

Análisis energético y exergético de un caldero pirotubular de dos pasos

Energetic and exergetic analysis of a two-step fire tube boiler

Vanessa Bautista^{1,*}, Andres Mirko Morales², Félix Rustan Roca³, Aderli Torrico⁴

*Correo de correspondencia: v.bautista@umss.edu

Resumen

El mercado de las calderas pirotubulares ha requerido cada vez más diseños personalizados por parte de los fabricantes. El objetivo principal de este trabajo es el desarrollo y la validación de un simulador numérico para realizar un análisis energético y exergético del caldero pirotubular ubicado en el Laboratorio de Refrigeración Y Aire Acondicionado de la UMSS en estado estacionario de 150 [kg/hr] de capacidad de producción, con presión de trabajo de 1.1 [bar] y alimentada con gas natural. Se evaluó el impacto en el perfil de temperatura a lo largo de cada paso. También se realizó un diseño compuesto central para evaluar simultáneamente el impacto de cinco parámetros de diseño u operación (diámetro de los tubos; longitud de la caldera; número de tubos en el segundo paso; exceso de aire en la mezcla) y obtener un modelo polinómico empírico de segundo orden con el fin de maximizar las eficiencias energética y exergética de la caldera. También se realizó una sensibilidad malla y se validó el modelo con los datos obtenidos experimentalmente. Con los modelos polinómicos dados por el enfoque de diseño de experimentos, fue posible definir los parámetros más significativos, tanto para las eficiencias energética y exergética. En orden decreciente de importancia de los impactos lineales, exceso de aire; longitud de la caldera; el número y el diámetro de los tubos en el segundo paso y el diámetro del tubo en la cámara de combustión fueron significativos mediante contribuciones lineales y algunos términos de interacción.

Palabras clave: eficiencia térmica, irreversibilidades, producción de vapor, sistemas de combustión.

Abstract

The fire tube boiler market has increasingly required custom designs from manufacturers. The main objective of this work is the development and validation of a numerical simulator to perform an energetic and exergy analysis of the fire tube boiler of the Refrigeration and Ammonia Laboratory of UMSS in a steady state of 150 [kg/hr] of production capacity, with a working pressure of 1.1 [bar] and fed with natural gas. The impact on the temperature profile was evaluated throughout each step. A central composite design was also carried out to simultaneously evaluate the impact of five design or operating parameters (tube diameter; boiler length; number of tubes in the second pass; excess air in the mixture) and obtain a polynomial model. second-order empirical analysis in order to maximize the energy and exergetic efficiencies of the boiler. A mesh test was also carried out and the model was validated with the data obtained experimentally. With the polynomial models given by the design of experiments approach, it was possible to define the most significant parameters, both for the energy and exergetic efficiencies. In decreasing order of importance of linear impacts, excess air; boiler length; the number and diameter of tubes in the second pass and the tube diameter in the combustion chamber were significant through linear contributions and some interaction terms.

Keywords: thermal efficiency, irreversibilities, steam generation, combustion systems.

¹ Laboratorio de Energía, Departamento de Mecánica/Electromecánica, Facultad de Ciencias y Tecnología, Universidad Mayor de San Simón, Cochabamba, Bolivia. <https://orcid.org/0009-0005-5814-2153>

² Laboratorio de Energía, Departamento de Mecánica/Electromecánica, Facultad de Ciencias y Tecnología, Universidad Mayor de San Simón, Cochabamba, Bolivia. <https://orcid.org/0009-0004-9678-8695>

³ Programa de Energía, Sostenibilidad y Eficiencia Energética, Departamento de Mecánica/Electromecánica, Facultad de Ciencias y Tecnología, Universidad Mayor de San Simón, Cochabamba, Bolivia. <https://orcid.org/0009-0001-1302-3311>

⁴ Programa de Energía, Sostenibilidad y Eficiencia Energética, Departamento de Mecánica/Electromecánica, Facultad de Ciencias y Tecnología, Universidad Mayor de San Simón, Cochabamba, Bolivia. <https://orcid.org/0009-0008-5715-2458>

1. Introducción

La optimización de la eficiencia energética de las calderas ha sido objeto de diversas investigaciones, particularmente en el uso de simulaciones para predecir y mejorar su rendimiento. Diversos estudios han explorado la influencia de parámetros operativos como el exceso de aire, la distribución de temperatura, las características del combustible y el tipo de diseño de los intercambiadores de calor. Modelos avanzados como los propuestos por Sepehr y Ali (2021), Gómez y Sánchez (2022), Li y Zhou (2021), y Fernández y Martínez (2023), han demostrado mejoras significativas en la eficiencia térmica de las calderas pirotubulares mediante simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) y modelos numéricos de transferencia de calor.

Gómez y Sánchez (2022) realizaron un análisis detallado para optimizar la eficiencia energética en calderas pirotubulares utilizando gas natural. Su investigación se centró en evaluar el exceso de aire y la distribución de temperatura en los tubos mediante simulaciones CFD, utilizando ANSYS Fluent. Los resultados mostraron que el ajuste del exceso de aire reduce significativamente las pérdidas energéticas y mejora la eficiencia térmica en un 8%. Li y Zhou (2021) desarrollaron un modelo numérico avanzado para la transferencia de calor en calderas industriales, considerando las variaciones de las propiedades térmicas de los gases y la geometría de los tubos. El análisis incluyó cómo los gradientes de temperatura y las propiedades de los materiales afectan el rendimiento térmico. La metodología se basó en el método de volúmenes finitos utilizando OpenFOAM y fue calibrada con datos experimentales de una planta de procesamiento térmico. Los resultados indicaron que las pérdidas de calor disminuyen en un 12% cuando se optimizan las propiedades de los materiales de los tubos, y un incremento en la eficiencia térmica global de un 10%.

