

Modelo de transferencia de calor por ebullición de una caldera horizontal de 10BHP

Heat transfer model by boiling of a 10BHP horizontal boiler

Cristian Ricardo Rubio Ramírez^{1*}
Guillermo Alfredo Martheyn Lizarazo²
Humberto Alejandro Rolón Ortiz³
Luis Emilio Vera Duarte⁴

¹Colombiano. Ing. Mecánico Universidad Francisco de Paula Santander. Cúcuta, Colombia. Grupo de investigación de Fluidos y Térmicas FLUTER. *Autor de correspondencia: cristianricardorr@ufps.edu.co.

²Colombiano. Ing. Mecánico Universidad Francisco de Paula Santander. Cúcuta, Colombia. Grupo de investigación de Fluidos y Térmicas FLUTER. Email: guillermoalfredomli@ufps.edu.co.

³Colombiano. Ing. Mecánico Universidad Francisco de Paula Santander. Cúcuta, Colombia. Grupo de investigación de Fluidos y Térmicas FLUTER. Email: humbertoalejandrero@ufps.edu.co.

⁴Colombiano. Ing. Mecánico Universidad Francisco de Paula Santander. Cúcuta, Colombia. Grupo de investigación de Fluidos y Térmicas FLUTER. Email: luisemiliovd@ufps.edu.co.

Recibido: 31- 10 - 2017 Aceptado: 06-06-2018

Resumen

Se deduce y analiza el modelo matemático de la ebullición en las calderas de tipo pirotubular teniendo en cuenta los primeros estudios de nucleación, y los postulados de carácter empírico que desarrollaron las ecuaciones de comportamiento de evaporación. Se observa la cantidad de energía que es capaz de recibir el agua, detallando los mecanismos por los cuales lo hace. Con estos valores se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección generado en la ebullición, dependiendo de la presión de operación a la cual trabaja la caldera. Además, se calcula el tamaño de las burbujas que se crean alrededor de las superficies de calentamiento, según la orientación horizontal de los tubos y el hogar.

Palabras clave: Coeficiente de transferencia; convección; ebullición; energía; pirotubular; presión.

Abstract

The mathematical model of boiling in firetube boilers is deduced and analyzed taking into account the first nucleation studies, and the empirical postulates that developed the evaporation behavior equations. The amount of energy that water is capable of receiving is observed, detailing the mechanisms by which it does so. With these values it is possible to calculate the coefficient of heat transfer by convection generated in boiling, depending on the operating pressure at which the boiler works. In addition, the size of the bubbles created around the heating surfaces is calculated according to the horizontal orientation of the pipes and the home.

Keywords: Transfer coefficient, convection, boiling, energy, firetube, pressure.

Cómo citar: Rubio Ramírez, C. R., Martheyn Lizarazo, G. A., Rolón Ortiz, H. A. y Vera Duarte, L. E. (2018). Modelo de transferencia de calor por ebullición de una caldera horizontal de 10BHP. *Informador Técnico*, 82(2), 134-146 doi: <https://doi.org/10.23850/22565035.1138>

Introducción

Desde la revolución industrial, el hombre quiso aprovechar los recursos que tenía a su alrededor para simplificar el trabajo pesado y así lograr una mayor productividad en las grandes fábricas. Las máquinas de vapor fueron sin duda el pilar bajo el cual se edificaron todas las invenciones de la época. El hecho de convertir el agua en materia prima de operación era indispensable para los inventores del momento.

La mayoría de las máquinas basan su funcionamiento en el vapor, es por esto que muchas aplicaciones en la ingeniería comprenden la transferencia de calor para ebullición. Este fenómeno se debe al cambio que experimenta el agua en la transformación de la fase líquida a vapor, producida por el contacto con una superficie que se encuentra a una temperatura más alta que su temperatura de saturación a la presión establecida. Esta transferencia de calor depende de varias propiedades termofísicas del fluido como la densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad dinámica, entalpía latente de vaporización y la tensión superficial.

Para que ocurra el fenómeno de ebullición, la diferencia de temperatura que se da, es llamada temperatura de exceso. El cambio de fase que ocurre en las calderas se clasifica como ebullición de estanque ya que el fluido se encuentra contenido en un recipiente. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se utiliza el método de resistencias térmicas, que permite determinar el calor total transferido al agua desde la llama de combustión.

El primero en desarrollar un estudio donde se evaluará concretamente la energía necesaria para cambiar de fase el agua fue Nukiyama (1966), quien, en su experimento, calentó una barra de cobre y observó el patrón de generación de burbujas alrededor del elemento caliente (Figura 1).

