



Título original del artículo

GENERALIZED METHOD PREDICTS FIRED-HEATER PERFORMANCE

Norman Wimpres, C.F. Braun & Co.
Chemical Engineering
May 22, 1978

METODO GENERALIZADO PARA PREDECIR EL FUNCIONAMIENTO DE HORNOS

Traducción

Alberto P. Blasetti
Universidad Nacional de la Patagonia
San Juan Bosco

Comodoro Rivadavia, Chubut
© Versión 2008

Generalized Method Predicts Fired-Heaters Performance - Método Generalizado para Predecir el Funcionamiento de Hornos

Traducción: Alberto Blasetti

Los hornos constituyen gran parte de los costos iniciales de una planta. El consumo de combustible también representa importantes costos operativos. Por lo tanto, fabricantes y operadores de plantas de procesos necesitan un método confiable para evaluar su funcionamiento.

Introducción

Frecuentemente, los compradores y operadores necesitan hacer sus propias evaluaciones del funcionamiento de un horno a los efectos de:

- Estimar el tamaño de un horno, su consumo de combustible, y la recuperación de calor desperdiciado durante etapas de diseño preliminar.
- Evaluar los diseños ofrecidos por distintos vendedores y la consistencia entre propuestas competitivas
- Predecir los efectos de variaciones de caudal, propiedades de la alimentación y otros parámetros operativos
- Predecir los resultados de modificaciones propuestas para hornos existentes.

El diseño final de un horno es prácticamente realizado por su fabricante, siguiendo las especificaciones de servicio fijadas por el comprador. En general, cada fabricante tiene su propio método de evaluación de un horno para cada diseño en particular. Por lo tanto es de esperar que tales métodos sean más exactos para su rango de aplicación que cualquier otro método general.

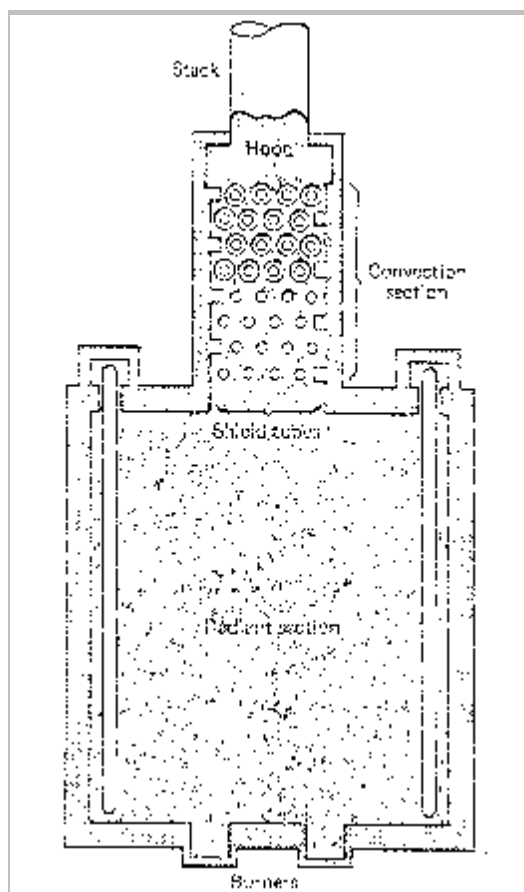
Método sugerido y convalidado por la experiencia

El método sugerido para evaluar el funcionamiento de las secciones de radiación y convección de un horno está basado en correlaciones fundamentales para la transferencia de calor por radiación y convección, ajustadas

sobre la base de la experiencia en hornos industriales. La experiencia ha demostrado que el método se ajusta bien para el tipo de cálculos descriptas.

La Figura 1 muestra la sección transversal de un horno típico en una planta de procesos. El mismo consta de una caja de fuego o sección radiante, una sección de convección y una

Figura 1: Sección transversal de un horno



chimenea para eliminar los gases producidos durante la combustión y proveer el tiro o succión necesarios.

La sección radiante, donde se quema el combustible, contiene tubos que absorben parte del calor liberado por los productos de combustión antes que estos fluyan hacia la sección de convección.

En este tipo de hornos, los tubos están localizados en la periferia de la caja de fuego (enfrente a las paredes de ladrillos refractarios), y la combustión tiene lugar en el espacio central. También hay diseños en los cuales los tubos están ubicados en el centro del horno con cámaras de combustión en ambos lados. En estos hornos, los quemadores pueden estar ubicados con las llamas apuntando hacia los refractarios, de manera de aumentar la transferencia de calor por radiación hacia los tubos. En cualquier caso, los tubos deben estar dispuestos para que puedan absorber el calor por radiación en forma uniforme y eficiente, y se debe suministrar un espacio adecuado para que la combustión se produzca en forma completa, sin zonas de sobrecalentamiento o con las llamas incidiendo sobre los tubos.

La sección de convección se recupera el calor remanente de los gases de combustión a una temperatura más baja que en la sección de radiación. Aquí, puesto que el principal mecanismo de transferencia de calor es convección, los tubos se colocan como para generar altas velocidades máximas y turbulencia del gas. Frecuentemente se instalan tubos con aletas u otros tipos de superficies extendidas que aumentan la transferencia de calor por convección.

La primera fila de tubos en la sección de convección, la cual está expuesta a la radiación proveniente de los gases calientes y los refractarios de la sección de radiación, generalmente se denomina "banco o tubos de escudo (shield)". Estos tubos son estructuralmente parte de la zona de convección y se evalúan dentro de esta zona. No obstante, se debe tener en cuenta el calor por radiación que reciben estos tubos.

La chimenea recoge y elimina los gases de la combustión. En hornos con tiro natural, la altura de la chimenea debe suministrar el tiro suficiente para arrastrar los gases a través de la caja de fuego y la zona de convección. En hornos con tiro inducido, la altura de la chimenea generalmente está fijada por los requerimientos de dispersión del gas.

