

56
2 ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

ALGORITMO Y SISTEMA DE CALCULOS APLICADOS
A PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE
CALOR POR RADIACION

T E S I S

JOSE ANTONIO JIMENEZ CASTELLANOS

INGENIERO QUIMICO

MEXICO, D. F.

1985



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

Indice	1
I.- Introducción	4
II.- Generalidades	6
2.1.- Introducción a la transferencia de calor	6
2.1.1.- Mecanismos de transferencia de calor	6
2.1.2.- Leyes de la transferencia de calor	9
2.2.- Naturaleza de la radiación térmica	11
2.2.1.- Distribución de la energía radiante	12
2.2.2.- Potencia emisiva	14
2.3.- Propiedades de la radiación	15
2.3.1.- Emisividad	16
2.3.2.- Absorbatividad	17
2.3.3.- Reflexividad	17
2.3.4.- Transmitividad	18
2.4.- Cuerpo negro. Definición	18
2.4.1.- Interrelaciones entre emisividad y absorbatividad	
Ley de Kirchhoff	18
2.5.- Ley de Stefan-Boltzmann	20
2.5.1.- Intercambio de energía entre cualquier fuente y cualquier receptor	22
III.- Aplicaciones	27
3.1.- Introducción	27
3.2.- Clasificación de calentadores	27
3.3.- Calentadores a fuego directo	28

3.4.-	Clasificación de los calentadores a fuego directo	31
3.4.1.-	De acuerdo al tamaño	32
3.4.2.-	De acuerdo al servicio	32
3.4.3.-	De acuerdo a la colocación del serpentín de calentamiento en la sección de radiación	32
3.4.4.-	De acuerdo al suministro de aire y eliminación de los gases de combustión	33
3.5.-	Calentador cilíndrico vertical todo radiante	34
IV.-	Modelo generalizado para la transferencia de calor por radiación	36
4.1.-	Métodos empíricos	37
4.1.1.-	Ecuación de Hudson	37
4.1.2.-	Ecuación de Orrok	38
4.1.3.-	Ecuación de Wilson, Lobo y Hottel	38
4.1.4.-	Ecuación de Hottel	39
4.1.5.-	Ecuación de Debaufre	40
4.1.6.-	Ecuación de Mekler	40
4.1.7.-	Limitaciones de los métodos empíricos	41
4.2.-	Métodos semiteóricos	42
4.2.1.-	Modelo del calentador largo	42
4.2.2.-	Modelo del calentador agitado	44
4.2.3.-	Métodos de zonas	47
4.2.4.-	Métodos de flux	49
4.2.5.-	Métodos Montecarlo	51
4.3.-	Descripción del método Lobo y Evans	54
4.3.1.-	Transferencia de calor en la sección de radiación	55
4.3.2.-	Superficie de plano frfo equivalente	56

4.3.3.-	Factor total de intercambio	59
4.3.4.-	Transferencia por convección	64
4.3.5.-	Flujo total de transferencia de calor	68
4.3.6.-	Balance de calor	68
4.3.7.-	Temperaturas	69
4.3.8.-	Absorción de calor	71
4.3.9.-	Procedimiento de cálculo	72
V.-	Desarrollo del sistema de cálculo por microcomputadora (BASIC)	74
5.1.-	Generalidades	74
5.2.-	Características del sistema de cálculo	75
5.3.-	Diagrama de flujo (bloques)	75
5.4.-	Listado del programa	77
5.5.-	Ejemplos resueltos	86
5.5.1.-	Ejemplo resuelto para simulación	86
5.5.2.-	Ejemplo resuelto para diseño	88
VI.-	Conclusiones y recomendaciones	91
	Apéndice A	93
A.1.-	Método de las cuerdas cruzadas	93
	Apéndice B	102
B.1.-	El factor de intercambio	102
B.2.-	Evaluación de la emisividad del gas	112
B.2.1.-	Cálculo de la longitud promedio del haz radiante	122
B.3.-	Cálculo de la emisividad del tubo	126
	Nomenclatura	130
	Bibliografía	133

C A P I T U L O I
I N T R O D U C C I O N

El intenso crecimiento de la tecnología se ha visto acelerado debido a la aparición de los microprocesadores, como componentes básicos de las computadoras, provocando la sistematización de los procedimientos de cálculo, lo cual facilita y hace más dinámico el cálculo repetitivo, - que es muy común encontrarlo en el campo científico.

En el caso que acontece en el desarrollo del presente trabajo, es específicamente el uso de las microcomputadoras, las que han invadido todos los campos de la investigación, y por supuesto en la Ingeniería Química. El uso de las microcomputadoras por los ingenieros químicos se está convirtiendo en una necesidad imperiosa, por lo que se plantea la introducción de la computación como uno de los instrumentos básicos para el mejor desarrollo de la profesión.

En el presente trabajo se hace una investigación del diseño y simulación de calentadores a fuego directo, apoyándose en la computación como herramienta de cálculo.

Los calentadores a fuego directo, como se verá en el capítulo III, tienen una gran aplicación en la industria. Siendo este tipo de horno un caso simple, en el que se considera primordialmente los efectos de la radiación.

Para este fin se presenta la teoría de la radiación en diversos aspectos, como el cuerpo negro, sus propiedades, y las interrelaciones entre dichas propiedades, etc.

En el caso de hornos, existe poca información acerca del diseño de éstos; además, los métodos existentes son empíricos y semiempíricos.

Por otro lado, el planteamiento del algoritmo para simulación y diseño del calentador se basa en el método de Lobo y Evans, que es el más utilizado a la fecha, del cual se han hecho variaciones y ciertas correcciones.

Para la sistematización de los procedimientos de cálculo, se han desarrollado las fórmulas correspondientes y en el caso de relaciones empíricas a partir de datos experimentales, se han obtenido las correlaciones respectivas que representan a dichos datos.

Se realizó el programa en lenguaje BASIC, de manera sencilla, de tal modo que se puedan hacer las modificaciones pertinentes en un futuro. Para esto se plantea que sea de forma conversacional usuario-máquina, permitiendo así una mayor versatilidad en el proceso, lo que conlleva a la simulación y diseño del calentador.

CAPITULO II
GENERALIDADES

2.1.- Introducción a la transferencia de calor.

Las leyes de transferencia de calor son de importancia controlante en el diseño y operación de varias y diversas formas de generadores de vapor, hornos, precalentadores, cambiadores, enfriadores, evaporadores y condensadores, en numerosas industrias.

En algunos casos, el objetivo primario es obtener la máxima proporción en la transferencia de calor por unidad de superficie compatible con factores económicos. En otros casos, el objetivo es el ahorro de calor, como en cambiadores, recuperadores y regeneradores. Y aún en otros casos, el propósito es minimizar el flux de calor con el uso de aislamiento. Generalmente, en un problema dado, los tres objetivos son importantes.

2.1.1.- Mecanismos de transferenciã de calor

a) Conducción.- Es la transferencia de calor en un sólido opaco homogéneo de una parte a otra, bajo la influencia de un gradiente de temperatura, sin un apreciable desplazamiento de las partículas. La conducción involucra la transferencia de energía cinética de una molécula a otra adyacente; es el único mecanismo de flujo de calor en un sólido opaco. En sólidos con cierta transparencia, como el vidrio y el cuarzo, cierta energía es transmitida por radiación, así como también por conduc-

ción. En el caso de gases y líquidos, la conducción puede ser complementada por convección y radiación. En un fluido que va en una corriente de vapor, el calor es transmitido por conducción en ángulo recto a la dirección de flujo.

b) Convección.- Involucra la transferencia de calor al mezclar una parte de fluido con otra. El movimiento del fluido puede ser enteramente el resultado de la diferencia de densidades y ésta, a su vez, resulta de la diferencia de temperaturas, como en el caso de convección natural; el movimiento también puede ser producido por medios mecánicos, que es el caso de la convección forzada. La energía también es transferida simultáneamente por conducción molecular y, en medios transparentes, por radiación. En la medición de la conductividad térmica de gases y líquidos, el flujo descendente de calor se emplea frecuentemente para evitar la transferencia por convección; en gases transparentes, se debe restar la radiación de la fuente de calor al vertedero.

c) Radiación.- Un cuerpo caliente emite energía radiante en todas direcciones. Cuando esta energía choca con otro cuerpo, una parte puede ser reflejada, y otra parte puede ser transmitida a través del cuerpo; en ese caso, dicho cuerpo va a ser diatermano. El resto es absorbida y cuantitativamente transformada en calor (excepto en casos raros donde las reacciones fotoquímicas son inducidas y la energía es consumida por otros caminos como en la fisión nuclear).

Si dos cuerpos, uno más caliente que el otro, son puestos en un sistema cerrado, habrá un continuo cambio de energía entre ellos. El cuerpo más caliente radia más energía de la que absorbe y viceversa. Aún después del equilibrio de temperatura que se establece el proceso continúa, cada cuerpo radiando y absorbiendo energía. Ciertos gases, así como los sólidos, son capaces de absorber y radiar energía térmica.

En la mayoría de los casos el calor es transferido por más de uno de los tres mecanismos, es preferible utilizar el término transmisión para describir todo el proceso, reservando el uso de los términos radiación, convección, y conducción para aquella porción de la transmisión de calor realizada por el mecanismo designado. El término radiación es del que generalmente más se ha abusado de los tres.

La teoría de propagación de energía radiante puede ser considerada desde dos puntos de vista:

a) Teoría clásica de ondas electromagnéticas y b) Teoría cuántica. El punto de vista clásico de la interacción de la radiación y la sustancia cedida, es en la mayoría de los casos un conjunto de ecuaciones remarcablemente similares a los resultados cuánticos. Con unas pocas excepciones, la radiación térmica puede entonces ser vista como un fenómeno basado en el concepto clásico de transporte de energía por ondas electromagnéticas. Lo cierto es que, ya sean ondas o cuantos, no es realmente importante para un ingeniero. A través del presente trabajo, la teoría -

de ondas será generalmente aplicada por su gran utilidad en cálculos ingenieriles y generalmente produce la misma forma de ecuaciones que la teoría cuántica.

2.1.2.- Leyes de la transferencia de calor

a) Conducción.- La ley de Fourier (11) para conducción unidireccional de calor dice que la rapidez de flujo de calor $dQ/d\theta$ es igual al producto de tres factores: El área A de la sección, tomada en ángulo recto a la dirección de flujo de calor; el gradiente de temperatura $-dt/dx$, que es el cambio de rapidez de temperatura t con respecto a la trayectoria x ; y la conductividad térmica k , que es una propiedad física del material. La ley de Fourier se expresa matemáticamente como:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -k A \Delta t \quad \dots \quad (2.1)$$

La forma diferencial de esta ecuación es unidireccional y puede ser aplicada a casos en los cuales el gradiente de temperatura varía con respecto al tiempo, así como a la posición. En todos los casos de flujo de calor por conducción, debe existir un gradiente de temperatura. Si la temperatura de un punto dado en un cuerpo varía con el tiempo, la rapidez de flujo de calor variará también con el tiempo.

b) Convección.- En 1701 Newton (25) definió la rapidez de transferencia de calor q_c de una superficie de un sólido a un fluido por la ecuación:

$$q_c = h_m A (t_w - t) \quad \dots \quad (2.2)$$

donde h_m es el coeficiente de transferencia de calor de la superficie al fluido, excluyendo cualquier radiación, A es el área de la superficie, t_w es la temperatura de la pared, y t es la temperatura que tiene el fluido. Para conducción en sólidos, y para radiación a través de medios transmeccanismos son conocidos, y las ecuaciones de transferencia de calor son seguras. Pero con la transferencia de calor de un sólido a un fluido, la situación es mucho más compleja, y la ecuación 2.2 no es una ley ni seguramente la definición del coeficiente de transferencia de calor.

c) Radiación térmica.- La ecuación básica para radiación térmica de un radiador ideal (el cuerpo negro) fue descubierta empíricamente por Stefan (32) en 1879 y fue derivada teóricamente por Boltzman (7) en 1884:

$$dq_r = \sigma dA T^4 \quad \dots \quad (2.3)$$

donde dq_r/dA es la rapidez de transferencia de calor por radiación de un lado del elemento "negro" de área dA , T es la temperatura absoluta de la superficie y σ es la constante de Stefan-Boltzmann y su magnitud sólo depende de las unidades empleadas.

Con superficies grises (que tienen emisividades menores que las del cuerpo negro) la radiación neta entre dos superficies en un sistema que contiene un medio transparente a la radiación térmica puede ser estimada por la ecuación desarrollada por Hottel (22):

$$q_{h,t} = \sigma A_1 \mathcal{F}_{12} (T_1^4 - T_2^4) \dots \quad (2.4)$$

donde \mathcal{F} es la función de la geometría y de la emisividad de las dos superficies.

2.2. Naturaleza de la radiación térmica

Cuando un cuerpo es calentado, la energía radiante es emitida a una cierta rapidez y a una calidad determinada, y depende primordialmente de la temperatura del cuerpo. Así, por ejemplo, cuando el filamento de una lámpara incandescente es calentada eléctricamente, la cantidad de energía emitida por unidad de tiempo y la proporción de la radiación visible emitida (luz) crecen conforme aumenta la temperatura del filamento. A temperaturas aproximadamente abajo de 1000°F, la radiación no se percibe por el ojo humano, pero se puede percibir. Ciertos materiales cuando son excitados por descargas eléctricas, bombardeados por electrones, expuestos a la radiación de una longitud de onda apropiada, o al dejarlos reaccionar químicamente, emiten una radiación característica, la cual muestra un espectro discontinuo, con energía concentrada en ciertas longitudes de onda, características de la emisión de la sustancia.

Ciertos sólidos y líquidos, cuando son iluminados por luz de cierta longitud de onda sin cambio apreciable en la temperatura, emiten una radiación característica descrita como fluorescencia, si la emisión cesa con la iluminación, y como fosforescencia si la emisión continúa a un determinado tiempo después de que la iluminación cesa. El término radiación térmica es usado ampliamente para describir la energía radiante

emitida como consecuencia de la temperatura de un cuerpo, pero limitada--mente para describir la cantidad y calidad de radiación, la cual depende únicamente de la temperatura y no de la naturaleza del cuerpo emisor.

2.2.1.- Distribución de la energía radiante

Un cuerpo a una temperatura dada emitirá radiación en el rango completo de las longitudes de onda y no en una longitud de onda simple. Esto se atribuye a la existencia de una variedad infinita de osciladores lineales. La energía emitida a cada longitud de onda puede determinarse mediante el uso de un prisma dispersor y una termopila. Tales medidas, en un cuerpo dado, producirán curvas como las mostradas en la fig. 2.1 para cada temperatura establecida. Las curvas son gráficas de la intensidad de la energía radiante I_{λ} BTU/h pie² micrón VS las longitudes de onda en micrones, determinadas a diferentes longitudes de onda y puntos --conectores. Para cada temperatura en particular, cada curva posee una --longitud de onda a la cual la cantidad de energía espectral emitida es un máximo. Para el mismo cuerpo a menor temperatura, la intensidad de máxi--ma radiación obviamente es menor, pero es también significativo que la --longitud de onda a la cual el máximo ocurre es mayor. Puesto que la curva para una sola temperatura describe la cantidad de energía emitida por una longitud de onda, el área bajo la curva debe ser igual a la suma de --toda la energía radiada por el cuerpo a todas sus longitudes de onda. La máxima intensidad está por debajo de 3/4 a 400 micrones, indicando que el calor rojo es una fuente de energía mucho mejor que el calor blanco. Si no fuera por este hecho, las lámparas incandescentes cercanas al blanco -

requerirían más energía para la iluminación y emitiría molestas cantidades de calor.

Cuando se consideran las propiedades de la radiación, es necesario diferenciar entre dos clases de ellas: la monocromática y la total. Una propiedad monocromática, tal como el valor máximo de I_{λ} en la figura 2.1, se refiere a una longitud de onda simple. Una propiedad total indica que es la suma algebraica de los valores monocromáticos de la propiedad. Radiación monocromática significa literalmente "un color" o una longitud de onda, pero experimentalmente se refiere en realidad, a un grupo o banda de longitudes de onda, puesto que éstas no pueden resolverse individualmente. Los valores monocromáticos no son importantes en la solución directa de los problemas en ingeniería, pero son necesarios para la derivación de las correlaciones básicas de radiación.

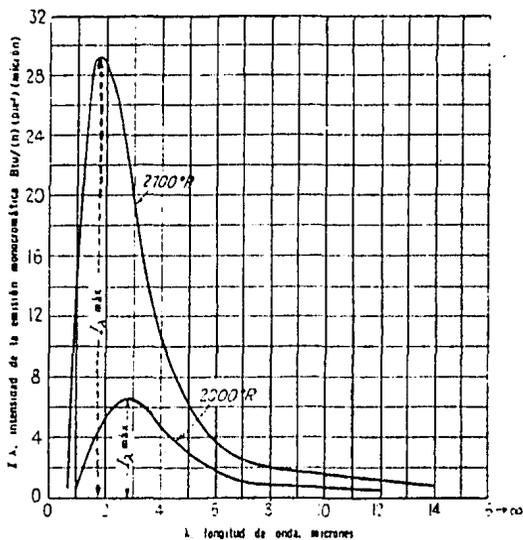


fig. 2.1

2.2.2.- Potencia emisiva

La cantidad total de energía radiante de todas las longitudes de onda emitida por un cuerpo por unidad de área y de tiempo, es la potencia emisiva total E , Btu/h pie². Si la intensidad de la energía radiante a cualquier longitud de onda en la figura 2.1 es I_λ , la potencia emisiva total es el área bajo la curva y puede ser calculada por:

$$E = \int_0^{\infty} I_\lambda d\lambda \quad \dots(2.5)$$

La correlación entre I_λ y λ fue el objeto de muchas investigaciones, - tanto experimentales como matemáticas durante el siglo diecinueve. Planck fue el primero que reconoció la naturaleza cuántica de la energía radiante y desarrolló una ecuación que se adapta a la curva de energía espectral de la figura 2.1 a cualquier temperatura. Está dada por:

$$I_\lambda = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \quad \dots(2.6)$$

donde I_λ = intensidad de emisión monocromática, Btu/h pie² micrón

λ = longitud de onda, micrones

C_1 y C_2 = constantes con valores 1.16×10^8 y 25,740

T = temperatura del cuerpo, °R

Wien (18) postuló otra ley conocida como la ley del desplazamiento de Wien, que establece que el producto de la longitud de onda -- del máximo valor de la intensidad monocromática de emisión y la temperatura absoluta, es una constante, o

$$\lambda T = 2,884 \text{ micrones } ^\circ\text{R} \quad \dots(2.7)$$

La ecuación 2.7 puede derivarse de la ec. 2.6 como sigue:

$$\frac{dI_\lambda}{d\lambda} = \frac{d}{d\lambda} \left(\frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} \right) = 0 \quad \dots(2.8)$$

$$(-5 C_1 \lambda^{-6}) (e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1) + C_1 \lambda^{-5} (e^{\frac{C_2}{\lambda T}}) \frac{C_2}{\lambda^2 T} = 0$$

$$\left(-5 + \frac{C_2}{\lambda T} \right) e^{\frac{C_2}{\lambda T}} + 5 = 0 \quad \dots(2.9)$$

Mediante prueba y error, el primer término es igual a -5 cuando $\lambda T = 2,884$.

Las determinaciones espectrales de la radiación recibida por la superficie de la tierra desde el sol y tomando en cuenta la absorción por la atmósfera, indican que el máximo de I_λ está aproximadamente a los 0.25 micrones, o sea, en el ultravioleta. Esto explica el alto contenido ultravioleta de los rayos del sol y el predominio del color azul en el espectro visible. La localización de este máximo permite una estimación de la temperatura del sol a partir de la ec. 2.7, a 11,000°F.

2.3.- Propiedades de la radiación

Antes de discutir el concepto idealizado de cuerpo negro se consideran algunos aspectos de la interacción de energía radiante incidente con la materia. La idea con que se está en contacto es que la interacción en la superficie no es sólo el resultado de propiedades de ésta, sino que depende también de lo que hay debajo.

Cuando la radiación se hace incidir sobre un cuerpo homogéneo en el caso simple de la luz, puede ser parcial o totalmente absorbida o reflejada. Si el medio que la recibe es transparente a la radiación, -- transmitirá algo de la energía a través del cuerpo mismo. Los efectos -- son aplicables a la energía radiante; y un balance de energía respecto a un receptor en el cual la energía incidente total es la unidad, está dada por:

$$a + r + \tau = 1 \qquad \dots(2.10)$$

donde a = absorbatividad

r = reflexividad

τ = transmitividad

2.3.1.- Emisividad

La emisividad es una medida de qué tan bien un cuerpo puede -- radiar energía, comparado con un cuerpo negro.

La habilidad emisora puede depender de factores tales como -- temperatura del cuerpo, longitud de onda particular (cuando se considera -- energía emitida) y el ángulo al cual la energía es emitida.

Generalmente, la emisividad se mide experimentalmente en una dirección normal a la superficie y como una función de la longitud de onda. El cálculo de la pérdida de energía de un cuerpo requiere de la emisión en todas direcciones , y para esto la emisividad es promediada para

todas las longitudes de onda y direcciones. Estos datos se encuentran en la bibliografía.

