

Modificaciones en las calderas igneotubulares cubanas

I. Pérez Mallea, E. Villaverde Timor, N. Tanquero Díaz, F. Peón Sánchez

Facultad de Ingeniería Mecánica,
Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría*, La Habana 19390, Cuba.
E-mail: mallea@mecanica.ispjae.edu.cu

(Recibido el 25 de septiembre de 1997; aceptado el 19 de diciembre de 1997)

Resumen

El objetivo de este trabajo es optimizar y diseñar las calderas igneotubulares nacionales, incluyendo las de inversión de llama y agua caliente. Con este fin se creó un software como soporte científico técnico que permite realizar los diferentes cálculos verificativos a través de los cuales se optimiza.

1. Introducción

Estudios recientes han revelado la escasez de los recursos energéticos tradicionales y su posible agotamiento en un periodo corto de tiempo. La nación se ha visto obligada al uso de combustibles no tradicionales, de bajo poder calórico como son: el bagazo, los desechos industriales, la madera, etc. y petróleos de producción nacional, los cuales no presentan las composiciones químicas idóneas; combustibles que, para su uso sin dificultad, requieren condiciones especiales y cambios estructurales en las calderas.

La complejidad y gran volumen de los cálculos, la cantidad de datos que es necesario conocer, asumir y verificar, en el proceso de diseño de calderas demuestra la necesidad de desarrollar herramientas que permitan el perfeccionamiento y confiabilidad de dichos cálculos y la obtención de forma directa y rápida de la variante óptima de explotación, así como el comportamiento de la eficiencia y otros parámetros de gran utilidad ante cambios de combustibles o en la forma de explotación de los generadores ya existentes o en los que están en fase de diseño; sin que en estos últimos sea necesario la ejecución de dicho proyecto, con el ahorro económico y de tiempo que esto significa y la obtención de diseños más flexibles y eficientes.

Por tal motivo se propone en este trabajo, haciendo uso de un programa que constituye parte del soporte científico técnico del mismo, actualizar y diseñar calderas igneotubulares nacionales, incluyendo las de inversión de llama, a partir de la creación de un software que permita optimizar los diseños de las calderas igneotubulares.

2. Fundamentación teórica

El diseño de los generadores de vapor es un proceso extremadamente complejo por cuanto los métodos utilizados se basan en la simultaneidad de los cálculos de transferencia de calor y el balance energético, por lo cual existen una serie de parámetros interdependientes y es necesario establecer números adimensionales y emplear cálculos iterativos muy trabajosos.

Se empleó el cálculo técnico verificativo para los generadores de vapor.

Para la realización del cálculo es necesario conocer los siguientes datos:

- Tipo de generador de vapor
- Producción nominal del generador de vapor
- Parámetros del vapor sobrecalentado si existe
- Características del combustible (tipo y composición)
- Forma de combustión
- Temperatura del agua a alimentar
- Temperatura de los gases de escape

En el cálculo térmico del generador de vapor antes del cálculo del horno es necesario determinar:

- Los volúmenes de los productos de la combustión
- El volumen de aire teórico necesario para la misma
- Las fracciones volumétricas de los gases triatómicos, vapor de agua y total de los gases
- La concentración de partículas de cenizas en los gases
- La entalpía del aire teórica y la teórica de los gases
- La entalpía de los gases reales
- Las pérdidas de calor
- El calor disponible

- La eficiencia del generador de vapor
- Los consumos de combustible real y calculado
- La producción específica de calor
- El consumo específico de combustible

Los cálculos para la determinación del rendimiento y las características del aire y los gases productos de la combustión que fueron expresados anteriormente no se exponen por ser comunes para otros sistemas como el BALTER, AUDIT, etc.

Calculo del horno

En sentido general la absorción de calor en la superficie de transferencia de calor depende de la temperatura, el calor específico y los calores los cuales son interdependientes.

Entre las principales características térmicas del horno se encuentra también el calor total liberado en el mismo y la entalpía de los gases a la salida del horno.