Fernández y Martínez (2023) llevaron a cabo un estudio exhaustivo para optimizar la combustión en calderas pirotubulares mediante simulaciones de Aspen Plus y ANSYS Fluent. Los resultados de su estudio indicaron que, con un exceso de aire del 15%, se mejora la eficiencia térmica en un 7% y se reduce la emisión de NO_x en un 20%, manteniendo el rendimiento térmico.

Men, Liu y Zhang (2021) desarrollaron modelos avanzados de recuperación de calor para mejorar la eficiencia de calderas pirotubulares. Los resultados mostraron una mejora significativa en la eficiencia térmica de las calderas, alcanzando eficiencias superiores al 80% mediante la integración de tecnologías de recuperación de calor que optimizan las condiciones operativas y reducen el consumo de combustible.

Rahmani (2008) alcanzó una alta concordancia entre los datos simulados y operativos, empleando modelos numéricos para simular el comportamiento térmico de las calderas pirotubulares. Esta simulación fue clave para entender cómo optimizar la transferencia de calor y minimizar las pérdidas energéticas, alcanzando una concordancia del 90%.

Sepehr y Ali (2021) demostraron que las calderas pirotubulares son más económicas y eficientes que las acuotubulares. Utilizando un algoritmo genético para la optimización multiobjetivo, los investigadores evaluaron el rendimiento de diferentes tipos de calderas en plantas de cogeneración. Los resultados indicaron que la caldera pirotubular no solo es más eficiente, sino también más rentable.

Zhang et al. (2018) investigaron las emisiones y la eficiencia de combustión en calderas pirotubulares, proponiendo un modelo que optimiza la relación aire-combustible. Los resultados indicaron que una optimización adecuada de esta relación mejora significativamente la eficiencia de combustión y reduce las emisiones de CO₂ y NO_x.

Beyne (2019) centró su estudio en el diseño de calderas pirotubulares, subrayando la importancia de la mejora de la transferencia de calor y la durabilidad estructural. Su investigación demostró que cambios en el diseño de los tubos de la caldera podrían resultar en mejoras significativas en la eficiencia operativa.

Rajic et al. (2018) abordaron el diseño de calderas con foco en la optimización de los flujos térmicos y la capacidad de recuperación de calor, lo que permitió un aumento notable en la eficiencia general de las calderas pirotubulares. A pesar de los avances significativos en la optimización de la eficiencia energética y térmica de las calderas mediante simulaciones y modelos numéricos, la mayoría de los estudios previos no han considerado una evaluación detallada del impacto de ciertos parámetros clave sobre las eficiencias energética y exergética. En particular, se observa que el efecto del diámetro de los tubos, la longitud de la caldera, el número de tubos en el segundo paso, el diámetro de los tubos en el primer paso, y el exceso de aire en la mezcla no ha sido suficientemente investigado en el contexto de la optimización del rendimiento térmico y exergético de las calderas. A través de una revisión bibliográfica exhaustiva, se ha identificado que, aunque algunos estudios, como los de Gómez y Sánchez (2022), Li y Zhou (2021), y Fernández y Martínez (2023), abordan aspectos operativos y geométricos de las calderas, ninguno de ellos profundiza en cómo estos cinco parámetros específicos afectan el desempeño global de las calderas pirotubulares. Además, se observa que ninguno de estos estudios realiza un análisis exergético detallado, lo que limita la comprensión completa de las pérdidas de exergía en el sistema. Este vacío en la literatura representa una oportunidad clave para aplicar Métodos Experimentales, que permitirán explorar de manera más profunda cómo estos parámetros impactan la eficiencia térmica y exergética de las calderas.

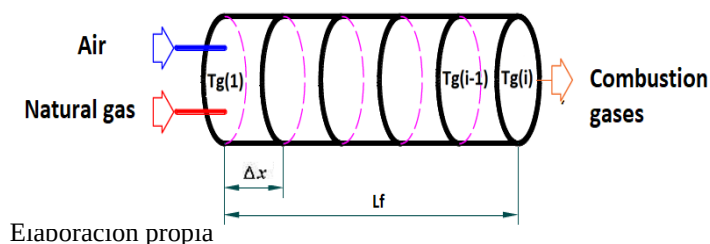
El objetivo de este estudio es llenar esta brecha en la investigación, desarrollando y validando un simulador numérico capaz de analizar los efectos de estos cinco parámetros clave en la eficiencia energética y exergética de las calderas pirotubulares. La validación del modelo se llevará a cabo mediante la comparación entre los resultados simulados y los datos experimentales obtenidos en un laboratorio de calderas pirotubulares de la Universidad Mayor de San Simón. Este enfoque no solo busca generar una comprensión más profunda de cómo los parámetros geométricos y operativos influyen en el rendimiento térmico y exergético de las calderas, sino también proporcionar una base sólida para futuras mejoras en su diseño, operación y optimización energética.

