustible (valor calorífico mayor) más el calor del aire de combustión.

La ecuación de Wohlenberg es:

$$e = F K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7 K_8 + C' \quad (11)$$

donde los factores tienen el siguiente significado: F se escoge de acuerdo con el tipo de alimentadores de combustible al horno, carbón pulverizado o stoker, y el significado de los otros factores es:

- K_1 = Volumen del horno, en pies³
- K_2 = Liberación de calor, BTU/pie³
- K_3 = Fracción fría.
- K_4 = Exceso de aire.
- K_5 = Valor calorífico del carbón (valor más alto)
- K_6 = Finura de molienda.
- K_7 = Volumen del horno después de K_1
- K_8 = Liberación de calor después de K_2
- C' = Precaentamiento de aire.

Esta ecuación no se aplica a calderas operadas con gas o con petróleo. La aplicación de la ecuación sim

plificada es directa y da valores que concuerden cercanamente con el método más complejo de Wohlenberg. Ha sido mencionado en varias ocasiones que la ceniza o la escoria presente en las superficies de las calderas presenta problemas distintos a aquellos del cálculo ordinario de transferencia de calor. Así que debe establecerse una base para evaluar la influencia de la ceniza o la escoria bajo las condiciones de operación, antes de que estos métodos puedan aplicarse a un diseño racional.

Aplicación del Método de Lobo y Evans en el Diseño Termodinámico del Horno.

De acuerdo con la ecuación (4) para el balance térmico de la sección radiante se tiene:

$$Q_{\text{neto}} = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_W - Q_G \quad (12)$$

considerando:

$Q_S = 0$, debido a que no se inyecta vapor para atomizar el combustible.

$Q_R =$ despreciable considerando que la recirculación de gases es mínima.

Por lo tanto la ecuación (12) puede expresarse como sigue:

$$Q_{\text{neto}} = Q_F + Q_A - Q_W - Q_G \quad (13)$$

Cálculo de Q_F a partir de los calores de combustión.

Masa total de combustible para 9 hornos	=	28556 $\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}}$
Masa total de combustible/Horno	=	28556 $\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}} / 9$
Masa total de combustible/Horno	=	3172.88 $\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}}$
Peso molecular promedio del combustible	=	5.57 $\frac{\text{lbs}}{\text{lb mol}}$
lb mol. de combustible	=	$\frac{3172.88}{5.57}$
lb mol. de combustible	=	569.64 $\frac{\text{lb mol}}{\text{Hr}}$

Datos para el combustible

Componente	% Mol	P.M.	Potencia Calorífica	BTU/lbm	Calor Total	BTU/Hr
H ₂	76.39	2.016	60,957.7		53,475,651.93	
CO	0.96	28.01	4,343.6		665,326.23	
CH ₄	21.75	16.042	33,861.0		47,424,951.10	
C ₂ H ₄	0.45	28.052	21,625.0		1,555,009.11	

Componente	% Mol	P.M.	Potencia Calorífica	BTU/ lbm	Calor Total	BTU/ Hr
C2H6	0.40	30.068	22,304.0		1,528.085.89	
C3H8	0.05	44.094	21,646.0		271,848.94	
					<u>104,920,873.20</u>	

$$Q_F = 104,920,873.20 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{Hr.}}$$

Cálculo de: Q_A

condiciones del aire a la entrada a quemadores:

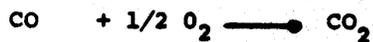
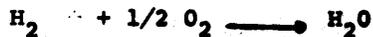
T bulbo seco	=	100°F
% Humedad	=	85%
Exceso de aire	=	20%

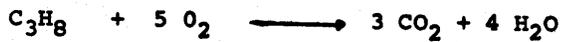
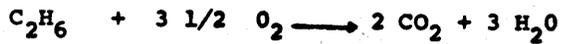
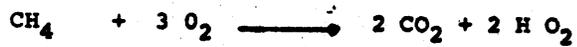
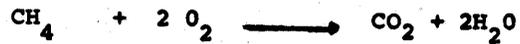
A partir de estos datos y el uso de la carta
Psicrométrica se obtiene:

$$Y = 0.037 \frac{\text{lbs de H}_2\text{O}}{\text{lbs de A.S.}}$$

Cálculo del aire para quemar el combustible.