El calor total liberado en el horno esta determinado por el calor disponible teniendo en cuenta las pérdidas de calor que se producen en el horno y el calor que introduce al horno el aire necesario para la combustión.

Si todo el calor liberado en el horno se pudiera transmitir a los productos de la combustión que se forman en el mismo, obtendríamos la temperatura máxima de la combustión

$$\vartheta_a = \frac{Q_H}{Cq} \quad [^{\circ}C]$$

donde:

$$\begin{aligned} Q_H &- \text{Calor total liberado en el horno} && [kj/kg] \\ Cq &- \text{Calor específico medio sumario de gases} && [kj/kg^{\circ}C] \end{aligned}$$

La determinación de la temperatura adiabática necesita calcularse de otra forma interpolando en un proceso bastante complejo porque la temperatura adiabática depende del calor específico y este a su vez de la temperatura.

La magnitud de $Q_H - H_H''$ de la expresión del balance térmico del horno para la condición de que el volumen de los productos de la combustión no varia es igual a

$\bar{C}(Ta - T_H'')$ por tanto;

$$Cq = \frac{Q_H - I_H''}{Ta - T_H''} \quad [kj/kg^{\circ}K]$$

Siendo este, el calor específico medio sumario de los gases.

Asumiendo que:

$$r = \left[1 - \left(\frac{T_P}{T_a} \right)^4 \right]$$

Es un parámetro que tiene en cuenta el calor reflejado por la pared podemos definir los siguientes números adimensionales:

-Temperatura adimensional a la salida del horno que caracteriza la relación de calor total liberado, con la cantidad de calor absorbida por las paredes de agua.

$$\theta_H'' = \frac{T_H''}{T_a}$$

-Temperatura efectiva adimensional, que caracteriza la relación de cantidad de calor media del horno con la cantidad de calor total liberada en este.

$$\delta = \frac{T}{T_a}$$

Además existe una relación entre la temperatura efectiva adimensional y la temperatura a la salida del horno adimensional.

$$\bar{\delta} = \sqrt[4]{M} (\theta_H'')^N$$

donde: M y N - Indices que dependen de las características del proceso en el horno, del tipo

de combustible y de las condiciones de enfriamiento de los productos de la combustión.

Sustituyendo en la ecuación de las igualdades de Q' , $\bar{\delta}$ y el parámetro r , obtenemos:

$$(\theta_H'')^{4N} - \frac{B_0}{M_r A_H} (1 - \theta_H'') = 0$$

donde : B_0 - Número adimensional de BOLZTMAN.

$$B_0 = \frac{\theta B_C \bar{C}q}{C_0 \Phi F_{FT} T_a^3}$$

Sobre la base del análisis de los datos experimentales del trabajo de los hornos GURVICH A. M. demostró que $M=1$ y el índice N es función de la posición de las zonas de máximas temperaturas en el horno y en base a esto propuso la siguiente expresión para determinar la temperatura a la salida del horno:

$$\theta_H'' = \frac{B_0^{0.6}}{M A_H^{0.6} + B_0^{0.6}}$$

donde: M - Altura relativa del plano de máximas temperaturas.

Altura relativa del plano de máximas temperaturas en el horno.

$$M = K_1 - K_2 \left(\frac{h_q}{h_H} \right)$$

donde: K_1 y K_2 - Son coeficientes experimentales que se encuentran en tabla 17[1].

$$\frac{h_q}{h_H} - \text{Relación entre la altura total del horno y la}$$

altura de los quemadores.

Para los generadores de vapor igneotubulares [5] la relación entre la altura de los quemadores y total del horno se toma como la relación entre el diámetro del hogar y la longitud de este, por tanto:

$$M = K_1 - K_2 \left(\frac{D}{L} \right)$$

Para el balance o cálculo de la transferencia de calor en el horno es necesario determinar la absorción específica de calor en el horno, Q_r y las cargas térmicas volumétricas, superficial y del espejo de combustión

Emisividad térmica del horno

La emisividad térmica del horno se determina por la siguiente ecuación:

$$A_h = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{A_{11}} - 1 \right) \Phi_1}$$

Temperatura de los gases a la salida del horno

Partiendo de la fórmula de GURVICH se determina por la siguiente expresión:

$$\theta_H'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5.67 \varphi F_{TH} A_H T_a^3}{10^{11} B_C \bar{C}_g} \right)^{0.6} + 1} - 273 \quad [^{\circ}C]$$

donde: B_C - Consumo de combustible calculado.