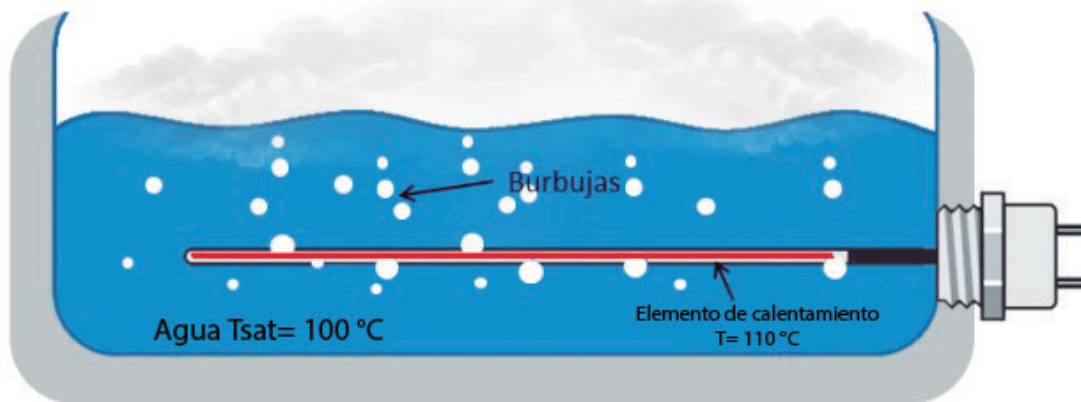


Figura 1. Esquema del estudio de nucleación de Nukiyama
Fuente: (Cengel y Ghajar, 2011)

Con base en lo anterior, el autor de dicho estudio creó el diagrama de comportamiento del agua cuando es sometida a efectos de ebullición como se muestra en la Figura 2 (Cengel y Ghajar, 2011). Donde ΔT_{exceso} es la diferencia entre la temperatura de la superficie del tubo en contacto con el agua y la temperatura de saturación. Al variar el valor de la presión, se producen cambios del exceso de temperatura, el coeficiente de transferencia de calor y el calor de ebullición.

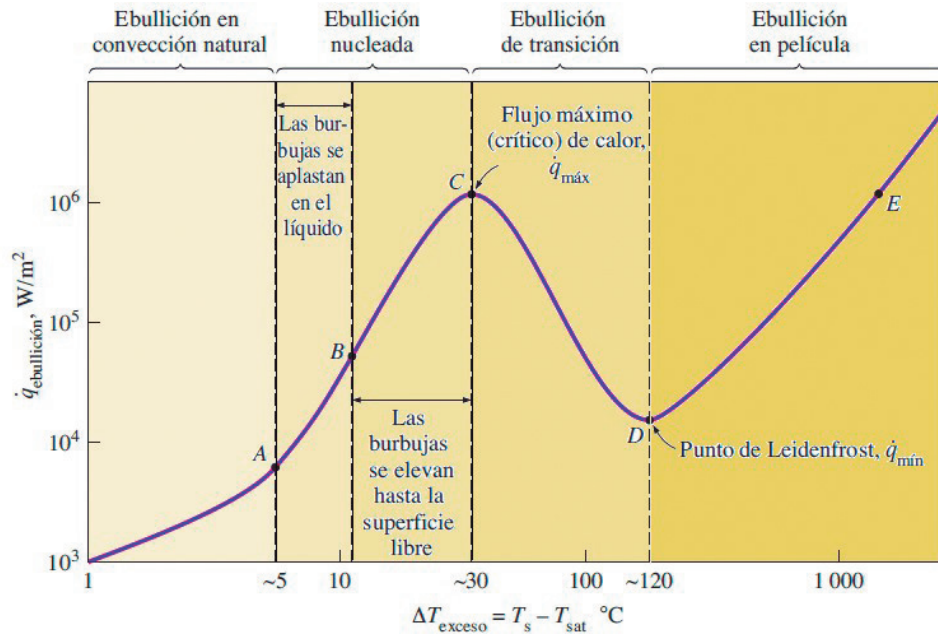


Figura 2. Curva típica de ebullición a 1 bar.
Fuente: (Cengel y Ghajar, 2011)

La Figura 2 muestra el comportamiento del calor en función de la temperatura en exceso. Se indica que el comportamiento de las calderas está entre el punto b y c, llamada ebullición nucleada. En esta zona las burbujas emergen hasta la superficie donde se mantienen lo suficientemente calientes para hacer el efecto de transferencia de calor y no ser aplastadas antes de llegar al tope (Incropera, de Witt, Bergman, y Lavine, 2011); no se entra en la zona de transición al no tener una aplicación en las calderas.

Cuando se pasa a la zona de película, se muestra un recubrimiento en el tubo hecho por vapor. Debido a esto, se genera una especie de aislamiento donde afecta la transferencia de calor bajando la eficiencia en el intercambio de energía, también puede ocasionar que la temperatura del tubo se eleve por encima de su límite metalúrgico y se generen fallas que pueden generar accidentes (Cengel y Ghajar, 2011).

Rohsenow (1952) mediante su método de ebullición de estanque, y de acuerdo con las teorías de correlación de transferencia de calor, establece una ecuación empírica, cuyo objetivo es calcular el calor requerido para evaporar el agua en recipientes de alta presión. Por lo general las calderas pirotubulares tipo horizontal se encuentran en la sección nucleada, pues su temperatura en exceso no debe superar los 30 °C por cuestiones de seguridad.

En la actualidad, muchas investigaciones, muestran resultados genéricos obtenidos en calderas verticales, o con diferentes compuestos de trabajo, sin considerar los efectos de la transferencia de calor propia de las calderas horizontales. (Rojas y Mazuera, 2014; Saiz, Fockink, Ribatski, de Barros, 2004).