Reacciones que se llevan a cabo en la combustión:





Masa de agua en el aire = $80,400.7 \frac{\text{lbs aire}}{\text{Hr}} \times$

$$0.037 \frac{\text{lbs agua}}{\text{lbs aire}} = 2974.83 \frac{\text{lbs de agua}}{\text{Hr}}$$

La cantidad de calor sensible proporcionado por el aire húmedo será:

$$Q_A \text{ húmedo} = Q_{\text{aire seco}} + Q_{\text{agua}}$$

$$Q_A \text{ húmedo} = M_A \text{ seco } C_{pa} \text{ seco } (T_A - 60^\circ\text{F}) + M_{\text{agua}} C_{p\text{agua}} (T_A - 60^\circ\text{F})$$

$$Q_A \text{ húmedo} = 80,400.70 \times 0.24 (100-60) + 2974.83 \times 0.44 (100 - 60)$$

$$Q_A \text{ húmedo} = 771,846.72 + 52,357$$

$$Q_A \text{ húmedo} = 824,203.01 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr.}}$$

Cálculo de Q_w :

Considerando un 2% de Q_F como pérdidas de calor a través de las paredes del horno:

$$Q_W = 2\% Q_F \quad (14)$$

$$Q_W = 0.02 \times 104,920.873.20$$

$$Q_W = 2,098,417.46 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr.}}$$

Cálculo de Q_G .

Cálculo de oxígeno necesario para quemar 1

lbmol de combustible.

$$H_2 = 0.7936/2 = 0.38195$$

$$CO = 0.0096/2 = 0.00480$$

$$CH_4 = 0.2175 \times 2 = 0.43500$$

$$C_2H_4 = 0.0045 \times 3 = 0.01350$$

$$C_2H_6 = 0.0040 \times 3.5 = 0.01400$$

$$C_3H_8 = 0.0005 \times 5.0 = 0.00250$$

$$\underline{0.85175}$$

Por lo tanto el oxígeno que se ha de suministrar

$$0.85175 \frac{\text{lbmol } O_2}{\text{lbmol de combustible quemado}}$$

Aire que ha de suministrarse:

$$\frac{0.85175}{0.21} = \frac{4.0559 \text{ lbmol de aire}}{\text{lbmol de combustible quemado}}$$

considerando en 20% en exceso de aire se tiene

$$\text{lbmol de aire} = 4.0559 \times 1.2 = 4.867 \frac{\text{lbmol de aire}}{\text{lbmol de combustible quemado}}$$

$$\text{Masa de Aire} = 4.867 \frac{\text{lbmol de aire}}{\text{lbmol de combustible}} \times$$

$$569.64 \frac{\text{lbmol de combustible}}{\text{Hr}} \times 29 \frac{\text{lbs de aire}}{\text{lbmol de aire}}$$

$$\text{Masa de Aire} = 80,400.70 \frac{\text{lbs de aire}}{\text{Hr.}}$$

De acuerdo a la ecuación (6) $Q_G = W (1 + G')$

$$C_{av} (T_G - 520).$$

Cálculo de la superficie de exposición por tubo A.

$$A = \pi D \times L \text{ promedio de tubos} \quad (15)$$

Longitud promedio de tubos = L promedio recta +

L promedio de retornos.