T_a - Temperatura adiabática.

\bar{C}_g - Calor específico medio sumario de los gases.

Determinación del calor por convección en el horno

En el horno se transfiere calor tanto por radiación como por convección, por tanto para establecer la temperatura real a la salida del horno es necesario calcular el calor por convección.

$$Q_C = \frac{(KF\Delta T)}{B_C} \quad [kj/kg]$$

donde:

K Coef. global de transferencia de calor. $[W/m^2^{\circ}K]$

F - Area de transferencia de calor. $[m^2]$

ΔT - Diferencia media logarítmica de temperatura. $[^{\circ}K]$

Cálculo de las superficies convectivas.

Las superficies convectivas del generador de vapor por lo general siempre se construyen en forma de paquetes de tubos con disposición en fila, o, a tres bolillos y son bañadas por los gases de la combustión de los combustibles.

En estas superficies la transmisión de calor a la sustancia de trabajo por lo general se realiza debido a la convección.

En estas superficies como disminuye rápidamente el calor transferido por radiación para aumentar el calor transferido por convección se aumenta la velocidad de los gases, y se utilizan paquetes de tubos mas compactos.

Las principales ecuaciones para el cálculo térmico de las superficies de calor convectivas son:

Ecuación de la transferencia de calor para todas las superficies de transferencia

$$Q_T = \frac{K\Delta t F}{B_C} \quad [kj/kg]$$

donde:

K - Coef. global de transferencia de calor. $[kW/m^{\circ}K]$

Δt - Diferencia de temperatura. $[^{\circ}K]$

F - Superficie de transferencia de calor. $[m^2]$

B_C - Gasto de combustible calculado. $[kg/s]$

Ecuación de la absorción específica de calor de la sustancia de trabajo.

$$Q_{SUP} = \frac{D}{B_C} (h_{sal} - h_{en}) - Q_r \quad [kW/kg]$$

donde:

D - Flujo de la sustancia de trabajo $[kg/s]$

h_{sal}, h_{en} - Entalpía de la sustancia de trabajo, a la salida y a la entrada de la superficie.

Q_r - Calor por radiación que recibe la superficie. $[kj/kg]$

Ecuación del balance térmico por el lado de los gases

$$Q_b = \varphi (H'_{sup} - H''_{sup} + \Delta\alpha_{sup} H_{af}) \quad [kj/kg]$$

donde:

φ - Coeficiente de conservación del calor.

H'_{sup}, H''_{sup} - Entalpía de los gases a la entrada y la salida de la superficie. $[kj/kg]$

$\Delta\alpha_{sup}$ - Infiltración en la superficie de transferencia.

H_{af} - Entalpía del aire frío. $[kj/kg]$

Principales coeficientes para la determinación de la transferencia de calor

Los principales factores que determinan el flujo de calor hacia las superficies convectivas son la diferencia de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor.

Diferencia de temperatura

La diferencia de temperatura o sea la diferencia media en toda la superficie de trabajo entre ambos fluido, para flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado (cuando el numero de pasos es menor que 4) se determina por la siguiente expresión:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{ma} - \Delta t_{me}}{2,31g \left(\frac{\Delta t_{ma}}{\Delta t_{me}} \right)} \quad [^{\circ}C]$$

donde:

Δt_{ma} y Δt_{me} - Diferencia de temperatura de los fluidos en el lugar donde es mayor y menor respectivamente.