Puesto que los mecanismos que gobiernan la transferencia de calor en las secciones de radiación y convección son distintos, las dos secciones se evalúan con métodos diferentes.

DISEÑO DE LA SECCION DE RADIACION

La transferencia de calor por radiación entre distintos arreglos de superficies sólidas y entre gases calientes y sólidos, ha sido intensamente investigada [1,2]. Aplicando los conceptos básicos de radiación al diseño de calentadores de proceso, Lobo y Evans desarrollaron un método de aplicación general [3]. Casi todos los métodos publicados desde entonces han seguido sus conceptos básicos, tal como lo hace el método descrito (con simplificaciones como la eliminación de variables menos importantes y el uso de correlaciones generalizadas).

La transferencia de calor por radiación es básicamente descrita por la ecuación de Stefan-Boltzmann (1). Un cuerpo negro, a la temperatura absoluta T irradia energía W_B , a razón de:

$$W_B = s T^4 \quad (1)$$

Para la transferencia de calor por radiación entre dos superficies reales a las temperaturas T_a y T_b , la relación se convierte en (2):

$$q_r = s A F (T_a^4 - T_b^4) \quad (2)$$

Donde A es el área de una de las superficies, y F es el factor de intercambio que depende del área relativa, del arreglo de las superficies, y de la emisividad y absorción de cada una. Para la transferencia de calor de un horno, generalmente se elige como base de cálculo la superficie receptora de calor o "superficie fría".

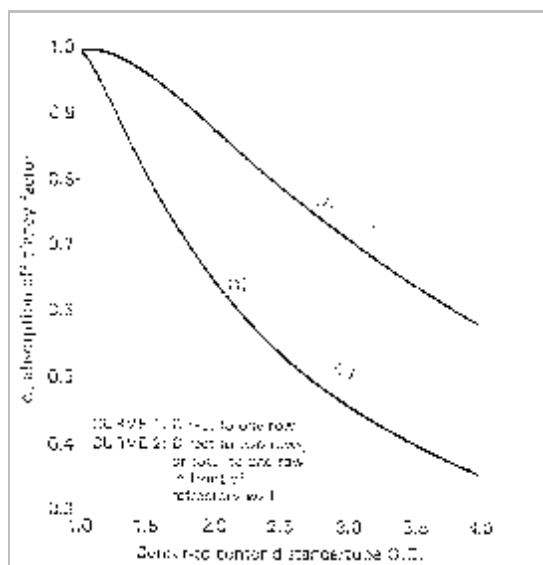
Simplificación mediante la superficie plana equivalente

Un arreglo de tubos cilíndricos paralelos es el diseño de absorción de calor que más comúnmente se utiliza. Parte de la radiación de los gases calientes que incide directamente sobre los tubos se absorbe, y el remanente pasa de largo. Si los tubos están frente a una pared de refractarios,

la energía que pasa a entre los tubos es re-irradiado hacia atrás y nuevamente una parte de esta energía es absorbida por los tubos, y un remanente otra vez pasa de largo.

Esta complicada situación se maneja expresando el área del tubo como una superficie plana (fría) equivalente A_{cp} . La misma es igual al número de tubos multiplicada por la longitud expuesta y por la distancia entre centros de los tubos. Puesto que el banco de tubos no absorbe toda la energía radiada hacia la superficie plana fría, se debe aplicar un factor de eficiencia de la absorción, α . Valores de α en función de los arreglos más comunes en hornos de proceso fueron desarrollados y publicados por Hottel ("Chemical Engineering Handbook") y se presentan en la Figura 2.

Figura 2: Factor de absorción



El producto de αA_{cp} , se denomina área del plano frío equivalente, y representa el área de un plano que tiene la misma capacidad de absorción que el banco real de tubos.

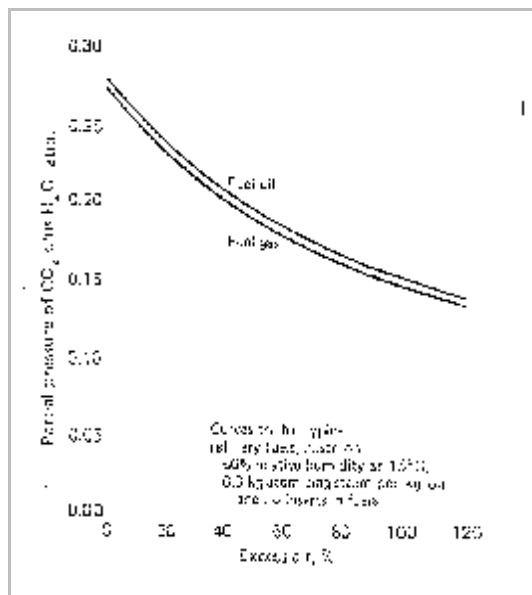
En el tipo de horno mostrado en la Figura 1, la sección de convección forma parte de la caja de fuego. Puesto que la sección de convección tiene varias hileras de tubos de profundidad, ésta puede eventualmente absorber toda la radiación proveniente de la caja de fuego. Por lo tanto, en la sección de convección, α es igual a uno. Entonces, la ecuación para calcular el calor transferido por radiación a los tubos se convierte en (3):

$$q_{Rr} = s \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) \quad (3)$$

Determinación del factor de intercambio

El término que queda por ser evaluado en la ecuación (3) es el factor de intercambio, F. El gas en la caja de fuego es poco radiante, porque normalmente los únicos componentes del gas de combustión que contribuyen en forma significativa a la emisión de radiación son el CO_2 y el vapor de H_2O . La cantidad de radiación puede ser simplemente expresada mediante: "la presión parcial del CO_2 más la del H_2O multiplicados por la longitud media del rayo [3]". La Figura 3 muestra la presión parcial P, en función del exceso de aire para los combustibles más comunes. Para los combustibles menos usados, tal como el hidrógeno, P puede calcularse por simple estequimetría.