$$\text{Longitud promedio de tubos} = L \text{ promedio recta} + \frac{\pi D}{2}$$

$$\text{Longitud promedio de tubos} = 43.3091 + 0.7854$$

$$\text{Longitud promedio de tubos} = 44.0945 \text{ pies}$$

de acuerdo con la ecuación (15) se tiene

$$A = \sqrt[4]{(0.5) (44.0845)}$$

$$A = 69.2636 \text{ pies}^2$$

Consideraciones:

$$T_s = 900 \text{ }^\circ\text{C} = 1652 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$A = 1.77 \propto A_{cp}$$

$$F = 0.80$$

$$Q/A = 18730 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr-Pie}^2} \quad (16)$$

Substituyendo el valor A en la ecuación (16) te

tenemos:

$$Q/1.77 \propto A_{cp} = 18730 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr-Pie}^2}$$

de donde:

$$\frac{\Sigma Q}{\propto A_{cp}} = 18730 \times 1.77$$

$$\Sigma Q / \propto A_{cp} = 33152.10 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr-Pie}^2}$$

dividiendo ambos términos por el factor total de intercambio F tenemos:

$$\Sigma Q / \propto A_{cp} F = 33152.10/0.80$$

$$\Sigma Q / \propto A_{cp} F = 41440.12 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr-Pie}^2}$$

con $T_S = 1652^\circ\text{F}$ y utilizando la figura 12 obtenemos:

$$T_G = 2120 \text{ F}$$

Cálculo del \bar{C}_p de los gases de combustión:

Base 1 lbmol de combustible.

Para el cálculo de las lbs mol de agua en los gases de combustión se considera:

$$Y = 0.037 \frac{\text{lbs H}_2\text{O}}{\text{lbs A.S.}}$$

$$Y' = 0.05961 \frac{\text{lbmol H}_2\text{O}}{\text{lbmol A.S.}}$$

$$\frac{\text{lb mol H}_2\text{O}}{\text{lb mol de combustible}} = \frac{0.05961 \text{ lbmol H}_2\text{O}}{\text{lbmol A.S.}} \times$$

$$\frac{4.8670 \text{ lb mol A.S.}}{\text{lb mol combustible}}$$

$$\frac{\text{lb mol H}_2\text{O}}{\text{lb mol de combustible}} = 0.2901$$

$$\frac{\text{lb mol de H}_2\text{O formadas por reacción}}{\text{lb mol de combustible}} = 1.2219$$

$$\frac{\text{lb mol de H}_2\text{O totales}}{\text{lb mol de gas combustible}} = 1.5120$$

$$C_{pa} \bar{T} = 1090^{\circ}\text{F}, \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol } ^{\circ}\text{F}}$$

lb mol de gases de combustión:	Frac. Mol.	$C_{pa} \bar{T} = 1090^{\circ}\text{F}$ BTU/lbmol $^{\circ}\text{F}$
O ₂ en exceso = 0.85175 X 0.2 = 0.17035	0.02950	7.84
N ₂ = 4.8670 X 0.79 = 3.8448	0.6660	7.70
CO ₂ = 0.2456 = 0.2456	0.04254	11.55
H ₂ O = 1.5120 = 1.5120	0.2619	9.18
	<u>5.77285</u>	

$$\bar{C}_p = 7.84 (0.0295) + 7.70 (0.6660) + 11.55 (0.04254) + 9.18 (0.2619)$$

$$\bar{C}_p = 0.23128 + 5.1282 + 0.4913 + 2.4042$$

$$\bar{C}_p = 8.2550 \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol } ^{\circ}\text{F}}$$

$$\text{Peso molecular promedio} = 32 (0.02950) + 28 (0.6660) + 44 (0.04254) + 18 (0.2619)$$

$$\text{Peso molecular promedio} = 0.944 + 18.648 + 1.8717 + 4.7142$$

$$\text{Peso molecular promedio} = 26.1779 \frac{\text{lbs}}{\text{lbmol.}}$$

$$\bar{C}_p = 0.3153 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm } ^{\circ}\text{F}}$$

$$\text{Masa de combustible, } W = 3172.88 \frac{\text{lbs}}{\text{Hr.}}$$

Masa de aire húmedo $M_A = 83,375.53 \frac{\text{lbs}}{\text{Hr}}$

$$G' = \frac{M_A}{W}$$

$$G' = 83,375.53/3172.88$$

$$G' = 26.2775$$

De acuerdo con la ecuación (6) se tiene:

$$Q_G = 3172.88 (1 + 26.2775) 0.3153 (2580 - 520)$$

$$Q_G = 56,214,635.98 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr.}}$$