para cuando se cumple que $\Delta t_{ma} / \Delta t_{me} \leq 1,7$ el Δt puede determinarse con bastante exactitud como la media aritmética:

$$\Delta t = 0,5(\Delta t_{ma} + \Delta t_{me}) \quad [^{\circ}C]$$

Para los esquemas con flujos cruzados con un número de pasos menor que 4 y con flujo mezclado.

$$\Delta t = \phi \Delta t_{CF} \quad [^{\circ}C]$$

donde:

Δt_{FT} - Diferencia de temp.a contra flujo (máxima) [$^{\circ}C$]

ϕ - Coeficiente de corrección que depende del número de pases se determina por

monogramas [4].(que fueron ajustadas las ecuaciones que lo caracterizan, y aparecen en el programa estos ajustes)

Para todos los flujos mezclados si se cumple $\Delta t_p \geq 0,92 \Delta t_{CF}$ que entonces Δt puede determinarse por la siguiente expresión:

$$\Delta t = (\Delta t_n + \Delta t_{CF}) 0,5 \quad [^{\circ}C]$$

En los casos de flujos mezclados en serie y en paralelo se puede realizar el cálculo independiente de cada uno de los pases y determinar la diferencia de temperatura media en la superficie por la siguiente expresión:

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_1 H_1 + \Delta t_2 H_2}{H_1 + H_2} \quad [^{\circ}C]$$

donde:

H_1 y H_2 - Superficie de transferencia de calor en cada uno de los pases. [m^2]

Δt_1 y Δt_2 - Diferencia de temperatura en cada pase. [$^{\circ}C$]

En el caso de los haces de tubos y las superficies evaporativas en sentido general donde existe una de las temperaturas, constante (la del fluido) T_s la diferencia de temperatura se determina también en función del esquema de conexión.

Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de los gases calientes a la sustancia de trabajo en los tubos lisos de las superficies evaporativas, sobrecalentadoras, economizadoras, cuando el ancho de la pared del tubo es menor que el diámetro de este se puede determinar como para una pared plana de varias capas (metal, sedimentaciones, incrustaciones)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{sed}}{\lambda_{sed}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{inc}}{\lambda_{inc}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W/m^2 \text{ } ^{\circ}K]$$

donde: α_1 - Coeficiente peculiar de transferencia de calor de los gases calientes a la pared.

α_2 - Coeficiente peculiar de transferencia de calor de la pared metálica a la sustancia de trabajo.

$\delta_m, \delta_{sed}, \delta_{inc}$ - Espesores de la pared metálica, la capa de sedimentos y las incrustaciones.

$\lambda_m, \lambda_{sed}, \lambda_{inc}$ - Coeficientes de conductividad térmica de la pared metálica, la capa de sedimento y la de incrustaciones.

Si la operación es normal las incrustaciones de sales en los tubos, del economizador, superficies evaporativas y los sobrecalentadores no deben alcanzar un espesor, que aumente considerablemente la resistencia térmica y el aumento de la temperatura de la pared es pequeño y por esta

razón $\frac{\delta_{int}}{\lambda_{int}}$ se puede tomar igual a 0, o sea despreciarse.

La resistencia térmica del tubo metálico se puede despreciar ya que su valor es muy pequeño sobre todo si se tiene en cuenta que el espesor de la pared metálica es muy pequeño $\delta=0,0020 - 004$ m y que la conductividad térmica del metal es muy grande por ejemplo para $300 \text{ } ^{\circ}C$ $K=44.4.w / m^2 \text{ } ^{\circ}C$

La influencia de la sedimentación exterior en el coeficiente global de transferencia de calor se mide con el

coeficiente de ensuciamiento $E = \frac{\delta_{sed}}{\lambda_{sed}}$. En muchos casos

los datos para la determinación del coeficiente de ensuciamiento no son suficientes y la influencia de la sedimentación se tiene en cuenta por medio del coeficiente de efectividad térmica.

$$\phi = \frac{K_{sed}}{K}$$

donde: K_{sed} - Coeficiente global de transferencia de calor de la pared con sedimentación.

K - Coeficiente global de transferencia de la pared limpia.