2.3.2.- Absorbatividad

La absorbatividad es definida como la fracción de la energía incidente en un cuerpo absorbida por el mismo. La radiación incidente es el resultado de las condiciones radiativas en la fuente de energía incidente. La distribución espectral de la radiación incidente es independiente de la temperatura o de la naturaleza física de la superficie absorbente (a menos que la radiación emitida de la superficie sea parcialmente reflejada otra vez a la superficie). Comparada con la emisividad, la absorbatividad es más compleja a causa de las características espectrales y direcciones de la radiación incidente.

Con frecuencia es más fácil la medición experimental de la emisividad que de la absorbatividad; por lo cual es preferible tener relaciones entre estas dos propiedades.

2.3.3.- Reflexividad

Las propiedades reflejantes de una superficie son más complicadas de especificar que la emisividad o la absorbatividad. Esto es a causa de que la energía reflejada no sólo depende del ángulo con el cual la energía incidente choca contra la superficie, sino además de la dirección que ha sido considerada para la energía reflejada.

Se podría definir reflexividad como la fracción de la radiación incidente que es reflejada por la superficie del cuerpo.

2.3.4.- Transmitividad

La transmitividad es la fracción de la radiación incidente -- transmitida a través de un cuerpo. Los cuerpos que no transmiten radiación se llaman cuerpos opacos, es decir, que la recibir o incidir sobre ellos radiación, no dejan transmitir ninguna fracción a través de ellos.

Como la mayoría de los materiales que se usan en ingeniería son opacos, no nos interesa la transmitividad, ya que en estos casos es despreciable.

2.4.- Cuerpo Negro. Definición

Un cuerpo negro es aquel que debe tener cero reflexión y una absorción interna completa, y que no haya, obviamente, transmisión. Esto será verdad para todo tipo de longitud de onda y ángulos de incidencia. -- Entonces, el cuerpo negro es un perfecto absorbedor de radiación incidente. Cualquier otro aspecto cualitativo de cuerpo negro será derivado de esta definición.

2.4.1.- Interrelaciones entre emisividad y absorbatividad. Ley de Kirchhoff.

Se considera un cuerpo de tamaño y forma determinados, colocado dentro de una esfera hueca a temperatura constante; suponga que el ai-

re ha sido evacuado. Después de que se alcanza el equilibrio térmico, la temperatura de la esfera será la misma, infiriéndose que el cuerpo está absorbiendo calor a idénticas velocidades. Se supone que la intensidad de la radiación incidente en el cuerpo sea I Btu/h pie², la fracción absorbida a_1 , y la potencia emisiva total E_1 Btu/h pie². Luego la energía emitida por el cuerpo de superficie total A_1 es igual a la recibida, o sea,

$$E_1 A_1 = I a_1 A_1 \quad \dots(2.11)$$

$$E_1 = I a_1 \quad \dots(2.12)$$

Si el cuerpo se reemplaza por otro de idéntica forma y si nuevamente se alcanza el equilibrio,

$$E_2 = I a_2 \quad \dots(2.13)$$

Si un tercer cuerpo, un cuerpo negro, se introduce, entonces

$$E_b = I a_b \quad \dots(2.14)$$

Pero por definición, la absorbatividad de un cuerpo negro es 1.0

$$\frac{E_1}{a_1} = \frac{E_2}{a_2} = E_b \quad \dots(2.15)$$

o en el equilibrio térmico, la razón de la potencia emisiva total a la absorbatividad para todos los cuerpos es la misma. Esto se conoce como la ley de Kirchhoff (18). Puesto que la máxima absorbatividad del cuerpo negro se toma como 1.0 de la ec. 2.10, su reflexividad debe ser cero. No se pueden obtener valores absolutos de la potencia emisiva total, pero

$$E_1 = a_1 E_b \quad \dots(2.16)$$

$$E_2 = a_2 E_b \quad \dots(2.17)$$

$$\frac{E_1}{E_b} = a_1 = \epsilon_1 \quad \dots(2.18)$$

$$\frac{E_2}{E_b} = a_2 = \epsilon_2 \quad \dots(2.19)$$

El uso de la razón de la potencia emisiva real a la potencia emisiva del cuerpo negro, bajo idénticas condiciones, se llama emisividad. Puesto que es la referencia, la emisividad del cuerpo negro es la unidad. Las emisividades de los materiales comunes que cubren un gran rango, se pueden encontrar en la bibliografía. Las emisividades son influidas por el acabado o pulido de las superficies y aumentan con la temperatura. -- Las superficies muy pulidas y blancas tienen, generalmente, valores menores que las superficies negras y rugosas. De la ec. 2.16 puede verse que cualquier cuerpo que tenga una alta emisividad como radiador tendrá alta absorbatividad cuando actúe como receptor.

Hay que recordar que para los cuerpos opacos no se considera la transmitividad por lo que la ec. 2.10 se reduce a:

$$a + r = 1 \quad \dots(2.20)$$

2.5.- Ley de Stefan-Boltzmann

Si un cuerpo negro perfecto radía energía, la radiación total puede ser determinada por la ley de Planck (28). Principiando con la -- ecuación del cuerpo negro monocromático (véase ecuación 2.6).

$$I = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

ésta puede ser aplicada para sumar toda la energía, al integrar el área -
bajo la curva de la figura 2.1 a temperatura fija.

$$E = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} d\lambda \quad \dots(2.21)$$

Sea $x = C_2/\lambda T$, $\lambda = C_2/Tx$, $d\lambda = (-C_2/Tx^2)dx$, de la cual

$$E_b = - \frac{C_1 T^4}{C_2^4} \int_0^{\infty} x^3 (e^x - 1)^{-1} dx \quad \dots(2.22)$$

Desarrollando el término entre paréntesis, da como resultado

$$E_b = - \frac{C_1 T^4}{C_2^4} \int_0^{\infty} x^3 (e^{-x} + e^{-2x} + e^{-3x} + e^{-4x} + \dots) dx \quad \dots(2.23)$$

Integrando cada término y sumando solamente los primeros cuatro como sig-
nificativos,

$$E_b = \frac{C_1 T^4}{C_2^4} \times 6.44 \quad \dots(2.24)$$

evaluando constantes

$$E_b = 0.173 \times 10^{-8} T^4 \quad \dots(2.25)$$

Esta ecuación es el área bajo la curva en la figura 2.1 de $x = 0$ a ∞ -
y establece que la radiación total de un cuerpo negro perfecto es propor-
cional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo. Esto
se conoce como la ley de Stefan-Boltzmann (27) designada comúnmente como
. Esta ecuación también fue deducida por Boltzmann de la segunda ley
de la termodinámica. La ec. 2.25 sirve como la principal correlación en
los cálculos de fenómenos de radiación, y es a la radiación lo que - - -

$Q = hA \Delta t$ es a la convección. Sin embargo, la ec. 2.25 se derivó para un cuerpo negro perfecto. De la ec. 2.18 si un cuerpo no es negro, la razón de la emisividad E/E_b y E puede escribirse como $E = E_{bc}$. La ec. 2.25 se transforma en:

$$E = \epsilon \sigma T^4 \quad \dots(2.26)$$

$$\frac{Q}{A} = \epsilon \sigma T^4 \quad \dots(2.27)$$

2.5.1.- Intercambio de energía entre cualquier fuente y cualquier receptor

El análisis del intercambio energético entre fuente y receptor, se hace de lo particular a lo general, el cual empieza con planos infinitos paralelos en donde cualquier punto de uno se conecta con el otro plano. Un caso más real sería para dos esferas o cilindros concéntricos, pero, aunque no hay fugas de radiación, estos casos son raros en la práctica ingenieril, principalmente en el diseño de hornos. La superficie receptora, tal como los bancos (rack) de tubos, es cilíndrica y puede obscurecer parcialmente algo de la superficie desde el punto de vista de la fuente. En un sistema compuesto de paredes y tuberías colocadas en diferentes arreglos, la geometría por la cual la radiación incide en las superficies y la manera en la cual estas superficies reflejan su energía, es difícil de evaluar. Se considera un arreglo de dos placas radiantes a temperatura T_1 y T_2 como se muestra en la figura 2.2. Las dos placas no están una frente a la otra y por lo mismo tienen únicamente una vista oblicua una de la otra. La placa inferior presentada isométricamente en

en el plano horizontal, radia en todas direcciones hacia arriba y al exterior. Algo de la radiación de la superficie de la placa caliente dA_1 -- cae en la segunda placa, pero no en una forma perpendicular a ella. La segunda placada dA_2 , reflejará algo de la energía incidente, pero únicamente parte de ella retornará a la primera placa. Para conocer el intercambio de energía entre las dos se considera lo siguiente: Las líneas \overline{eo} y $\overline{e'o'}$ son perpendiculares a las dos placas, respectivamente, por sus superficies mutuamente expuestas. La longitud de la línea más corta que junta a las dos placas por sus centros es r . Cuando se ve de o' se obtiene una imagen reducida de dA_1 . En lugar de isométricamente, la placa dA_1 puede ser vista por sus extremos como en la figura 2.3, donde dA_2 se supone perpendicular al plano del papel por simplicidad, la línea ab representa un lado de dA_1 , y la línea $a'b$ representa el ancho de ab obtenida en la vista desde o' . Puesto que eo y oo' son mutuamente perpendiculares a sus lados, el ángulo aba' debe ser igual a α_1 y el lado $a'b$ correspondiente a dA_1' es $dA_1' = dA_1 \cos \alpha_1$. Para la segunda placa, $dA_2' = dA_2 \cos \alpha_2$. El centro de la superficie dA_2' puede considerarse que está situada en el hemisferio que recibe la radiación de dA_1 , y la cantidad que cae en una superficie en el hemisferio, consecuentemente disminuye con el cuadrado del radio. Si ambos son cuerpos negros, la radiación de la placa 1 a la placa 2 es proporcional a la superficie normal expuesta de cada una e inversamente al cuadrado de la distancia entre ellas.

$$dQ_{1-2} = \frac{I_1}{r^2} dA_1' dA_2' \quad \dots(2.28)$$

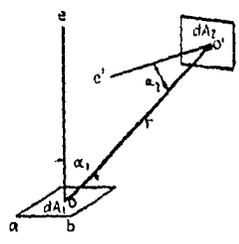


fig. 2.2

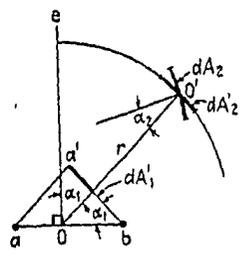


fig. 2.3

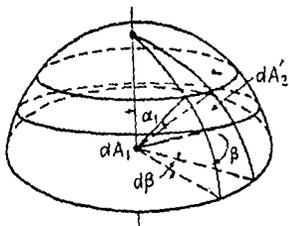


fig. 2.4

donde I_1 es la constante de proporcionalidad dimensionalmente igual a la intensidad de radiación. Sustituyendo las superficies originales,

$$dQ_{1-2} = \frac{I_1}{r^2} \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 dA_1 dA_2 \quad \dots(2.29)$$

Existe una importante correlación entre la intensidad I_1 y la potencia emisiva E . En la fig. 2.4 sea dw_1 el ángulo sólido que es por definición el área interceptada en una esfera dividida por r^2 . dA_1 es una pequeña placa en el centro del plano isométrico de la base. Entonces,

$$dw_1 = \frac{dA_1}{r^2} = \frac{r \operatorname{sen} \alpha \, d\beta \, r \, d\alpha}{r^2} \quad \dots(2.29a)$$

$$dw_1 = \operatorname{sen} \alpha \, d\alpha \, d\beta \quad \dots(2.30)$$

De las ecuaciones 2.29, 2.29a, 2.30,

$$\frac{dQ}{dA} = E_b = I_1 \int_0^{\pi/2} \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha \, d\alpha \int_0^{2\pi} d\beta \quad \dots(2.31)$$

$$= I_1 \pi$$

$$I_1 = \frac{E_b}{\pi} = \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad \dots(2.32)$$

Sustituyendo la ec. 2.32 en la ec. 2.29, el intercambio neto entre T_1 y T_2 es

$$dQ = \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 dA_1 dA_2}{\pi r^2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \dots (2.33)$$

Si $\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 dA_2 / \pi r^2$ se escribe como F_A . F_A se conoce como el factor geométrico de configuración. Para algunos sistemas es muy difícil de derivar, pero para otros arreglos básicos es muy simple.

Hottel (13) ha integrado ciertos casos para calcular F_A para ciertos arreglos geométricos puede entonces escribirse en la forma integrada

$$Q = F_A A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \dots (2.34)$$

Si las dos superficies son grises y, por lo tanto, no negras, de la ecuación que se derivó para la geometría de dos planos paralelos -- queda

$$Q = \frac{F_A A_1 \sigma}{(1/\epsilon_1) + (1/\epsilon_2) - 1} (T_1^4 - T_2^4) \dots (2.35)$$

Escribiendo F (factor de emisividad de cuerpos grises) para la corrección de emisividad, la ec. 2.35 se transforma en

$$Q = F_A F_\epsilon A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \dots (2.36)$$

CAPITULO III

APLICACIONES3.1.- Introducción

En la mayoría de los procesos en los que se involucra la -- transferencia de calor, la radiación tiene un papel relevante, ya que en los rangos de temperatura en los que la industria se trabaja, la mayor -- parte de calor se transfiere por radiación.

En la industria química se tiene un sinnúmero de equipos que requieren de una unidad de calentamiento para que se puedan llevar a cabo los diversos procesos para los cuales han sido diseñados.

Otro de los usos de la radiación que a últimas fechas se ha -- intentado explotar, es la transformación de energía radiante en otras for-- mas de energía (como calorífica, eléctrica y mecánica) mediante fotocel-- das que son muy usadas en el campo de la electrónica.

Entre los equipos más utilizados y que se basan en el mecanis-- mo de radiación para el transporte de energía térmica, se encuentran los calentadores, de los cuales se habla en la siguiente sección.

3.2.- Clasificación de los calentadores

Los calentadores en general se pueden clasificar en tres gran

des grupos en base al mecanismo de transferencia de calor imperante:

a) Calentadores a fuego directo.- El suministro de energía se da por medio del quemado de un combustible; la energía es absorbida -- por el sistema receptor y a continuación se transfiere hacia el medio deseado. El calor de combustión se transmite al cuerpo receptor mediante -- los mecanismos de radiación y convección.

b) Calentadores eléctricos.- En lugar de combustible, utilizan resistencias eléctricas y los mecanismos imperantes son la radiación y la convección.

c) Calentadores de tubos.- La transferencia de calor se lleva a cabo entre tubos (generalmente el fluido caliente se pone dentro de los tubos y el frío baña a los tubos). Las paredes de los tubos que separan a los dos fluidos, absorben calor del fluido caliente y a continuación -- por el mecanismos de convección de las paredes, transmiten el calor al -- fluido frío.

3.3.- Calentadores a fuego directo

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

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

La figura 3.1 presenta el diagrama de un calentador a fuego directo típico. Consiste de una cámara de combustión o sección radiante, una sección de convección, un colector del gas de combustión frío y finalmente una chimenea para eliminar el gas y proporcionar tiro.

La sección de radiación proporciona el espacio necesario para que el combustible se mezcle completamente con aire y sea quemado. Con-- tiene además tubos para absorber el calor, los cuales reciben gran parte del calor del gas de combustión, antes de que éste pase a la sección de convección. Por lo general los tubos se colocan alrededor de la cámara de combustión y cercanos a las paredes refractarias, como se muestra en el diagrama. Sin embargo, en algunas aplicaciones, los tubos pueden estar colocados en el centro del horno, con los quemadores dispuestos de manera que calienten a ambos lados de los tubos. A los niveles de temperatura presentes en la cámara de combustión, la mayor parte de calor se -- transfiere por radiación, por lo tanto, el arreglo de los tubos debe ser tal que propicie una absorción radiante uniforme y eficiente.

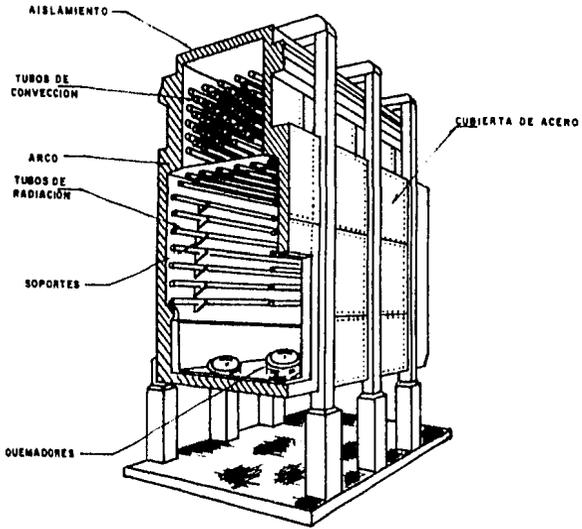


Fig. 3.1

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

La chimenea debe coleccionar y eliminar el gas de combustión sin ocasionar pérdidas por fricción excesivas, y proporcionar el tiro suficiente para arrastrar los gases a través de la cámara de combustión y sección de convección.

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

3.4.- Clasificación de los calentadores a fuego directo

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

3.4.1.- De acuerdo al tamaño

El tamaño de un calentador a fuego directo se define en términos de su capacidad de absorción de calor de diseño, o carga térmica. -- Los rangos van desde medio millón de Btu/hr. hasta mil millones de Btu/hr.

3.4.2.- De acuerdo al servicio

Los requerimientos de la industria de proceso para calentadores a fuego directo se dividen en seis categorías generales de servicio:

- Rehervidores de columna.
- Precalentadores e alimentación de columnas fraccionadoras.
- Precalentadores de alimentación a reactores.
- Calentadores de fluidos de transferencia de calor.
- Calentadores de fluidos viscosos.
- Reactores a fuego directo.

3.4.3.- De acuerdo a la colocación del serpentín de calentamiento en la sección de radiación

La clasificación más importante de los calentadores a fuego directo se refiere a la colocación del serpentín de calentamiento, es decir, si los tubos están colocados horizontal o verticalmente.

- Cilíndrico vertical todo radiante.
- Cilíndrico vertical de serpentín helicoidal.
- Cilíndrico vertical con convección cruzada.
- Cilíndrico vertical con convección integrada.
- De arco.

- Tubos verticales doble calentamiento.
- Tubos horizontales tipo cabaña.
- Tubos horizontales tipo caja con doble celda.
- Tubos horizontales tipo cabaña con pared divisora.
- Tubos horizontales tipo caja con calentamiento al extremo.
- Tubos horizontales tipo caja con calentamiento al extremo y sección de convección lateral.
- Tubos horizontales doble calentamiento.

3.4.4.- De acuerdo al suministro de aire y eliminación de los gases de combustión

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

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

Debido a que en un calentador a fuego directo, los mecanismos de transferencia de calor que se presentan son: radiación y convección. - Y ya que dentro de los objetivos del presente trabajo está la ejemplificación de la transferencia de calor por radiación, se ha seleccionado un tipo de horno en el que principalmente se suministre calor por radiación.

3.5.- Calentador cilíndrico vertical todo radiante

El serpentín de tubos está colocado verticalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión. Los calentadores a fuego directo de este tipo tienen un bajo costo, baja eficiencia de operación y - requieren un mínimo de área. Las cargas térmicas típicas varían de 0.5 a 20 millones de Btu/hr. En los rangos de 0 a 5 millones de Btu/hr el mecanismo de transferencia de calor por convección es despreciable, empezando a ser considerable a partir de los 5 millones de Btu/hr (ver fig. 3.2).

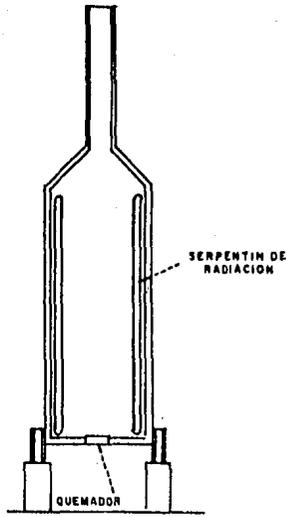


Fig. 3.2

C A P I T U L O . I V

MODELO GENERALIZADO PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION

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

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

La validez o significado de un método radica precisamente en considerar el mayor número de variables que afectan la transmisión de ca-

lor, tomando en cuenta la versatilidad de aplicación para los diferentes diseños de calentadores a fuego directo.

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

4.1.- Métodos Empíricos

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

4.1.1.- Ecuación de Hudson (17).

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

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{GC}{45}} \quad \dots(4.1)$$

en donde:

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

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/hr

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

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

4.1.2.- Ecuación de Orrok (26)

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

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{G \cdot C_o}{27}} \quad \dots(4.2)$$

en donde:

Q = Calor total de la sección radiante, BTU/hr

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/hr

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

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

4.1.3.- Ecuación de Wilson, Lobo y Hottel (34)

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

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{G \sqrt{Q_F} / \alpha A_{cp}}{4200}} \quad \dots(4.3)$$

en donde:

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

Q_F = Calor liberado por el combustible, BTU/hr

α A_{cp} = Superficie del plano frío equivalente, pies cuadrados

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

4.1.4.- Ecuación de Hottel (12)

Hottel propuso el siguiente tipo de ecuación:

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + \frac{7880 \sqrt{H/\alpha_{Acp} \psi}}{(H/N)^{1.82}}} \dots(4.4)$$

en donde:

α_{Acp} = Superficie del plano frío equivalente, pies cuadrados

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

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

ψ = Factor total de intercambio definido por la siguiente ecuación:

$$q = 0.173 \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] (\alpha_{Acp} \psi) \dots(4.5)$$

en donde:

q = Calor transferido por radiación, BTU/hr

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

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

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

4.1.5.- Ecuación de DeBaufre (10)

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

$$q = A_c E \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad \dots(4.6)$$

en donde:

q = Calor transferido por radiación, BTU/hr

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

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

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

E = Factor de efectividad de la superficie fría

DeBaufre intentó correlacionar a E como función de la velocidad de liberación de calor por unidad de volumen del horno, pero esta correlación no es buena. Para las condiciones del cuerpo negro E tiene un valor máximo de 0.173×10^{-8} BTU/hr Pie² °R⁴.