El objetivo del presente estudio, es generar el modelo matemático de transferencia de calor por ebullición, apoyados en la geometría de la caldera que se ubica en la Universidad Francisco de Paula Santander, el cual se resuelve con ayuda del software EES, modificando la presión del sistema ya que es la variable representativa de estudio.

Método y modelo matemático

Como premisa fundamental, se muestran en la Tabla 1 todas las variables que intervienen en el proceso de ebullición, con su respectiva nomenclatura y unidades de operación.

Tabla 1. Nomenclatura característica del proceso de ebullición

Símbolo	Significado	Unidades
μ_f	Viscosidad del líquido saturado	kg/m * s
h_{fg}	Entalpia de vaporización	J/kg
g	Aceleración gravitacional	m/s ²
ρ_f	Densidad del líquido saturado	kg/m ³
ρ_g	Densidad del gas saturado	kg/m ³
$\sigma(H_2O)$	Tensión superficial líquido - vapor	N/m
C_{p_f}	Calor específico del líquido saturado	J/kg * K
ΔT_{exceso}	Exceso de temperatura	K
C_{sf}	Constante experimental	
Pr_f	Número de Prandtl del líquido saturado	
n	Constante experimental	

Fuente: Los autores

Para los cálculos se tuvieron en cuenta las siguientes suposiciones:

- Se utilizan las propiedades del agua a una presión superior a 1 bar (14 psi.).
- Se analiza en estado estacionario.

La variable ΔT_{exceso} es reemplazada en las fórmulas matemáticas por la variable ΔT_{ps}

ΔT_{ps} es la diferencia de temperatura con respecto a la temperatura de saturación del vapor de agua para la presión de operación. Esta representa mejor el cambio en el exceso de temperatura a las condiciones de presión de saturación.

Partiendo de los supuestos mencionados anteriormente y desde los principios básicos de termodinámica y transferencia de calor, se plantea el siguiente modelo matemático.

Por la ley de enfriamiento de Newton se tiene.

Donde "h" es el coeficiente de transferencia de calor debido a la ebullición. En la Tabla 2 se observan los rangos de coeficiente de transferencia de calor más representativos (Kakac, Liu, y Pramuanjaroenkij, 2012).

$$q''_{ebullición} = h_{ebullición} * (\Delta T_{exceso}) \quad (1)$$

Para determinar el calor de ebullición se utiliza la ecuación propuesta por Rohsenow basada en datos experimentales (Olivares, Ramírez, y Aldana, 2014).

Tabla 2. Valores característicos de "h"

Proceso	$h \text{ (} \text{W/m}^2 \cdot \text{K)}$
Gases (Convección natural)	3 - 25
Aceite de motor (Convección natural)	30 - 60
Flujo de líquidos no metálicos	100 - 10000
Flujo de líquidos metálicos	5000 - 250000
Transferencia de calor por ebullición de agua, presión <5 bares, $\Delta T_{exceso} = 25K$	5000 - 10000
Transferencia de calor por ebullición de agua, presión 5-100 bares, $\Delta T_{exceso} = 20 K$	4000 - 15000
Transferencia de calor por ebullición de película	300 - 400

Fuente: (Kakac, Liu, y Pramuanjaroenkij, 2012)

La variable C_{sf} es una constante experimental que se da para los diferentes tipos de superficies, y la constante n depende del tipo de fluido que está ebulliciendo. La Tabla 3 muestra los valores de las constantes C_{sf} y n más usados (Cengel y Ghajar, 2011).

$$q''_{ebullición} = \mu_f h_{fg} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma_{H_2O}} \right]^{0.5} \left[\frac{C_p \Delta T_{exceso}}{C_{sf} h_{fg} Pr_f^n} \right]^3 \quad (2)$$

Cuando se desconocen los materiales de la interfaz fluido - superficie de calentamiento se recomienda tomar los valores de $C_{sf}=0,0130$ y $n=1,0$ (Holman, 2009).

Tabla 3. Valores del coeficiente C_{sf} y de n para varias combinaciones fluido-superficie

Combinación fluido-superficie de calentamiento	C_{sf}	n
Agua-cobre (pulido)	0,0130	1,0
Agua-cobre (rayado)	0,0068	1,0
Agua-acero inoxidable (pulido mecánicamente)	0,0130	1,0
Agua-acero inoxidable (rectificado y pulido)	0,0060	1,0
Agua-acero inoxidable (recubierto de teflón picado)	0,0058	1,0
Agua-acero inoxidable (corroído químicamente)	0,0130	1,0
Agua-latón	0,0060	1,0
Agua-níquel	0,0060	1,0
Agua-platino	0,0130	1,0
n-Pentano-cobre (pulido)	0,0154	1,7
n-Pentano-cromo	0,0150	1,7
Benceno-cromo	0,1010	1,7
Alcohol etílico-cromo	0,0027	1,7
Tetracloruro de carbono-cobre	0,0130	1,7
Isopropanol-cobre	0,0025	1,7

Fuente: Cengel y Ghajar, 2011

Al momento de diseñar recipientes a presión como las calderas, se debe considerar el flujo pico de calor. Con este valor, se determina la cantidad máxima de energía que puede recibir el agua, S. S. Kutateladze y N. Zuber determinaron teóricamente una ecuación que establece el flujo máximo de calor (Incropera, *et al.*, 2011).