De acuerdo con la ecuación (13) se tiene:

$$Q_{\text{neto}} = 104,920,873.20 + 824,203.01 - 2,098,417.46 - 56,214,635.98$$

$$Q_{\text{neto}} = 47,432,022.77$$

$$\text{Número estimado de tubos} = \frac{47,432,022.77}{18730 \times 69.2636}$$

$$N_t = 36.56$$

$$\text{suponiendo} = N_t = 36$$

Cálculo del área equivalente del plano frío:

$$\text{Pitch} = 12 \text{ plg.} = 1 \text{ pie}$$

longitud promedio de tubos = 44.0945 pies

A_{cp} por tubo = 1 pie X 44.0945 pies

A_{cp} por tubo = 44.0945 pies²

Pitch/DE = $\frac{12}{6}$ = 2

De la figura 13, utilizando la curva para una radiación total a una hilera cuando solo una está presente se obtiene:

$$\alpha = 0.88$$

$$\alpha A_{cp}/\text{tubo} = 44.0845 \times 0.88$$

$$\alpha A_{cp}/\text{tubo} = 38.8031 \text{ pies}^2$$

$$\alpha A_{cp} = 38.8031 \times 36$$

$$\alpha A_{cp} = 1396.91 \text{ pies}^2$$

Cálculo de la longitud de la trayectoria media radiante.

Altura del horno = 85.44 pies

Largo del horno = 38.50 pies

Ancho del horno = 15.52 pies

Razón de dimensiones = 5 X 2 X 1

de la tabla II, se obtiene:

$$L = 1.3 \times \text{la menor dimensión}$$

$$L = 1.3 \times 15.52$$

$$L = 20.176 \text{ pies}$$

Cálculo del área total de las superficies del

horno:

$$\text{Area de las caras laterales} = 2 \times 85.44 \times 38.50 = 6\,758.88 \text{ Pies}^2$$

$$\text{Area de las caras frontales} = 2 \times 85.44 \times 15.52 = 2\,652.06 \text{ pies}^2$$

$$\text{Area del piso} = 38.50 \times 15.52 = 597.52 \text{ pies}^2$$

$$\text{Area total:} = 9\,828.46 \text{ pies}^2$$

De acuerdo con la ecuación (7) se tiene:

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp}$$

$$A_R = 9828.46 - 1396.91$$

$$A_R = 8431.55$$

$$A_R = 8431.55$$

$$\alpha A_{cp} \quad 1396.91$$

$$\frac{A_R}{A_{cp}} = 6.04$$

Cálculo de la presión parcial de los gases de combustión:

$$P_{\text{tiro}} = 20 \text{ in de H}_2\text{O} = 1.66 \text{ pies de H}_2\text{O}$$

$$P_{\text{tiro}} = PH/144$$

$$P_{\text{tiro}} = \frac{62.4 \times 1.66}{144}$$

$$P_{\text{tiro}} = 0.7193 \frac{\text{Lbs}}{\text{In}^2} \quad (\text{presión de vacío})$$

$$P \text{ absoluta} = P \text{ atmosférica} - P \text{ vacío}$$

$$P \text{ absoluta} = 14.7 - 0.7193$$

$$P \text{ absoluta} = 13.9807 \frac{\text{lbs}}{\text{In}^2}$$

$$P \text{ absoluta} = 0.9510 \text{ atm.}$$

$$P_{\text{CO}_2} = Y_{\text{CO}_2} P_T$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0.04254 \times 0.9510$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0.04045 \text{ atm.}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = Y_{\text{H}_2\text{O}} P_T$$