4.1.6.- Ecuación de Mekler (23)

Mekler propone la siguiente ecuación:

$$q = 0.174 C S_e \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad \dots(4.7)$$

en donde:

q = Calor transferido por radiación, BTU/hr

Se = Superficie equivalente "efectiva" de calentamiento, pies cuad.

C = Coeficiente empírico dependiente de TG

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

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

4.1.7.- Limitaciones de los métodos empíricos

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

Es evidente que estos métodos son de mayor utilidad cuando se utilizan como complemento de algún otro, o bien, para cálculos específicos como predecir algún cambio en las condiciones de operación de los hornos, comparación de rendimiento de los hornos bajo diversas condiciones de operación, etc.

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

métodos semiteóricos.

4.2.- Métodos Semiteóricos

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

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

4.2.1.- Modelo del calentador largo

Este sistema se caracteriza por las tres suposiciones siguientes:

a) La combustión ocurre tan rápidamente comparada con el tiempo total de residencia del gas en el calentador que la temperatura del gas en el quemador es la temperatura de flama adiabática.

b) La longitud del calentador en la dirección del flujo del gas es tan grande comparada con sus otras dos dimensiones que el flux radiante neto en la dirección del flujo del gas puede ignorarse en relación al flux normal a él.

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

Un balance de calor para igualar la velocidad con que pierde calor el gas de combustión en el flujo de calor a la superficie fría y a través de las paredes del horno, proporciona la ecuación 4.8 en la cual - el cambio de entalpía en el gas $-dH$ y los flujos de calor $q_{g=1}$ y q_{go} del gas a la superficie fría y a través del refractario, son funciones de la temperatura absoluta T_g del gas a la distancia x corriente abajo de los quemadores.

$$x = \int_{H_F}^H \frac{-dH}{q_{g=1} + q_{go} P_r} \quad \dots(4.8)$$

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

Si se supone además que el gas de combustión es un gas gris - (un gas cuya absorbencia (22) es independiente de la longitud de onda, de la radiación y de la temperatura), la velocidad neta de transferencia a la superficie fría está dada por la ecuación:

$$Q_{g=1} = P_1 q_{g=1} x = (\overline{GS}_1)_R (E_g - E_1) \quad \dots(4.9)$$

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

El área total del intercambio en presencia del refractario $\overline{(GS_1)_R}$ se obtiene de resolver la ecuación que proporciona el flujo radiante total que emita una superficie, o radiosidad (19), considerando a todos los poderes de emisión iguales a cero excepto E_g y la reflectividad del refractario $P_r = 1$.

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

4.2.2.- Modelos del calentador agitado

Los primeros métodos suponen que el calentador contiene un gas completamente mezclado a la temperatura T_g y que la superficie fría también es isotérmica a la temperatura T_1 . En ausencia de transferencia de calor convectivo a la superficie fría y considerando completamente adiabático el refractario, se utiliza la ecuación 4.9 para calcular la velocidad de transferencia de calor a la superficie fría.

Lobo y Evans (21) consideraron al calentador como bien agitado pero no completamente mezclado al suponer que los productos de combustión salen de la sección de radiación de los calentadores a T_g , en donde T_g es la temperatura efectiva del gas en la sección de radiación.

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

$$\frac{H_F - Q_{g=1}}{H_F} = \frac{T_g - \Delta - T_O}{T_{AF} - T_O} \quad \dots(4.10)$$

T_{AF} se obtiene de dividir H_F por la capacidad térmica promedio de los productos de combustión entre $T_g - \Delta$ y T_O . La eliminación de T_g utilizando 4.9 y 4.10 y reemplazando los poderes de emisión de cuerpo negro por σT_g^4 y σT_1^4 resulta en:

$$\frac{Q_{g=1}}{\sigma(GS_1)_R} + T_1^4 = T_{AF}^4 \left[1 + \frac{\Delta}{T_{AF}} - \frac{Q_{g=1} (T_{AF} - T_O)}{H_F T_{AF}} \right]^4 \quad \dots(4.11)$$

Hottel (12) ha sugerido valores típicos de Δ para calentadores de petróleo de 110°C a 167°C (200°F a 300°F).

La ecuación 4.11 puede simplificarse definiendo los siguientes grupos adimensionales:

Q' = Eficiencia reducida del calentador

$$= \frac{Q_{g=1} (T_{AF} - T_O)}{H_F T_{AF}}$$

D' = Densidad reducida de calentamiento

$$= \frac{H_F}{\sigma(\overline{GS}_1)_R T_{AF}^3 (T_{AF} - T_O)}$$

$$\tau = T_1 / T_{AF}$$

$$\Delta' = \Delta / T_{AF}$$

obteniendo:

$$Q' D' + \tau^4 = (1 + \Delta' - Q')^4 \quad \dots(4.12)$$

Hottel y Sarofim (14) graficaron Q' contra D' con τ --- como parámetro, obteniendo las siguientes generalizaciones para cualquier calentador bien agitado y completamente mezclado ($\Delta' = 0$):

(1) La eficiencia del calentador aumenta a medida que disminuye la velocidad de calentamiento, aproximándose aun valor máximo de $(1 - \tau)$

(2) Las variaciones de τ tienen un efecto despreciable sobre la eficiencia del calentador cuando la temperatura absoluta de la superficie fría es menor al 30% de la temperatura de flama adiabática.

(3) En un calentador que contiene una proporción relativamente alta de superficie fría, $(\overline{GS}_1)_R$ tiende a depender directamente de la

emisividad del gas. Entonces, a velocidades altas de calentamiento, cuando Q' se hace inversamente proporcional a D' , la eficiencia del calentador dependerá directamente de la emisividad del gas, pero a velocidades de calentamiento bajas este efecto será mucho menor.

4.2.3.- Métodos de zonas

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

Si hay m zonas de gas y R zonas de superficie, habrá $m+R$ ecuaciones de radiosidad (19), además es necesario obtener las áreas de intercambio directo: superficie-superficie \overline{ss} , gas superficie \overline{gs} y gas-gas \overline{gg} (si se desea conocer el cálculo de dichas áreas, así como la obtención de las ecuaciones de radiosidad, deberá consultarse en la referencia original).

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

radiosidad.

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

$$Q_{n,i} = \sum_{j=1}^r \frac{S_j S_i E}{j i s, j} + \sum_{j=1}^m \frac{G_j S_i E}{j i g, j} - A_i \epsilon_i E_{s,i} + h_i A_i (T_{g,k} - T_{s,i}) \quad (4.13)$$

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

Para la zona de gas i de volumen V_i y coeficiente de absorción K_i , el balance de calor en estado estable incluirá la velocidad de liberación de calor por la combustión $Q_{c,1}$, la velocidad neta de pérdida de entalpía debida al flujo de gas a través de la zona $Q_{f,i}$ y un término de transferencia de calor por convección si el gas está en contacto con una zona o zonas de superficie, designada como k en la ecuación 4.14.

$$\sum_{j=1}^m \frac{G_j G_i E}{j i g, j} + \sum_{j=1}^r \frac{S_j G_i E}{j i s, j} + Q_{c,i} - 4K_i V_i E_{g,i} - h_{i,k} A_k (T_{g,i} - T_{s,k}) - Q_{f,i} = 0 \quad \dots(4.14)$$

Las ecuaciones 4.13 y 4.14 proporcionan un par de ecuaciones algebraicas no lineales que pueden resolverse por algún método numérico - para encontrar todas las temperaturas desconocidas de las zonas de superficie y gas, y de la ecuación 4.13 las velocidades netas de transferencia de calor a todas las zonas de superficie.

4.2.4.- Métodos de flux

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

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

Hottel explica los términos en la ecuación general para un medio gris, en el cual las constantes de atenuación K_a y K_g son independientes de la longitud de onda, de acuerdo a lo siguiente: I es la intensidad de radiación integrada para todas las longitudes de onda, K_a es

la constante de atenuación para la absorción, K_s es la constante de atenuación debida a la dispersión y n es un vector unitario direccional. -- Es conveniente utilizar una constante total de atenuación K_t igual a -- $K_a + K_s$ y definir la proporción de atenuación debida a la dispersión -- K_s/K_t como w_o .

$$\frac{1}{K_t} (n \cdot \nabla) I = -I + (1 - w_o) I_B + \frac{w_o}{4\pi} \int_{4\pi} I_B d\Omega \dots (4.15)$$

En donde, I_B es la intensidad de un rayo en la dirección n debida al poder de emisión de un cuerpo negro del gas en ese punto; así $I_B = E_g/\pi$. De igual manera la integral proporciona el aumento en la intensidad en la dirección n debida a todos los rayos que convergen en ese punto del espacio.

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

$$\nabla \cdot [-k \nabla T_g + u \rho C_p (T_g - T_o) + q] = q_c \dots (4.16)$$

El primer término dentro del paréntesis cuadrado considera la conducción en el gas, el segundo término considera el calor sensible que se transmite por convección hacia afuera de la unidad de volumen del gas

a la velocidad u y el tercero es el vector de flux radiante.

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

La integral se convierte en $\frac{1}{2}$ de $w_0 I = \frac{1}{2} w_0 (I_+ + I_-)$ y la ecuación 4.15 se reduce a dos ecuaciones diferenciales ordinarias que pueden integrarse, si la distribución de temperaturas del gas a lo largo de x es conocida.

$$\frac{1}{K_t} \frac{dI_+}{dx} = \left(\frac{w_0}{2} - 1 \right) I_+ + (1 - w_0) I_B + \frac{w_0}{2} I_- \dots (4.17)$$

$$-\frac{1}{K_t} \frac{dI_-}{dx} = \left(\frac{w_0}{2} - 1 \right) I_- + (1 - w_0) I_B + \frac{w_0}{2} I_+ \dots (4.18)$$

Hottel y Sarofim (14) sugieren utilizar $1.76 dx$ al integrar las ecuaciones anteriores para incluir el hecho de que los fotones se mueven en todas direcciones. Esto se basa en el conocimiento de que la longitud media del haz entre dos planos paralelos infinitos es 1.76 veces su separación.

4.2.5.- Métodos Montecarlo

Con los métodos Montecarlo el calentador se divide en zonas de gas y superficie como en el método de zonas para ajustarlas a la geometría del calentador. Las áreas de intercambio no se evalúan puesto que la transferencia radiante entre las zonas es representada por paquetes de

radiación moviéndose al azar. En estos métodos sigue siendo necesario -- predecir de alguna manera o suponer la distribución de flujo en la cámara del calentador, de manera de conocer los términos de convección en los ba lances de energía para las zonas de superficie y gas.

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

$$F_V - A_V = B_V + C_V + D_V - E_V \quad \dots(4.19a)$$

$$F_a - A_a = C_a + D_a \quad \dots(4.19b)$$

en donde:

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

A_a = Igual que A_V pero para la superficie A.

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

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

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

D_V = Calor generado por combustión dentro de V.

D_a = Calor neto por conducción hacia A.

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

F_V = Energía radiante total emitida por V.

F_a = Energía radiante total emitida por A.

Las ecuaciones para calcular todos estos términos, son ampliamente explicados por Hottel y Sarofim (14).

La temperatura de las zonas de superficie fría generalmente es determinada por las especificaciones de diseño, de manera que F_a puede evaluarse para ellas y permanecer constante. Se supone una distribución de temperaturas, lo cual da el primer valor de las temperaturas desconocidas de las zonas de volumen y superficie. Estas temperaturas permiten evaluar el lado derecho de las ecuaciones 4.19a y 4.19b, para obtener la energía radiante neta emitida ($F-A$) por cada zona de volumen y superficie. Cada una de estas cantidades totales de energía radiante se divide entre la energía radiante de un paquete de radiación, cuyo tamaño se escoge de manera de obtener el número total requerido de paquetes a seguir con la técnica Montecarlo.

Si el lado derecho de las ecuaciones 4.19a y 4.19b es negativo, se le da a la zona un número negativo de paquetes de radiación, y será un absorbedor de radiación hasta que su número de paquetes sea cero.

Los paquetes son liberados por aquellas zonas con un número positivo de paquetes de radiación. Si el paquete es interceptado en su camino de longitud L_a por una superficie fría, se aumenta al inventario de dicha zona. Si al final de L_a , el paquete se encuentra en una zona de gas con un número negativo de paquetes se añade a esa zona. Pero si la zona de gas tiene un inventario de cero o más paquetes cuando llega el

el nuevo paquete, este paquete se emite como si fuera una emisión original, desde el punto en que debía ser absorbido.

Cuando todos los paquetes de radiación han sido absorbidos, - el inventario neto en cada zona se multiplica por la energía contenida en cada paquete para encontrar A_v o A_a . Finalmente se calcula una nueva temperatura T_c para cada zona resolviendo las ecuaciones de balance de calor 4.19a y 4.19b utilizando el método de Newton-Raphson. La temperatura que se supone en la siguiente iteración se encuentra de combinar a T_c y la temperatura previamente supuesta T_{a-1} con la que se inició la iteración anterior.

4.3.- Descripción del Método Lobo y Evans

Una vez mencionados los diferentes métodos para evaluar la -- transferencia de calor por radiación en un calentador a fuego directo. - Lobo y Evans desarrollaron y presentaron un método más sencillo (21), más exacto y mucho menos laborioso y con la factibilidad de ser computarizado. Como se sabe, la aplicación directa de las relaciones básicas de transferencia de calor por radiación es difícil y laboriosa, es por eso, que el presente trabajo pretende presentar una herramienta para comprender y agilizar los cálculos basados en correlaciones fundamentales para evaluar el funcionamiento de la sección de radiación de los calentadores a fuego directo.

El método es aplicable a los calentadores típicos de refinera, en los que la combustión se lleva a cabo en una cámara, sin contacto directo de la flama sobre los tubos o paredes refractarias.

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

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

4.3.1.- Transferencia de calor en la sección de radiación

Aplicando los conceptos básicos de radiación al diseño de calentadores a fuego directo, Lobo y Evans desarrollaron un método de evaluación que en general era aplicable sin grandes complicaciones. El método que se presenta en este trabajo sigue sus lineamientos generales.

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

$$w_B = \sigma T^4 \quad \dots(4.20)$$

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

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

$$Q_R = \sigma A \psi (T_a^4 - T_b^4) \quad \dots(4.21)$$

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

4.3.2.- Superficie de plano frío equivalente

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

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

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

Esta situación complicada se maneja en los cálculos reemplazando el banco de tubos con una superficie plana equivalente, A_{cp} , que es igual al número de tubos multiplicado por su longitud expuesta y por su -- espaciamiento centro a centro. El banco de tubos no absorbe toda la energía radiante sobre el área del plano frío, así que el área de plano frío total debe corregirse por un factor de eficiencia de absorción α .

Hottel (12) ha publicado valores para el factor alfa como -- función del arreglo y espaciamiento de los tubos (ver apéndice A.1). En la figura 4.1 se reproducen sus curvas para una o dos hileras de tubos -- frente a una pared refractaria.

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

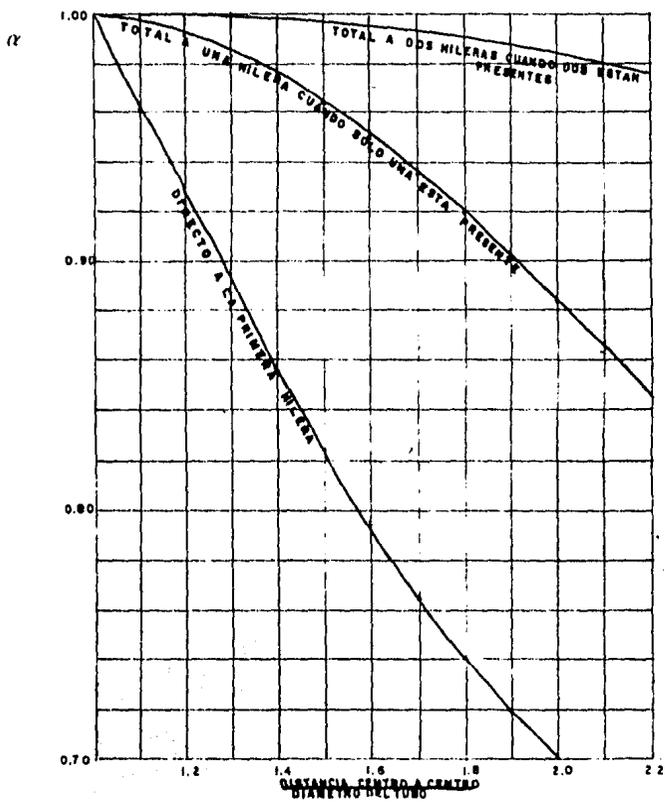


Fig. 4.1 - Eficiencia de absorción de los bancos de tubos

En el caso de doble hilera de tubos, la hilera de atrás recibe cerca de $\frac{1}{4}$ del calor total transferido. Nuevamente es importante notar que la razón del flujo máximo al promedio (circunferencia) para las dos hileras de tubos resulta peor que para una sola hilera. La razón puede obtenerse dividiendo la superficie circunferencial total para las dos hileras por el producto total A_{cp} de las mismas. En la realidad la emisividad del tubo no es 1.0 como se supuso y habrá algo de reflexión de un tubo a otro. El efecto neto es aumentar la emisividad efectiva de la hilera en un 2 o 3% que se desprecia en la práctica.

4.3.3.- Factor total de intercambio ϕ

El término que queda por calcular en la ecuación 4.21 es el factor de intercambio ϕ (ver apéndice B.1). En primer lugar se debe tomar en cuenta el hecho de que el gas en la cámara de combustión está muy lejos de ser un cuerpo negro ideal. En el gas de combustión normal los únicos constituyentes que contribuyen significativamente a la emisión de radiación son el bióxido de carbono y agua. La emisividad de una masa de gas depende de la concentración de cada uno de estos componentes, las dimensiones del calentador y las temperaturas del gas y de la superficie absorbente. Lobo y Evans (21) demostraron que los efectos dimensionales y de composición pueden representarse en un solo término que es la presión parcial del bióxido de carbono más agua multiplicada por la longitud media del haz radiante L . En la figura 4.2 aparece la presión parcial P de los componentes radiantes como función del exceso de aire para los combustibles de hidrocarburos más comunes. Se ha encontrado que la tempera-

tura de pared del tubo tiene un efecto pequeño, a comparación con lo propuesto por Lobo y Evans. Por lo anterior, la emisividad de la flama de gas puede correlacionarse como función del producto PL (ver apéndice B.2) y la temperatura del gas como se muestra en la figura 4.3. Las variaciones en la temperatura de la pared del tubo de entre 600 y 1200°F causan una desviación de estas curvas de menos del uno por ciento.

El factor de intercambio también depende de la cantidad de reradiación del refractario expuesto. La energía que incide en este refractario es reflejada hacia los tubos, de manera que un calentador con gran cantidad de refractario expuesto transfiere más calor por unidad de superficie de tubo que uno con la mayor parte de las paredes cubiertas -- por tubos. Este efecto puede correlacionarse por medio de la relación de área expuesta de refractario a superficie de plano frío equivalente. Como se muestra en la figura 4.4. El área expuesta de refractario se define como el área expuesta si se reemplaza el banco de tubos por el área de plano frío equivalente. Es decir, es el área total de las paredes de la sección de radiación, menos el área de plano frío equivalente de todos -- los tubos.

En las curvas de la figura 4.4 también se toma en cuenta el -- hecho de que los tubos no absorben completamente toda la energía radiante que incide sobre ellos. Las curvas están basadas en una absorbencia de -- la superficie de los tubos de 0.9 que es un valor comúnmente aceptado para superficies metálicas oxidadas (ver apéndice B.3).

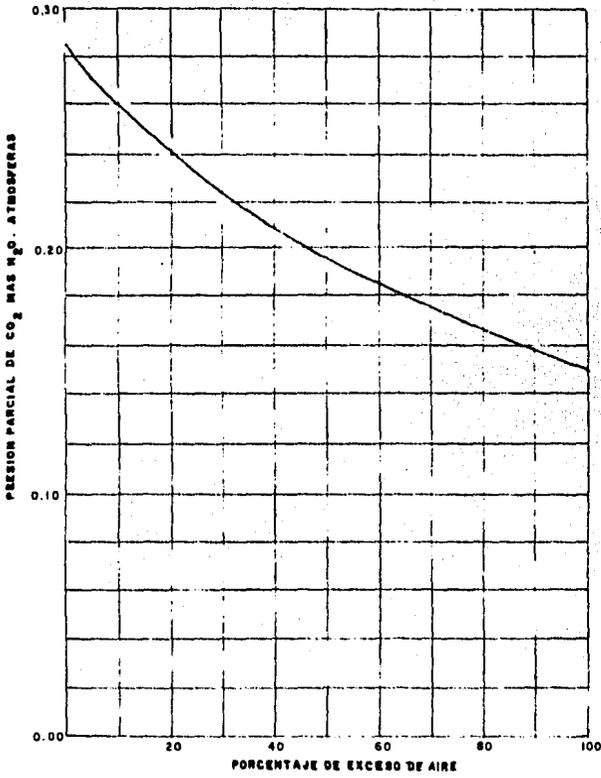


Fig. 4.2 - Presión parcial de $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ en el gas de combustión.