2. Modelo numérico de la transferencia de calor

Se desarrolla un modelo matemático en estado estacionario para la transferencia de calor en la cámara de combustión y el segundo paso de un caldero pirotubular de dos pasos. El proceso de generación de vapor, obteniéndose vapor saturado, es isobárico. La cámara de combustión se modela como un intercambiador de calor, sumergido en un volumen uniforme de agua saturada. Una zona bifásica de agua/vapor, una zona metálica y una zona de gas respectivamente. La zona de gas dentro la cámara de combustión se subdivide en secciones elementales, para cada sección se establece un balance energético considerando la potencia generada y transferida en el control volumétrico de longitud Δx en la dirección del flujo de gas, como se muestra en la Figura 1. La temperatura, la presión y la composición de los gases son uniformes en los volúmenes de control. Además, se asume que tanto los reactivos como los productos son gases ideales.

Figura 1

Representación del esquema de subdivisión de la cámara de combustión



Modelado del proceso de combustión

El combustible estudiado es gas natural boliviano (92,10% de CH₄, 4,56% de C₂H₆, 1,23% de C₃H₈, 0,15% de C₄H₁₀, 0,32 de C₄H₁₀, 0,10% de C₅H₁₂, 0,10% de C₅H₁₂, 0,22% de C₆H₁₄, 0,73% de N₂ y 0,48% de CO₂), (YPFB 2016). Se considera el proceso de combustión completo, produciendo solo dióxido de carbono (CO₂) y vapor de agua (H₂O). Se utiliza un modelo de combustión gradual a lo largo de la cámara de combustión. La longitud de la llama se supone aproximadamente igual al 70% de la longitud del caldero (Badcock-Wanson, 2012). El patrón de liberación de calor a lo largo de la llama (es decir, el progreso de la reacción y, en consecuencia, la proporción de gas quemado), F , se puede describir exponencialmente (Rhine & Tucker, 1991), parabólica (Roesler, 1997) o uniformemente. En el presente trabajo, se usó la forma parabólica propuesta por Roesler (1967) se aplica de acuerdo con la ecuación Ec.(1)

$$F = \frac{6}{L_f} \cdot \left(\frac{x}{L_f} - \frac{x^2}{L_f^2} \right) \quad \text{for } 0 \leq x \leq L_f; F = 0 \quad \text{for } x > L_f \quad (1)$$

Donde L_f es la longitud de llama[m] y x es la longitud del volumen de control. [m]

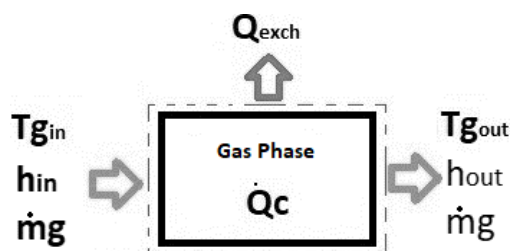
La composición química de los gases de combustión varía en cada volumen de control en función del patrón de combustión gradual.

Ecuaciones de conservación

Para cada volumen de control, se establece un balance energético considerando el calor liberado por la reacción de combustión y el calor transferido al agua. La Figura 2 ilustra el balance energético de un volumen de control genérico.

Figura 2

Esquema simplificado de fenómenos de transporte en un volumen de control



Elaboración propia

La ecuación de conservación de energía en estado estacionario para un volumen de control viene dada por la Ec.(2) que puede ser positiva, nula o negativa.

$$\dot{m}_g \cdot (h_{g:out} - h_{g:in}) = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch} \Leftrightarrow T_{out} = \frac{\dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch}}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} + T_{in} \quad (2)$$

Donde $\dot{m}_g$ es el flujo masico de los gases de combustión $\left[\frac{kg}{s} \right]$, $h_{g:out}$ es la entalpía específica de salida $\left[\frac{J}{kg} \right]$, $h_{g:in}$ es la entalpía específica de entrada $\left[\frac{J}{kg} \right]$, $\dot{Q}_c$ es la tasa de liberación de calor por la combustión [W], $\dot{Q}_{exch}$ es la tasa

de transferencia de calor de los gases de combustión al metal $[W]$, T_{out} es la temperatura de salida de los gases de combustión $[K]$ y T_{in} es la temperatura de entrada de los gases de combustión $[K]$.

La tasa de transferencia de calor entre la zona de gas y metal que ocurre por radiación y convección se modela como se muestra en la Ec.(3).

$$\dot{Q}_{exch} = g_{rad} \cdot \sigma \cdot S_{Fi} \cdot [T_{out}^4 - T_{int}^4] + h_g \cdot S_{Fi} \cdot [T_{out} - T_{int}] \quad (3)$$

Donde g_{rad} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación $[-]$, σ es la constante de radiación de Stefan Boltzmann $5,669 \cdot 10^{-5} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$, S_{Fi} es el área interna de la cámara de combustión $[m^2]$, T_{int} es la temperatura interna en la pared de la cámara de combustión $[K]$ y h_g es el coeficiente de transferencia de calor de convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$.

Ecuaciones de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor por radiación bajo el supuesto de un tubo infinitamente largo sin radiación axial se puede escribir como la Ec.(4) el cual es la emisividad de la llama, definida por Talmor (Talmor, 1982) y se correlaciona con el tipo de combustible, en este caso gas natural para gases combustibles con una relación de masa entre 3,5 y 5,0.

$$g_{rad} = \left[\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_{gas}} - 1 \right]^{-1} \quad \text{con} \quad \varepsilon_{gas} = \sqrt{0,2 \cdot \left(\frac{LHV}{900} \right)} \quad (4)$$

Donde ε_m es la emisividad del acero al carbono SAE 1010, asumida igual a 0,8 $[-]$ (Rahmani & Dahia, 2009), ε_g es la emisividad de los gases de combustión $[-]$ y LHV es el menor valor calorífico del gas natural $\left[\frac{Btu}{ft^3} \right]$.

