

Desarrollo de Recuperadores de Energía para Calderas Basados en Elementos Bifásicos

Georgiy Polupan⁽¹⁾, Guillermo Jarquin^(2*), Ignacio Carvajal⁽¹⁾, Yevgen Pysmenny⁽³⁾

(1) Instituto Politécnico Nacional, SEPI-ESIME-Zacatenco, Av. IPN s/n, Edif.5, UPALM, Colonia Lindavista, 07738. México, D.F. (e-mail: gpolupan@ipn.mx, icarvajal@ipn.mx)

(2) Instituto Politécnico Nacional, SEPI-ESIME-Culhuacan, Av. Santa Ana No. 1000, Edif.2, tercer piso, Colonia San Fco. Culhuacan, Coyoacán, C.P. 04430. México, D.F.-México (e-mail: gjarquin@ipn.mx)

(3) Universidad Técnica Nacional de Ucrania, Pr. Peremogy, 37, C.P. 03256, Kiev-Ucrania, (e-mail: evgnik@com.ua)

*autor a quien debe ser dirigida la correspondencia

Recibido Nov. 04, 2010; Aceptado Ene. 04, 2011; Versión Final Recibida Mar. 23, 2011

Resumen

Se presenta el diseño de precalentadores de aire compuestos de termosifones bimetálicos para recuperar la energía contenida en los gases de escape en calderas industriales. Se emplea un programa computacional en lenguaje Visual Basic que permite realizar el diseño térmico de precalentadores de aire compactos. Mediante el empleo de este programa, fue posible obtener varias configuraciones de precalentadores de aire, que satisfacen las condiciones de operación de una caldera Cleaver-Brooks CB 250. Se diseñó un precalentador de aire compacto, cuyas dimensiones fueron sólo la quinta parte de las dimensiones de la caldera. Con este diseño se obtuvo un aumento de eficiencia del 5 %.

Palabras Clave: precalentador de aire, termosifón, ahorro de energía, eficiencia energética

Development of Heat Pipes for Boilers Based on Two Phase Elements

Abstract

This paper presents the design of air-heaters made of bimetallic thermosyphons to recover the energy contained in the flue gases of industrial boilers. A computer program written in Visual Basic that performs the thermal calculation of different compact air-heaters was used. With the program it was possible to obtain several configurations of air-heaters that satisfy the operating conditions of a Cleaver-Brooks CB 250 boiler. A compact air-heater was designed with dimensions of only the fifth part of the boiler dimension. With this design efficiency increase of 5% was obtained.

Keywords: air-heaters, heat pipes, energy saving, energy efficiency

INTRODUCCIÓN

Los consumos elevados de combustible y sus altos costos, así como, la problemática de la contaminación atmosférica, han llevado a buscar métodos que permitan el uso racional y eficiente de la energía. Los intercambiadores de calor convencionales para recuperar la energía de deshecho en calderas y hornos, son extremadamente grandes y esto limita su aplicación en la mayoría de los equipos industriales. Por esta razón, se han buscado opciones para diseñar intercambiadores de calor compactos y desde la década de los ochentas una de las más prometedoras ha sido la aplicación de tubos de calor y termosifones bifásicos (Reay, 1982; Vasiliev, 2005). Ambos dispositivos de transferencia de calor han sido ampliamente estudiados, tanto numérica como experimentalmente.

Los termosifones bifásicos, al ser mucho más simples y no requerir de tecnología avanzada para su fabricación (Noie, 2005; Park et al., 2002; Pioro y Pioro, 1997) y también han tenido un desarrollo y aplicación extensa en equipos para el aprovechamiento de la energía solar (Lin et al., 2003; Yu, 2005) y especialmente en la recuperación de calor residual de procesos industriales (Abu-Mulaweh, 2006; Azada et al., 1985; Kannan y Natarajan, 2010; Grooten et al., 2008; Noie, 2006; Wannagosit y Charoensawan, 2010) y en aire acondicionado (Mostafa y Mousa, 2007; Yau, 2008; Yaua y Ahmadzadehtalatapeh, 2010). Sin embargo, todos estos artículos se limitan a presentar los resultados del comportamiento de un equipo en particular o que se emplea en ciertas condiciones de operación. Precisamente ésta es la motivación que condujo al desarrollo de una metodología de cálculo y diseño de intercambiadores de calor en base a termosifones aletados.