Donde C_{cr} depende de la configuración geométrica del calentador. Para el caso de estudio el valor es de 0,12. En la Tabla 4 se muestran valores de C_{cr} para otras geometrías de interés (Cengel y Ghajar, 2011).

$$Q_{max} = C_{cr} h_{fg} [\sigma_{H_2O} * g * \rho_g^2 (\rho_f - \rho_g)]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

En este caso, L^* representa la dimensión característica que es evaluada en los rangos de geometría. $K1$ es una variable de geometría propia del calentador plano horizontal pequeño. Y $A_{calentador}$ es el área transversal del mismo.

Tabla 4. Valores del coeficiente C_{gr} para usarse en la ecuación (3)

Geometría calentador	C_{gr}	Dimensión principal "L"	Intervalo de L^*
Calentador plano horizontal grande	0,149	Ancho o diámetro	$L^* > 27$
Calentador plano horizontal pequeño	18,9*K1	Ancho o diámetro	$9 < L^* < 20$
Cilindro horizontal grande	0,12	Radio	$L^* > 1,2$
Cilindro horizontal pequeño	$0,12L^{-0,25}$	Radio	$0,15 < L^* < 1,2$
Esfera grande	0,11	Radio	$L^* > 4,26$
Esfera pequeña	$0,227L^{-0,5}$	Radio	$0,15 < L^* < 4,26$

Fuente: Cengel y Ghajar, 2011

Donde

$$L^* = L * \left[\sqrt{\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma}} \right] \quad (4)$$

$$K1 = \frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g) * A_{calentador}} \quad (5)$$

Los valores de densidad, entalpia, viscosidad dinámica y número de Prandtl, que dependen de la presión de operación de la caldera, se resuelven a través de una extrapolación de las funciones incluidas en la librería del programa para el vapor de agua, de acuerdo con el algoritmo construido para resolver el problema, Tabla 5.

Tabla 5. Código de programación EES, parámetros térmicos y solución del modelo.

Código EES
<pre> A\$='Steam_IAPWS' P_caldera=30 [psi] P_operación=P_caldera*convert(psi;bar) P_ebullicion=P_caldera*convert(psi;KPa) mu_f=VISCOSITY(A\$;X=0;P=P_ebullicion) rho_f=DENSITY(A\$;X=0;P=P_ebullicion); rho_g=DENSITY(A\$;X=1;P=P_ebullicion) T_sat=T_SAT(A\$;P=P_ebullicion) sigma_H2O=SURFACETENSION(A\$;T=T_sat) Cp_f=CP(A\$;X=0;P=P_ebullicion) Cp_g=CP(A\$;X=1;P=P_ebullicion) DELTAT_ps=Ts2-T_sat DELTah_vap=Enthalpy_vaporization(A\$;P=P_ebullicion) g=9,81 [m/s^2] Csf=0,013; n=1 h_fg=h_f-h_g h_f=Enthalpy(A\$;x=1;P=P_ebullicion) h_g=Enthalpy(A\$;x=0;P=P_ebullicion) h_agua=ENTHALPY(Water;T=T_agua;P=P_ebullicion) Pr_f=PRANDTL(A\$;X=0;P=P_ebullicion) Q_ebullicion_max=(0,12*DELTah_vap*rho_g*((sigma_H2O*g*(rho_f-rho_g)/rho_g^2))^(1/4))*1000 Q_ebullicion_max=(mu_f*h_fg*((g*(rho_f-rho_g))/sigma_H2O)^0,5*((Cp_f*DELTAT_ps_max)/(C_sf*h_fg*Pr_f))^3)*1000 h_ebullicion_H=(Q_ebullicion_H)/DELTAT_ps R_ebullicion_H=1/(h_ebullicion_H*A_ex_H) D_burbuja=0,0148*beta*sqrt((2*sigma_H2O)/(g*(rho_f-rho_g))) Beta=180 </pre>

Fuente: Los autores

Para determinar el calor que el agua absorbe en la caldera, se emplea el método de resistencias térmicas. Elaborando un circuito de transferencia de calor, se consideran las pérdidas que se generan en la chimenea y al exterior de la caldera. En la Figura 3, la resistencia por radiación (R_{rad}), por fouling o ensuciamiento (R_{f1} y R_{f2}) y por conducción ($R_{ac,H}$) son propias de cada tipo de caldera, combustible de trabajo y materiales estructurales (Quiñónez, Pindo y Adum, 2008; Flórez, 2011).