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección interna h_g , la literatura presenta la correlación de Gnielinski (2009). La temperatura de la pared se encuentra más cerca de la temperatura del agua que de la temperatura del gas debido al alto coeficiente de transferencia de calor del lado del agua (Huang, 1988), la temperatura de la pared metálica solo varía ligeramente a lo largo de la longitud de la cámara de combustión en comparación con la temperatura del gas. Por otro lado, la variación de la temperatura del gas tiene un impacto directo en la transferencia de calor. Por lo tanto, la condición límite de temperatura uniforme de la pared se adopta de la Ec.(5) y se utiliza para determinar el número de Nusselt en condiciones de flujo laminar Nus_{Lam} . En el régimen turbulento, el número de Nusselt en flujo interno turbulento, Nus_{Turb} , se puede obtener por la Ec.(6). En la región de transición, se considera una interpolación lineal entre los valores calculados para los números de Reynolds iguales a 2300 y 4000, respectivamente, basada en el valor del número de Reynolds.

$$Nus_{Lam} = \left[3,66^3 + \left(1,615^3 \cdot \left[Re_{int} \cdot Pr_g \cdot \frac{D_{Fi}}{\Delta x} \right]^{1/2} \right)^3 + \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_g} \right)^{(1/6)} \cdot \left(Re_{int} \cdot \frac{Pr_g}{\Delta x} \right)^{(1/2)} \right]^3 \quad (5)$$

$$Nus_{Turb}(\text{Gnielinski}) = \frac{\frac{\xi_{nu}}{8} \cdot [Re_{int} - 1.000] \cdot Pr_g}{\left[1 + 12,7 \cdot \left[\frac{\xi_{nu}}{8} \right]^{1/2} \cdot [Pr_g^{2/3} - 1] \right]} \quad (6)$$

Donde Re_{int} es el número de Reynolds interno $[-]$, T_b es la temperatura de los gases de combustión $[K]$, ξ_{nu} es el factor de fricción para flujo turbulento en tubos cilíndricos lisos $[-]$, Pr_g es el número de Prandtl de los gases de

combustión [–], D_{Fi} es el diámetro interno de la cámara de combustión [m], Δx es la longitud de cada volumen en la cámara de combustión [m], d es el diámetro del tubo [m] y L la longitud del tubo [m].

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección externa, la literatura presenta la correlación de Gorenflo para el paso de la cámara de combustión (tubo único).

La correlación de ebullición del nucleada de Gorenflo (Baehr, 2006), para la cámara de combustión viene dada por la Ec.(7).

$$h_o = 5600 \cdot \left[1,73 \cdot Pr_2^{0,27} + \left[6,1 + \frac{0,68}{1 - Pr_2} \right] \cdot Pr_2^2 \right] \cdot \left[\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to} \cdot 20000} \right]^{0,9-0,3 \cdot Pr_2^{0,15}} \quad (7)$$

Donde Pr_2 es la presión reducida [–].

Análisis exergetico

La exergía es una propiedad que permite establecer el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía en un estado determinado en relación con su entorno (Kotas, 1995). La exergía total se deriva de las formas desordenadas de energía en un dispositivo idealizado en el que la corriente pasaría por procesos físicos y químicos al interactuar con el entorno. Sin embargo, es conveniente separar la exergía física de la exergía química, lo que permite calcular los valores de exergía utilizando tablas estándar de exergía química (Kotas, 1995). Así, la tasa de exergía específica $\varepsilon \left[\frac{J}{mol} \right]$ es:

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \varepsilon_p + \varepsilon_{ph} + \varepsilon_0 \quad (8)$$

Donde P_g es la presión de los gases de combustión [kPa] y R es la constante universal de los gases considerada igual a $8,314472 \left[\frac{J}{mol.K} \right]$.

La sustancia estudiada consiste en una mezcla de gases, considerados ideales, mezclas de gas natural, aire y productos de combustión. La exergía química específica de la mezcla de gases viene dada por la siguiente Ec. (9). (Kotas, 1995).

$$\varepsilon_0 = \sum_i x_i \cdot \tilde{\varepsilon}_i + R \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \cdot \ln(x_i) \quad (9)$$

Donde $\tilde{\varepsilon}_i$ es la exergía molar de cada compuesto de la mezcla gaseosa [J/mol] (Kotas, 1995) y x_i es la fracción molar cada compuesto de los reactantes y del comburente [mol].

Para calcular la exergía química específica molar estándar para el combustible gaseoso (ε_{fuel}) en [J/mol], se utiliza la expresión general dada por la Ec. (10) (Kaushik & Singh, 2014).

$$\varepsilon_{fuel} = -\Delta G + \sum n_p \cdot \varepsilon_{Ch,P} - \sum n_R \cdot \varepsilon_{Ch,R} \quad (10)$$

Donde ΔG es el cambio en la función estándar de Gibbs (calculada igual a $-1.778 \times 10^6 \left[\frac{J}{mol} \right]$), $\varepsilon_{Ch,P}$ es la exergía química específica molar de los productos de la combustión [J/mol] y $\varepsilon_{Ch,R}$ es la exergía química específica molar de los reactantes de la combustión [J/mol]. (Kotas, 1995).