Cuando los gases no bañan uniformemente la superficie de transferencia de calor, existen campos de temperaturas y velocidades no uniforme, y también la presencia de zonas muertas, provocan la disminución del coeficiente global de transferencia de calor todos estos factores juntos, y las sedimentaciones se consideran con el coeficiente de utilización.

$$\xi_{ut} = \frac{K_{con.ant}}{K_{opt}}$$

Aplicando la fórmula general y considerando los coeficientes ξ , ξ_{ut} y φ se obtuvieron las fórmulas específicas para cada superficie o sea para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

La transferencia de calor de los productos de la combustión hacia la pared se determina por la siguiente expresión:

$$\alpha_1 = \varepsilon_{ut}(\alpha_{conv} + \alpha_r) \quad [W/m^2 \cdot K]$$

donde: ε_{ut} - Coeficiente de utilización de la superficie, el cual tiene en cuenta la variación en la absorción de calor debido a la desigualdad del bañado.

α_{conv} Coeficiente pelicular de transferencia de calor por convección.

α_r - Coeficiente de transferencia por radiación.

Sección transversal para el paso de los gases

Sección transversal para un paquete de tubos lisos bañados longitudinalmente cuando el fluido fluye por el interior de los tubos:

$$f = Z \frac{\pi d_{int}^2}{4} \quad [m^2]$$

donde: Z - Numero de tubos en el paquete.

d_{int} - Diámetro interior de los tubos.

Este caso es común en los haces de tubos de los generadores de vapor igneotubulares.

Sección transversal para un paquete de tubos lisos bañados longitudinalmente cuando el fluido fluye por fuera.

$$f = h_c b - 2 \frac{\pi d^2}{4} \quad [m^2]$$

donde: h_c , b - Alto y profundidad del conducto.

d - Diámetro exterior de los tubos.

Z - Numero de tubos en el paquete conectados en paralelo

Sección transversal para un paquete de tubos lisos bañados transversalmente.

$$f = h_c b - Z_1 dl$$

donde: Z_1 - Numero de tubos en una fila de l paquete de tubos.

d , l - Diámetro y longitud del tubo.

Este es el caso más común en los economizadores y sobrecalentadores.

Coeficiente de transferencia de Calor convectiva para el bañado longitudinal de la superficie por un flujo turbulento con presiones y temperaturas lejanas de las críticas.

$$\alpha_{conv} = 0.023 C_t C_d C_L \frac{\lambda}{d_{eq}} \left(\frac{\omega d_{eq}}{\gamma} \right)^{0.8} P_r^{0.4} \quad [W/m^2 \cdot K]$$

donde: C_r - Coeficiente de corrección que tiene en cuenta el factor temperatura.

C_d - Coeficiente de corrección que tiene en cuenta la forma del canal, por lo general $C_d = 1$.

C_L - Coeficiente de corrección a la longitud relativa.

d_{eq} - Diámetro equivalente.

P_r - Número de PRANDTL

El coeficiente de transferencia de calor por convección para bañado transversal de paquetes en fila y para el calentador semiradiante, referido a la superficie total de los tubos, se determina:

$$\alpha_{conv} = 0.2 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega d}{\gamma} \right)^{0.65} P_r^{0.33} \quad [W/m^2 \cdot K]$$

donde: C_z - Coeficiente de corrección que tiene en cuenta el numero de filas transversales, en la dirección de los gases.(por nomograma)

C_s - Coeficiente de corrección de la composición del paquete, en función de los pasos relativos transversal $\sigma_1 = s_1 / d$ y longitudinal $\sigma_2 = s_2 / d$.

Coeficiente de transferencia de calor por convección con bañado transversal de los paquetes a tres bolillos se determina:

$$\alpha_{conv} = C_s C_z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega d}{\gamma} \right)^{0.6} P_r^{0.33} \quad [W/m^2 \cdot K]$$

donde: C_s - Coeficiente de corrección de la composición del paquete se determina en función del paso transversal

relativo σ_1 y del parámetro $\varphi_\sigma \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}$.

siendo σ_2 - Paso diagonal medio de los tubos

$$\sigma_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

Para los paquetes en los cuales los tubos están dispuestos una parte en tres bolillos y otra parte en fila el coeficiente de transferencia de calor por convección se determina individualmente para cada parte.