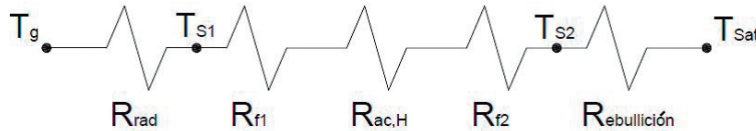


Figura 3. Arreglo de resistencias
Fuente: Los autores

A continuación, en la Tabla 6, se mencionan los valores de resistencia térmica causados por los gases de combustión al interior del tubo del hogar. Igualmente se debe considerar el ensuciamiento depositado al exterior de los tubos de calor, ocasionado por el agua de alimentación.

Tabla 6. Parámetros de fouling presentes en calderas

Tipo de fouling (suciedad)	Símbolo	Valor [unidades]
Fouling debido a gases de combustión	R_{f1}	0,001761 [m ² *K/W]
Fouling para agua de alimentación de caldera	R_{f2}	0,000176 [m ² *K/W]

Fuente: (Kakac, Liu, y Pramuanjaroenkij, 2012)

El resultado de la ecuación de Rohsenow permite calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección y de ahí calcular la resistencia por ebullición.

$$\frac{Q_{ebullición}}{\Delta T_{ps}} = h_{ebullición} \quad (6)$$

Resistencia por ebullición

$$R_{ebullición} = \frac{1}{h_{ebullición} \pi D_{ex} L} \quad (7)$$

Donde D_{ex} es el diámetro externo de tubo y L es la longitud.

Otro parámetro importante que influye en la transferencia de calor por ebullición es el tamaño de las burbujas que se crean al margen de la superficie de calentamiento. Mediante la ecuación (8) se obtiene el diámetro aproximado de estas burbujas en etapa de nucleación de acuerdo con la ecuación de Fritz (Welty, Wicks, y Wilson, 1994; Hamzekhani, Maniavi, y Akbari, 2014).

$$D_{burbuja} = 0,0148 * \beta * \sqrt{\frac{2 * \sigma_{H_2O}}{g * (\rho_f - \rho_g)}} \quad (8)$$

Donde β es el grado de inclinación entre la burbuja y la superficie de calentamiento, en calderas de tipo horizontal este valor es de 180°, con respecto al eje X (horizontal), lo que quiere decir que está en pleno contacto con la superficie del tubo.

Las pruebas se hicieron con la geometría de una caldera comercial de potencia nominal de 10 BHP, Figura 4. Se identificaron las variables de combustión, temperatura de llama y constantes termofísicas de los materiales y fluidos involucrados.



Figura 4. Toma de datos experimentales, caldera Continental F10C
Fuente: Los autores

Las medidas utilizadas en los cálculos están dadas en sistema internacional, y algunas medidas de presión están dadas en el sistema inglés, ya que, por su origen de fabricación, es el característico de la caldera de estudio, como se muestra en la Tabla 6.

Se describe el código utilizado en el software académico EES con base en las medidas tomadas en la caldera, para solucionar las ecuaciones y generar las gráficas que representan el desempeño de ebullición de la caldera de estudio durante su funcionamiento Tabla 7 (Klein, 2016).

Tabla 7. Datos de operación de la caldera

Descripción	Dato
Potencia nominal	10 BHP
Tipo de combustible	ACPM
Consumo de combustible nominal	3 gal/h
Consumo de combustible real	1,2 gal/h
Exceso de aire	20%
Temperatura ambiental	30 °C
Temperatura del agua de alimentación	28 °C
Temperatura del combustible	28 °C
Presión atmosférica	97,53 KPa
N° pasos en la caldera	2
Longitud del hogar total	1,00 m
Longitud efectiva del hogar	0,75 m
Diámetro interior del hogar	0,25 m
Diámetro exterior del hogar	0,30 m
Longitud del haz de tubos	0,85 m
Longitud efectiva del haz de tubos	0,75 m
Diámetro interior del tubo	0,057 m
Diámetro exterior del tubos	0,067 m
N° de tubos en el haz	21
Diámetro exterior de la coraza	0,83 m
Espesor de la coraza	0,002 m
Tipo de aislante	Lana de vidrio
Espesor del aislante	0,055 m

Fuente: Los autores

Resultados

La curva en la Figura 5, se obtuvo con la ecuación de Rohsenow a diferentes temperaturas de exceso con una presión de operación de 2,068 bar (30 psi) y un exceso de aire de 120 %, los puntos identificados son el máximo de energía para la ebullición y el punto donde se encuentra la ebullición de la caldera que se está trabajando.