3. Metodología

Descripción del caldero

En este trabajo se analizó un caldero pirotubular de dos pasos, ubicado en el Laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado de la Universidad Mayor De San Simón figura 3 el cual cuenta con los siguientes parámetros de

funcionamiento: capacidad de producción de vapor de 150 [kg/h], presión de trabajo 1.1 [bar], temperatura del agua de alimentación de 20 [°C], flujo de combustible de gas natural igual a 0.004 [kg/s] y exceso de aire igual a 19 [%]. Además, el caldero cuenta con un hogar de 0.24 [m] de diámetro interno y un haz de 23 tubos de 0.044 [m] diámetro interno. La longitud tanto del hogar como de los tubos es de 1.2 [m].

Figura 3

Caldero estudiado.



Elaboración propia

Con base en las condiciones meteorológicas y climáticas de Cochabamba – Bolivia, en este análisis se considera $T_o=20$ [°C] como la temperatura ambiente y $P_o=75$ [kPa] como la presión atmosférica.

Sensibilidad de malla

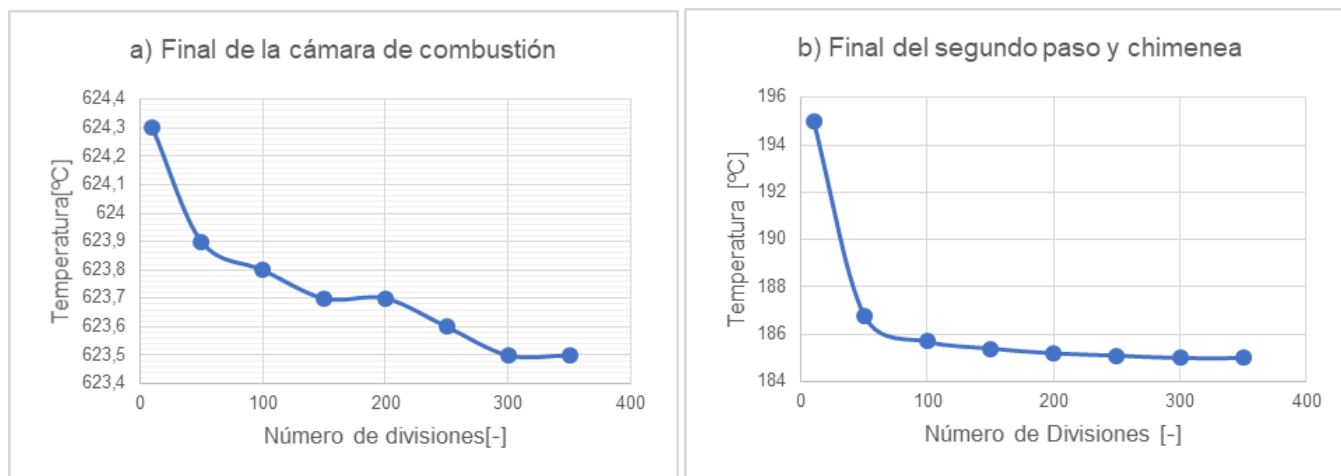
Para la sensibilidad de malla se probaron mallas regulares con hasta 350 divisiones de volúmenes en la cámara de combustión y segundo paso para verificar el comportamiento de la temperatura.

Se realizó una sensibilidad de malla de malla utilizando el programa Engineering Equation Solver (EES) para verificar el comportamiento de la temperatura al final de la llama para la cámara de combustión con el fin de definir la longitud del volumen de control.

En la figura 4, se muestran los resultados obtenidos del teste de mallas realizado para el caldero.

Figura 4

Sensibilidad de malla realizado para el caldero



Elaboración propia

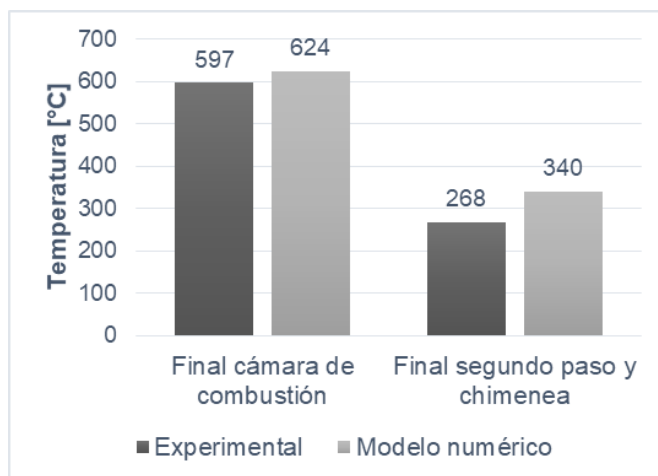
Como se puede observar, el comportamiento de las temperaturas empieza a estabilizarse y a mantener un valor constante cuando la malla cuenta con 300 divisiones regulares. Por lo tanto, las simulaciones en el modelo matemático fueron realizadas utilizando una malla conformada por 300 volúmenes regulares, de 0.004 [m] de longitud cada uno.

Datos experimentales

Para la obtención de datos de temperatura experimentales Se instalaron sensores de temperatura en la salida de la cámara de combustión y en el segundo paso del flujo de gases. Durante el proceso de operación, la caldera fue llevada a su estado de régimen permanente, manteniendo una presión de trabajo de 1,1 bar, condiciones bajo las cuales se procedió con la recolección de datos de temperatura. Las mediciones fueron realizadas simultáneamente para garantizar la consistencia y precisión de los datos obtenidos. Para la validación del modelo se comparan las temperaturas calculadas en el modelo numérico con las medidas experimentalmente. Dichas temperaturas se muestran en la figura 5.