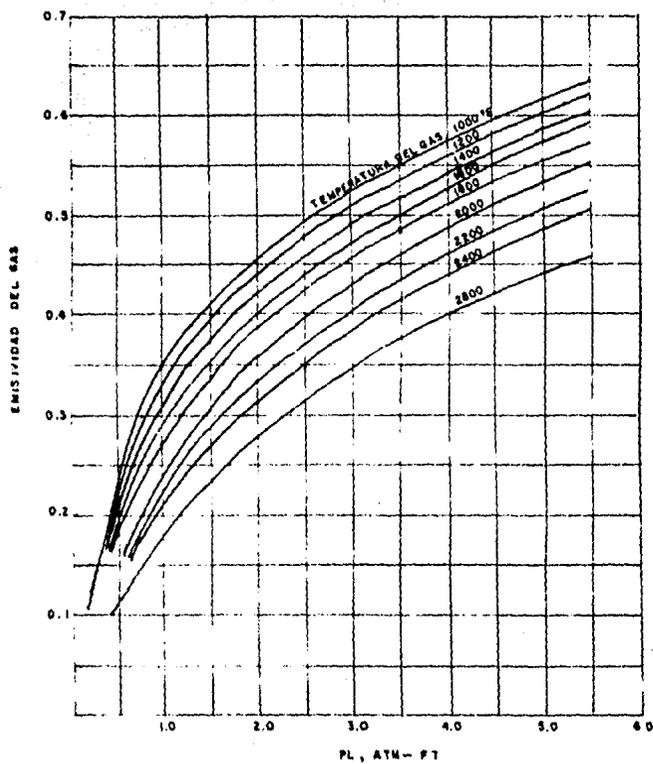


Fig. 4.3 - Emisividad del gas.

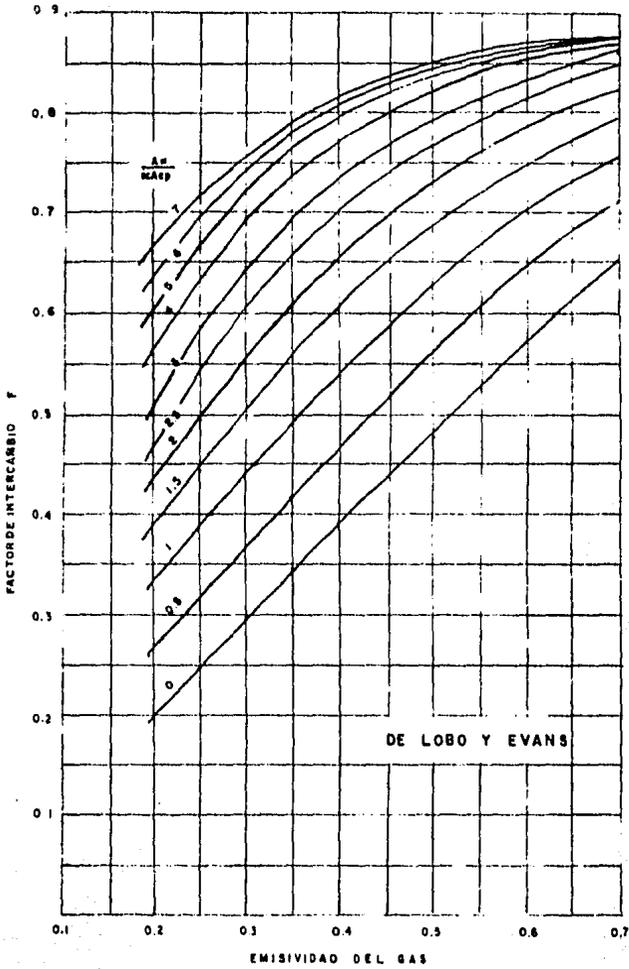


Fig. 4.4 - Factor de intercambio radiante total.

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

$$Q_R = \sigma \alpha A_{cp} \psi (T_g^4 - T_t^4) \quad \dots(4.22)$$

4.3.4.- Transferencia por convección

A pesar de que la transferencia por radiación representa la mayor parte de la transferencia de calor en la sección de radiación, la transferencia por convección no puede despreciarse. La cantidad relativa de calor que se transfiere por convección puede ir del cinco hasta el veinte por ciento de la carga total de radiación, dependiendo del nivel de temperatura y de la carga térmica a la cual se ha diseñado. El calor perdido por la flama por convección está dado por la siguiente ecuación:

$$Q_{Rc} = h_c A_c (T_g - T_s) + h_c A'_r (T_g - T_r) \quad \dots(4.23)$$

A'_r = Area del refractario, pies cuadrados

A_c = Area circunferencial de tubo, pies cuadrados

h_c = coeficiente de convección, BTU/hr/ft²/°F

Desde que ambas, las pérdidas externas del horno y el calor neto transferido al refractario por convección, dado por el término $h_c A'_r (T_g - T_r)$, son usualmente pequeños, los dos pueden ser asumidos igua-

les, sin un efecto apreciable en los resultados. La ecuación 4.23 puede ser escrita para dar en su lugar el calor recibido por el combustible:

$$\begin{aligned} Q_{RC} &= (2.0)(2\alpha A_{cp})(\varphi/0.57)(T_g - T_s) = \\ &= 7.0 \alpha A_{cp} \varphi (T_g - T_s) \quad \dots(4.24) \end{aligned}$$

La ecuación anterior representa el calor transferido a los -- tubos por convección y puede ser aproximada ya que su magnitud es generalmente mucho más pequeña que la dada por radiación.

Las suposiciones que se hacen para la simplificación son:

- 1.- El coeficiente de convección normalmente se encuentra entre 2 y 3 -- BTU/hr/ft²/°F;
- 2.- En la mayoría de los hornos Ac es igual a (2 αAcp);
- 3.- El factor de intercambio φ tiene un valor aproximado de 0.57;

Los términos hc y Ac en la ecuación 4.24 pueden ser expresados en términos de αAcp y φ, así:

$$\frac{hc Ac}{\alpha A_{cp} \varphi} = \frac{(2)(2)}{(0.57)} = 7.0$$

o

$$hcAc (T_g - T_s) = 7 (\alpha A_{cp} \varphi) (T_g - T_s) \dots(4.25)$$

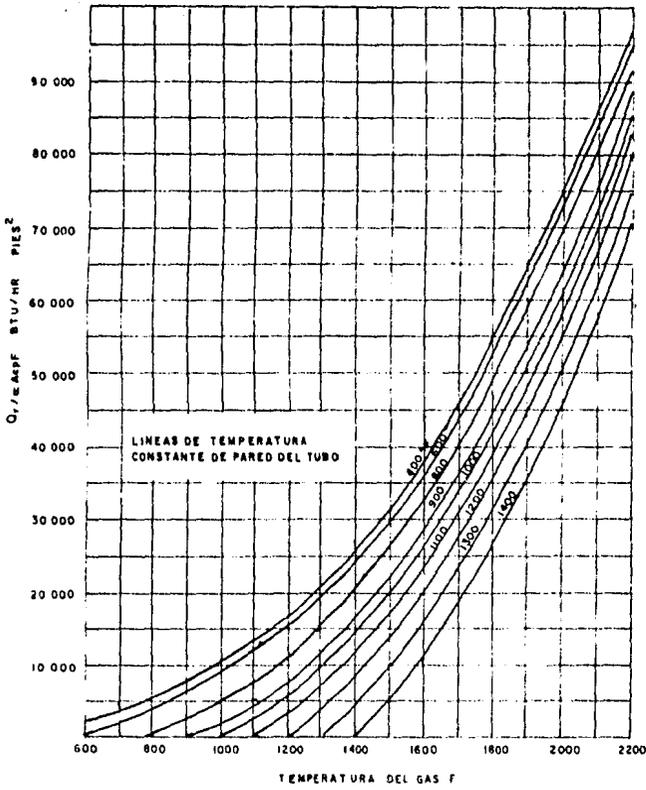


Fig. 4.5 - Absorción total de calor en la sección de radiación.

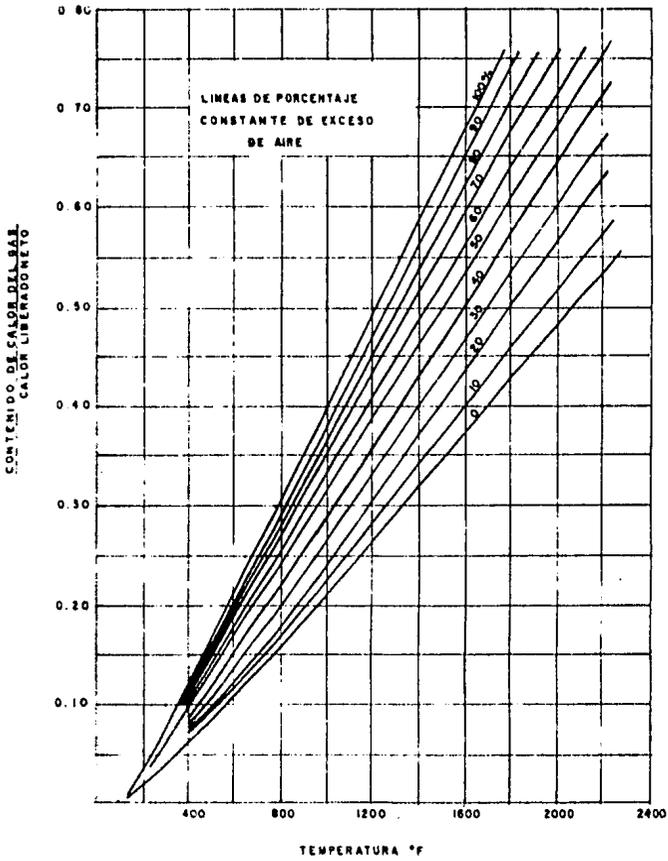


Fig. 4.6 - Contenido de calor del gas de combustión.

4.3.5.- Flujo total de transferencia de calor

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

$$Q_R = Q_R + Q_{RC} = \sigma \alpha A_{cp} \varphi (T_g^4 - T_s^4) + 7 d A_{cp} \varphi (T_g - T_s) \quad \dots(4.26)$$

dividiendo entre $\alpha A_{cp} \varphi$,

$$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} \varphi} = \sigma (T_g^4 - T_s^4) + 7 (T_g - T_s) \dots(4.27)$$

de manera que la relación $Q_R / \alpha A_{cp} \varphi$ es función únicamente de las temperaturas del gas y pared del tubo. La relación se muestra en la figura 4.5.

4.3.6.- Balance de calor

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

$$Q_n + Q_a + Q_f = Q_R + Q_L + Q_{g2} \quad \dots(4.28)$$

resolviendo para el calor absorbido:

$$Q_R = Q_n + Q_a + Q_f - Q_L - Q_{g2} \quad \dots(4.29)$$

Finalmente se puede modificar la ecuación 4.29 a una forma semejante a la ecuación 4.27:

$$\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} \psi} = \left[1 + \frac{Q_a}{Q_n} + \frac{Q_f}{Q_n} - \frac{Q_L}{Q_n} - \frac{Q_{g2}}{Q_n} \right] \frac{Q_n}{\alpha A_{cp} \psi} \quad \dots(4.30)$$

El calor neto liberado Q_n se establece tan pronto como se establecen la diferencia y la carga total del calentador. Los valores de Q_a y Q_f se fijan por la temperatura del aire para la combustión y del combustible respectivamente. Las pérdidas Q_L generalmente son del uno al tres por ciento del calor neto liberado o pueden ser estimadas de la práctica. Esto deja Q_{g2} como la única incógnita en el lado derecho de la ecuación 4.30. Todo esto resulta en el hecho de que la fracción del calor neto liberado retenida en el gas de combustión es función principalmente de la temperatura y exceso de aire, para todos los combustibles líquidos y gaseosos comunes. Esta relación se muestra en la figura 4.6. La información para dieciseis combustibles gaseosos y diecisiete combustibles líquidos coinciden con estas curvas con una desviación menor del dos por ciento.

4.3.7.- Temperaturas

La figura 4.5 representa la velocidad de transferencia de calor entre la masa de gas a una temperatura uniforme y la superficie del tubo a otra temperatura uniforme. Sin embargo en la mayoría de los calentadores reales, ninguna de estas temperaturas es constante. Deben por lo menos seleccionarse temperaturas efectivas promedio para utilizar la figura 4.5.

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

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

4.3.8.- Absorción de calor

La ecuación 4.27 proporciona el calor transferido a los tubos en la sección de radiación como función de la temperatura promedio del gas. La ecuación 4.30 da el calor cedido por el gas de combustión como función de la temperatura de salida. La solución simultánea de las dos ecuaciones proporciona la temperatura de la cámara de combustión y la cantidad de calor transferido.

La solución también se puede obtener mediante gráfica, superponiendo una gráfica de la ecuación 4.30 en la figura 4.5. El valor de T_g se lee en donde la gráfica de la ecuación 4.30 cruza la temperatura de pared del tubo correspondiente. Después se determina Q_R de un balance de calor. Es de notarse que no es necesario graficar la ecuación 4.30 en todo el rango de temperaturas, solamente se requiere la parte que cruza las curvas en la figura 4.5. Aún más, puesto que la ecuación 4.30 es casi lineal con respecto a la temperatura del gas, dos puntos calculados cerca de la intersección y unidos por una línea recta son casi siempre suficientes.

4.3.9.- Procedimiento de cálculo.

I.- CALCULO DEL AREA EFECTIVA, αA_{cp} .

a) SUPERFICIE DEL PLANO EQUIVALENTE

$$A_{cp} = \frac{\# \text{tubos}}{\# \text{bancos}} \frac{C-C}{D_o} \text{ Long. exp.}$$

b) FACTOR DE EFICIENCIA DE ABSORCION .

Leer de la fig. 4.1

c) AREA DEL PLANO FRIO EQUIVALENTE

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

II.- CALCULO DEL FACTOR DE INTERCAMBIO TOTAL ϕ .

a) LONGITUD MEDIA, L.

Leer de la tabla B.1

b) PRESION PARCIAL DE ($CO_2 + H_2O$).

Leer de la figura 4.2

c) PARAMETRO PL.

$$PL = P * L$$

d) SUPONER UNA TG (TEMPERATURA DE LOS GASES)

e) EMISIVIDAD DEL GAS

Leer de la fig. 4.3.

f) AREA DE REFRACTARIO AR

$$AR = At - \alpha Acp.$$

g) FACTOR ϕ .

Leer de la fig. 4.4

III.- CALCULO DE LA CARGA TERMICA PARA LA SECCION DE RADIACION.

a) CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES REAL

Leer de la fig. 4.5

b) Con la nueva temperatura de los gases recalculé desde el punto II.

c) BALANCE DE ENERGIA.

Con las figuras 4.5 y 4.6 .

C A P I T U L O V

DESARROLLO DEL SISTEMA DE CALCULO PARA MICROCOMPUTADORA (BASIC)5.1.- Generalidades.

Después de un análisis bibliográfico exhaustivo recurriendo - al trabajo de Lobo y Evans e investigadores posteriores, se obtuvo toda - la información básica elemental sobre propiedades físicas relacionadas -- con el mecanismo de la radiación y mediante la aplicación de técnicas co- mo mínimos cuadrados, algunas de ellas fueron ajustadas a un modelo poli- nomial para hacer más fácil su manejo dentro del simulador y las otras da da su simplicidad se utilizaron de forma directa dentro del simulador. A continuación se muestra una lista de las variables o propiedades ajusta- das por mínimos cuadrados:

- ALFA (para 2 bancos de tubos) Factor de eficiencia de absorción.
- P (presión parcial de $H_2O + CO_2$)
- Emisividad de gas
- Relación Q2 (Carga térmica del gas de combustión)

A continuación se presenta la lista de las variables que no - fueron ajustadas y el como calcularlas:

- Acp (superficie del plano equivalente) ver 4.3.9
- L (longitud media) ver 4.3.9
- AR (area de radiación efectiva) ver 4.3.9
- ϕ (factor total de intercambio) ver listado

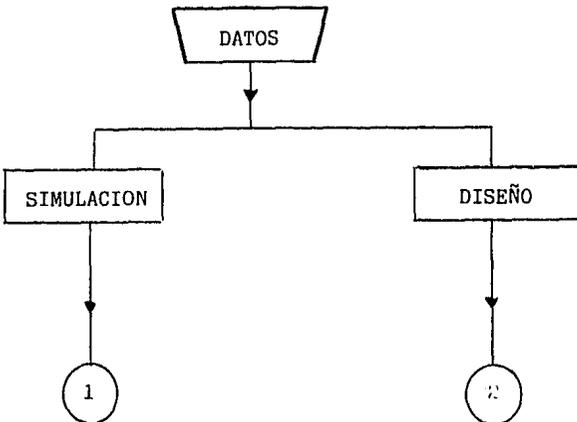
5.2.- Características del sistema de cálculo.

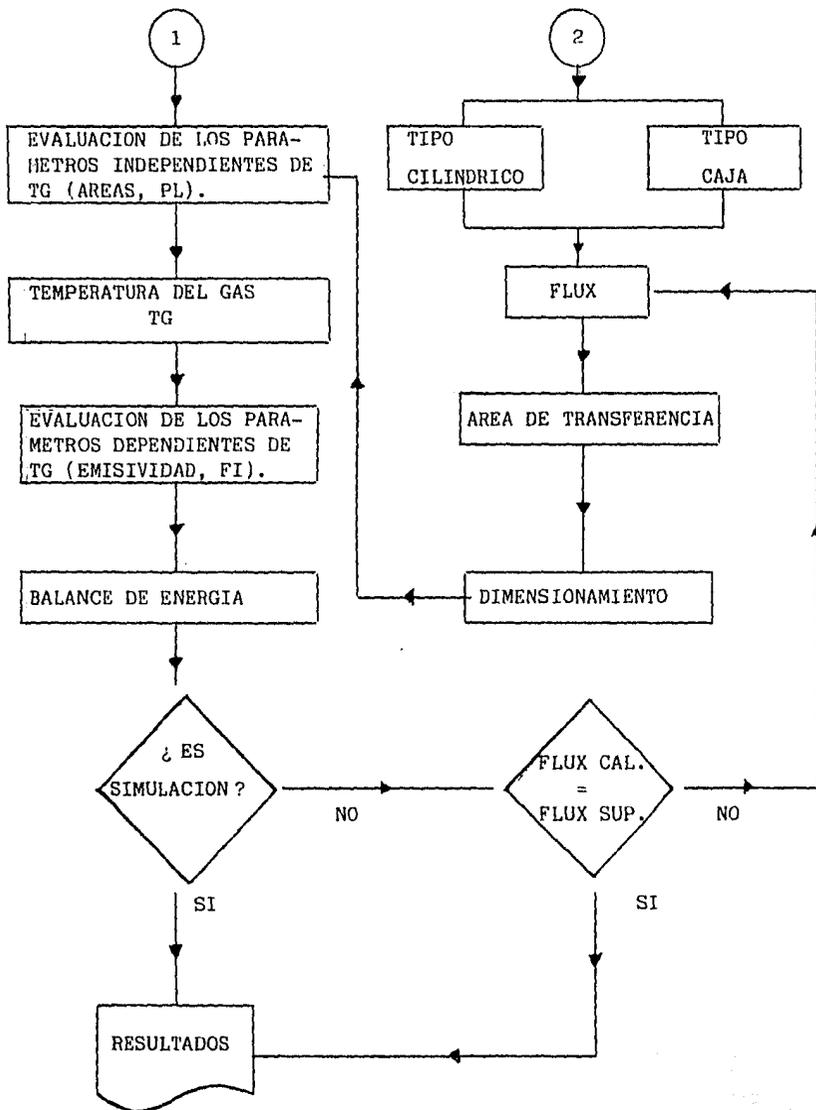
En base a la información disponible sobre propiedades físicas se contempló la posibilidad de diseñar un sistema que incluyese los dos - aspectos fundamentales como son diseño y simulación de un horno con caracte- rísticas ya definidas.

Mediante las ecuaciones de balance de materia y energía y la ecuación de radiación, se estableció el modelo generalizado del horno, lo cual permitió cubrir ambos aspectos ya mencionados (ver capítulo IV).

Tanto para diseño como para simulación, la resolución del mo- delo general del horno se efectuó a través de las técnicas numéricas ---- Newton-Raphson y sustitución directa, las cuales mostraron alta conver- gencia para éste proceso.

5.3.- Diagrama de flujo (bloques).