Figura 3: Presión parcial de CO_2 y H_2O



La longitud media de la radiación L, se puede calcular con la siguiente ecuación (4):

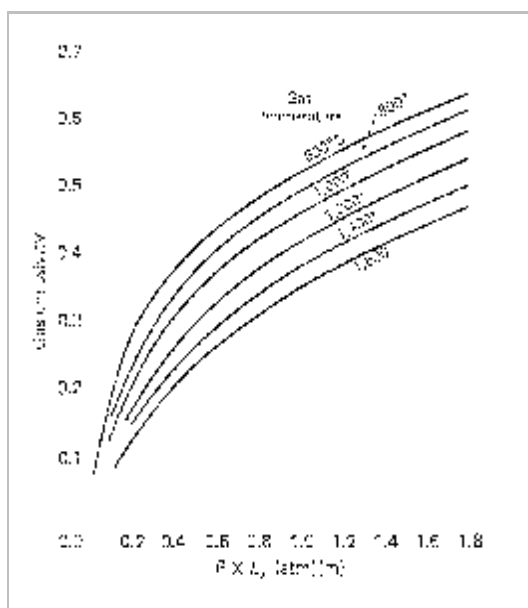
$$L = 3.6 \frac{V}{A_e} \quad (4)$$

En esta ecuación, V es el volumen total de la caja

de fuego comprendido dentro de la línea que pasa por los centros de tubos, y A_e es el área envolvente total de la caja de fuego.

La emisividad del gas también es función de la temperatura del gas y la superficie absorbente. No obstante, debido al reducido efecto de la temperatura de la pared del tubo, la emisividad del gas puede ser correlacionada en función del producto PxL y de la temperatura del gas (Figura 4).

Figura 4: Emisividad del gas

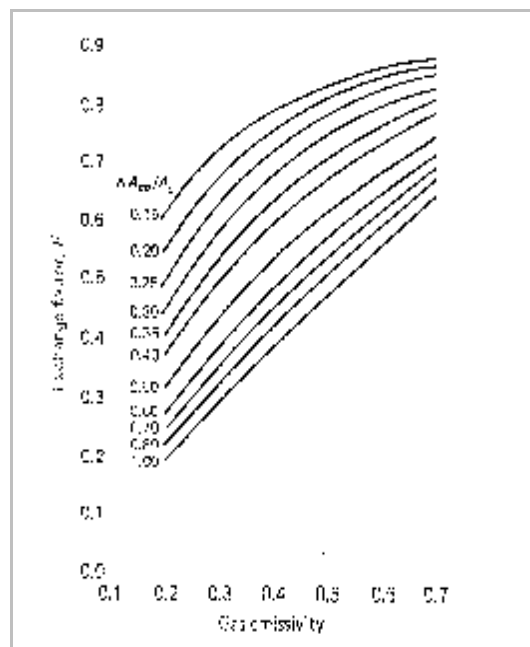


El factor de intercambio también depende de la cantidad de radiación reflejada por los refractarios. (La energía que incide sobre los refractarios es reflejada de vuelta hacia los tubos, donde ésta tiene una segunda oportunidad de ser absorbida). De esta forma un horno que tenga una gran cantidad de refractarios expuesta transferirá mayor cantidad de calor por unidad de superficie de tubo que uno cuyas paredes está cubiertas por tubos.

Lobo y Evans consideraron este efecto relacionando el área de refractario expuesta y el área equivalente total de la superficie fría. La Figura 5 está basada en esa correlación, excepto que relaciona el área de la superficie fría y el área total envuelta por la caja de fuego, lo cual simplifica los cálculos. La Figura 5 también tiene en cuenta que los tubos propiamente dichos no

son superficies absorbentes perfectas. Tales curvas están basadas en una absorción de la superficie del tubo igual a 0.9, lo cual es un valor típico para superficies metálicas oxidadas.

Figura 5: Factor de intercambio



Evaluación de la transferencia de calor por convección

Aunque la radiación es el mecanismo principal por el cual se transfiere calor en la zona de radiación, la convección en dicha zona no puede ser despreciada. La ecuación de transferencia de calor por convección es (5):

$$q_c = h_c A_t (T_g - T_t) \quad (5)$$

Debido a que la transferencia de calor por convección en la zona de radiación no representa la mayor contribución y no puede calcularse con demasiada precisión, se pueden hacer algunas simplificaciones. Para hornos comunes, h_c en la zona de radiación es alrededor de 10 Kcal/hr.m².°K, A_t es alrededor de dos veces A_{cp} , y F es aproximadamente 0.57. Esto permite escribir

la ecuación (5) en forma similar a la ecuación (3):

$$q_{Rc} = (10)(2 a A_{cp}) \left(\frac{F}{0.57} \right) (T_g - T_t) \\ = 35 a A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (6)$$

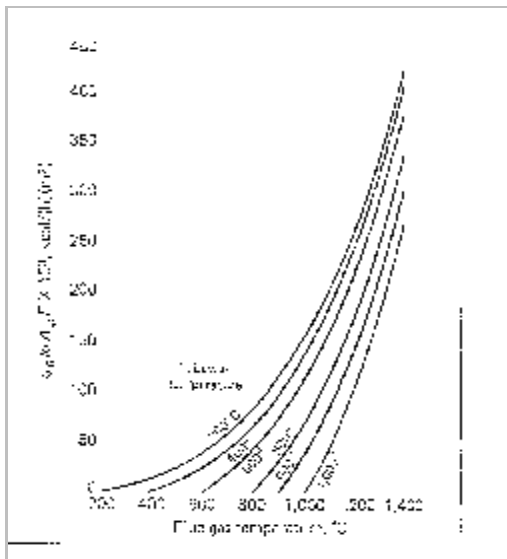
Por lo tanto, el calor total transferido en la sección de radiación es la suma del calor transferido por radiación más el calor transferido por convección:

$$q_R = s a A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) + \\ 35 a A_{cp} F (T_g - T_t) \quad (7)$$

$$\frac{q_R}{a A_{cp} F} = s (T_g^4 - T_t^4) + 35 (T_g - T_t) \quad (8)$$

De este modo, la relación $q_R/a A_{cp} F$ solo es función de la temperatura del gas y la pared del tubo (Figura 6).