Figura 5

Resultados obtenidos para el caldero operando en régimen estacionario



Como se puede observar, la diferencia entre las temperaturas, medida y calculada, al final de la cámara de combustión, tiene un valor de 27 [°C], por lo que la aproximación del modelo numérico con los datos experimentales es adecuada. Por otra parte, la diferencia entre las temperaturas, medida y calculada, al final del segundo paso, tiene un valor de 72 [°C]. Esta mayor diferencia de temperaturas se debe a que el modelo numérico no considera las pérdidas de calor en la caja de giro del caldero (entre el primer y segundo paso), por lo tanto, se puede esperar una mayor temperatura de los gases de combustión en esta zona. De esta manera, se puede comprobar que el modelo numérico simula adecuadamente la operación del caldero.

Paralelamente se realizó un análisis de sensibilidad variando cinco parámetros para ver el impacto que tienen en la eficiencia energética y exergética del caldero.

Diseño de experimentos

Un diseño de experimentos es una serie de pruebas en las que los parámetros de entrada se modifican según una regla determinada, con el fin de identificar las razones de los cambios en la respuesta de salida. Los objetivos del experimento incluyen: determinar qué parámetros influyen más en la respuesta, determinar dónde fijar los parámetros influyentes controlables para que la respuesta se aproxime casi siempre al valor ideal deseado, para que la variabilidad de la respuesta sea pequeña, para que se minimice el efecto de los parámetros no controlables (Cavazzuti, 2013).

En este estudio, se realizó un Diseño Central Compuesto (DCC), también conocido como Planificación Central Compuesta de Box-Wilson (Anthony, 2014). El modelo matemático con análisis de regresión múltiple en un modelo ajustado polinómico de segundo orden se expresa en la Ec. (11).

$$Y = \beta_0 + \sum \beta_i X_i + \sum \beta_{ii} X_i^2 + \sum \beta_{ij} X_i \cdot X_j \quad (11)$$

Donde Y es la respuesta esperada, β_0 es el coeficiente de intercepción o término constante, β_i es el coeficiente del efecto lineal de la variable i, β_{ii} es el coeficiente del efecto cuadrático de la variable i y β_{ij} es el coeficiente del término de interacción (o rectangular) entre las variables i y j. Para cada variable, se estudia la influencia de todos los factores y sus relaciones lineales. Los parámetros investigados y sus respectivos niveles figuran en la Tabla 1.

Tabla 1

Parámetros geométricos parámetros y valores de los parámetros CCD (5 parámetros)

Symbol	Variable	Unit	-1	0	+1
X_1	D_{Fo} Diámetro del tubo en el paso 1	[m]	0.75	0.85	0.95
X_2	D_{To} Diámetro del tubo en el paso 2	[m]	0.045	0.044	0.0465
X_3	L_F Longitud de la caldera	[m]	1	1.25	1.5
X_4	N_{tub2} Número de tubos en el paso 2	[-]	18	23	28
X_5	% Exceso de aire	[%]	9	19	29

Fuente. Elaboración propia

Análisis paramétrico con el objetivo de optimizar el rendimiento de la caldera

Para el análisis paramétrico en el modelo matemático de la caldera, se analizan los impactos respectivos de 5 parámetros en las eficiencias energética y exergetica mediante la ejecución de un CCD. Los resultados para la caldera estudiada presentan valores entre 70,49% y 80,18% para la eficiencia energética y entre 16,42% y 19,70% para la eficiencia exergetica.

Tabla 2

Coefficiente de regresión, prueba de Student y valor p para la eficiencia energética y exergetica

Factor	Energy efficiency [%]			Exergetic Efficiency [%]		
	Coefficient	Test-t	p-value	Coefficient	Test-t	p-value
Mean/Interc.	75.77844	34,563.18	0.000000	18.10178	5,370.629	0.000000
(1)X1 (L)	0.05176	45.27	0.000000	0.01559	8.868	0.000000
X1 (Q)	0.00172	0.40	0.696351	0.00304	0.457	0.653539
(2)X2 (L)	-0.21794	-190.61	0.000000	-0.07147	-40.659	0.000000
X2 (Q)	0.01672	3.86	0.001243	0.00304	0.457	0.653539
(3)X3 (L)	1.88618	1,649.60	0.000000	0.64471	366.771	0.000000
X3 (Q)	-0.19328	-44.69	0.000000	-0.05196	-7.815	0.000001
(4)X4 (L)	0.28500	249.25	0.000000	0.09824	55.886	0.000000
X4 (Q)	-0.01328	-3.07	0.006919	-0.00196	-0.295	0.771500
(5)X5 (L)	-2.13029	-1,863.10	0.000000	-0.72559	-412.784	0.000000
X5 (Q)	0.02672	6.18	0.000010	0.03304	4.969	0.000117
X1(L)-X2 (L)	0.00000	0.00	1.000000	-0.00187	-1.035	0.315245
X1(L)-X3(L)	-0.00625	-5.30	0.000058	-0.00375	-2.070	0.054034
X1(L)-X4(L)	-0.00188	-1.59	0.130062	-0.00250	-1.380	0.185535
X1(L)-X5(L)	-0.00250	-2.12	0.048912	-0.00312	-1.725	0.102711
X2(L)-X3(L)	0.00875	7.42	0.000001	0.00062	0.345	0.734367
X2(L)-X4(L)	0.00938	7.95	0.000000	0.00437	2.415	0.027307
X2(L)-X5(L)	-0.03250	-27.58	0.000000	-0.00500	-2.760	0.013397
X3(L)-X4(L)	-0.03187	-27.04	0.000000	-0.00375	-2.070	0.054034
X3(L)-X5(L)	0.11500	97.57	0.000000	0.00312	1.725	0.102711
X4(L)-X5(L)	-0.00875	-7.42	0.000001	-0.00500	-2.760	0.013397