LIST

```
10 A2 = 1.85417114E - 8;PI = 3.14159265;B1 = - 9.69208237E - 5
20 S1 = .173E - 8;PC = 0.9;CEL = 3
30 HOME : INVERSE : PRINT "*DISEÑO Y SIMULACION DE LA SECCION DE RADIACION DE UN HORNO TIPICO DE REFINERIA*": NORMAL : PRINT : PRINT : PRINT "
      TESIS  ": PRINT
40 PRINT : PRINT : INVERSE : PRINT "PROGRAMA DISEÑADO POR ": NORMAL
50 PRINT : PRINT " JOSE ANTONIO JIMENEZ CASTELLANOS": PRINT
60 PRINT : PRINT " ASESOR DEL TEMA:"
70 PRINT : PRINT "M. EN C. CARITINO MORENO PADILLA"
80 PRINT : PRINT : PRINT : INVERSE : PRINT "PRESIONE CUALQUIER TECLA PARA CONTINUAR";
90 GET W$
100 REM INTRODUCCION.....
110 HOME : NORMAL : PRINT : PRINT
120 PRINT " EL SIGUIENTE PROGRAMA EFECTUA LA SIMULACION Y EL DISEÑO DE UN CALENTADOR TIPICO DE REFINERIA. EL MODELO EN
      QUE SE BASA ES UNA MODIFICACION DEL PROPUESTO POR 'LOBO Y EVANS' Y"
130 PRINT "TIEMPO DESPUES MODIFICADO POR WIMPRESS. LO PRACTICO DEL MODELO ES QUE CON UN MINIMO DE DATOS Y CONDICIONES SE OBTIENEN"
140 PRINT "PARAMETROS BIEN DETERMINADOS PARA ENTENDER EL FUNCIONAMIENTO DE UN HORNO. EL ALGORITMO DE LOBO Y EVANS MODIFICADO ES UTILIZADO
      TANTO PARA DISEÑO COMO PARA SIMULACION DE UN CALENTADOR. A DICHO ALGORITMO SE LE ADICIONARON CORRELACIONES"
150 PRINT "DE LAS PROPIEDADES ,LO CUAL EVITO EL USODE GRAFICAS HACIENDO SE MAS AGIL Y VERSATIL EL PROCESO DE CALCULO."
160 PRINT : PRINT : INVERSE : PRINT "PRESIONE CUALQUIER TECLA PARA CONTINUAR";
170 NORMAL : GET X$
180 REM ... O P C I O N E S .....
190 HOME : PRINT : PRINT : PRINT "ESCOJA UNA DE LAS SIGUIENTES OPCIONES ": PRINT
200 PRINT : PRINT "1.- SIMULACION": PRINT : PRINT "2.- DISEÑO": PRINT
210 INPUT "SU OPCION ES =?";OB
220 ON OB GOTO 240,1440
230 REM ... D I M E N S I O N E S .....
240 HOME : INVERSE : PRINT " DATOS NECESARIOS PARA LA SIMULACION ": NORMAL
250 PRINT " TIPO DE HORNO ESCOJA UNA DE LAS SIG. OPCIONES: "
260 PRINT : PRINT "1.- TIPO CAJA"
```

```

270 PRINT "2.- TIPO CILINDRICO "
280 PRINT : INPUT " OPCION NUMERO =? ";OP: PRINT
290 IF OP = 2 THEN GOTO 350
300 PRINT : INVERSE : PRINT "      DIMENSIONES DEL HORNO TIPO CAJA ": N
NORMAL
310 PRINT : INPUT "ALTURA (FT) = ? ";ALTURA
320 INPUT "ANCHO (FT) = ? ";ANCHO
330 INPUT "LARGO (FT) = ?";LARGO
340 GOTO 380
350 PRINT "  DIMENSIONES TIPO CILINDRICO "
360 INPUT "DIAMETRO (FT) = ?";DI
370 INPUT "ALTURA (FT) = ?";ALTURA
380 REM ...A R R E G L O ....
390 HOME : PRINT : INVERSE : PRINT "DATOS PARA EL ARREGLO DE LOS TUBOS"
: NORMAL : PRINT
400 PRINT "NUMERO DE BANCOS DE TUBOS ="
410 PRINT "NUMERO DE TUBOS POR BANCO ="
420 PRINT "DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO (IN) ="
430 PRINT "ESPACIAMIENTO CENTRO A CENTRO (IN)="
440 PRINT "LONGITUD EXPUESTA DE LOS TUBOS (FT)=?"
450 HTAB 1: VTAB 15: PRINT "* NOTA :": PRINT "      EL ARREGLO DE LOS T
UBOS SE SUPONE TRIANGULAR"
460 HTAB 28: VTAB 4: INPUT ROW: HTAB 28: VTAB 5: INPUT NT: HTAB 33: VTA
B 6: INPUT DET: HTAB 37: VTAB 7: INPUT CC: HTAB 37: VTAB 8: INPUT LE
470 DET = DET / 12:CC = CC / 12
480 NT = NT * ROW
490 HOME : PRINT "PARA EL SIGUIENTE CALCULO SE HA  PROPUESTO UNA EMISIV
IDAD DE TUBO DE 0.9 PARA TUBOS DE ACERO OXIDADO"
500 PRINT : PRINT : INVERSE : INPUT "DESEA CAMBIAR LA EMISIVIDAD DEL TU
BO (SI O NO)?":PC$: NORMAL
510 IF PC$ = "SI" THEN GOSUB 2030
520 INVERSE : HOME : PRINT "PARA EL BALANCE DE MATERIA ALIMENTE:": NORM
AL : PRINT : PRINT
530 PRINT "TEMP DE LA PARED DEL TUBO(°F)="
540 PRINT : PRINT "CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)= "
550 HTAB 31: VTAB 4: INPUT TS: HTAB 30: VTAB 6: INPUT QN
560 HOME : INVERSE : PRINT "PORCIENTO DE AIRE EN EXCESO": NORMAL
570 PRINT : PRINT "  SE HAN DETERMINADO LOS EXCESOS DE AIREADECUADOS CU
ANDO SE USAN QUEMADORES DE TIRO NATURAL": PRINT "PARA COMBUSTIBLES GASE
OSOS = 20%": PRINT "PARA COMBUSTIBLES LIQUIDOS = 30%": PRINT
580 PRINT "CUANDO SE TIENE UNA OPERACION CUIDADOSA EN EL HORNO SE PUEDE

```

```

REDUCIR EL EXCESO DE AIRE, AUMENTANDO ASI LA EFICIENCIA DEL MISMO O CUAN
DO SE TIENEN QUEMADORES ESPECIALES O DE TIRO FORZADO": PRINT
590 PRINT "EXCESO DE AIRE EN % = "
600 HTAB 22: VTAB 15: INPUT PA
610 IF ZZ = 0 THEN 630
620 HOME : PRINT TAB( 8): "PROCESO CONVERGENCIA:": PRINT "FLUX SUPUESTO
": TAB( 20): "FLUX CALCULADO"
630 TG = TS: REM SEMILLA PARA TG
640 REM .. AREA .Y. VOLUMEN....
650 IF OP = 1 THEN 680: REM VA A CAJA
660 VC = .785 * DI ^ 2 * LE: AC = PI * DI * LE + DI ^ 2
670 GOTO 690
680 VC = ANCHO * ALTURA * LARGO: AC = 2 * (ANCHO * ALTURA + ALTURA * LARG
O) + 1.7 * ANCHO * LARGO
690 ABP = CC * LE * NT
700 REM .....AACP.....
710 A = 1: REM PARA 3 BANCOS SI SE DESEA
720 IF ROW > 2 THEN GOTO 800
730 IF ROW = 2 GOTO 780
740 B = SQR (CC ^ 2 - DET ^ 2): REM EL VALOR DE B ES PARA PODER UTILIZ
AR LA FUNCION ATN YA QUE NO SE TIENE LA DE ARCO SIN
750 A = ((PI * DET) / (2 * CC)) - ((DET / CC) * ( ATN (DET / B) + (((CC
/ DET) ^ 2 - 1) ^ .5) - (CC / DET))) : REM FORMULA PARA CALCULAR ALFA DI
RECTA
760 A = A * (2 - A): REM FORMULA PARA CALCULAR LA RERADIACION PARA QUE
ME DE ALFA TOTAL
770 GOTO 800
780 REL = CC / DET
790 A = 1.02832085 - (.0946996404 * REL) + (.119612125 * REL ^ 2) - (.06
60302813 * REL ^ 3) + (.0146794149 * REL ^ 4) - (1.47265961E - 03 * REL
^ 5) + (5.54677597E - 05 * REL ^ 6): REM CORR = .999676---%MAX=1.01---SUM
A=3.79E-4
800 AACP = A * ABP
810 REM .....PL.....
820 F = .28372028 - 2.2175641E - 3 * PA + 8.98018642E - 6 * PA ^ 2: REM
CORRELACION PARA A PARTIR DE EXESO DE AIRE CALCULA PCO2 +PH2O EN ATM.
830 REM CORRELACION= .9995, SUMA = 2.15E-5, % MAX= 1.17
840 LM = 3.6 * VC / AC
850 PL = F * LM
860 REM .....AR F FR .....
870 AR = AC - AACP

```

```

880 F = AR / AACF
890 IF F > = 0 AND F < = .5 THEN 920
900 IF F > .5 AND F < 4 THEN 940
910 IF F > = 4 AND F < = 7 THEN 930
920 FR = AACF / AR + AACF: GOTO 950
930 FR = AACF / AR: GOTO 950
940 FR = ((AACF / (AR + AACF)) + (AACF / AR)) / 2
950 GOSUB 1300: REM VA A CALCULAR TEMP DEL GAS
960 REM .. EMISIVIDAD DE GAS.
970 PF = .439269514 - 9.69208237E - 5 * TG + 1.52774671E - 3 * PL ^ 2 +
.151406022 * LOG (PL): REM CORRELACION = .99851803--%MAX=5.87--SUM RES
=3.68E-3
980 REM ..FACTOR DE INTERCAMBIO....
990 FI = 1 / (1 / (PF * (1 + (F * (1 / (1 + (PF / (1 - PF)) * (1 / FR)))
))) + (1 / PC) - 1)
1000 Q2 = 2.15824317E - 6 * PA * (TG - 120) + A2 * TG * (TG - 120) - 1.8
4994419E - 10 * PA ^ 2 * (TG - 120) + 2.06053488E - 4 * (TG - 120) + .01
5
1010 REM SUMA RES= 8.24E-4 COEF= .998768 %MAX= 1.74
1020 IF ZZ = 1 THEN 1050
1030 QR = QN * (.98 - Q2)
1040 GOTO 1060
1050 QR = QN * (.98 - Q2):QN = CA / (.98 - Q2):FLUX = QR / AW
1060 REM .. IMPRESION DE RESULTADOS....
1070 IF ZZ = 0 THEN 1110: REM VARIABLE QUE DEFINE EL DISEÑO Y LA SIM
1080 HH = 1: REM PARA QUE CUANDO PASE POR EL SIMULADOR POR SEGUNDA VEZ
NO PIDA AIRE %
1090 IF ABS (CA - QR) > 0.001 * CAR THEN PRINT FO: TAB( 20):QR / AW:U
I = 1: GOTO 1620
1100 IF ABS ((Q2 - .45)) > 0.001 THEN FLUX = FO * (1 + (.45 - Q2) / Q2
):FO = FLUX: GOTO 1620
1110 HOME : INVERSE : PRINT " RESULTADOS ": NORMAL : PRINT : PRINT :
PRINT " DIMENSIONES ": PRINT
1120 IF OP = 1 THEN 1150
1130 PRINT " CILINDRICO: ": PRINT : PRINT "DIAMETRO (FT) = ":DI: PRINT
: PRINT "ALTURA (FT) = ":ALTURA
1140 GOTO 1160
1150 PRINT " CAJA :": PRINT : PRINT "LARGO (FT) = ":LARGO: PRINT : PRIN
T "ANCHO (FT) = ":ANCHO: PRINT : PRINT "ALTURA (FT) = ":ALTURA
1160 PRINT : PRINT "LONGITUD EXPUESTA (FT) = ":LE: PRINT : PRINT "DIAME
TRO EXTERNO (IN) = ":DET * 12: PRINT : PRINT "DISTANCIA CENTRO A CENTRO

```

```

(IN) = ";CC * 12; PRINT : PRINT "NUMERO DE BANDOS DE TUBOS = ";ROW; PRIN
T : PRINT "NUMERO DE TUBOS TOTALES = ";NT
1170 PRINT : INVERSE : PRINT "PARA CONTINUAR PRESIONE CUALQUIER TECLA";
: GET A#: NORMAL
1180 HOME : INVERSE : PRINT "VARIABLES AUXILIARES": NORMAL : PRINT
1190 PRINT "ALFA = ";A; PRINT : PRINT "AREA PLANO FRIO (FT) = ";ABP; PR
INT : PRINT "AREA PLANO FRIO EQUIVALENTE (FT) = ";AACP; PRINT : PRINT "L
ONGITUD MEDIA (FT) = ";LM
1200 PRINT : PRINT "PRESION PARCIAL (ATM) (CO2 + H2O) ="P; PRINT : PRIN
T "PARAMETRO PL (ATM-FT) = ";PL
1210 PRINT : PRINT "AREA DE RERRADIACION (FT) ="AR; PRINT : PRINT "EMI
SIVIDAD DEL GAS = ";PF; PRINT : PRINT "EMISIVIDAD DEL TUBO = ";PC; PRINT
: PRINT "FACTOR DE INTERCAMBIO FI = ";FI
1220 INVERSE : PRINT "PARA CONTINUAR PRESIONE CUALQUIER TECLA";: GET A#
: NORMAL
1230 HOME : INVERSE : PRINT "BALANCE DE ENERGIA": NORMAL : PRINT : PRIN
T "TEMP DEL TUBO (°F) = ";TS; PRINT : PRINT "TEMP DEL GAS (°F) = ";TG; P
RINT : PRINT "FRACCION DE CALOR QUE SE QUEDA EN LOS GASES = ";Q2
1240 PRINT : PRINT "CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR) = ";QN; PRINT : PRINT
"CARGA TERMICA RADIANTE (BTU/HR) = ";QR; PRINT
1250 IF ZZ = 0 THEN 1280
1260 PRINT "FLUX REAL = ";QR / AW; PRINT
1270 PRINT "FLUX SUPUESTO = ";FLUX
1280 END
1290 REM ..SUBROUTINA PARA CALCULAR TG..
1300 PD = PC ^ - 1;FW = FR ^ - 1;H = - 2 + FW + PD + PD * F - F;S = 1
+ F;V = - 1 + FW - F;I = - V + PD * V;J = 2.15824317E - 6 * PA - 1.84
994419E - 10 * PA ^ 2 + 2.06053488E - 4
1310 K = .439269514 + 1.52774671E - 3 * PL ^ 2 + .151406022 * LOG (PL);
L = .98 * 1.015 + 1.015 * K * H + .98 * 120 * J + 120 * K * H * J + 1.01
5 * K ^ 2 * I + 120 * K ^ 2 * I * J;M = ( - B1 ) ^ 2 * I * A2
1320 N = - B1 * A2 * I * ((H / I) - 2 * K - (B1 * - J / A2) + 120 * B1
)
1330 O = B1 * (H * J + 120 * H * A2 - 2 * K * I * J + 240 * K * I * A2 +
I * 1.015 * B1 + 120 * J * I * B1) - .98 * A2 + K * A2 * ( - H - K * I)
1340 Q = QN / AACP;W = K * S + K ^ 2 * V;X = S * B1 + 2 * K * V * B1;Y =
B1 ^ 2 * V
1350 R = K * A2 * (.98 * 120 / K - H * J / A2 + 120 * H - K * I * J / A2
+ 120 * K * I) + B1 * (1.015 * H + 120 * H * J + 2.03 * K * I + 240 * K
* I * J) - .98 * J

```

```

1360 TT = TS + 460
1370 C1 = S1 * Y;C2 = S1 * X;C3 = S1 * W;D3 = - M * Q;C4 = 7 * Y;D4 =
- Q * N;C5 = 7 * X - S1 * Y * TT ^ 4 - 7 * Y * TT;D5 = - Q * Q;C6 = 7 *
W - S1 * X * TT - 7 * X * TT;D6 = - R * Q;C7 = - W * S1 * TT ^ 4 - 7
* W * TT - Q * L
1380 DEF FN GG(TG) = C1 * (TG + 460) ^ 6 + C2 * (TG + 460) ^ 5 + C3 *
(TG + 460) ^ 4 + D3 * TG ^ 4 + C4 * (TG + 460) ^ 3 + D4 * TG ^ 3 + C5 *
(TG + 460) ^ 2 + D5 * TG ^ 2 + C6 * (TG + 460) + D6 * TG + C7
1390 DEF FN DD(TG) = 6 * C1 * (TG + 460) ^ 5 + 5 * C2 * (TG + 460) ^ 4
+ 4 * C3 * (TG + 460) ^ 3 + 4 * D3 * TG ^ 3 + 3 * C4 * (TG + 460) ^ 2 +
3 * D4 * TG ^ 2 + 2 * C5 * (TG + 460) + 2 * D5 * TG + C6 + D6
1400 REM NEWTON RAPHSON
1410 IF ABS ( FN GG(TG) ) < = .1 THEN RETURN
1420 TG = TG - FN GG(TG) / FN DD(TG)
1430 GOTO 1410
1440 REM ...DISEÑO DE HORNOS .....
...
1450 HOME :ZZ = 1;FLUX = 10000;FO = FLUX;ROW = 1
1460 HOME : INVERSE : PRINT "GEOMETRIA DEL CALENTADOR": NORMAL : PRINT

1470 PRINT "1.- TIPO CAJA ": PRINT "2.- TIPO CILINDRICO ": INVERSE : IN
PUT " SU OPCION =?";OP: NORMAL
1480 PRINT : PRINT "1.- CON LOS RETORNOS FUERA DEL HORNO "
1490 PRINT "2.- CON LOS RETORNOS DENTRO DEL HORNO"
1500 INVERSE : INPUT " SU OPCION ES =?";OV: NORMAL
1510 HOME : PRINT "PARA EL SIGUIENTE CALCULO SE HA PROPUESTO UNA EMISI
VIDAD DE TUBO DE 0.9 PARA TUBOS DE ACERO OXIDADO"
1520 INVERSE : INPUT "DESEA CAMBIAR LA EMISIVIDAD DEL TUBO (SI O NO)?";
PC$: NORMAL
1530 IF PC$ = "SI" THEN GOSUB 2030
1540 HOME : INVERSE : PRINT " PARA EL BALANCE DE ENERGIA SUMINISTRE
LOS SIGUIENTES DATOS DE OPERACION ": NORMAL : PRINT
1550 PRINT "TEMP.DE ENTRADA DEL FLUIDO (°F) =?"
1560 PRINT "TEMP.DE SALIDA DEL FLUIDO (°F) =?"
1570 PRINT "CARGA TERMICA (BTU/HR) =?"
1580 HTAB 34: VTAB 5: INPUT TE: HTAB 33: VTAB 6: INPUT TX: HTAB 25: VTA
B 7: INPUT CA
1590 REM .....
1600 GN = CA / .77
1610 TP = TX - .67 * (TX - TE);TF = (TP + TX) / 2;TS = TF + 100
1620 REM

```

```

1630 AW = CA / FLUX
1640 IF OV = 1 AND PC# = "SI" THEN 1670: REM SI NO CAMBIO EN. DE TUBO P
UNGO EL MODELO
1650 REM  MODELO CEL=F(CEL=3) SUMA=1.3E-2 CORR=.9995  %MAX=1.07
1660 CEL = - 1.60392855 + .0104202381 * TS
1670 REM . ARREGLO DE TUBOS Y DIM..
1680 IF UI = 1 THEN 1740
1690 HOME : INVERSE : PRINT "ARREGLO": NORMAL : PRINT
1700 PRINT "DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO (IN) ="?
1710 PRINT : PRINT "DIAMETRO NOMINAL (IN) ="?
1720 VTAB 3: HTAB 34: INPUT DET: VTAB 5: HTAB 24: INPUT DN
1730 DET = DET / 12:DN = DN / 12
1740 CC = 2 * DN
1750 AU = PI * DET
1760 IF OP = 2 THEN 1870: REM VA A CILINDRICO
1770 NT = SQR (AW / (AU * ((3.75 / 5) * (DET + DN)))):LARGO = (3.75 / 5
) * (DET + DN) * NT:ANCHO = LARGO / 3.75:AL = 2 * ANCHO
1780 IF OV = 2 THEN 1820: REM VA A DENTRO
1790 REM  PARA CAJA FUERA DE .....
1800 LE = LARGO
1810 GOTO 1970: REM VA A FIN DE GEOMETRIA
1820 GOSUB 2000: REM VA A UB Y LUEGO A DENTRO
1830 REM  DENTRO
1840 LE = LARGO
1850 LARGO = LARGO - 2 * UB:LARGO = LARGO + 2 * UB + LARGO * CEL / 12 +
2: REM  CUANDO VAN POR DENTRO
1860 GOTO 1970
1870 REM  PARA CILINDRICO
1880 NT = SQR (AW / (AU * .283 * (DET + DN))):ALTURA = 0.283 * (DET + D
N) * NT:DI = ALTURA / 2
1890 IF OV = 2 THEN 1930: REM VA A DENTRO
1900 LE = ALTURA: REM  FUERA DE
1910 GOTO 1970: REM VA A FIN
1920 REM  DENTRO
1930 GOSUB 2000: REM VA A UB Y LUEGO A DENTRO
1940 REM  DENTRO
1950 LE = ALTURA
1960 ALTURA = ALTURA - 2 * UB:ALTURA = ALTURA + 2 * UB + ALTURA * CEL /
12 + 1: REM  CUANDO VAN POR DENTRO
1970 REM  ..FIN DE GEOMETRIA ...
1980 IF HH = 1 THEN 630