Figura 6: Flujo de calor en la zona de radiación



La ecuación (7) sólo se aplica a los tubos en la sección de radiación y no es válida para la

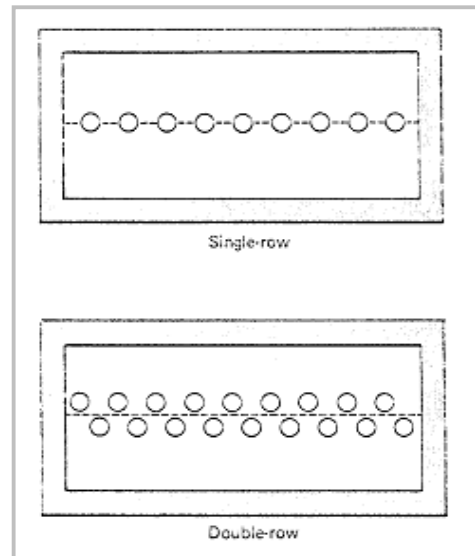
evaluar la radiación en la zona de convección. La transferencia de calor por convección en los tubos de la zona de convección se calcula aparte y no ocurre hasta que los gases de combustión abandonan la caja de fuego, por lo tanto, la contribución de la radiación en la zona de convección se calcula con la ecuación (3).

Cuando los cálculos se efectúan mediante computadoras, estas consideraciones son fácilmente programables. Si los cálculos se realizan en forma manual, se puede emplear directamente la Figura 6 para todos los tubos, dado que el error cometido es despreciable.

Tubos montados centralmente

A continuación se supone que el horno es del tipo mostrado en la Figura 1, con refractarios detrás de los tubos que se encuentran en la periferia de la caja de fuego. Se tienen que realizar algunos ajustes cuando los tubos están dispuestos como se muestra en la Figura 7, con una fila simple o doble de tubos montada centralmente.

Figura 7: Arreglos de tubos



En tales casos, tenemos como ventaja que el plano de simetría de la caja de fuego puede reemplazarse, para propósitos computacionales, por una pared de refractarios (línea punteada de la Figura 7). Por lo tanto, el área de la superficie fría A_{cp} del banco de tubos es dos veces el área proyectada de la superficie fría, puesto que cada

lado es considerado en forma separada. Sobre esta base, para una fila simple α se obtiene sobre la curva 1 y para una fila doble sobre la curva 2, de la Figura 2. En forma similar, la longitud media de radiación L , se calcula sobre la base de la mitad del horno.

Complejidades de las temperaturas

La Figura 6 nos da el flujo de calor transferido entre una masa del gas a una temperatura uniforme y la superficie de los tubos a otra temperatura uniforme. Sin embargo, esto no es el caso real para la mayoría de los hornos. Para emplear la Figura 6 se deben emplear temperaturas efectivas promedio. La temperatura de pared del tubo depende de la temperatura del fluido en su interior, del coeficiente de transferencia de calor, de la resistencia de pared y del flujo de calor total. A temperaturas de pared del tubo por debajo de 500 °C, cuando la velocidad de absorción de radiación es prácticamente insensible a la temperatura de recepción, comúnmente resulta aceptable tomar la temperatura promedio del fluido más 50°C. Pero, a temperaturas más altas, se requieren cálculos mucho más precisos. En instalaciones con hornos de pirolisis, con temperaturas de pared extremadamente altas, es aconsejable dividir el área receptora en varias zonas de diferentes temperaturas promedio, y calcular el calor absorbido en cada zona por separado.

Puesto que alrededor del 70% de la radiación a la zona de convección es recibida por la primera fila de tubos, se deberá usar la temperatura de pared promedio de estos tubos para calcular la radiación en la zona de convección.

Dependiendo del tipo de horno, también podría llegar a existir una considerable variación de la temperatura de los gases de combustión dentro de la cámara de fuego. No obstante, debido al gran mezclado turbulento que se produce, a la transparencia del gas radiante, y a los efectos de la radiación secundaria proveniente de la pared de refractarios expuesta, es muy difícil tener en cuenta esas variaciones de temperatura en forma cuantitativa cuando se hacen los cálculos del flujo de calor. En ausencia de barreras físicas entre zonas, lo más simple es basar todos los cálculos de transferencia de calor en una única temperatura de radiación efectiva a lo largo de la caja de fuego.

El balance de calor determina el calor de combustión

El procedimiento mencionado hasta ahora permite calcular la temperatura en la caja de fuego necesaria para transmitir una cantidad específica de calor a una sección de radiación específica. El paso siguiente es determinar el caudal de combustible que se debe quemar para mantener esa temperatura. Esto se hace a través de un balance de calor alrededor de la caja de fuego.