Fuente. Elaboración propia

Nota. Los parámetros significativos aparecen en rojo

Tabla 3*Resultados de las eficiencias en la literatura*

Capacidad de producción de vapor [t/hr]	Eficiencia energética [%]	Eficiencia exergética [%]	Referencia
3	72.46	24.89	Saidur et al. (2010)
637.8	85	41	Pattanayak and Ayyagari (2014)
No identificado	82	33	Terhan and Comakli (2017)
No identificado	65	No identificado	Zeng et al. (1999)
10-11.6	83.79-85.29	13.41-27.97	Zhang et al. (2018)
0.15	70.49 – 80.18	16.42 – 19.70	Este Estudio

Fuente. Elaboración propia

Comparando con los datos de la bibliografía Tabla 3, resultados de la simulación tuvieron el mismo orden de magnitud, la diferencia se debe a que la capacidad de la caldera del estudio es menor, y la geometría es diferente.

A partir de los valores de simulación de la eficiencia energética y exergética, se calcularon los coeficientes del modelo polinómico. La Tabla 2 muestra los coeficientes del modelo polinómico y los coeficientes de la t-student en los que mayor del 5% significa que la variable o combinación es significativa están marcados.

Eficiencia energética

Mediante el método de mínimos cuadrados, este modelo presento un coeficiente de determinación R^2 y un coeficiente ajustado R_{ajustado} iguales a 1 y 0,99999, respectivamente. De la Tabla 2 se observa que todos los parámetros son significativos, al menos por su término lineal. Sin embargo, los parámetros más influyentes en la eficiencia energética son exceso de aire (X5), la longitud de la caldera (X3); el número de tubos en el segundo paso (X4); el diámetro de los tubos en el segundo paso (X2). La longitud de la caldera (X3) (esta directamente) relacionada con el área de intercambio térmico, favoreciendo así una mejor transferencia de calor al agua. Lo mismo ocurre con el diámetro del tubo en la cámara de combustión (X1), que influye en el perímetro mojado. Las interacciones positivas entre X5 con X3 y X4 reflejan como el exceso de aire una mayor superficie de intercambio térmico. Mejoran la eficiencia (asimismo las combinaciones entre X2 y X4, X3 y X5 también muestran un incremento en el área de intercambio y su efecto variable) área de intercambio y su efecto favorable.

En conjunto estos resultados muestran compromiso entre aumentar el área de intercambio térmico y evitar una reducción significativa en la velocidad del flujo.

Eficiencia exergética

Del mismo modo, a partir de los valores de simulación de la eficiencia exergética, los coeficientes del modelo polinómico fueron ajustados por el método de los mínimos cuadrados, que presenta un valor de R^2 igual a 0,99988 y R_{ajustado} igual a 0,99983. Se puede observar que todos los parámetros estudiados son significativos de forma similar a la eficiencia energética. Sin embargo, los principales parámetros significativos son, en orden decreciente de importancia: el exceso de aire (X5), la longitud de la caldera (X3); el número de tubos en el segundo paso (X4); el diámetro de los tubos en el segundo paso (X2) y el diámetro del tubo en el primer paso (X1). Estos cuatro últimos factores sólo aportan un efecto lineal. En comparación con el modelo de eficiencia energética, se ha añadido una contribución cuadrática del exceso de aire.

Optimización

A partir del análisis paramétrico basado en los modelos matemáticos de la caldera, se realizó una optimización de los principales parámetros operativos con el objetivo de maximizar eficiencia térmica y exergética considerando las mejores condiciones de funcionamiento.

La búsqueda de los puntos óptimos se enfocó en escenarios fuera del dominio experimental. Bajo estas condiciones, se alcanzaron los siguientes resultados: una eficiencia energética máxima de 80,18% y una eficiencia energética máxima de 19, 70%. Las condiciones óptimas obtenidas son:

- Diámetro del tubo en la cámara de combustión de 0,95 [m].
- Longitud de caldera de 1,5 [m].

Estos dos parámetros son clave para mejorar el intercambio de calor con el agua.

Respecto al diámetro de los tubos en el segundo paso, se encontró que el valor óptimo corresponde al más pequeño, evaluado 0,045 [m]. Este valor elección incrementa la velocidad de los gases, lo que reduce en el número de Reynolds y aumenta la turbulencia. Aunque esta configuración disminuye el caudal másico, se compensa con un mayor número de tubos en el segundo paso, con un valor óptimo en 28 tubos.

Además, se identificó que, es fundamental reducir el exceso de aire en la combustión, estableciéndolo un valor óptimo del 9%. Este es el único parámetro que puede ajustarse sin modificar la geometría de la caldera. Estos resultados coinciden con estudios previos, los cuales indican que la eficiencia energética como la exergética disminuye cuando se incrementa el exceso de aire (Saidur, Ahamed, & Masjuki, 2010).