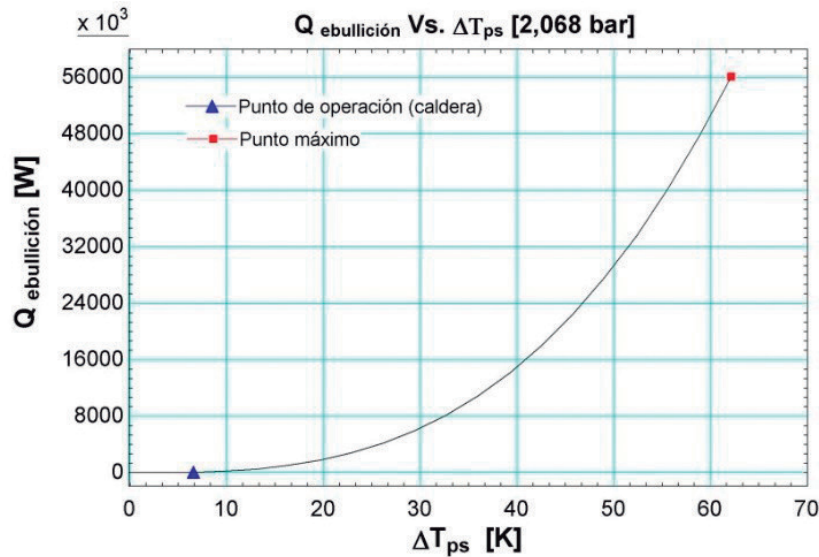


Figura 5. Calor de ebullición vs exceso de temperatura a una presión de 2,068 bar (30psi)
Fuente: Los autores

El exceso máximo de temperatura que se obtuvo en la caldera con una presión de 2,068 bar (30 psi) fue de 62,1 k produciendo un calor máximo o crítico de 56,13 kW. Esta es la cantidad de energía físicamente disponible que puede soportar el dispositivo. A partir de esta energía se calculó la temperatura de saturación y se comprobó con el límite de dilatación térmico del acero. Más que todo esto es una evaluación de seguridad, no se pretende llegar hasta los límites de presión.

Variando la presión dentro de la caldera se observa el comportamiento de las variables implicadas en la ebullición, como se muestra en las Figuras 6, 7, 8, 9.

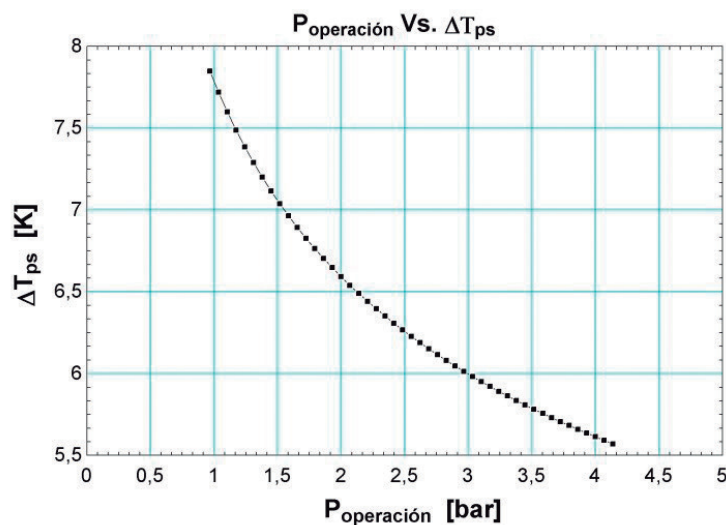


Figura 6. Exceso de temperatura vs. presión de operación
Fuente: Los autores

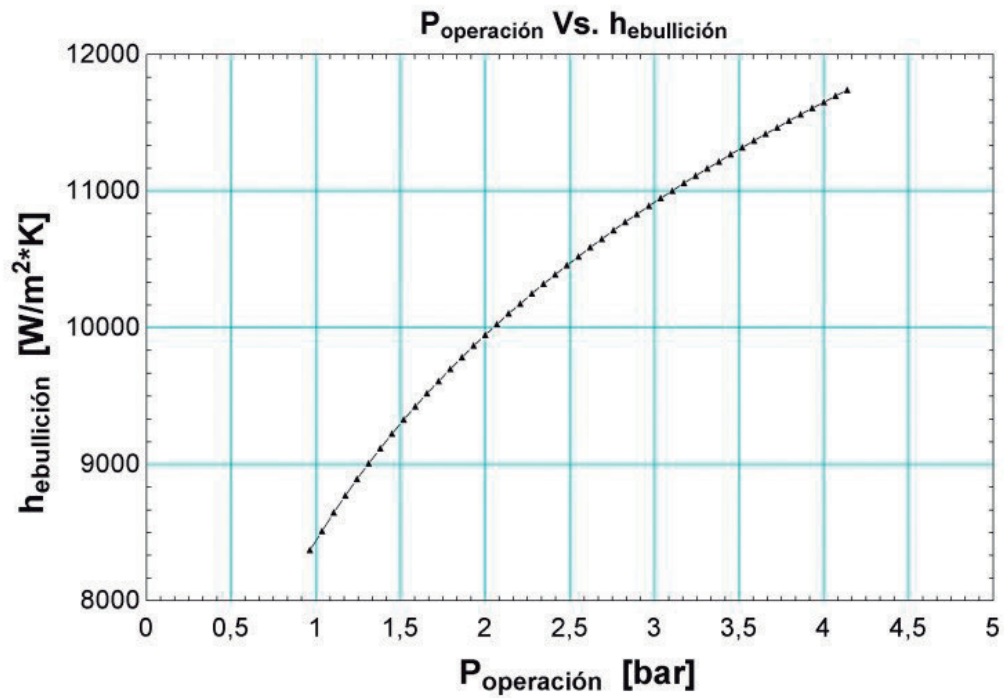


Figura 7. Coeficiente de transferencia de calor vs. la presión de operación
Fuente: Los autores