El calor que ingresa en la sección de radiación proviene de tres fuentes principales: 1) el calor neto de combustión, q_n ; 2) el calor sensible del aire de combustión; q_a ; 3) el calor sensible del combustible y cualquier vapor atomizado, q_f . El calor se transfiere por la absorción de los tubos en la zona de radiación (q_R); la radiación al banco de escudo y tubos en la zona de convección (q_s); pérdidas de la calor (q_L); y el calor sensible de los gases de combustión que salen del horno (q_{g2}):

$$q_n + q_a + q_f = q_R + q_s + q_L + q_{g2} \quad (9)$$

Los términos q_a y q_f , generalmente proporcionales a la cantidad de combustible quemado, pueden ser expresados como una fracción de q_n . En forma similar, las pérdidas q_L se toman entre 1 y 3% del calor neto liberado, dependiendo del diseño del horno y de la experiencia. Por último, la fracción del calor neto liberado que queda o permanece en los gases de combustión es función de la composición del combustible, la temperatura de los gases de combustión, y del exceso de aire. Para los combustibles más comunes, la relación q_g/q_n puede obtenerse a partir de las curvas de la Figura 8.

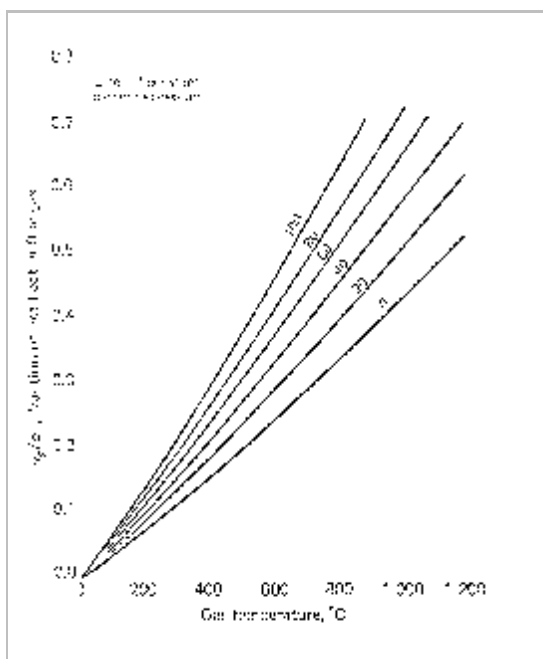
Sobre esta base, la ecuación (9) podemos arreglarla y calcular directamente el valor de q_n :

$$q_n = \frac{q_R + q_s}{1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_L}{q_n} - \frac{q_{g2}}{q_n}} \quad (10)$$

La última función, necesaria para cerrar el ciclo computacional alrededor de la zona de radiación es la relación entre la temperatura efectiva del gas radiante, T_g , y la temperatura de

salida de los gases de combustión, T_{g2} . Para los hornos tipo caja, que tengan una sección transversal aproximadamente cuadrada, y no posean áreas de refractarios con incidencia directa de las llamas, las dos temperaturas pueden suponerse iguales.

Figura 8: Calor contenido en los gases de combustión.



En el extremo opuesto de un horno que tenga una caja de fuego alta y angosta, con quemadores instalados en las paredes, la temperatura, T_g puede ser entre 100 y 150 °C mayor que T_{g2} . En otros tipos de hornos, tal como hornos cilíndricos verticales angostos, con quemadores ubicados en el piso, las temperaturas estarán comprendidas, con algún valor intermedio, entre ambas situaciones. La magnitud de esta diferencia deberá ser determinada empíricamente, a partir de la experiencia con diseños similares.

DISEÑO DE LA ZONA DE CONVECCIÓN

La importancia relativa en el diseño de la zona de convección en hornos ha ido marcadamente en ascenso en los últimos años. Una razón son los altos costos del combustible, lo cual ha resultado en fijar como blanco una mayor

eficiencia de hornos que anteriormente podían ser justificados económicamente. Otro factor importante es el desarrollo de procesos de conversión química que demandan flujos de calor de entrada extremadamente altos y por lo tanto altas temperaturas en la caja de fuego.

El resultado es que del calor total liberado, una menor fracción se entrega en la zona de radiación, y correspondientemente tenemos mayor carga térmica en la zona de convección. Mientras que anteriormente la distribución típica de calor era aproximadamente 50% para la zona de radiación, 20% para la zona de convección y un 30% de pérdidas, estas relaciones puede ahora tomar valores de 40%, 50% y 10% respectivamente.

Por lo tanto, ha habido una tendencia hacia mayores secciones de convección y un mayor empleo de superficies extendidas. Además, hay más secciones de convección para servicios múltiples que, vía la generación de vapor, calentando de agua de alimentación y otros servicios similares, toman el calor que no puede ser absorbido por el proceso principal. El resultado ha llevado a que el diseño de la zona de convección sea más complejo y crítico.

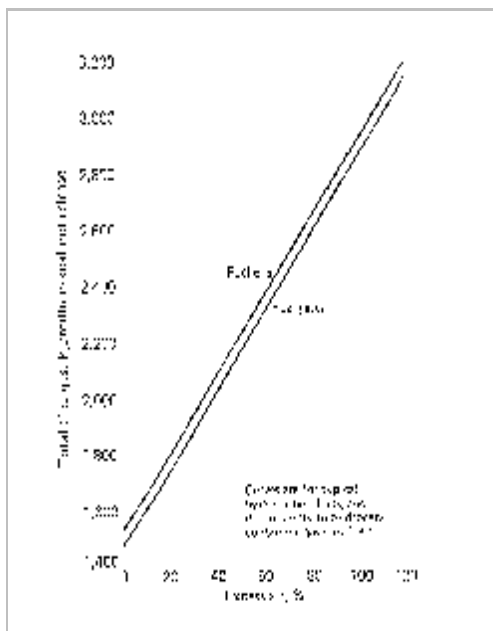
Los coeficientes de transferencia dependen del tipo de tubos

Al igual que en la sección de radiación, el calor transferido en la zona de convección incluye tanto calor por radiación y convección. La clásica base para el cálculo del calor transferido en la zona de convección fue desarrollado por Monrad [4], quien tomó en cuenta la convección directa, la radiación de los gases y la radiación de las paredes de refractarios. El método básico de Monrad ha sido modificado a la luz de resultados experimentales posteriores y adaptado a superficies extendidas por Schweppe y Torrijos [5].