Diámetro equivalente

- Para el fluido dentro de los tubos.

$$d_{eq} = d_{int} \quad [m]$$

Este es el caso más común en los generadores de vapor igneotubulares.

- Para el bañado longitudinal de un paquete de tubos por fuera.

$$d_{eq} = \frac{4f}{u}$$

donde: f - Sección transversal del conducto.
 u - Perímetro total bañado.

- Para un conducto rectangular con tubos orientados a lo largo del flujo.

$$d_{eq} = \frac{4 \left(bl - Z \frac{\pi d^2}{4} \right)}{2(b+l) + Z\pi d} \quad [m]$$

donde: Z - Cantidad de tubos en el paquete.
 d - Diámetro exterior del tubo.
 b, l - Ancho y profundidad del conducto.

El coeficiente de transferencia de calor para los paquetes de tubos aletados con bañado transversal (paquetes con disposición a tres bolillos) se determina por la siguiente expresión:

$$\alpha_{conv} = 0.14 C_z \phi \sigma^{0.24} \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\alpha d}{\gamma} \right)^{0.68} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación es la cantidad que se transmite a 1 m^2 de superficie de transferencia por el flujo de gases y depende de:

- La temperatura de los gases y la pared con sedimentaciones.
- El espesor efectivo de la capa de gases radiantes.
- La emisividad de los gases y de las superficies con sedimentaciones.

Para un flujo sin cenizas.

$$\alpha_r = 5.6710^{-8} \left(\frac{A_{sed} + 1}{2} \right) AT^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_{sed}}{T} \right)^{3.6}}{1 - \frac{T_{sed}}{T}} \right]$$

Para un flujo con cenizas.

$$\alpha_r = 5.6710^{-8} \left(\frac{A_{sed} + 1}{2} \right) AT^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_{sed}}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_{sed}}{T}} \right]$$

donde: A_{sed} - Emisividad de la superficie con sedimentación siempre es igual a 0.8.

A - Emisividad de los gases en el lugar donde se realiza el cálculo con la temperatura media de los gases en esa superficie se determina para la expresión de A .

T_{sed} - Temperatura exterior de los tubos con sedimentación.

Temperatura exterior de los tubos con sedimentación

Cuando se combustiona combustible sólido y líquido, para el sobrecalentador convectivo y los haces de tubos se determina por la siguiente expresión:

$$t_{sed} = \bar{t} + \left(E + \frac{1}{\alpha_2} \right) \left(Q_b + Q_r \right) \frac{B_c}{F} \quad [^\circ C]$$

donde: \bar{t} - Temperatura media del fluido.

E - Coeficiente de ensuciamiento.

α_2 - Coeficiente de transferencia de calor de la pared a la sustancia de trabajo.

Q_b - Calor por balance.

Q_r - Calor por radiación.

F - Superficie del paquete.

Para estos mismos combustibles pero para las restantes superficies $t_{sed} = \bar{t} + \Delta t$ y para los aces de tubos $\Delta t = 80 \text{ } ^\circ C$; economizadores de un escalón con $\vartheta'' > 400 \text{ } ^\circ C$ y segundo escalón de los economizadores $\Delta t = 60 \text{ } ^\circ C$; para los economizadores de un escalón con $\vartheta'' < 400 \text{ } ^\circ C$ y primer escalón de los economizadores $\Delta t = 25 \text{ } ^\circ C$

Para los combustibles gaseosos y todas las superficies $\Delta t = 25 \text{ } ^\circ C$.

El espesor efectivo del volumen de gases radiantes.

- Para cuando los gases circulan por dentro de los tubos.

$$S = 0.9 d_{int} \quad [m]$$

Este es el caso más común en los generadores de vapor igneotubulares.