En este trabajo se propone la metodología de diseño de precalentadores de aire compuestos de termosifones, con la finalidad de aprovechar al máximo el calor contenido en los gases de combustión de calderas industriales, y de esta forma, incrementar su eficiencia, reducir el consumo de combustible y a la vez la contaminación ambiental.

METODOLOGÍA DEL CÁLCULO TÉRMICO

Flujo másico y calor transferido en la zona para los gases.

Para el cálculo del flujo másico en la zona para los gases se emplea la ecuación:

$$\dot{m}_g = \frac{B \cdot V_g \cdot \rho_g \cdot (\bar{T}_g + 273)}{273} \quad (1)$$

La cantidad de calor a transferir en la zona para los gases se determina de la fórmula:

$$Q = \dot{m}_g \cdot C_{p,g} (T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (2)$$

Cálculo de la temperatura del aire a la salida del precalentador.

A partir de la ecuación de balance de energía, y al despejar la temperatura del aire a la salida del precalentador, se obtiene:

$$T_{a,s} = T_{g,s} + \left[\frac{\dot{m}_g \cdot C_{p,g} (T_{g,e} - T_{g,s})}{(\dot{m}_a \cdot C_{p,a})} \right] \quad (3)$$

Cálculo de las características térmicas del precalentador de aire

El diseño térmico del precalentador implica conocer las propiedades de los fluidos, las velocidades de los flujos, el tipo de superficies de transferencia de calor, los coeficientes de transferencia de calor, el calor total transferido, así como, conocer las características de los termosifones.

Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección

El procedimiento para determinar el coeficiente de convección relativo, correspondiente a la superficie externa del banco de tubos, se muestra en la metodología desarrollada por Pysmenny et al. (2007).

Determinación del coeficiente de convección para bancos de tubos

$$h_c = 1.13 \cdot C_s \cdot C_q \cdot \frac{k}{d} \cdot \left(\frac{u \cdot d}{\nu} \right)^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (4)$$

Determinación del coeficiente de convección relativo

$$h'_{rel} = \left(\frac{A_A}{A} \varepsilon \cdot \mu_A \cdot \psi_E + \frac{A_T}{A} \right) \frac{h_c}{1 + \varepsilon \cdot h_c} \quad (5)$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección de la ebullición

Es necesario calcular l_* que es un parámetro adimensional que relaciona tanto la tensión superficial, como la diferencia de densidades del fluido de trabajo, el coeficiente k_p que relaciona la presión de saturación, con la diferencia de densidades del vapor y la tensión superficial a la temperatura de saturación, finalmente, se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ebullición:

$$h_{eb} = 0.0123 \left(\frac{\lambda}{l_*} \right) \left[\left(\frac{q}{\tau(\rho_n)\nu} \right) (l_*) \right]^{0.5} \cdot Pr^{0.33} k_p^{0.54} \left(d/l_* \right)^{0.17} \quad (6)$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección de la condensación

Es necesario determinar los números de Nusselt en las regiones laminar y turbulenta, el coeficiente f y el número de Nusselt promedio para posteriormente determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección de la condensación.

$$h_{condens} = \frac{(Nu_{condens})(\lambda)}{\left(\frac{\nu^2}{g \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho} \right)} \right)^{0.33}} \quad (7)$$

Cálculo de la resistencia térmica total

Cuando el área de la superficie externa del termosifón es muchas veces mayor al área de la superficie interna del tubo, como es el caso que se estudia en este trabajo, para el cálculo del

coeficiente de transferencia de calor global se recomienda utilizar el método de resistencias térmicas.

$$\sum R_i = \frac{1}{h_g A_g} + \frac{1}{h_a A_a} + \frac{1}{h_{sb} A_{sb}} + \frac{1}{h_{condens} A_{condens}} + \left(R'_{cont} + \frac{\delta_{ac}}{\lambda_{ac}} + \frac{\delta_{al}}{\lambda_{al}} \right) \left[\left(\frac{1}{A_{cont}} \right)_{sb} + \left(\frac{1}{A_{cont}} \right)_{condens} \right] \tag{8}$$

Cálculo del calor transferido por el intercambiador.