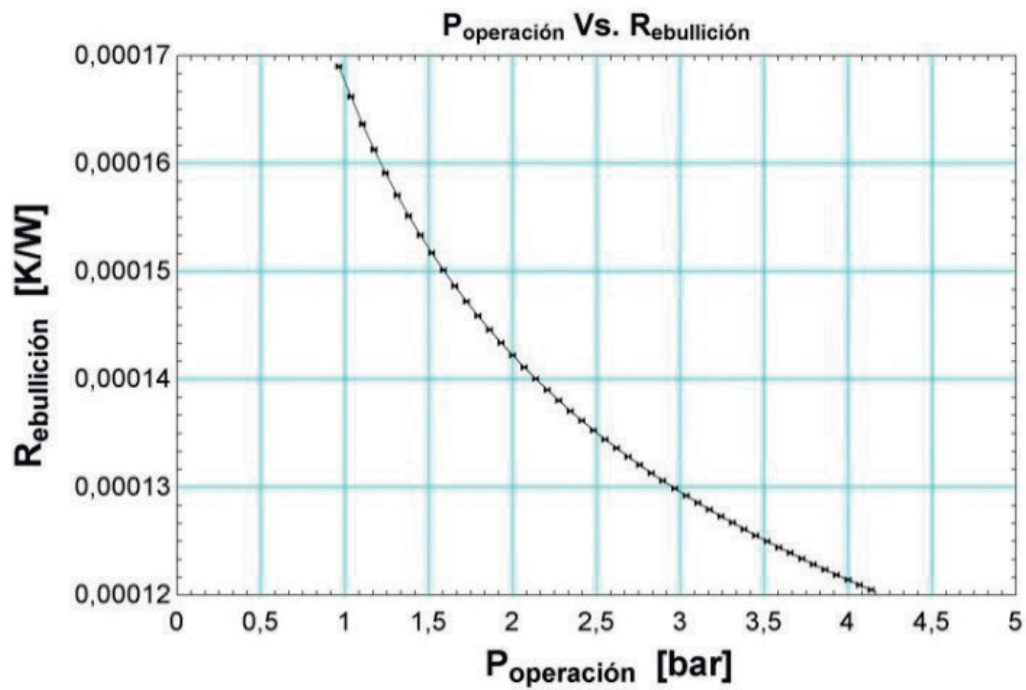


Figura 8. Resistencia térmica vs. presión de operación
Fuente: Los autores

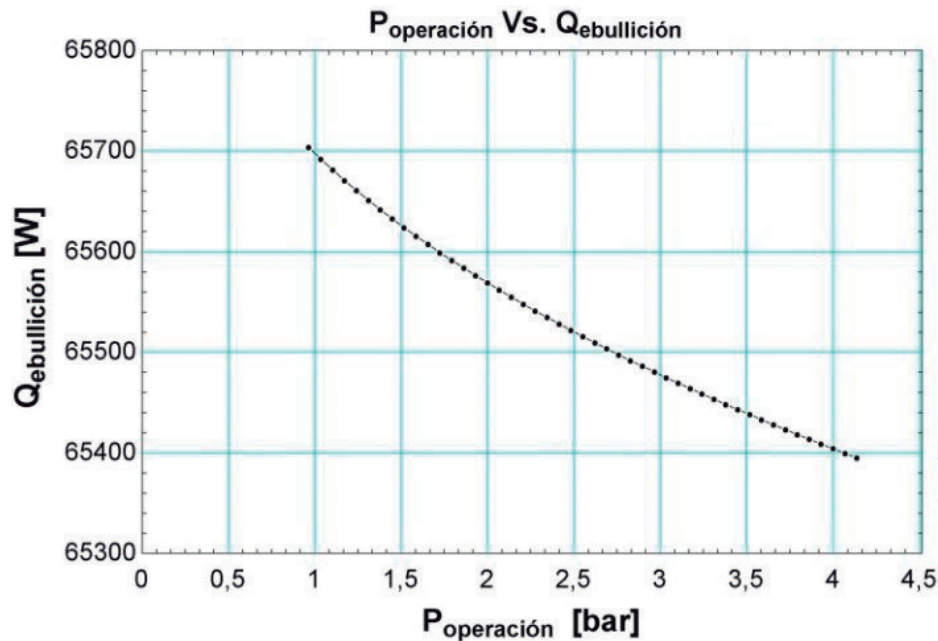


Figura. 9 Calor de ebullición vs. presión de operación
Fuente: Los autores

Al existir un ambiente con baja presión al interior de la caldera, es necesario que la temperatura a la cual se evapora el agua sea menor. Sin embargo, el combustible calienta la superficie del contenedor a la misma temperatura. A medida que la presión de operación aumenta, la temperatura de saturación aumenta igualmente, disminuyendo la temperatura en exceso.

Las Figuras 7 y 9 poseen un comportamiento similar, ya que el calor que se transmite hacia el agua depende directamente de cuán alto sea el coeficiente de convección por ebullición. Caso contrario pasa con la Figura 8, pues esta representa la resistencia que ofrece el acero al transmitir todo el calor al agua.