Debido a la previamente mencionada tendencia a aumentar la recuperación de calor en la zona de convección, la mayoría de los diseños de hornos en la actualidad incorporan tubos con superficies extendidas. Debido a los diversos tipos y tamaños de superficies extendidas disponibles, no se puede presentar aquí un procedimiento específico para calcular los coeficientes de transferencia de calor. (Para tal información, ver el artículo de Schweppe y Torrijos, puesto que el presente artículo está dedicado a los principios generales de diseño).

Para cualquier caso se debe conocer la cantidad de gases de combustión que circulan a través del banco de tubos de la zona de convección. De igual manera que para el calor contenido en los gases de combustión, la cantidad de gases de combustión puede calcularse a partir de relaciones estequiométricas que involucren el consumo de combustible, el poder calorífico del combustible y el exceso de aire. Para los combustibles más comunes, ésta cantidad puede estimarse con bastante exactitud a partir del calor neto liberado y del exceso de aire, como muestra la Figura 9.

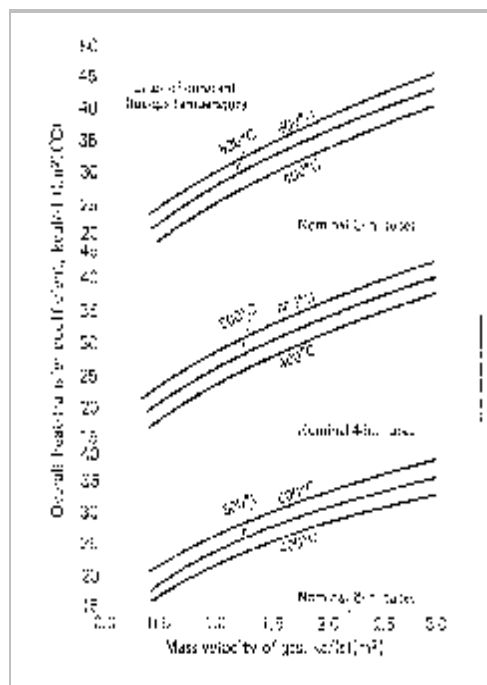
Figura 9: Masa total de gases de combustión en la zona de convección



Para tubos desnudos, la resistencia interna a la transferencia de calor es, generalmente, lo suficientemente baja como para que sea satisfactorio una estimación aproximada de la misma, al menos para un diseño preliminar. La Figura 10 muestra los coeficientes globales de transferencia de calor para tamaños típicos de tubos desnudos. Estas curvas fueron calculadas a partir de datos de Schweppe y Torrijos, suponiendo arreglos triangulares, temperatura de fluidos, y coeficientes de película del lado de los tubos típicos. La temperatura promedio del gas empleada en esta figura es la media aritmética de la temperatura del fluido dentro del tubo más la

media logarítmica de temperaturas (MLDT) entre el gas y el fluido. La velocidad másica es la que se obtiene a través de la mínima sección transversal del banco de tubos.

Figura 10: Coeficiente global de transferencia de calor – zona de convección



Habiendo establecido la carga térmica y el coeficiente global de transferencia de calor en la zona de convección, se puede calcular la superficie requerida por los cálculos convencionales del balance de calor y calor intercambiado. Con combustibles comunes, la Figura 8 puede emplearse para determinar la temperatura de los gases de combustión a través de esta sección.

Radiación desde la cámara de fuego

Cuando se analizó la sección de radiación, calculamos la cantidad q_s que representa el calor por radiación transferido directamente desde la caja de fuego a la zona de convección. Esta cantidad de calor debe ser agregada a la obtenida en los cálculos de la sección de convección, para determinar el calor total aportado a los tubos inferiores de la zona de convección. Debido a que casi todo el calor por radiación se absorbe en las

dos primeras filas de la sección de convección, generalmente no es necesario realizar un detallado análisis de su distribución.

Rendimiento real de los hornos

Cuando se diseñan hornos industriales hay que tener cuidado con los coeficientes de transferencia de calor publicados en la literatura. Los coeficientes experimentales generalmente están medidos bajo condiciones ideales, con una distribución uniforme de flujo y sin efectos de by-pass. Sin embargo, los hornos reales se desvían de las condiciones ideales en los siguientes aspectos:

En zonas de convección altas puede producirse un considerable by-pass de los gases calientes a través de los cabezales de los tubos. Particularmente, cuando se usan tubos con superficies extendidas existe un área de fuga significativa. Con la pérdida de carga a través de la zona de convección como fuerza impulsora, los gases calientes fluyen desde la parte inferior hacia la caja de cabezales, sigue hacia arriba por la caja, y vuelve a la zona superior de la sección de convección. Este by-pass genera incertidumbre sobre el comportamiento o performance de la zona de convección. Para evitar este inconveniente, se debe proceder a un cuidadoso sellado de los agujeros de la placa de tubos, y en algunos casos, incluso a utilizar placa de partición en la caja de cabezales.

La distribución del flujo en la sección de convección también puede llegar a ser muy poco uniforme, particularmente cuando se emplean tubos muy largos. El flujo es generalmente mayor en el centro, cerca de la boca de la chimenea y casi estanco en áreas cercanas a los extremos. Para evitar este tipo de inconvenientes, se sugiere el empleo de una campana amplia por encima de los tubos y prestar atención a los patrones de flujo de los gases que ingresan en la zona de convección.

Debido a estos y otros factores similares, cuando los coeficientes de transferencia de calor se calculan a partir de datos de laboratorio, se debe aplicar algún factor de seguridad. Esto es particularmente aplicable para diseños con superficies extendidas. Si se dispone de datos obtenidos a partir de ensayos en hornos reales se logrará una menor incertidumbre en el diseño del horno.