La cantidad de calor transferido depende de la diferencia de temperaturas promedio logarítmica y la sumatoria de las resistencias térmicas a través del termosifón:

$$Q = \frac{\Delta T_{ml}}{\sum_{i=1}^n R_i} \tag{9}$$

Si el resultado de esta ecuación es menor que el resultado de la ecuación (2), significa que se requiere incrementar el área de transferencia de calor, y repetir el cálculo.

EJEMPLO DE APLICACIÓN

Características de los termosifones empleados

Se diseñará un intercambiador de calor de una caldera industrial horizontal tipo tubos de humo, marca Cleaver Brooks modelo CB 250 de 4 pasos, con gas natural como combustible.

Nº	COMPONENTE
1	BASE INFERIOR
2	BASE SUPERIOR
3	PAREDES LATERALES
4	PAREDES FRONTAL Y POSTERIOR
5	BANCO DE TUBOS
6	BASE INTERMEDIA

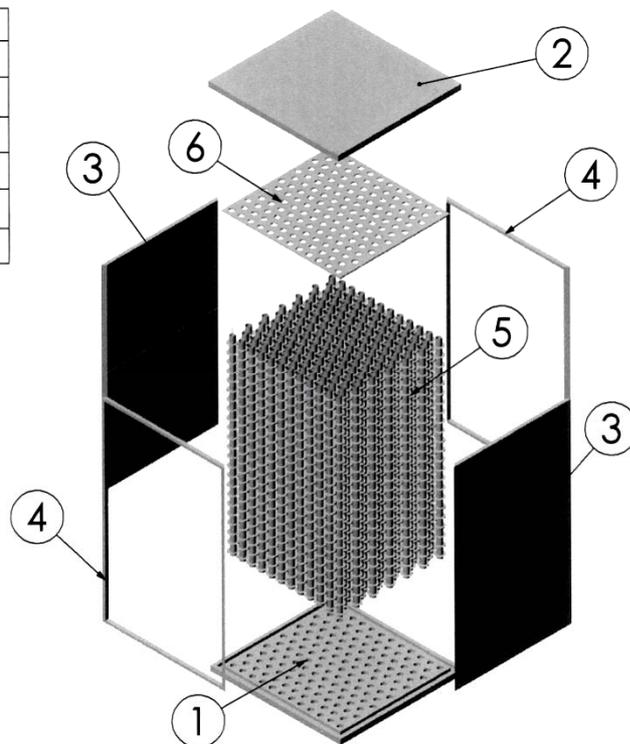
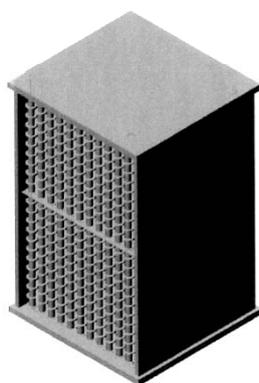


Fig. 1: Construcción del precalentador de aire en base a termosifones aletados.

Los termosifones operan con agua como fluido de trabajo en la cantidad de un 25% de su volumen interno. Se conforman de tubos bimetálicos, la parte interna es hecha de acero, mientras que la parte externa del tubo está hecha de aluminio con aletas redondas transversales con el objetivo de aumentar la superficie de transferencia de calor. Los termosifones tienen una

capacidad de transferencia de calor de $(0.7\div 1.0)$ kW. La resistencia específica de contacto es de 2.5×10^{-4} kJ/mK.

Las características geométricas de los termosifones son: diámetro interior del tubo de aluminio - 25×10^{-3} m, diámetro exterior del tubo de aluminio - 28×10^{-3} m, espesor de la aleta - 5×10^{-4} m, paso entre aletas - 3×10^{-3} m, diámetro exterior del tubo aletado - 55×10^{-3} m.