```

```

1990 GOTO 560
2000 REM SUBRRUTINA PARA UB...
2010 UB = 2.0760035 * DET - .127982844 * DET ^ 2 - 4.62326464E - 3 * DET
  ^ 3: REM CORR=1.00000 %ERR=0 SUMA=1.29E-14
2020 RETURN
2030 REM SUBRUTINA PARA MOSTRAR LA EMISIVIDAD DE TUBO
2040 HOME
2050 PRINT "SELECCIONE UNO DE LOS SIGUIENTES MATERIALES:": PRINT : PRIN
T " 1.- ACERO": PRINT " 2.- HIERRO": PRINT " 3.- ACERO INOX.": PRI
NT : INPUT " SU OPCION ES =?":WO
2060 HOME
2070 INVERSE : PRINT "EMISIVIDAD DE TUBO DE VARIOS MATERIALES": NORMAL

2080 PRINT " MATERIAL"
2090 ON WO GOTO 2100,2170,2280
2100 INVERSE : PRINT " ACEROS ": NORMAL
2110 PRINT " 1.- PULIDO"
2120 PRINT " 2.- FUNDIDO PULIDO"
2130 PRINT " 3.- ELECTROLITICO,ALTAMENTE PULIDO"
2140 PRINT " 4.- OXIDADO A 866°K"
2150 PRINT " 5.- ELECTROLITICO OXIDADO, LISO"
2160 GOTO 2410
2170 PRINT : INVERSE : PRINT "HIERROS": NORMAL
2180 PRINT " 6.- PULIDO"
2190 PRINT " 7.- ASPERAMENTE PULIDO"
2200 PRINT " 8.- ESMERILADO RECIENTE"
2210 PRINT " 9.- VACIADO PULIDO"
2220 PRINT "10.- VACIADO RECIENTE TORNEADO"
2230 PRINT "11.- VACIADO, TORNEADO Y TRATADO TERMICA MENTE"
2240 PRINT "12.- FORJADO, ALTAMENTE PULIDO"
2250 PRINT "13.- OXIDADO"
2260 PRINT "14.- VACIADO, OXIDADO A 866°K"
2270 GOTO 2410
2280 PRINT : INVERSE : PRINT "ACEROS INOXIDABLES": NORMAL
2290 PRINT "15.- PULIDO"
2300 PRINT "16.- TIPO 301; A"
2310 PRINT "17.- TIPO 301; B2"
2320 PRINT "18.- TIPO 301; C"
2330 PRINT "19.- TIPO 316; A"
2340 PRINT "20.- TIPO 316; B2"
2350 PRINT "21.- TIPO 316; C"

```

```

2360 PRINT "22.- TIPO 347; A"
2370 PRINT "23.- TIPO 347; B2"
2380 PRINT "24.- TIPO 347; C"
2390 PRINT "25.- TIPO 304 (8CR-18N1)"
2400 PRINT "26.- TIPO 310 (25CR-20N1) "
2410 PRINT
2420 INVERSE : INPUT "DESEA VOLVER A VER LA LISTA(SI O NO)";O$: NORMAL
: IF O$ = "SI" THEN GOTO 2030
2430 PRINT : INPUT "# DEL MATERIAL DESEADO =?";MM
2440 FOR CO = 1 TO 26: READ NC,CEL,ND: FOR J = 1 TO ND: READ TT(J),PC(J
)
2450 NEXT J
2460 IF NC = MM THEN 2480
2470 NEXT CO
2480 ON CEL GOSUB 2550,2570,2590,2610
2490 PC = PC(1)
2500 IF ND = 1 THEN RETURN
2510 REM FORMULA PARA INTERPOLAR LAS EMISIVIDADES DEL TUBO
2520 TJ = ((TS - 32) * 5 / 9) + 273.15: REM LA FORMULA DE EMISIVIDAD ES
EN 'K
2530 PC = PC(1) + ((PC(2) - PC(1)) / (TT(2) - TT(1))) * (TJ - TT(1))
2540 RETURN
2550 REM MODELO CUANDO CEL =1 SUMA=.034 CORR=.99975 %MAX=1.6
2560 CEL = - 1.46999997 + .012925 * TS: RETURN
2570 REM MODELO CUANDO CEL =2 SUM=7E-3 CORR=.9996 %MAX= 1.07
2580 CEL = - .829999994 + .0109 * TS: RETURN
2590 REM MODELO CUANDO CEL =3 SUMA=1.3E-2 CORR=.9995 %MAX=1.07
2600 CEL = - 1.60392855 + .0104202381 * TS: RETURN
2610 REM MODELO CUANDO CEL =4 SUMA=.02 CORR=.99963 %MAX=1.6
2620 CEL = - 1.23 + 8.60833333E - 3 * TS: RETURN
2630 DATA 1,3,1,373,.066,2,3,2,1044,.52,1310,.56,3,3,2,450,.052,500,.06
4,4,3,1,472,.79,5,3,2,400,.78,800,.82,6,3,2,700,.14,1300,.38,7,3,1,373,.
17,8,3,1,293,.24,9,3,1,473,.21
2640 DATA 10,3,1,295,.44,11,3,2,1155,.6,1260,.7,12,3,1,311,.28,13,3,1,3
73,.74,14,3,2,472,.64,872,.78,15,4,1,373,.074,16,4,2,505,.57,1222,.55,17
,4,2,505,.54,1214,.63,18,4,2,505,.51,1172,.7,19,4,2,505,.57,1144,.66,20,
4,2,505,.52,1322,.5
2650 DATA 21,4,2,505,.26,1322,.31,22,4,2,505,.52,1172,.65,23,4,2,505,.5
1,1150,.65,24,4,2,505,.49,1172,.64,25,1,2,489,.44,763,.36,26,2,2,489,.9,
800,.97

```

5.5.- Ejemplos resueltos.

5.5.1.- Ejemplo resuelto para simulación.

Encontrar la carga térmica radiante necesaria para un calentador típico de refinería que tiene las siguientes características:

DATOS

- Dimensiones de la cámara de combustión.

Altura = 30 ft.

Ancho = 15 ft.

Largo = 40 ft.

- Arreglo.

Diámetro exterior de los tubos = 5"

Espaciamiento centro a centro = 10"

Número de tubos = 90 arreglados en un solo banco

Longitud expuesta de los tubos = 40 ft.

CONDICIONES

Temperatura de la pared del tubo = 1000 °F

Carga térmica total = 142,000,000 BTU/hr

% de aire en exceso = 30 %

RESULTADOS

- Dimensiones.

Tipo	=	caja
Largo	=	40 ft.
Ancho	=	15 ft.
Altura	=	30 ft.
Longitud expuesta	=	40 ft.
Diámetro externo de tubo	=	5"
Distancia centro a centro	=	10"
Número de bancos de tubos	=	1
Número de tubos totales	=	90

- Variables auxiliares.

Alfa	=	0.8827
Area plano frfo (ft.)	=	3000
Area plano frfo equivalente(ft.)	=	2648.2320
Longitud media(ft.)	=	15
Presión parcial de ($\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$)(ATM)	=	0.2253
Parámetro PL (ATM-ft)	=	3.3791
Area de rerradiación (ft)	=	1671.7680
Emisividad del gas	=	0.4611
Emisividad del tubo	=	0.9
Factor de intercambio Fi	=	0.5842

- Balance de Energía.

Temperatura del tubo (°F)	= 1000
Temperatura del gas (°F)	= 1857.1193
Fracción de calor que se queda en los gases.	= 0.5449
Carga térmica total BTU/hr	= 142,000,000
Carga térmica radiante BTU/hr	= 61,778,478

5.5.2.- Ejemplo resuelto para diseño.

Se desea diseñar un calentador típico de refinería. Asumiendo que se trata de un calentador tipo caja para calentar 27,270 barriles por día de aceite de 26 API de 380°F a 675°F. El combustible utilizado es gas a 60°F.

DATOS

Calentador tipo	= caja
Retornos	= fuera del calentador
Diámetro exterior de tubo	= 4.5"
Diámetro nominal	= 4"

CONDICIONES

% de aire en exceso	= 25 %
Temperatura de entrada del fluido	= 380 °F
Temperatura de salida del fluido	= 675 °F
Carga térmica total	= 52,000,000 BTU/hr

RESULTADOS

- Dimensiones:

Tipo	=	caja
Largo	=	50 ft
Ancho	=	13 ft
Altura	=	27 ft
Longitud expuesta	=	50 ft
Diámetro externo de tubo	=	4.5"
Distancia centro a centro	=	8"
Número de bancos de tubos	=	1
Número de tubos totales	=	94

- Variables auxiliares.

Alfa	=	0.9220
Area de plano frfo	=	3109.5644 ft
Area plano frfo equivalente	=	2867.0520 ft
Longitud media	=	14.1244 ft
Presión parcial de(CO ₂ +H ₂ O)	=	0.2339 atm
Parámetro PL	=	3.3036 atm-ft
Area de rerradiación	=	1604.2425 ft
Emisividad del gas	=	0.4799
Emisividad del tubo	=	0.9
Factor de intercambio Fi	=	0.5909

- Balance de Energía:

Temperatura del tubo = 676.175 °F

Temperatura del gas = 1619.8 °F

Fracción de calor que se
queda en los gases = 0.4498

Carga térmica total = 98,081,992 BTU/hr

Carga térmica radiante = 51,992,488 BTU/hr

Flux real = 9,461.7 BTU/hrft²

Flux supuesto = 9,461.7 BTU/hrft²

C A P I T U L O VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- El objetivo de éste trabajo fué el analizar la transferencia de calor por radiación y hacer un sistema de cálculo que permitiese diseñar un horno en lo referente a la sección radiante. Dicho objetivo se logró considerando que para completar el diseño de un horno es fácil agregarle la sección de convección, basado en la teoría de transferencia de calor por convección.

2.- Al analizar los distintos métodos de cálculo de la sección radiante se encontró que todos están fundamentados en la ecuación de transferencia de calor de Stefan-Boltzmann y que una aplicación simple fué la de Lobo y Evans. Cualquier otro método que se mencione puede ser derivado de Lobo y Evans con alguna pequeña variante.

3.- El sistema de cálculo se probó con ejemplos reportados en la bibliografía tanto para diseño como para simulación, encontrándose que los resultados que generaba eran altamente confiables.

4.- La técnica de convergencia se seleccionó en base al modelo matemático a resolver, así para el cálculo de la temperatura del gas dada la forma polinomial que se logró obtener al combinar modelos regresionales con balance de energía. Indujo a pensar que el método Newton-Raphson sería una técnica muy convergente, y efectivamente eso ocurrió en la resolución

de diferentes problemas.

Para el diseño de un horno, dado que no se conoce el área de transferencia debe suponerse un flux, el cual al combinarse con la carga térmica genera una área supuesta, dicha área una vez definida debe cumplir con los balances térmicos. En la selección de ésta área se vió que era eficiente el método de sustitución directa aplicado al flux.

5.- Debe recordarse que Lobo y Evans es un método de aproximación, lo cual permite manejar reglas de dedo para definir las características de un horno y es lo que ha permitido que su uso se haya extendido ampliamente y que otros investigadores para hacerlo más aplicativo a ciertas condiciones lo hayan modificado.

A P E N D I C E A

A.1.- Método de las cuerdas cruzadas

El receptor usual de calor para los hornos industriales se compone de múltiples tubos dispuestos sobre las paredes, techo y piso del horno o localizados centralmente en la cámara de combustión. El caso más común es aquel en que los tubos lisos se arreglan en una hilera simple frente a una pared de refractario. (ver figura A.1).

Aún cuando hay muchas formas arbitrarias de evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor para tales arreglos, Hottel (15) ha propuesto un desarrollo racional que ahora se usa casi exclusivamente.

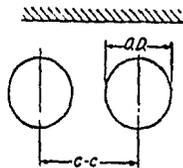


Fig. A.1

a) Derivación. Los sistemas bidimensionales están caracterizados por áreas de extensión infinita en una sola dirección, generada por una línea recta que siempre se mueve paralela a sí misma.

Considerese un sistema formado por 3 superficies bidimensionales A1, A2 y A3. Cada una representa la superficie efectiva obtenida al tensar una cuerda entre sus extremos sobre la cara radiadora, para producir una superficie que no se pueda ver a sí misma, fig. A.2.

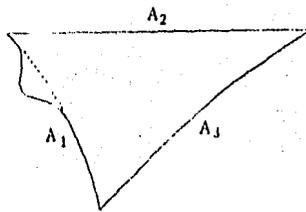


Fig A.2

Estas superficies representan el área efectiva, respectivamente de las caras radiadoras y sólo pueden verse desde cada una de ellas -- las otras dos. Esto es cierto considerando que las superficies son negras y para lo cual existe una expresión que explica que la radiación emitida desde una, es igual a la radiación neta emitida desde el área mínima obtenida al reemplazar todas las irregularidades por superficies planas. Dicha expresión es la siguiente:

$$A_1 F_{12} = A_1 (1 - F_{11}) = A_i \quad \dots(A.1)$$

donde:

A₁ = Área de la superficie radiadora (incluyendo sus irregularidades)

F₁₂ = Factor de visión directa con el cual se ve la superficie radiadora a su superficie efectiva o equivalente.

F₁₁ = Factor de visión con el cual se ve a sí misma la superficie radiadora.

A_i = Área de la superficie equivalente o efectiva.

De acuerdo a lo anterior, se obtiene lo siguiente para el caso del recinto de tres superficies.

$$A_1 F_{12} + A_1 F_{13} = A_1 \quad \dots(A.2)$$

$$A_2 F_{21} + A_2 F_{23} = A_2 \quad \dots(A.3)$$

$$A_3 F_{31} + A_3 F_{33} = A_3 \quad \dots(A.4)$$

Como la parte que ve una superficie de otra es la misma, se puede reducir el número de factores F que se requieren conocer, por lo tanto las expresiones anteriores quedan de la siguiente manera:

$$A_1 F_{12} + A_1 F_{13} = A_1 \quad \dots(A.5)$$

$$A_1 F_{12} + A_2 F_{23} = A_2 \quad \dots(A.6)$$

$$A_1 F_{13} + A_2 F_{23} = A_3 \quad \dots(A.7)$$

La solución del sistema para A_{12} y F_{12} es:

$$A_1 F_{12} = \frac{A_1 + A_2 - A_3}{2} \quad \dots(A.8)$$

Considerando ahora un recinto más complejo, de sección recta representada por líneas continuas en la fig. A.3.

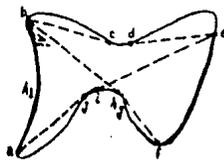


Fig. A.3

Para determinar el intercambio de energía radiante entre las superficies A1 y A2 (líneas gruesas) o sea $A_1 F_{12}$, se tensa un hilo imaginario entre los bordes a y b de A1 que representa el área efectiva A_i . A continuación se traza la línea de longitud mínima entre los bordes

\underline{b} de A1 y \underline{e} de A2 (línea \overline{bcde}) así como entre los bordes \underline{a} de A1 y \underline{f} de A2 (línea \overline{ajihgf}). Es evidente que la transmisión directa de calor entre A1 y A2 es independiente del tipo de superficie que las una, ya sea la representada con línea continua o de la línea discontinua, pues -- ninguna de las partes vistas por A2 de A1, o al contrario, son afectadas por la elección. Trazando ahora las líneas de longitud mínima de \underline{b} a \underline{f} (línea \overline{bhgf}) y de \underline{a} a \underline{e} (línea \overline{ajie}), se obtiene la cavidad formada -- por tres superficies A1, \overline{bcde} , \overline{ajie} , y por analogía con el caso descrito por la ecuación (A.8):

$$A_{1F_{1-\overline{bcde}}} = \frac{A_i + \overline{bcde} - \overline{ajie}}{2} \quad \dots(A.9)$$

Similarmente para la cavidad formada por las superficies A1, \overline{bh} y \overline{hija} , se tendrá:

$$A_{1F_{1-\overline{hija}}} = \frac{A_i + \overline{hija} - \overline{bh}}{2} \quad \dots(A.10)$$

Observando la fig. A.3, se deduce que desde A1, sólo pueden -- verse \overline{bcde} , \overline{hija} y A2, por lo tanto:

$$A_{1F_{1-\overline{bcde}}} + A_{1F_{1-\overline{hija}}} + A_{1F_{12}} = A_i \quad \dots(A.11)$$

Sustituyendo los valores dados por las ecuaciones A.9 y A.12, se obtiene:

$$A_{1F_{12}} = \frac{(\overline{ajie} + \overline{bh}) - (\overline{bcde} + \overline{hija})}{2} \quad \dots(A.12)$$

o también:

$$A_1 F_{12} = \frac{(\overline{ajie} + \overline{bhgf}) - (\overline{bcde} + \overline{aijhgf})}{2} \quad \dots(A.13)$$

En resumen, el producto de AF para la transmisión de calor entre dos superficies de este tipo por unidad de longitud normal al dibujo, es la suma de las longitudes de dos hilos que se cruza, tensados entre los extremos de las líneas que representan las superficies, menos la suma de las longitudes de dos hilos que no se cruzan, similarmente tensados entre las superficies, y todo ello dividido entre dos.

Aplicando el método de las cuerdas cruzadas a una hilera de tubos colocada junto a la pared de refractario de la cámara de combustión se encuentra el factor de la siguiente manera:

Se consideran dos tubos circulares paralelos, cuya longitud es lo suficientemente grande comparada con su diámetro D ó la distancia C entre sus ejes. Sus áreas exteriores se representan por A_a y A_b , --- fig. A.4.

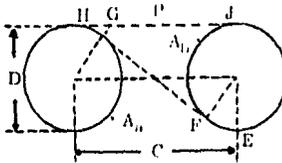


Fig. A.4

El área de intercambio directo entre los dos tubos (área efectiva) tendrá como valor :

$$\bar{ab} = EFGH - HJ \quad \dots(A.14)$$

De acuerdo a la geometría de la figura A.4, se tiene que la línea EFGH está formada por las curvas GH y EF, así como por la recta FG, por lo tanto:

$$GH = EF = \frac{D}{2} \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{\frac{D}{2}}{\frac{C}{2}} \right) = \frac{D}{2} \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D}{C} \right) \quad \dots(A.15)$$

$$FG = 2 \left[\left(\frac{C}{2} \right)^2 - \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots(A.16)$$

sumando valores:

$$EFGH = D \operatorname{sen}^{-1} (D/C) + \left[(C^2 - D^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots(A.17)$$

rearrreglando la expresión anterior:

$$EFGH = D \left[\operatorname{sen}^{-1} (D/C) + \left[(C/D)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad \dots(A.18)$$

y el valor de HJ será: HJ = C

consecuentemente:

$$\bar{ab} = D \left[\operatorname{sen}^{-1} (D/C) + \left[(C/D)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} - (C/D) \right] \dots(A.19)$$

Ahora el problema es encontrar que fracción de calor radiado sobre uno de los lados de una hilera infinita de tubos, es interceptada por ellos. En la fig. A.4 P representa el área mínima a través de la cual fluye la radiación, siendo ella, el área de un plano paralelo al pla

no de los ejes de los tubos. Se puede notar entonces, que el tubo "a" ve a los tubos contiguos y al espacio externo a los planos tangentes a los tubos. Por lo tanto el campo de visión del tubo "a" es:

$$2(\overline{ab}) + 2(\overline{aP}) = Aa \quad \dots(A.20)$$

donde \overline{aP} representa el área de intercambio directo asociada con la densidad de flujo térmico de "a" hacia "P" o de "P" hacia "a".

Despejando el valor de \overline{aP} :

$$\overline{aP} = \overline{Pa} = \frac{Aa}{2} - \overline{ab} \quad \dots(A.21)$$

Entonces, la fracción F_{aP} de la radiación total dirigida -- del plano P al tubo "a" es \overline{aP}/Aa . Multiplicando la expresión anterior por el área total de la hilera de tubos, designada por A_1 , se llega al valor del área de transmisión entre el plano y ella, a la cual se le llama $A_P F_{P1}$. Por consiguiente:

$$\overline{1P} = A_P F_{P1} = A_1 \left(\frac{1}{2} - \frac{\overline{ab}}{Aa} \right) \quad \dots(A.22)$$

Despejando:

$$F_{P1} = \frac{A_1}{A_P} \left(\frac{1}{2} - \frac{\overline{ab}}{Aa} \right) \quad \dots(A.23)$$

$$A_1 = \pi D \# \text{tubos}$$

$$A_P = C \# \text{tubos}$$

$$Aa = \pi D$$

$$\alpha = F_{P1} = \frac{\pi D}{2C} - \frac{\overline{ab}}{C} \quad \dots(A.24)$$

Tomando en cuenta ahora la pared del refractario, fig. A.1, - se tiene que la fracción $(1 - F_{P1})$ incide sobre dicha pared, la cual -- tiene como área A_R , y la refleja o la rerradia hacia la hilera de tubos, siendo absorbida la fracción $F_{R1} = F_{P1}(1 - F_{P1})$. Se considera que el -- refractario no permite el paso de la radiación a través de él, sólo la re-- fleja o la rerradia como si fuera un cuerpo negro; la transmisión de ca-- lor que se efectúa entre él y el medio caliente se realiza por medio del fenómeno de convección debido a los gases de combustión.

La fracción total que absorberá la hilera de tubos será:

$$\alpha_{\text{total}} = F_{P1} = F_{P1} + (1 - F_{P1}) F_{P1} = F_{P1} (2 - F_{P1}) \dots (A.25)$$

Donde:

$$F_{P1} = \frac{\pi D}{2C} - \frac{D}{C} \left[\text{sen}^{-1} (D/C) + [(C/D) - 1]^{1/2} - \frac{C}{D} \right] \dots (A.26)$$

La fracción F_{P1} , también llamada factor total de visión para superficies negras, se grafica contra C/D en la figura 4.1.

Si ahora se considera que existen dos hileras de tubos, en -- arreglo triangular, y se desea evaluar el flux del tubo "a" al plano "P" en el otro lado de la hilera que le sigue. (ver figura A.6).