DISEÑO DE LA CHIMENEA

La chimenea del horno debe crear la suficiente succión para arrastrar los gases de combustión a través de las zonas de radiación y convección y luego descargarlos a una altura apropiada. Esto generalmente se logra mediante condiciones de tiro natural o forzado.

Tiro en la zona de radiación

Generalmente se requiere un determinado valor de pérdida de carga en los quemadores para succionar el aire de combustión. La magnitud de la misma dependerá del tipo de quemador y del combustible, siendo un valor típico 6 mm de columna de agua.

En general, todas las secciones del horno deben operar a una presión que esté por debajo de la presión atmosférica, de forma tal que sea aire, en lugar de gases calientes, lo que fluya a través de mirillas y aberturas para los tubos. Un valor normal de diseño es aproximadamente 2 mm de presión negativa a la entrada de la zona de convección. Esto suministra un arrastre más que suficiente para los quemadores en la mayoría de los hornos modernos con altas secciones de radiación.

Cabezas de velocidad en la sección de convección

Los cálculos de la pérdida de carga a través de la zona de convección y la chimenea se expresan en términos de cabezas de velocidad. La cabeza de velocidad en milímetros de agua esta dada por:

$$p_v = 0.051 \frac{G^2}{r_g} \quad (11)$$

Donde, G es la velocidad másica en $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{seg})$ y ρ_g es la densidad del gas en kg/m^3 . Si la composición del gas de combustión es conocida, su densidad se puede calcular a partir de la ley de los gases. La densidad de los gases de chimenea es prácticamente independiente de la composición del combustible y el exceso de aire. Por lo tanto, generalmente a nivel del mar podemos utilizar la siguiente ecuación:

$$r_g = \frac{342}{T_g} \quad (12)$$

Donde, T_g es la temperatura del gas en °K.

Para bancos de tubos desnudos, la pérdida de carga por fricción es aproximadamente la mitad de la cabeza de velocidad por fila. Para tubos con superficies extendidas lo mejor es utilizar datos de fabricante o bien emplear correlaciones específicamente desarrolladas para la configuración particular. Si no se dispone de tal información, se puede utilizar la relación generalizada de Schweppe y Torrijos.

Pérdidas en la chimenea y en los reguladores (dampers)

Las pérdidas de carga en las otras partes del horno se pueden estimar a partir de los valores siguientes:

Lugar	Cabezas de velocidad
Entrada a la chimenea	0,5
Damper	1,5
Chimenea y ductos	1,0 a 50 diámetros
Salida de la chimenea	1,0

Otras pérdidas puede calcularse en forma similar, a partir de datos de perdidas comúnmente publicados.

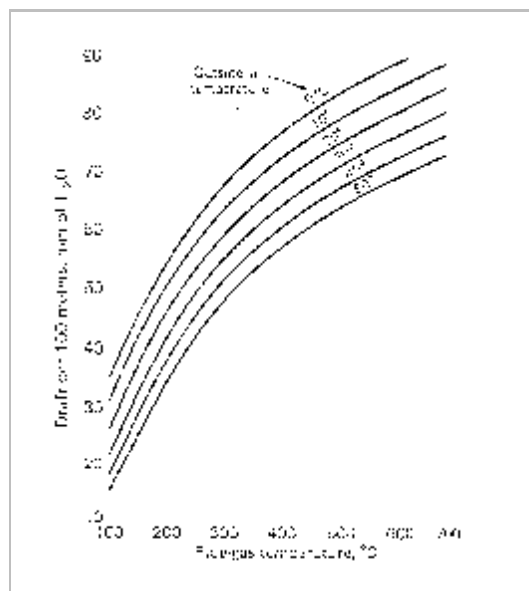
Tiro de la chimenea

El tiro de la chimenea depende de la diferencia de densidades entre los gases calientes a la salida de la chimenea y el aire circundante. El peso molecular del gas de combustión es completamente insensible a la composición del combustible y su valor está alrededor de 28.5 para los más comunes. Sobre esta base, el tiro por cada 100 m de altura se puede obtener de la Figura 11. Tener en cuenta que altas secciones de convección tienen su propio tiro, lo que debe ser considerado en los cálculos.

Cuando se calcula el tiro disponible, se deben tomar temperaturas de chimenea un poco más bajas, para tener en cuenta las pérdidas de calor que producen las entradas de aire y pérdidas similares. En cuanto grados debe reducirse depende de la temperatura de los gases de combustión y del grado de aislación de la chimenea y sus conductos. Para una chimenea sin revestimiento, y una temperatura de gases de

combustión de 400°C, se considera que 50°C menos es una reducción aceptable.

Figura 11 Tiro de la chimenea por cada 100 m, expresado en mm de columna de agua.



La mayoría de las plantas de procesos están ubicadas casi a nivel del mar. No obstante, para instalaciones por encima de los 300 m de altura, se debe tener en cuenta la disminución de la presión atmosférica. Presiones atmosféricas más bajas aumentan el volumen de gas, y por lo tanto la pérdida de carga a través del horno y la chimenea. Al mismo tiempo, esto disminuye el tiro debido a la menor diferencia de densidades. Los factores de corrección para la densidad del gas y para el tiro en la chimenea se presentan en la tabla siguiente.

Correcciones por altitud de densidad del gas y tiro de la chimenea

Altura sobre el nivel del mar (m)	Factor de Corrección
0	1,000
500	0,942
1000	0,887
1500	0,835
2000	0,785
2500	0,738
3000	0,694

Multiplicar la ecuación de densidad a nivel del mar (ec. 12) y tiro de la chimenea (Fig. 11) por el factor de corrección.