RESULTADOS DEL CÁLCULO TÉRMICO Y EL DISEÑO DEL PRECALENTADOR DE AIRE

La temperatura del aire a la salida del precalentador se debe de sustituir al inicio del cálculo en las ecuaciones correspondientes y por medio de iteraciones volver a calcularla hasta que se corrija. Los resultados obtenidos se muestran en las tablas 1 y 2.

Tabla 1: Resultados de la Temperatura del Aire a la Salida del Precalentador.

Parámetro		Unidades
$T_{g,s}$	145	°C
$T_{g,e}$	34	°C
\bar{T}_g	90	°C
$C_{p,a}$	1013.8	J/kg
\dot{m}_a	1.2289	kg/s

Tabla 2: Dimensiones del Precalentador.

Parámetro	Zona (gases)	Zona (aire)
Anchura del precalentador, m	0.712	0.712
Profundidad precalentador, m	0.675	0.675
Altura del precalentador, m	0.600	0.55
Paso normal de termosifones, m	0.059	0.059
Paso diagonal termosifones, m	0.051	0.051
Numero de TS de hileras pares	11	11
Numero de TS hileras impares	12	12
Numero de hileras total	23	23
Numero de aletas del termosifón	199	182
Área transversal del precalentador total, m ²	0.427	0.392
Área exterior del termosifón, m ²	0.762	0.697
Área de contacto tubos bimetalicos, m ²	7.069	6.480
Área de transferencia de calor externa total, m ²	218.7	

CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó la metodología del cálculo térmico de precalentadores de aire en base a termosifones bifásicos. La aplicación de estos equipos es en la recuperación de calor de los gases de escape de hornos y calderas, para precalentar el aire de combustión.

Se encontró que su aplicación incrementa la eficiencia de las calderas de un 5 a un 7%, lo que trae consigo una disminución en la emisión de gases contaminantes y un beneficio económico al reducirse el consumo de combustible. Por ejemplo, en los precalentadores de aire de una caldera industrial CB-250 que usa gas natural, es de 0.4 dólares por tonelada de vapor producida.

En base a los resultados de los cálculos, se pudo constatar que el consumo de metal de los intercambiadores de calor basados en termosifones aletados puede llegar a ser de 5 a 7 veces menor que en los intercambiadores de calor tradicionales del tipo gas-gas. Esto se debe a la alta eficiencia en la transferencia de calor de los termosifones, que transfieren calor latente de evaporación-condensación. Además el arreglo de tubos propuesto y el tipo de tubos aletados utilizados mejoran el intercambio de calor entre la superficie de los tubos y los gases de combustión y el aire.

Se debe hacer notar que esta metodología está limitada ya que puede usarse sólo para el cálculo preliminar de los intercambiadores de calor basados en termosifones con agua como fluido de trabajo. Para otros fluidos de trabajo se requiere hacer pruebas experimentales para determinar los límites de operación de los termosifones.

NOMENCLATURA

Parámetro	Definición	Unidades
T_g	Temperatura promedio de los gases	[K]
B	Consumo de combustible	$([m^3]/[s])$
V_g	Volumen real de los gases	$[m^3]$
ρ_g	Densidad de los gases	$[kg/m^3]$
$C_{p,g}$	Calor específico del flujo de los gases	$[J/kg \cdot K]$
$T_{g,e}$	Temperatura de los gases a la entrada del precalentador	[K]
$T_{g,s}$	Temperatura de los gases a la entrada del precalentador	[K]
h_c	Coefficiente de convección para banco de tubos	$[W/m^2 \cdot K]$
C_x	Coefficiente que contempla la influencia que tiene, en la transferencia de calor, el número de filas de tubos	-
C_q	Parámetro de forma	-
k	conductividad térmica	$[W/m^2 \cdot K]$
ν	viscosidad cinemática	$[m^2/s]$
Pr	Número de Prandtl	-
E	Coefficiente de eficiencia de aleta	-
μ_A	Coefficiente de ensanchamiento de aleta	-
ψ_E	Coefficiente de corrección para el coeficiente de eficiencia de aleta	-
A_A	Area total exterior de aletas	m^2
A	Area total de transferencia de calor	m^2
A_T	Area total exterior del tubo	m^2
L_n, k_p	Parámetros adimensionales que dependen de las propiedades del fluido de trabajo	-
λ	Conductividad térmica del vapor	$[W/m^2 \cdot K]$
q	Flujo de calor	[W]
τ	Calor de evaporación	$[J/kg]$
$Nu_{condens}$	Número de Nusselt promedio	-
δ_{ac}/λ_{ac}	Espesor y conductividad del acero	$[m]$ $[W/m^2 \cdot K]$