Uno de los posibles métodos para aplicar la técnica de cuerdas cruzadas podría ser:

$$Aa = \overline{aP} + 4(\overline{ab}) + 2(\overline{ac} + \overline{ad} + \dots) + \overline{aP'}$$

y, $c+d+\dots$ es, por intercepción radiante, reemplazable por una sola superficie si la radiación de "a" no puede penetrar entre "c" y "d", (lo que es verdad cuando $D = C/2$). Ya que \overline{ab} es conocido, $\overline{aP'}$ necesita ser -- evaluado (pero un nuevo intercambio directo de área por la técnica de las cuerdas cruzadas debe ser introducido $\overline{S_a S_{EFGH}}$).

El intercambio directo de área $\overline{aP'}$, puede ser convertido a $F_{P'2}$ donde 2 representa toda la segunda hilera de tubos contando desde el plano P' . Así mismo al tener F_{P1} y F_{P2} que son los factores de intercambio directo. Se sigue el mismo procedimiento que el usado en la deducción del problema para una hilera de tubos, se puede encontrar el -- factor total para este caso, el cual se ha graficado en la fig. 4.1.

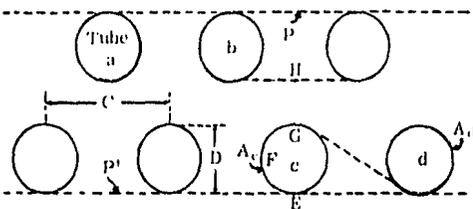


Fig. A.6

A P E N D I C E B

B.1.- El factor de intercambio

El plano radiante, formado por los gases de combustión, no es un cuerpo negro o radiador perfector, puesto que el calor emitido por él no es el calor que sería capaz de desprender. Esto se debe a que los gases de combustión actúan como un medio absorbente y además de que el poder emisor de los gases no corresponde al de un cuerpo negro.

H.C. Hottel (13) consideró a los gases de combustión como un gas gris, el cual es aquel que tiene una absorbatividad α igual a su emisividad ϵ para la radiación emitida desde cualquier fuente o manantial de calor. Aunque tanto la emisividad como la absorbatividad varían con la longitud del recorrido a través de la capa de gases. Esto afecta la transmisión de calor existente del plano caliente al plano frío y se refleja en la propiedad del gas gris llamada transmitividad, que es igual a $1 - \alpha$.

Por lo tanto, la expresión que represente esta nueva consideración, debe incluir el factor de visión F_{12} o F_{1R} y a un factor adicional de transmitividad τ_{12} o τ_{1R} para la radiación emitida por el radiador original A_1 que interceptan la superficie receptora A_2 y la superficie de refractario AR . Esta nueva definición es la siguiente:

$$\overline{12} = A_1 F_{12} \tau_{12} \quad \dots(B.1)$$

y tomando $\tau_{12} = \tau_{21}$... (B.2)

se llega a:

$$\bar{i}_2 = A_1 F_{12} \tau_{12} = A_2 F_{21} \tau_{21} \quad \dots (B.3)$$

Considerando ahora un recinto formado por superficies manantial-receptor $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ con emisividades y absorbatividades $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \dots, \epsilon_n$ y por superficies "sin flujo térmico" o sea superficies que se comportan como difusas-reflectoras y parcialmente absorbentes A_R, A_S, \dots , para determinar la transmisión de radiación entre A_1 y el gas, es decir para calcular φ_{1G} , se toma A_1 como el único emisor original, radiando en la proporción $A_1 \epsilon_1$ para un valor unitario de la emisividad del cuerpo negro a la temperatura T_1 . La radiación que abandona A_2, A_3, \dots, A_n y a reflexiones y reemisiones en A_R, A_S, \dots . De la radiación total emitida inicialmente por A_1 , la fracción $A_1 \varphi_{11}$ regresa y es absorbida por A_1 , la fracción $A_1 \varphi_{12}$ alcanza y es absorbida por $(A_2 \dots A_1)$ (φ_{1n}) es absorbida por A_n . La radiación residual es la que no absorben las superficies expuestas y es absorbida por el gas. Por lo tanto:

$$A_{1G} = A_1 (\epsilon_1 - \varphi_{11} - \varphi_{12} - \dots - \varphi_{1n}) \quad \dots (B.4)$$

Como $\varphi_{11}, \dots, \varphi_{1n}$ y φ_{1G} son incógnitas, se debe de plantear otra ecuación para tener el sistema de ecuaciones con el cual se pueden obtener sus valores. Para eso, sea el gas el único emisor inicial del sistema, estando todas las zonas manantial-receptor $A_1 \dots A_n$ mantenidas en el cero absoluto de temperatura. Designando las densidades de flujo térmico que abandonan las diversas superficies por G_{R1}, G_{R2}, \dots , entonces, la radiación incidente sobre A_1 procedente de la superficie A_2

Para obtener la solución, se define el determinante \bar{D} con los coeficientes de las ecuaciones de la forma siguiente:

$$\bar{D} = \begin{matrix} \bar{11} - A_1/\rho_1 & \bar{12} & \dots & \bar{1R} & \dots \\ \bar{12} & \bar{22} - A_2/\rho_2 & \dots & \bar{2R} & \dots \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \\ \bar{1R} & \bar{2R} & & \bar{RR} - A_R & \dots \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \end{matrix} \dots(B.8)$$

Al despejar G_{Rn} , flujo parcial relativo procedente de la superficie n , debido a la existencia del gas G como emisor único, se llega a:

$$G_{Rn} = \frac{G \bar{D}_n}{\bar{D}} \dots(B.9)$$

donde $G \bar{D}_n$ es el determinante que resulta de la sustitución de la columna n -ésima de \bar{D} por los segundos miembros de las ecuaciones, o sea:

$$\begin{matrix} -A_1 + (\bar{11} + \bar{12} + \dots + \bar{1R} + \dots), & -A_2 + (\bar{21} + \bar{22} + \dots + \bar{2R} + \dots), & \dots, \\ -A_R(\bar{R1} + \bar{R2} + \dots + \bar{RR} + \dots) & & \dots(B.10) \end{matrix}$$

cualquiera de estos términos puede expresarse en la forma:

$$-A_n \left[1 - (F_{n1} \tau_{n1} + F_{n2} \tau_{n2} + F_{n3} \tau_{n3} + \dots + F_{nR} \tau_{nR} + \dots) \right] \quad (B.11)$$

donde la suma de términos entre paréntesis representa la transmitividad media ponderada, o transmitividad para la radiación total que llega o abandona a A_n . Conocida la densidad del flujo térmico reflejada G_{R1} , puede calcularse φ_{1G} . Y como la relación del calor absorbido al calor reflejado en A_1 es ϵ_1/ρ_1 , multiplicando dicha densidad G_{R1} por esta --

relación, se obtiene la transmisión de calor neto entre el gas gris y la superficie A_1 , como se expresa a continuación:

$$A_1 \varphi_{1G} = \frac{A_1 \epsilon_1}{\rho_1} GR_1 = \frac{A_1 \epsilon_1}{\rho_1} \frac{GD_1}{\bar{D}} \quad \dots(B.12)$$

Al tener explicados los principios anteriores, se considera - ahora la aplicación de los mismos al gaso más simple, es decir, un gas a la temperatura T_G transmitiendo energía radiante a un receptor de calor, representado por la superficie única A_1 . El recinto se completa con superficies refractarias, que se agrupan todas en una sola zona sin flujo - térmico A_R . Dicho caso es el que consideraron W.E. Lobo y J.E. Evans -- para llevar a cabo la evaluación global de la transmisión de calor dentro de una cámara de combustión.

De la ecuación B.4 : $A_1 \varphi_{1G} = A_1 \epsilon_1 - A_1 \varphi_{11}$

$$\begin{aligned} A_1 \varphi_{1G} &= \frac{A_1 \epsilon_1}{\rho_1} \frac{GD_1}{\bar{D}} \\ &= A_1 \epsilon_1 \left[\frac{1 - \epsilon_1 + \epsilon_1}{\rho_1} \frac{\begin{vmatrix} \overline{11} & \overline{1R} \\ \overline{1R} & \overline{RR} - AR \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \overline{11} - A_1 \rho_1 & \overline{1R} \\ \overline{1R} & \overline{RR} - AR \end{vmatrix}} \right] \dots(B.13) \end{aligned}$$

Designanado el determinante del numerador por B y desarrollan do parcialmente el determinante del denominador en la forma $B - ((\overline{RR} - AR)/$

$(A_1/\rho_1))$:

$$A_1 \varphi_{1G} = A_1 \epsilon_1 \left[1 + \frac{\epsilon_1}{\rho_1} \frac{B}{B - (\overline{RR} - AR)(A_1/\rho_1)} \right] \quad \dots(B.14)$$

$$= A_1 \epsilon_1 \left[1 + \frac{\epsilon_1 B}{\rho_1 B - (\overline{RR} - AR)(A_1)} \right] \quad \dots(B.15)$$

$$= A_1 \epsilon_1 \left[\frac{\rho_1 B - (\overline{RR} - AR)A_1 + \epsilon_1 B}{\rho_1 B - (\overline{RR} - AR)A_1} \right] \quad \dots(B.16)$$

tomando los valores recíprocos y sustituyendo ρ_1 por $1 - \epsilon_1$

$$\frac{1}{A_1 \varphi_{1G}} = \frac{1}{A_1 \epsilon_1} \left[\frac{B - \epsilon_1 B - A_1(\overline{RR} - AR)}{B - \epsilon_1 B - A_1(\overline{RR} - AR) + \epsilon_1 B} \right] \quad \dots(B.17)$$

$$= \frac{1}{A_1 \epsilon_1} \left[1 - \frac{\epsilon_1 B}{B - A_1(\overline{RR} - AR)} \right] \quad \dots(B.18)$$

reacomodando la expresión:

$$\frac{1}{A_1 \varphi_{1G}} = \frac{1}{A_1 \epsilon_1} \left[1 - \frac{\epsilon_1 B + A_1(\overline{RR} - AR) \epsilon_1 - A_1(\overline{RR} - AR) \epsilon_1}{B - A_1(\overline{RR} - AR)} \right] \quad (B.19)$$

$$= \frac{1}{A_1 \epsilon_1} \left[1 - \epsilon_1 - \frac{\epsilon_1 A_1(\overline{RR} - AR)}{B - A_1(\overline{RR} - AR)} \right] \quad \dots(B.20)$$

sustituyendo el valor de B

$$\frac{1}{A_1 \varphi_{1G}} = \frac{1}{A_1} \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) + \frac{1}{A_1 - \overline{11} + \overline{1R}^2 / (\overline{RR} - AR)} \quad \dots(B.21)$$

Cuando ϵ_1 toma el valor de 1, φ_{1G} por definición se transforma en \overline{F}_{1G} , que es el factor de transmisión de calor entre el gas y la zona manantial-receptor y que incluye al factor de visión o perspectiva y al efecto del refractario presente, considerando a A_1 y al gas como "cuerpos negros" y al refractario como una superficie sin flujo de calor.

De la ecuación anterior:

$$A_1 \varphi_{1G} = A_1 - \overline{11} + \overline{1R}^2 / (\overline{RR} - AR) \quad \dots(B.22)$$

Luego, la ecuación B.21 puede escribirse así:

$$\frac{1}{A_1 \psi_{1G}} = \frac{1}{A_1} \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) + \frac{1}{A_1 \bar{F}_{1G}} \quad \dots(B.23)$$

Para esta cavidad o recinto, todos los factores de visión directa pueden expresarse en función de uno solo de ellos, F_{R1} , como se muestra a continuación:

$$\bar{1R} = A_1 F_{1R} \tau_{1R} = A_R F_{R1} \tau_{1R} \quad \dots(B.24)$$

$$\bar{11} = A_1 F_{11} \tau_{11} = A_1 (1 - F_{1R}) \tau_{11} = (A_1 - A_R F_{R1}) \tau_{11} \quad (B.25)$$

$$\bar{RR} = A_R F_{RR} \tau_{RR} = A_R (1 - F_{R1}) \tau_{RR} \quad \dots(B.26)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación B.22

$$A_1 \bar{F}_{1G} = A_1 - (A_1 - A_R F_{R1}) \tau_{11} + \frac{(A_R F_{R1} \tau_{R1})^2}{A_R (1 - F_{R1}) \tau_{RR} - A_R} \quad \dots(B.27)$$

dividiendo la ecuación entre A_1 y tomando común denominador para el segundo miembro:

$$\bar{F}_{1G} = \frac{(\tau_{RR} - F_{R1} - 1) - (1 - \frac{AR}{AL} F_{R1}) \tau_{11} (\tau_{RR} - F_{R1} \tau_{RR} - 1) + \frac{AR}{AL} F_{R1}^2 \tau_{R1}^2}{\tau_{RR} - F_{R1} \tau_{RR} - 1} \quad \dots(B.28)$$

reemplazando a τ_{11} por $1 - \epsilon_{11}$, a τ_{RR} por $1 - \epsilon_{RR}$, a τ_{R1} por $1 - \epsilon_{R1}$ y reduciendo términos:

$$\bar{F}_{1G} = \frac{\epsilon_{11} (F_{R1} + \epsilon_{RR} (F_{R1} - 1)) - \frac{AR}{AL} F_{R1} (\epsilon_{RR} - \epsilon_{11} \epsilon_{RR}) + \frac{AR}{AL} F_{R1}^2 (\epsilon_{RR} + \epsilon_{11} + \epsilon_{R1}^2 - 2\epsilon_{R1} - \epsilon_{11} \epsilon_{R1})}{-F_{R1} + \epsilon_{RR} (F_{R1} - 1)}$$

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} + \frac{\frac{AR}{AI} F_{RI} (\epsilon_{RR} - \epsilon_{11})}{F_{RI} + \epsilon_{RR} (1 - F_{RI})} - \frac{\frac{AR}{AI} F_{RI}^2}{F_{RI} + \epsilon_{RR} (1 - F_{RI})} (\epsilon_{RR} + \epsilon_{11} + \epsilon_{RI}^2 - 2\epsilon_{RI} - \epsilon_{11}\epsilon_{RR})$$

...(B.30)

llamando al tercer miembro "c", multiplicando y dividiendo por ϵ_{11} el segundo término:

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} + \frac{\epsilon_{11} \frac{AR}{AI} F_{RI} \epsilon_{RR} (1 - \epsilon_{11})}{\epsilon_{11} F_{RI} + \epsilon_{11} \epsilon_{RR} - \epsilon_{11} \epsilon_{RR} F_{RI}} - c \quad \dots(B.31)$$

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} + \frac{\frac{AR}{AI} \epsilon_{11}}{\frac{F_{RI} (\epsilon_{11} - \epsilon_{11} \epsilon_{RR}) + \epsilon_{11} \epsilon_{RR}}{F_{RI} \epsilon_{RR} (1 - \epsilon_{11})}} - c \quad \dots(B.32)$$

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} + \frac{\frac{AR}{AI} \epsilon_{11}}{\frac{\epsilon_{11}}{\epsilon_{RR}} - \frac{\epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} + \frac{\epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} \frac{1}{F_{RI}}} - c \quad \dots(B.33)$$

tomando como factor común ϵ_{11} para los dos primeros términos:

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} \left[1 + \frac{\frac{AR}{AI}}{\frac{\frac{\epsilon_{11}}{\epsilon_{RR}} - \epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} + \frac{\epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} \frac{1}{F_{RI}}} \right] - c$$

...(B.34)

por lo tanto el valor de \bar{F}_{1G} será:

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_{11} \left[1 + \frac{\frac{AR}{AI}}{\frac{\frac{\epsilon_{11}}{\epsilon_{RR}} - \epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} + \frac{\epsilon_{11}}{1 - \epsilon_{11}} \frac{1}{F_{RI}}} \right] - \frac{\frac{AR}{AI} F_{RI}^2}{F_{RI} + \epsilon_{RR} (1 - F_{RI})} (\epsilon_{11} + \epsilon_{RR} + \epsilon_{RI}^2 - 2\epsilon_{RI} - \epsilon_{11}\epsilon_{RR})$$

...(B.35)

donde los subíndices dobles de ϵ indican que la emisividad del gas se ha calculado basándose en una longitud que corresponde a los dos elementos su perificiales mencionados. Dicha ecuación se puede reducir para su empleo en el caso que interesa (evaluación global). Si las diversas emisivida-- des del gas se suponen iguales, o bien sin sustituirlas por su valor me-- dio, llamado ϵ_G , se observa que se anula el segundo término del segundo miembro, quedando:

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_G \left[1 + \frac{\frac{AR}{AI}}{1 + \frac{\epsilon_G}{1 - \epsilon_G} \frac{1}{FR_1}} \right] \quad \dots(B.36)$$

teniendo este valor, entonces, se puede obtener el valor del factor to-- tal de intercambio φ de la ecuación B.23:

$$\varphi = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\bar{F}_{1G}} - 1} \quad \dots(B.37)$$

En la fig. 4.4, φ está dado directamente en función de la re-- lación $A_R / F \propto A_{cp}$ y de la emisividad del gas ϵ_G .

Una vez vista la deducción de φ , se definen las siguientes variables análogas a las ecs. B.36 y B.37

A_t = Area total de la sección de radiación, la cual es igual a A_{cp} + superficie de refractario no protegida por tubos, ft^2

α_{Acp} = Area fría equivalente, ft^2

A_r = Superficie efectiva refractaria, ft^2 ($A_r = A_t - \alpha_{Acp}$)

P_c = Emisividad de la superficie receptora, supuesta de 0.90

P_f = Emisividad de la flama. ϵ_G

F_{rc} = Fracción de la radiación emitida del refractario en todas direcciones, el cual si no es absorbido por el gas, podría afectar -- mucho a la superficie fría equivalente α_{Acp} .

Para que en resumen el factor de intercambio quede definido por Hottel, como:

$$\varphi = \frac{1}{\frac{1}{F_s} + \frac{1}{P_c} - 1} \quad \dots(B.38)$$

donde

$$F_s = P_f \left(\frac{A_f}{A_t} \right) \left[1 + \frac{A_r}{\alpha_{Acp}} \frac{1}{1 + \left(\frac{P_f}{1 - P_f} \right) \frac{1}{F_{rc}} \frac{A_f}{A_t}} \right] \quad \dots(B.39)$$

A_f = Area de bulbo de la flama, ft^2

En hornos comerciales A_f puede ser considerado igual a A_t , y la ecuación B.39 puede ser simplificada a la forma usada en este trabajo:

$$F_s = P_f \left[1 + \frac{A_r}{\alpha_{Acp}} \frac{1}{1 + \left(\frac{P_f}{1 - P_f} \right) \frac{1}{F_{rc}}} \right] \quad \dots(B.40)$$

La evaluación exacta de F_{rc} es un poco tediosa. En un esfuerzo por simplificar la evaluación de este factor, más de veinte hornos di-

ferentes en su diseño fueron estudiados usando la resolución exacta y se encontró que:

$$Frc = \alpha_{Acp} / AR + \alpha_{Acp} \quad \text{cuando } AR / \alpha_{Acp} = 0 \text{ a } 0.5 \text{ (aprox)}$$

$$Frc = \alpha_{Acp} / AR \quad \text{cuando } AR / \alpha_{Acp} = 4 \text{ a } 7$$

valor intermedio cuando $AR / \alpha_{Acp} = 0.5 \text{ a } 4$.

B.2.- Evaluación de emisividad de gas ϵ_g .

Por definición la emisividad de la flama (o de gas) es la relación del calor realmente transferido de la flama a la superficie fría y el calor al cual podría haber sido transferido siendo la flama y la superficie fría como radiadores perfectos. Los gases de combustión al estar expuestos a la radiación térmica emitida por un cuerpo negro experimentan una absorción en ciertas regiones del espectro infrarrojo e inversamente si están calientes, radian energía térmica en los mismos intervalos de longitud de onda. El espectro infrarrojo de los gases tiene su origen en el registro de los cambios cuánticos en los niveles de energía de rotación y vibración interatómica de las moléculas, y para las temperaturas alcanzadas en los calentadores industriales (de 980°K a 1920°K) sólo tiene importancia para el caso de gases heteropolares, o sea gases que tienen sus moléculas asimétricas. Entre los gases heteropolares que tienen más importancia a las mencionadas temperaturas, están el dióxido de carbono y el vapor de agua, y entre los de menor importancia, el monóxido de carbono, los hidrocarburos, el trióxido de azufre, el dióxido de azufre

amoniaco y los alcoholes. Los gases que no muestran bandas de absorción para las longitudes de onda en la transmisión calorífica por radiación a las temperaturas ya mencionadas, son las moléculas isométricas tales como el hidrógeno, el oxígeno y el nitrógeno.

La emisividad de los gases depende de la concentración de sus componentes, de la cantidad de los mismos, de la forma del recipiente que los contenga y por supuesto de la temperatura a la cual se encuentren. - En otras palabras, está en función de la presión a la que se encuentren - los gases, de la longitud media del haz radiante y de la temperatura.

H.C. Hottel y H.G. Mangelsdorf, Hottel y V.C. Smith (12), realizaron mediciones directas de la emisividad total ϵ_{CO_2} del dióxido de carbono a la presión total de 1.013 bar, dichos resultados se graficaron como se muestra en la figura B.1.

Para la emisividad total del vapor de agua $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ a la presión de 1.013 bar, Hottel y algunos compañeros también hicieron mediciones directas, las cuales se graficaron, como se muestra en la figura B.2.