EVALUACIÓN GENERAL DEL HORNO

El diseño de un horno real requiere de la combinación entre relaciones de intercambio de calor y contenido de calor de los gases de combustión con los flujo especificados, las temperaturas y las cargas térmicas requeridas del fluido de proceso. Esto debe hacerse para cada corriente y para cada zona del horno. En la mayoría de los casos, hay demasiados factores involucrados como para poder resolver en forma simultánea todas las ecuaciones. En su lugar, se debe seguir un procedimiento iterativo con aproximaciones sucesivas.

La forma de resolver cualquier problema específico depende del tipo de horno bajo análisis, y de la finalidad del cálculo. Por ejemplo, el procedimiento para evaluar la oferta de un vendedor no será necesariamente el mismo que para el chequeo de un diseño inicial. Inclusive, otros métodos de cálculo podrían ser necesarios para evaluar los efectos de las modificaciones en un horno existente.

Las correlaciones y procedimientos precedentes han sido presentados para la realización de los cálculos en forma manual. Esto es para permitir que el ocasional usuario obtenga resultados válidos con esfuerzo y rapidez razonables. Los muchos cálculos repetitivos, no obstante, sugieren el aprovechamiento de computadoras, particularmente cuando uno maneja una significativa cantidad de hornos para diseñar.

Además, de acelerar los cálculos iterativos, con el uso de computadoras también podemos realizar cálculos más exactos, ajustados a una situación específica con alguna de las correlaciones generalizadas. Por ejemplo, las figuras 3, 8 y 9 están basadas en los combustibles líquidos y gaseosos más comunes. Con cálculos en computadora, es más fácil calcular la composición de los gases de combustión, cantidad y contenido de calor para un combustible específico y condiciones específicas de combustión. De ésta manera, se pueden evaluar combustibles o condiciones de combustión poco comunes.

Cuando se desarrollen tales programas, hay que incluir procedimientos para que un horno pueda ser diseñado con criterios de funcionamiento específicos, o de forma tal que el funcionamiento de un mismo horno se pueda evaluar en distintas condiciones de operación.

Además de lo mencionado, hay un número de opciones que podrían ser incluidas, dependiendo de las necesidades individuales. Requerimientos típicos son posibilidad de operar con múltiples combustibles, descarga de gases a una turbina, precalentamiento del aire de combustión, y sofisticados sistemas de recuperación de calor en la zona de convección. El grado hasta el cual se pueden considerar estas variaciones es un factor importante en la determinación de la complejidad del programa de computadora.

Los programas de computadora de este tipo son muy valiosos para manejar numerosos y repetitivos cálculos involucrados en la optimización de un nuevo diseño de planta, para confirmar la validez de las propuestas de vendedores, y para la predicción del efecto de distintos tipos de combustibles o condiciones de operación sobre el funcionamiento de hornos existentes.

Hay, por supuesto, muchos factores adicionales a la evaluación del cálculo que deben considerarse en el diseño básico de un horno. Algunos factores típicos a considerar son los flujos de calor permitidos, las relaciones entre los valores pico y promedio de flujo de calor, el arreglo de tubos en el horno, el volumen de los gases de combustión, el tamaño y ubicación de los quemadores. Todos estos factores son muy importantes, pero su discusión está fuera del alcance de éste artículo.

Lo que aquí ha sido presentado es un procedimiento relativamente simple que puede ser usado para calcular los flujos de transferencia de calor y eficiencia para un amplio rango de hornos. La experiencia ha demostrado que los resultados son lo suficientemente precisos como para cumplir las necesidades de la mayoría de los ingenieros.

Nomenclatura

A	Area, m^2
A_{cp}	Area de la superficie plana fría, m^2
A_e	Area total de la envolvente del horno, m^2
A_t	Area superficial del tubo, m^2
F	Factor de intercambio radiante
G	Velocidad másica por unidad de área en la mínima sección transversal, $kg/(m^2)(s)$
h	Coefficiente de transferencia de calor, $kcal/(h)(m^2)(^{\circ}C)$
L	Longitud media de radiación, m
P	Presión parcial de los componentes radiantes, atm
p_v	Cabeza de velocidad, mm de H_2O
q	Flujo de calor, $kcal/h$

T	Temperatura, °K
V	Volumen, m ³
W _B	Radiación emitida desde un cuerpo negro, kcal/(h)(m ²)
α	Factor de comparación entre un banco de tubos y un plano
ρ	Densidad, kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, 4.92 x 10 ⁻⁸ kcal/(h)(m ²)(°K)

Subíndices

a	Aire de combustión
c	Transferencia de calor por convección
f	Combustible
g	Gases de combustión
L	Pérdidas
n	Calor neto de combustión
R	Zona o sección de radiación
r	Transferencia de calor por radiación
S	Transferencia de calor por radiación al banco de escudo y de convección
t	Superficie del tubo

Referencias

1. McAdams, W.H., "Heat Transmission", 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1954.
2. Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1963.
3. Lob, W.E., and Evans, J.E., Heat Transfer in the Radiant Section of Petroleum Heaters, *Trans. of AIChE*, Vol. 35, 1939, pp. 743-778.
4. Monrad, L.L., Heat Transmission in Convection Section of Pipe Stills, *Ind. & Eng. Chem.* Vol. 24, 1932, p. 505.
5. Schweppe, J.L., and Torrijos, C. Q., How to Rate Finned-Tube Convection Section in Fired Heaters, *Hydrocarbon Proc.*, Vol. 43, No. 6, 1964, p. 159.

El Autor

Norman Wimpress, ingeniero jefe asistente de C.F. Braun & Co. (Alhambra, CA 91802), ha tenido mas de 30 años de experiencia en el diseño y operación de hornos de proceso. Se recibió de ingeniero en el California Institute of Technology y completo sus estudios de Master en Ciencias (MS) en ingeniería química en el Massachusetts Institute of Technology.