- Para paquetes de tubos lisos.

$$S = 0.9 d_{ext} \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d_{ex}^2} - 1 \right) \quad [m]$$

- Volumen de gases limitados por todos los ángulos.

$$S = 3.6 \frac{V_T H}{F_{TH}} \quad [m]$$

Calculo de los haces de tubos

Determinación de la superficie de transferencia de calor. Entalpía de los gases a la salida.

Calor por balance. $Q_{bal} = \phi (I'_f - I''_f)$

Calor por radiación.

Calor absorbido por convección. Q_{conv}

Coefficiente global de transferencia de calor.

$$K = f(f_g, \omega_g, \gamma, \omega_v, f_v, P_r, d, \lambda)$$

Determinación de la diferencia de temperatura. Δt

Calor por transferencia. Q_{TF}

Comprobación del calor absorbido $\Delta Q = \pm 3 \%$. Si el error ΔQ es igual a $\pm 2 \%$ para los haces de tubos, se pasa a calcular la proxima superficie.

En el caso de este programa el error se disminuyo al 1%.

Cálculo del economizador

Aquí también se emplea el mismo orden de calculo del fhaz de tubos y solo es necesario realizar las siguientes aclaraciones.

El gasto de agua de alimentar:

$$D_{eco} = D + D_p - D_{at}$$

La entalpía de los gases a la salida del economizador se

$$\text{determina } i''_{eco} = i_{aa} = \frac{B_c Q_{eco}}{D_{eco}}$$

$$\Delta Q = \pm 3 \%$$

Por ultimo se realiza la comprobación de la temperatura de los gases de escape que

$$t_{ge}^{calc} - t_{ge}^{asum} = \pm 10^0 C \quad \text{para } \Delta t_{ac} = \pm 40^0 C$$

Aunque son equipos nuevos el programa también permite calcular calderas de agua caliente y de vapor con inversión de llama.

La inversión de llama es una técnica novedosa en la cual su principal beneficio es un considerable aumento de la eficiencia y esto se logra fundamentalmente por dos razones relacionadas con la envoltura del dardo de la llama por los gases de la combustión que invierten su marcha:

1. Disminución del exceso de aire de un 10 a un 15 % ya que existe una mayor turbulencia y contacto combustible – comburente (aire).
2. Disminución de las incombustiones. Como es sabido los combustibles se queman en fase gaseosa y con esta técnica cada partícula de combustible tiene dos pases por la llama, por lo que ante cualquier desajuste del quemador no aumenta considerablemente los depósitos de sólidos en el horno ni el ensuciamiento de los tubos.

Esta técnica también brinda otros beneficios como son:

- Disminución del área de transferencia, al sustituirse un haz de tubos por otro pase por el horno.
- Se emplean elevadas velocidades, 10 m/s en el horno y 20 m/s en los haces, lo cual incrementa la intensidad del intercambio térmico.
- Disminución de las pérdidas de calor al medio.
- Disminución considerable de la desigualdad térmica en las placas tubulares.

- Utilización de turbulizadores que incrementan la transferencia de calor.
- Disminución de la formación de NO_x y SO₃ LO que provoca una menor contaminación ambiental.

Como se puede apreciar por la importancia que toma esta técnica en las dos variantes de calderas antes expuestas es de gran significación que el programa nos permita su calculo y análisis.

3. Características del sistema

Interfaz diseñada en Borland Delphi para WINDOWS95.

El usuario interactua con la misma a través de ventanas, menús, botones, listas desplegadas y otros controles.

Su interfase gráfica hace más amena la voluminosa entrada de datos.

4. Requerimientos del sistema

Una PC compatible IBM.

8Mbytes de memoria RAM.

Procesador 386 ó superior.

Tarjeta de vídeo SVGA

4Mbytes de espacio en disco duro.

Impresora para la salida de los reportes.

5. Aportes del software

Soluciones Intangibles

Humanización del trabajo.

Aumento en la exactitud y confiabilidad de los cálculos.

Disminución del espacio requerido para el almacenamiento de datos

Aumento en la rapidez de la toma de decisiones.