$$P_{H_2O} = 0.2619 \times 0.9510$$

$$P_{H_2O} = 0.2490 \text{ atm.}$$

$$P_{CO_2} L = 0.04054 \times 20.176 = 0.8179$$

$$P_{H_2O} L = 0.2490 \times 20.176 = 5.0238$$

De las figuras 15 y 16 se puede evaluar la emisividad del gas:

$$\epsilon_G = \left(\frac{(q_{CO_2} a_{P_{CO_2} L + q_{H_2O} a_{P_{H_2O} L}) T_G - (q_{CO_2} a_{P_{CO_2} L + q_{H_2O} a_{P_{H_2O} L}) T_S}{(q_b) T_G - (q_b) T_S} \right) \frac{100-\%}{100}$$

$$P_{CO_2} L + P_{H_2O} L = 0.8179 + 5.0238$$

$$P_{CO_2} L + P_{H_2O} L = 5.8417$$

$$\frac{P_{CO_2}^2}{P_{CO_2}^2 + P_{H_2O}^2} = \frac{0.04054}{0.0454 + 0.2480}$$

$$\frac{P_{CO_2}^2}{P_{CO_2}^2 + P_{H_2O}^2} = 0.14$$

% corrección = 8% (estimado)

cálculo de q_b :

$$qb = 0.173 \epsilon_b \frac{(T)^4}{(100)}$$

$$b = 1$$

$$(qb)_{TG} = 0.173 \times 1 \frac{(2580)^4}{(100)}$$

$$(qb)_{TG} = 76,652.25$$

$$(qb)_{TS} = 0.173 \times 1 \frac{(1652)^4}{(100)}$$

$$(qb)_{TS} = 12947.57$$

$$q_{CO_2} \begin{cases} P_{CO_2}^L = 0.8179 \\ T_G = 2120^\circ F \end{cases} = 10,000 \quad q_{H_2O} \begin{cases} P_{H_2O}^L = 5.0238 \\ T_G = 2120^\circ F \end{cases} = 42,000$$

$$q_{CO_2} \begin{cases} P_{CO_2}^L = 0.8179 \\ T_S = 1652^\circ F \end{cases} = 4,750 \quad q_{H_2O} \begin{cases} P_{H_2O}^L = 5.0238 \\ T_S = 1652^\circ F \end{cases} = 19,000$$

$$\epsilon_G = \left[\frac{(10,000 + 42,000) - (4,750 + 19,000)}{(76,652.25 - 12,947.57)} \right] \frac{(100 - 8.0)}{(100)}$$

$$\epsilon_G = 0.40$$

$$\text{con } \epsilon_G = 0.40 \quad \text{y} \quad \frac{A_R}{A_{cp}} = 6.04$$

de la figura 14 se obtiene:

$$F = 0.80$$

que corresponde al supuesto:

Comprobación de T_G

$$\sum Q = 47,432,022.77$$

$$\alpha A_{cp} = 1396.91$$

$$F = 0.80$$

$$\frac{\sum Q}{\alpha A_{cp} F} = \frac{47,432,022.77}{1396.91 \times 0.80}$$

$$\frac{\sum Q}{\alpha A_{cp} F} = 42,443.69$$

$$\text{con } \frac{\sum Q}{\alpha A_{cp} F} = 42,443.69 \quad \text{y} \quad T_S = 1652^\circ\text{F}$$