Al solucionar el modelo matemático se obtiene que el diámetro de las burbujas a la presión de operación de 2,068 bar (30 psi) es de 0,009172 m $\approx$ 9,2 mm para la caldera de tipo horizontal ($\beta = 180^\circ$) inclinación con respecto al eje X.

Conclusiones

Los valores mostrados en la figura 5 son para la presión de 1 bar, como las calderas trabajan a presiones mayores, estos valores se ven modificados. Mediante cálculos se determina que el exceso de temperatura entre cada zona varía para cada presión.

Las condiciones bajo las cuales opera la caldera, es decir el coeficiente convectivo de ebullición y su respectivo calor de ebullición (Figuras 7 y 9), dependen directamente de la presión de operación de cada caldera. Debido a que la presión y la temperatura de saturación de los fluidos son directamente proporcionales, al aumentar la presión baja considerablemente el trabajo del dispositivo generador de vapor. Sin embargo, para que se aumente la presión se debe generar un aumento en la relación aire-combustible, lo que genera un incremento en el consumo de combustible (gas, carbón, diésel).

Al observar el punto más alto de la ebullición, se obtiene la cantidad máxima de energía que se transmitirá. Además, se conoce el tope de temperatura en exceso que se puede tener, ya que al sobrepasar estos límites se va a comprometer la funcionalidad de la caldera y pueden ocurrir accidentes.

En el programa EES, se deben considerar los valores "lower", "upper" y "guess" los cuales representan los valores mínimos, máximos y el valor tentativo del resultado. De ellos depende la iteración de los resultados, también ayuda a que el programa al momento que itera desde menos infinito y evalúe el cero (0), no produzca errores y detenga la rutina de evaluación.

Agradecimientos

Los autores agradecen a la Universidad Francisco de Paula Santander por la disposición de sus instalaciones académicas especialmente al Departamento de Fluidos y Térmicas de la Facultad de Ingenierías por facilitar las pruebas técnicas en su laboratorio de plantas térmicas.

Referencias

- Cengel, Y. y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa*. 4ª Edición. U.S.A.: McGraw-Hill. pp. 580 – 595.
- Flórez, D. (2011). *Diseño y Construcción de una Caldera de Paso Continuo y Determinación del Coeficiente convectivo de Transferencia de Calor para la Zona de Ebullición*. (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Minas. Medellín, Colombia.
- Hamzekhani, S., Maniavi, M. y Akbari, A. (2014). Bubble departure diameter in nucleate pool boiling at saturation: Pure liquids and binary mixtures. *International journal of refrigeration*, 46, 50-58. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.003>
- Holman, J. P. (2009). *Heat Transfer*. 10th Edition. U.S.A.: McGraw-Hill Education. pp. 505 – 506.
- Incropera, F., de Witt, D., Bergman, T. y Lavine, A. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. U.S.A. 7th Edition. John Wiley & Sons. pp. 657 – 664.
- Kakac, S., Liu, H. y Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers, selection, rating and thermal design*. 3rd Edition. U.S.A.: CRC Press. pp. 41 – 42.
- Klein, S.A. (2016). *Handbook Engineering Equation Solver EES*. F-Chart Software.
- Nukiyama, S. (1966). "The Maximum and Minimum Values of the Heat Q Transmitted from Metal to Boiling Water under Atmospheric Pressure," *International Journal of Heat Mass Transfer*, 9(12), 1419-1433. doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(66\)90138-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90138-4)
- Olivares, R., Ramírez, L. y Aldana, D. (2014). Modelación matemática de la transferencia de calor en un intercambiador de calor abierto para producción de panela granulada. *Simposio Peruano de Energía Solar y del Ambiente (XXI- SPES)*. Universidad de Piura. Piura – Perú.
- Quiñonez, N., Pindo J. y Adum, V. (2008). *Desarrollo de software para el análisis y diseño térmico de calderas pirotubulares horizontales con quemadores a diésel y bunker*. (Tesis). Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Rohsenow, W. M., (1952). A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Liquids. *Transactions of ASME*, 74, 969-976.

- Rojas, B. y Mazuera, H., (2014). *Análisis, diagnóstico y propuesta de mejora de los principales componentes operacionales que afectan la eficiencia de la caldera pirotubular del laboratorio de vapor de la Universidad Autónoma de Occidente*. (Tesis de pregrado). Facultad de Ingeniería, departamento de Energética y Mecánica, Universidad Autónoma de Occidente, Santiago de Cali – Colombia. pp 72-80
- Saiz, J. M., Fockink, E., Ribatski, G., de Barros, S.F. (2004). Evaluation of the Rohsenow Correlation Through Experimental Pool Boiling of Halocarbon Refrigerants on Cylindrical Surfaces. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(2), 218-230. doi: <https://doi.org/10.1590/S1678-58782004000200015>
- Welty, J., Wicks, C. y Wilson, R. (1994). *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*. 2ª Edición. México: Limusa Editores. pp. 450 – 451.

Línea de atención al cliente:
(57 - 1) 472 2000 en Bogotá
01 8000 111 210 a nivel Nacional
.....
www.4-72.com.co

El servicio de **envíos**
de Colombia