δ_{al}/λ_{al}	Espesor y conductividad del aluminio	$\frac{[m]}{W/m^2 \cdot K}$
$\frac{1}{h_{g/a}(A_g/a)}$	resistencia térmica por convección en ambas zonas	-
R'_{cmt}	Resistencia térmica específica entre los tubos interior y exterior	$\frac{[K/W]}{[K]}$
ΔT_{ml}	Diferencia de temperaturas media logarítmica	$[K]$

REFERENCIAS

- Abu-Mulaweh, H.I., *Design and performance of a thermosyphon heat recovery system*, Applied Thermal Engineering: 26(5-6), 471-477 (2006).
- Azada, E., F. Mohammadieha y F. Moztaezadeh, *Thermal performance of heat pipe heat recovery system*, Journal of Heat Recovery Systems: 5(6), 561-570 (1985).
- Grooten, M. H. M., C. W. M. van der Geld y L. G. M. van Deurzen, *A study of flow patterns in a thermosyphon for compact heat exchanger applications*, Fifth International Conference on Transport Phenomena In Multiphase Systems, 1-7, Bialystok-Poland, 30 Junio al 3 Julio (2008).
- Kannan, M. y E. Natarajan, *Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon for Waste Heat Recovery System*, Journal of Applied Sciences: 10(5), 413-418 (2010).
- Lin, M. Ch., L. J. Chun, W. Sh. Lee y S. L. Chen, *Thermal performance of a two-phase thermosyphon energy storage system*, Solar Energy: 75, 295–306 (2003).
- Mostafa, A. A., y M. M. Mousa, *Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning*, Applied Thermal Engineering: 27(4), 795-801 (2007).
- Noie, S.H., *Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon*, Applied Thermal Engineering: 25, 495-506 (2005).
- Noie, S.H., *Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using e-NTU method*, Applied Thermal Engineering: 26, 559–567 (2006).
- Park, J., K. Kang y J. Kim, *Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio*, International Journal of Heat and Mass Transfer: 45, 4655-4661 (2002).
- Pirotto, L. S. y I. L. Pirotto, *Industrial Two-phase Thermosyphons*, 15-58. Begell House, Nueva York, USA (1997).
- Pysmennyy, Ye., G. Polupan, I. Carvajal Mariscal y F. Sánchez Silva, *Manual para el cálculo de precalentadores de aire y bancos de tubos aletados*, 5-38. Reverté, Ciudad de México, México (2007).
- Reay, D.A., *A review of gas-gas heat recovery systems*, Journal of Heat Recovery Systems: 1(1), 3-41 (1981).
- Vasiliev, L. L., *Heat pipes in modern heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 25(1), 1-19 (2005).

Wannagosit, Ch. y P. Charoensawan, *Computational study of thermosyphon heat exchanger for water heating using flue gas from rice husk combustion*, Asian Journal on Energy and Environment: 11(1), 10-18 (2010).

Yaua, Y.H. y M. Ahmadzadehtalatapeh, *A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics*, Applied Thermal Engineering: 30(2-3), 77-84 (2010).

Yau, Y.H., *The use of a double heat pipe heat exchanger system for reducing energy consumption of treating ventilation air in an operating theatre—A full year energy consumption model simulation*, Energy and Buildings: 40(5), 917-925 (2008).

Yu, Z. T., Y. C. Hu, R. H. Hong y K. F. Cen, *Investigation and analysis on a cellular heat pipe flat solar heater*, Heat Mass Transfer: 42, 122–128 (2005).