De la figura 12 se obtiene:

$$T_G = 2120^\circ\text{F}$$

Por lo tanto:

$$N_t = 36$$

Comprobación del cálculo del diámetro de tubos

De acuerdo a la ecuación que define el tiempo de residencia se tiene:

$$\theta = \frac{V}{F}$$

$$\theta = 0.60 \text{ seg.}$$

$$F = 467.77 \frac{\text{Ton}}{\text{Día}} = 11.91 \frac{\text{lbs}}{\text{seg}}$$

$$\rho = 0.02690 \frac{\text{lbs}}{\text{Pie}^3}$$

De acuerdo a la ecuación que define al flujo volumétrico se tiene:

$$Q = \frac{F}{\rho}$$

$$Q = \frac{11.91}{0.02690}$$

$$Q = 442.78 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Seg}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación se obtiene:

$$V = \theta F$$

$$V = 0.60 \times 442.78$$

$$V = 265.67 \text{ pies}^3$$

$$L \text{ total de tubería} = 44.0945 \times 36$$

$$L \text{ total de tubería} = 1587.40 \text{ pies}$$

De acuerdo con la ecuación para el cálculo del volumen del reactor se tiene:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L$$

de donde:

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi L}}$$

sustituyendo se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 265.67}{\pi \times 1587.40}}$$

$$D = 0.4616 \text{ pies}$$

$$D = 5.54 \text{ plg.}$$

$$D = 6 \text{ plg.}$$

Cálculo del número de quemadores:

Liberación de calor por quemador, BTU/Hr:

Normal 823,000

Máximo 1,250.000

Mínimo 486,000

$$\text{No. quemadores} = \frac{\text{Calor total suministrado por el combustible}}{\text{Calor proporcionado por cada quemador}}$$

$$\text{No. quemadores} = \frac{104,920,873.20}{823,000}$$

$$\text{No. quemadores} = 127.48$$

$$\text{No quemadores} = 128$$

Cálculo de la eficiencia térmica de la sección radiante.

$$\text{Térmica} = \frac{Q \text{ absorbido por el fluido en la sección radiante}}{Q \text{ neto para la sección radiante}} \times 100$$

$$\text{Térmica} = \frac{39,477,709.70}{47,432,022.77} \times 100$$

$$\text{Térmica} = 83.23\%$$

Cálculo del tiempo de residencia.

De acuerdo con la ecuación que define el tiempo equivalente tenemos:

$$\theta \text{ Equivalente} = \frac{kd\theta}{Kt}$$

$$\% \text{ Conversión} = \left(\frac{\text{Moles etano alimentado} - \text{Moles de etano a la salida}}{\text{Moles de etano alimentado}} \right) \times 100$$

$$\% \text{ Conversión} = \frac{(475.12 - 191.12)}{475.12} \times 100$$

$$\% \text{ Conversión} = 0.5977 \times 100$$

$$\% \text{ Conversión} = 60\%$$

Con un 60% de conversión de la figura 6 obtenemos:

$$Kd\theta = 0.92$$

Con una $T = 1505$ °F de la fig. 9 obtenemos:

$$K = 1.6$$

por lo tanto:

$$\theta \text{ Equivalente} = \frac{0.92}{1.6}$$

$$\theta \text{ Equivalente} = 0.575 \text{ seg.}$$

$$\theta \text{ Equivalente} = 0.60 \text{ seg.}$$

Analíticamente se tiene que:

$$K\theta = 2.3 \log. \left(\frac{1}{1 - 0.6} \right)$$

$$K\theta = 0.9153$$

Cálculo de K

De acuerdo a la ecuación de ARRHENIUS se tiene que:

$$K = A e^{-E/RT}$$

Sacando logaritmos a ambos términos se tiene:

$$\log K = B - (C/T)$$

donde:

$$B = \log A$$

$$C = \frac{E}{(2,3R)}$$

Substituyendo los valores de B y C de la tabla I
se tiene:

$$\log K = 14,6737 - \frac{28452}{1965}$$

$$\log K = 14.6737 - 14.4793$$

$$\log K = 0.1944$$

$$K = \text{Antilog. } 0.1944$$

$$K = 1.5645$$

Por lo tanto:

$$\theta \text{ Equivalente} = \frac{K\theta}{K}$$

$$\theta \text{ Equivalente} = \frac{0.9152}{1.5645}$$

$$\theta \text{ Equivalente} = 0.5849 \text{ seg.}$$