En ambas gráficas se nota la presencia de varias curvas que - representan el producto parcial de la presión parcial por la longitud media del haz radiante.

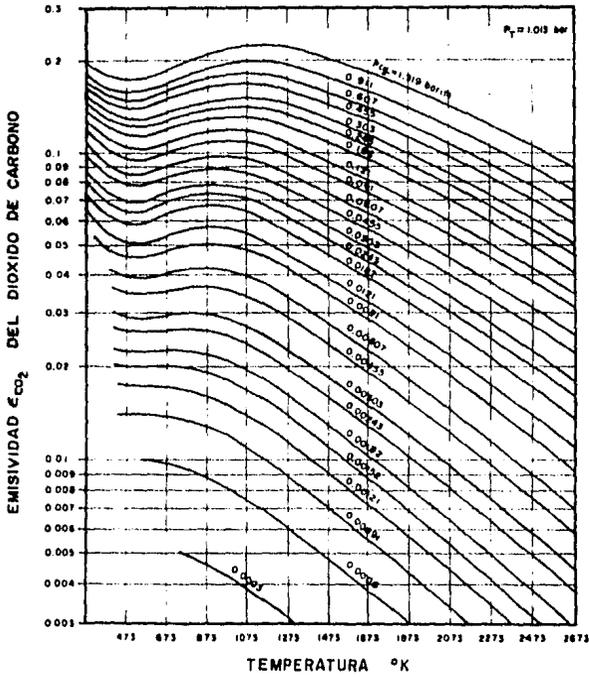


Fig. B.2

La emisividad total debida a la combinación del CO_2 y del H_2O no es igual a la suma de las emisividades totales encontradas individualmente para cada uno de ellos, porque uno le es opaco al otro en ciertas regiones del espectro infrarrojo, en las regiones 2.7μ y 15μ . Por lo tanto la emisividad total es menor que la suma de las emisividades individuales. En la figura B.3 se muestra la gráfica para la emisividad combinada de mezclas equimolares, o sea en relación uno a uno. W.E. Lobo y -- J.E. Evans (20) cambiaron la forma de referenciar los parámetros del producto de la suma de las presiones parciales por la longitud promedio del haz radiante y de la temperatura, utilizando las cartas de radiación de Hottel.

Al calcular la emisividad de una masa de gas, se deben tomar en cuenta tanto de la fuente como del receptor. Para la transferencia de calor a un cuerpo negro, uno usaría la ecuación:

$$Q_b = 0.173 F_b A \left[\epsilon_G \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - a_G \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] A'_b \quad \dots (B.41)$$

donde:

Q_b = Transferencia de calor al cuerpo negro por radiación del gas, BTU/hr

A'_b = Area efectiva de transferencia de calor del cuerpo negro, ft^2

a_G = Absorbatividad del gas a T_b , adimensional

$F_b A$ = Factor para considerar la geometría del sistema como un cuerpo negro receptor, adimensional.

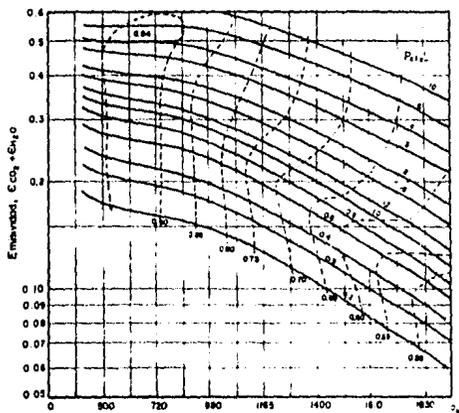


Fig. B.3

TG = Temperatura del gas, °R

Tb = Temperatura del cuerpo negro, °R

ϵ_G = Emisividad del gas a TG, adimensional

Prácticamente, aG puede reemplazarse por ϵ evaluada a Tb. -

Cuando están presentes dos constituyentes radiantes, H₂O y CO₂, la ecuación puede escribirse entonces (despreciando el factor de corrección para interferencia entre moléculas disímiles):

$$Q_b = 0.173 \mathcal{F}_b \left[(\epsilon_c + \epsilon_w) T_G \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - (\epsilon_c + \epsilon_w) T_b \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] A'_b$$

donde ...(B.42)

$(\epsilon_c + \epsilon_w)_{TG}$ = Emisividad del gas a TG

ϵ_c = Emisividad del CO₂ a pCO₂.L y TG

ϵ_w = Emisividad del H₂O a pH₂O.L y TG

$(\epsilon_c + \epsilon_w)_{Tb}$ = Emisividad (sustituida por absorbatividad)

ϵ_c = Emisividad del CO₂ a pCO₂.L y Tb

ϵ_w = Emisividad del H₂O a pH₂O.L y Tb

Se notará que además del factor de corrección que debería introducirse para tomar en cuenta la interferencia; Egbert ha encontrado -- que la emisividad del vapor de agua es una función de su presión parcial. Como ya se señaló antes es conveniente tener gráficas que den los valores del flujo térmico por radiación de calor q_c y q_w como funciones de pl y T, donde:

$$q_c = 0.173 \epsilon_c \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad \text{a } p_{\text{CO}_2} \cdot L \text{ y } T$$

$$q_w = 0.173 \epsilon_w \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad \text{a } p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot L \text{ y } T$$

$$q_b = 0.173 \epsilon_b \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad \text{y } b = 1.00$$

Tales gráficas se presentan en las figuras B.4 y B.5 proporcionadas por Hottel y Egbert (13). En el inserto se da la corrección por interferencia en por ciento, y la emisividad corregida es igual a:

$$\epsilon_G = \left[\frac{(q_c + q_w)T_G - (q_c + q_w)T_S}{(q_b)T_G - (q_b)T_S} \right] \frac{100 - \%}{106} \quad \dots(B.43)$$

B.2.1.- Cálculo de la longitud promedio del haz radiante L_m

La longitud promedio del haz radiante L_m es el radio del hemisferio que produce la misma densidad de flujo térmico que la geometría que contenga al gas, considerando que ambas geometrías contienen el mismo tipo de gas a las mismas condiciones de presión y temperatura, y una cantidad igual de dicho gas.

Para encontrar su valor, se debe tomar en cuenta que la densidad de flujo térmico transmitida del gas a la superficie receptora es igual a:

$$q_{G-1} = \frac{E_N \cdot F_{1G}}{A} \quad \dots(B.44)$$

donde:

E_N = poder emisorio de un cuerpo negro

F_{1G} = factor de transmisión directo entre el gas y la superficie receptora, el cual es una función del coeficiente de absorción del medio K , de la dimensión característica L del sistema, de la forma y superficie del gas y de la posición que guardan entre ellos, el gas y la superficie.

De acuerdo con la ley de la atenuación para la radiación monocromática que pasa a través de una capa de gas, una distancia dx :

$$dI_{\lambda} = -K_{\lambda} I_{\lambda} dx \quad \dots(B.45)$$

integrando entre los límites $x = 0$ y $x = L$, se obtiene:

$$I_{\lambda L} = I_{\lambda 0} e^{-K_{\lambda} L} \quad \dots(B.46)$$

donde I_{λ} es la intensidad de radiación en L . La diferencia entre la intensidad de radiación que entra al gas en $x=0$ y la intensidad de radiación que abandona la capa de gas en $x=L$ es:

$$I_{\lambda 0} - I_{\lambda L} = I_{\lambda 0} (1 - e^{-K_{\lambda} L}) \quad \dots(B.47)$$

que es la cantidad de calor absorbido por el gas. El término entre paréntesis representa la absorbatividad del gas α_{λ} a la longitud de onda λ , o de acuerdo con la ley de Kirchhoff, también la emisividad ϵ_{λ} a la longitud de onda λ .

Entonces, considerando un hemisferio de gas gris con un radio L , que radia energía térmica hacia un punto situado en el centro de su base, tal como se muestra en la figura B.6, se tiene que la densidad de flujo térmico a tal punto está dada por la siguiente relación:

$$q_{GS} = (1 - e^{-K_{\lambda} L}) E_G \quad \dots(B.48)$$

De las ecuaciones B.44 y B.48 se obtiene que:

$$1 - e^{-K_{\lambda} L} = \frac{F_{1G}}{A} \quad \dots(B.49)$$

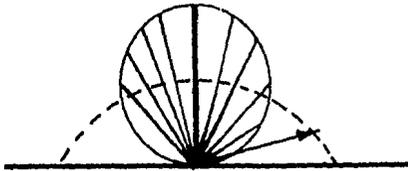


Fig. B.6

En la figura B.6 se muestra la L_m correspondiente a una esfera de diámetro d radiando calor hacia un punto colocado sobre su superficie, se pueden notar los diferentes haces radiantes que inciden sobre él, los cuales varían desde un valor cero hasta un valor del diámetro d . Entonces, la L_m es una ponderación de todas las longitudes de los haces radiantes, representando así el hemisferio que produce la misma densidad de flujo térmico (aproximadamente) que la esfera, cuyo valor es función del diámetro d es $.63d$.

Para encontrar la densidad de flujo térmico de un volumen de gas hacia la superficie que lo rodea, se considera el producto $Kd=0$ y por lo tanto la absorbatividad del gas es despreciable, y la emisión de dicho volumen a las paredes por unidad de poder emisor para un cuerpo negro es $4KV$. También el término $1 - e^{-K\lambda L}$ puede aproximarse al producto KL . -- Sustituyendo estas consideraciones en la ecuación (B.49) :

$$(L)_{Kd \rightarrow 0} = L_o = \frac{4V}{A} \quad \dots(B.50)$$

Pero el valor de la longitud promedio del haz radiante es menor que L_o , aproximadamente es $0.88 L_o$, luego es igual a:

$$L_m = \frac{3.5 V}{A} \quad \dots(B.51)$$

donde:

V = Volumen de la forma geométrica que contiene al gas.

A = Area circundante de la forma geométrica que contiene el gas.

Hottel (20) publicó una tabla donde para facilitar el diseño de hornos y agilizarlo puso fórmulas para obtener la L_m a partir de las dimensiones del horno ya sea cilíndrico o rectangular, ver tabla B.1

T A B L A B . 1

relación largo, ancho, altura (cualquier orden)	L_m
HORNO RECTANGULAR:	
1. 1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$2/3$ (vol. del horno) ^{1/3}
2. 1-1-4 a 1-1-inf.	1 x menor dimensión
3. 1-2-5 a 1-2-inf.	1.3 x menor dimensión
4. 1-3-3- a 1-inf-inf.	1.8 x menor dimensión
HORNO CILINDRICO:	
5. d x d	$2/3$ x diámetro
6. d x 2d a d x inf.(d)	1 x diámetro

B.3.- Cálculo de la emisividad del tubo Pc

En la evaluación del factor de intercambio total, está en función de la emisividad de los gases y de la relación $Ar/\phi \propto Acp$, pero para un solo valor supuesto de la emisividad de tubo 0.90, el cuales un valor razonable para tubos de acero bajo condiciones de operación.

Con el advenimiento de nuevas plantas petroquímicas que requieren calentadores para procesos con temperaturas y presiones más altas, se ha hecho un gran uso de diversas clases de aleaciones de acero, aleaciones altas y bajas, que después de varias horas de servicio de alta temperatura, sus emisividades son probablemente más bajas que las del acero al carbón. Se han realizado un sinnúmero de investigaciones considerables para obtener la emisividad del tubo de cada material y se han reportado tablas con datos experimentales, encontrados en diferentes rangos de temperatura, ver tabla B.2.

Los valores para los metales se muestran siempre sobre un rango de temperatura y se obtuvieron de tal manera que se pueda hacer una interpolación lineal para encontrar los valores intermedios. Muchos de los valores reportados son para superficies limpias, calientes y frías, pero tal condición no es la equivalente a la de un intercambiador.

Generalizando, se sabe que las superficies de metal pulidas tienen bajas emisividades y las superficies rugosas tienen altas emisividades.

Es deseable que los tubos permanezcan completamente limpios y brillantes, además que se obtenga una estimación de su emisividad lo más cercana posible a la realidad, pues su importancia puede mostrarse con el hecho de que una diferencia en la emisividad de tubo entre un valor de .9 y uno de .8, refleja una diferencia de temperatura de salida del flujo de gases de combustión de unos 322°K (obtenida por cálculo).

T A B L A B.2

EMISIVIDADES TOTALES NORMALES DE VARIAS SUPERFICIES

	<u>T °K</u>	<u>EMISIVIDAD</u>
-ACEROS-		
1.- Pulido.	450-500	.066
2.- Fundido pulido.	1044-1310	0.52-0.56
3.- Electrolítico altamente pulido.	450-500	.052-.064
4.- Oxidado a 866°K	472-872	.79
5.- Electrolítico oxidado, liso.	400-800	0.78-0.82
-HIERROS-		
6.- Pulido.	700-1300	0.14-0.38
7.- Asperamente pulido.	373	0.17
8.- Esmerilado reciente.	293	0.24
9.- Vaciado pulido.	473	0.21
10.- Vaciado recién torneado.	295	0.44
11.- Vaciado torneado y tratado térmicamente.	1155-1260	0.60-0.70
12.- Forjado altamente pulido.	311-522	0.28
13.- Oxidado.	373	0.74
14.- Vaciado, oxidado a 866°K.	472-872	0.64-0.78
-ACEROS INOXIDABLES-		
15.- Pulido	373	0.074
16.- Tipo 301;A	505-1222	0.57-0.55
17.- Tipo 301;B ₂	505-1214	0.54-0.63
18.- Tipo 301;C	505-1172	0.51-0.70
19.- Tipo 316;A	505-1144	0.57-0.66
20.- Tipo 316;B ₂	505-1322	0.52-0.50

Continuación Tabla B.2

21.- Tipo 316;C	505-1322	0.26-0.31
22.- Tipo 347;A	505-1172	0.52-0.65
23.- Tipo 347;B ₂	505-1150	0.51-0.65
24.- Tipo 347;C	505-1172	0.49-0.64
25.- Tipo 304 (8Cr.-18Ni)	489-763	0.44-0.36
26.- Tipo 310 (25Cr-20Ni)	489-800	0.90-0.97

NOMENCLATURA

A	Area, ft^2
Aa	Area circunferencial del tubo a, ft^2
Ab	Area circunferencial del tubo b, ft^2
Ac	Area total de tubos expuesta en la zona de radiación, ft^2
Acp	Area de plano frío, ft^2
At	Area total de tubos desnudos, ft^2
A_m'	Area equivalente o efectiva de A_m , ft^2
A_m	Superficie radiadora-receptora m, ft^2
A_R	Superficie del refractario, ft^2
A_1	Superficie radiadora-receptora 1, ft^2
A_2	Superficie radiadora-receptora 2, ft^2
A_3	Superficie radiadora-receptora 3, ft^2
a	Absorbatividad
\bar{B}	Determinante
c	Distancia entre ejes longitudinales de tubos, in
\bar{D}	Determinante
D_t	Diámetro de tubo, in
D	Diámetro de esfera, in
E_b	Poder de emisión total de un cuerpo negro
F	Factor de visión o perspectiva que representa la relación entre el calor absorbido por la superficie circunferencial de los tubos y el calor que sería absorbido por un plano continuo que estuviera radiando directamente

- F_{mm} Factor de visión con el cual 've' la superficie radiadora-receptora A_m a su superficie efectiva o equivalente A_m
- \bar{F} Factor de transmisión de calor entre la zona radiador-receptor y el gas, que incluye el factor de visión y el factor por presencia de superficie de refractario
- G Relación aire combustible
- h_c Coeficiente de transmisión de calor por convección
- I Intensidad de radiación
- k Conductividad térmica, BTU/hr ft² °F/ft
- L Longitud media del Haz radiante, ft
- L_0 Longitud promedio del haz radiante cuando el coeficiente de absorción k es igual a cero
- P Area mínima a través de la cual fluye o pasa la radiación entre los tubos
- p Presión parcial de los gases de combustión, atm
- Q Transferencia de calor, BTU/hr
- r Reflectividad
- T Temperatura °R
- t Temperatura °F
- TG Temperatura de los gases a la salida de la sección de radiación
- W_B Emisión de radiación de un cuerpo negro, BTU/hr ft²
- α Factor de comparación entre un banco de tubos y un plano
- ϵ_G Emisividad de gas
- λ Longitud de onda
- μ Viscosidad, Lb/ft³
- ρ Densidad, Lb/ft³

- σ Constante de Estefan-Boltzmann, 0.173×10^{-8} BTU/hr ft² °R
- τ Transmitividad
- ψ Factor de intercambio total

SUBSCRITOS

- a Aire para combustión
- C Sección de convección
- c Transferencia de calor por convección
- g Gas o combustible
- L Pérdida de calor
- R Sección de Radiación
- r Transferencia de calor por radiación
- t Tubos
- w Pared refractaria

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Apple , " Applesoft Tutorial " , Apple Computer Inc. 1983.
- 2.- Baker D. J. , Bloomfield K. T. " Design alternates are cited for high-efficiency process furnaces" The Oil and Gas Journal. diciembre 4, 1978 pág. 55-58.
- 3.- Berman , H. L. , "Fired Heaters I - Finding the Basic Design for your Applications " , Chemical Engineering . junio 19, 1978 pág. 98-104.
- 4.- Berman , H. L. , "Fired Heaters II- Construction materials, mechanical features, performance monitoring " , Chemical Engineering julio 31, 1978, pág. 87-96.
- 5.- Berman , H. L. , "Fired Heaters III- How combustion conditions influence design and operation " , Chemical Engineering. agosto 14, 1978 pág. 129-140.
- 6.- Berman , H. L. , " Fired Heaters IV- How to reduce your fuel bill" , Chemical Engineering. septiembre 11, 1978, pág. 165-169.
- 7.- Boltzmann , L. , Wied. Ann., 22, 291 (1884) .
- 8.- Buthod A. P. , Merchant K. , " Radiant heat-absorption rate as key to heater operation" , The Oil and Gas Journal - noviembre 3, 1975 pág. 55-58.
- 9.- Carnahan , Luther y Wilkes , " Applied Numerical Methods " . Wiley , New York, 1969.
- 10.- De Baufre , D. , Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 53 (14), 1931, 253.
- 11.- Fourier , J.B.J. , "Théorie analytique de la chaleur" , Gauthier-Villars 1822, English translation by Freeman, Cambridge, 1878.
- 12.- Hottel , H.C. , "Heat Transmission by Radiation from Non-Luminous Gases" , Ind. and Eng. Chem. 19, 1927, 888.

- 13.- Hottel, H. C., " Notes on Radiant Heat Transmission among Surfaces Separated by Non-absorbing Media", 1951.
- 14.- Hottel, H.C., y Sarofim, A.F., " Radiative Transfer ", McGraw Hill, New York, 1967.
- 15.- Hottel, H.C., Trans. ASME , Fuels Steam Power 53 (14), 253 (1931)
- 16.- Hottel, H.C., "Radiant Heat Transmission Between Surfaces Separated by Non-absorbing Media", Trans. ASME , Vol. 43 (III), 1963.
- 17.- Hudson, T., " Engineer ". 70, 1890, 523.
- 18.- Kern, D.Q., "Procesos de Transferencia de Calor ", 1ª ed. en español CECSA, Méx. 1978 ,pág. 767-801.
- 19.- Lihou, D. A., " Review of Furnace Design Methods", Trans. ICHEME., 55, 1977, pág 225-242.
- 20.- Lobo, W.E., "Design of Furnace with Temperature gradient", Chemical Engineering Progress 70, 1, 65 (1974).
- 21.- Lobo, W.E. & Evans, J.E., "Heat-Transfer in the Radiant-Section of Petroleum Heaters", Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 35, 1939, pág. 743-778.
- 22.- McAdams, W.H., " Heat Transmission ", second ed., McGraw Hill, New York, 1942.
- 23.- Meckler, J., Nat. Pet. News, 30, R355. 1938.
- 24.- Nelson, W.L., " Petroleum Refinery Engineering ", Third Ed., McGraw Hill, New York, 1941.
- 25.- Newton, I., Phil. Trans. Roy. Soc. (London), 22 , 824, (1701).
- 26.- Orrok, L., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 1925, 1148.
- 27.- Perry, R. H. y Chilton, C.H. (EDS), " Chemical Engineers' Handbook", 5th Ed., McGraw Hill, New York, 1973.

- 28.- Planck, M., " The Theory of Heat Radiation ", Dover Publications, Inc. New York, 2nd Ed., 1959.
- 29.- Rauda Rodríguez, J. y otros, " Diseño térmico de calentadores a fuego directo ", Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos.
- 30.- Scheid, F., " Análisis Numérico", series SCHAUM, McGraw Hill, 1968.
- 31.- Siegel, R. H., " Thermal Radiation Heat Transfer", Wiley, 1978.
- 32.- Stefan, J., Sitzber. Kais. Akad. Wiss. Wien, Math.-Naturw. Kl., 79, 391, (1879).
- 33.- Wilson, D. W., Lobo, W. E. y Hottel, H.C., " Heat Transmission in Radiant section of Tube Stills ", Ind. Eng. Chem. 24, 1932, pág. 486-493.
- 34.- Wimpres, R.N., "Rating Fired Heaters ", HYD. PRO. PET. REF. 42, 10, octubre, 1963, pág. 115-126.
- 35.- Wimpres, R. N., "Generalized Method Predicts Fired-Heater Performance ", Chemical Engineering. mayo 22, 1978, 95-102.
- 36.- Wimpres, R. N., " A Method for Predicting Fired Heater Performance" ASME, junio 2, 1977.