Decisiones que son basadas en criterios más sólidos.

Mayor rapidez en la obtención de los parámetros de explotación.

Conocimiento del comportamiento de la caldera antes de la ejecución del proyecto.

Mayor organización y control de los resultados obtenidos.

Facilidad en la utilización de valores recomendados.

Soluciones tangibles

Disminución del tiempo requerido para en la realización del calculo térmico

Rápida detección de las deficiencias en la explotación de las calderas.

Se logra el ahorro de materia prima, combustible y tiempo.

Disminución del numero de personas involucradas en los cálculos

Soluciones y beneficios aportados en el rediseño de la caldera E-0.44-10

Se mantiene el mismo número de tubos, de un pase por el haz de 73 tubos, ahora se realiza con dos haces el primero con 46 tubos y el segundo con 27. Esto se logra sin alterar la tecnología de fabricación ya que solo es necesaria la colocación de una plancha divisora en la caja de humos trasera y hacerle unos pequeños ajustes a las puertas.

Disminución de la temperatura de los gases de escape de 393.43 a 293.75 °C.

Aumento de la eficiencia de un 80.31 a un 85.66 % por la disminución de los porcentos de perdidas en los gases de escape. Este parámetro disminuye de 17.50 a 12.55 %.

Disminución del consumo de combustible en 3.17 Kg. / h. por una mejor utilización del calor disponible.

Aumento de la producción específica de vapor de 13.14 a 14.57 Kg de vapor por Kg. de combustible.

Al aumentar la eficiencia se esta logrando un incremento en la competitividad de estas calderas lo cual atrae la atención del consumidor.

También mejoran los parametros de transferencia de calor que propician el ahorro del combustible anteriormente referido.

6. Análisis del costo de la configuración y del proyecto

Costo de la configuración = 1985 USD

Siendo este el costo de la configuración mínima necesaria por el software.

Costo del Proyecto = 4511.79 USD

Costo del diseño manual = 2241.45 USD

Por lo tanto en solo 2 proyectos que se ejecuten en un día, se amortiza el costo del software con el correspondiente aumento de la eficiencia y la confiabilidad que el programa conlleva.

Valoración económica de las modificaciones en el diseño

CD = 13.843 USD

CI = 4.095 USD

Ahorro Anual = -1056.401 \$/ año

Como se puede apreciar se obtiene un ahorro neto de 1056.40 USD en el primer año de explotación por cada caldera, cifra que aumenta posteriormente cuando se amortice la inversión para la modificación. Por lo tanto es factible la implantación de las modificaciones.

7. Conclusiones

Con el desarrollo de este trabajo se llegan a las siguientes conclusiones:

Las mejoras introducidas hacen más eficientes los diseños nacionales.

La automatización del diseño agiliza y humaniza el trabajo manual.

El software construido no solo alcanza la rama de las calderas igneotubulares sino también la del resto de las calderas.

La variedad de diseños que pueden ser analizados es muy grande.

La cantidad de modelos que no se fabricaban y ahora pueden proyectarse y construirse hace que nuestra industria se inserte más rápidamente en el mercado internacional.

Bibliografía

1. Huang B. J., Ko P Y, A system dynamics model of fire-tube shell boiler., Journal of dynamics system, December 1994 Vol 116 / 745.
2. Rhine Jeffrey Michael., Modeling of gas firer furnaces and others industrials proceses., 1991
3. Sidekoskiy Inreneb., Generadores de vapor de instalaciones industriales., 1977, Moscu (En ruso)
4. Tanguero D. N., Reyes B. N., Aballe I. L., Guia metodologica para el proyecto de Generadores de Vapor, ENPES, 1987.
5. Tanquero Días N., Generadores de Vapor, FINDIUP, 1994, Venezuela.

Modifications in the Cuban boilers of fire tube

Abstract.

The objective of this work is the optimizing and designing of the Cuban boilers of fire tube, including those of inverting of flame and hot water. A software have been developed as technical scientific supper for different calculations and optimizing process.