4. Resultados y discusiones

Se realizó una prueba de sensibilidad de malla en el programa Engineering Equation Solver (EES) utilizando datos operativos de campo, se evaluó el comportamiento de la temperatura al final de cada paso. La caldera determinando que modelo se estabiliza utilizando 300 volúmenes de control de 0,004 [m]. En la validación se observó que las temperaturas simuladas son ligeramente menores que las reales debido a la omisión de pérdidas térmicas en las cajas de descarga.

Para el análisis de parámetros operativos y geométricos más influyentes, se utilizó el método de Planificación Central Compuesta, considerando cinco variables: el diámetro de tubos (en ambos pasos), longitud de la caldera, número de tubos en el segundo paso y exceso de aire. Se ajustó un modelo polinómico de segundo orden que permitió identificar tanto efectos individuales como interacciones significativas sobre las eficiencias energética y exergética.

Los resultados del modelo fueron validados con datos experimentales obtenidos en el campo.

La longitud de la caldera (X3) resultó ser una de las variables más determinantes, ya que está directamente relacionada con el área de intercambio térmico. Sin embargo, no actúa de forma aislada. El análisis de regresión mostró que el exceso de aire (X5) y el número de tubos en el segundo paso (X4) influyen significativamente, tanto de forma directa como a través de sus interacciones. Por ejemplo, la interacción entre (X5-X3), mejora el intercambio térmico en calderas más largas, y la combinación de X2 y X4 resalta la importancia de la geometría en la transferencia de calor.

Estos resultados muestran que la eficiencia no depende únicamente de un parámetro, sino de un equilibrio entre múltiples variables.

Este enfoque coincide con estudios previos (2014), Zhang et al. (2018), pero aporta una visión más integral al considerar simultáneamente los efectos geométricos y operativos. Así, se amplía el conocimiento sobre la optimización de calderas pirotubulares de baja capacidad mediante un análisis multifactorial.

Agradecimientos

Los autores desean expresar su más sincero agradecimiento a la Universidad Mayor de San Simón por su apoyo institucional y los recursos proporcionados durante el desarrollo de esta investigación. Nuestro agradecimiento también al Laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado por el acceso a sus instalaciones y equipos, y por el

apoyo técnico ofrecido, que ha sido crucial para la ejecución de los experimentos y la obtención de los resultados presentados en este artículo. Además, extendemos nuestro agradecimiento al Programa de Energía, Sostenibilidad y Eficiencia Energética – PESEE, cuya colaboración ha sido esencial para el éxito de nuestro trabajo.

5. Referencias bibliográficas

- Anthony. (2014). *Design of Experiments for Engineers and Scientists*. Butterworth Heinemann.
- Badcock-Wanson. (2012). Badcock-Wanson. Obtenido de www.babcock-wanson.es/calderas_aceite_termico
- Baehr, H. (2006). *Heat and mass transfer*. Berlín, Alemania: Springer-Verlag.
- Beyne. (2019). Design improvements in pirotubular boilers. *Applied Thermal Engineering*.
- Beyne. (2019). Dynamic and steady state performance model of fire tube boilers with different turn boxes. *Applied Thermal Engineering*.
- Cavazzuti. (2013). *Optimization Methods - From Theory to Design*. Springer Berlin Heidelberg.
- Cortez, & Gomez. (1998). Method For Exergy Analysis Of Sugarcane Bagasse Boilers. *razilian Journal of Chemical Engineering*.
- Einstein, D., & Ernst, K. (2001). *Steam systems in industry: energy use and energy efficiency improvement potentials*. Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Fernández, & Martínez. (2023). Simulación y análisis de combustión en calderas pirotubulares. *Fuel Processing Technology*.
- Ganapathy, V. (2002). *Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations*. CRC Press.
- Gómez, & Sánchez. (2022). Optimización energética en calderas pirotubulares mediante simulación CFD. *Journal of Thermal Engineering*.
- Gonzalez, & M. A. (1998). Improved Boiler performance through thermodynamic modeling. Tesis de Maestria - Texas A&M University-Kingsville.
- Huang. (1988). A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers. *Engineering for Gas Turbines and Power*, 173-179.
- Kaushik, & Singh. (2014). Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants. *J Therm Anal Calorim*, 903–908.
- Kaya, D., & Eyidogan, M. (2010). Energy conservation opportunities in an industrial boiler system. *J Energy Eng*, 18–25.
- Kotas, T. J. (1995). *The Exergy Method pf Thermal Plant Analysis*. Oxford, Inglaterra: Butterworths.
- Li, & Zhou. (2021). Modelado numérico de la transferencia de calor en calderas industriales. *Energy Conversion and Management*.
- Mansir, Mansour, & Habib. (2021). Numerical modeling of heat transfer characteristics in a two-pass oxygen transport reactor for fire tube boilers under oxy-fuel combustion. *Applied Thermal Engineering*.
- Men, & Liu. (2021). Advanced heat recovery models for boiler efficiency improvement. *Energy*.
- Men, Y., Liu, & Zhang. (2021). A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium low temperature range. *Energy*.
- Rahmani. (2008). Thermodynamic performance optimization of pirotubular boilers. *Energy and Buildings*.
- Rahmani, & Trabelsi. (2014). Numerical investigation of heat transfer in 4-Pass fire-tube boiler. *American Journal of Chemical Engineering*.
- Rahmani, A., & Dahia, A. (2009). Thermal-hydraulic modeling of the steady-state operating conditions of a fire-tube boiler. *Nuclear Technology and Radiation Protection*, 29-37.
- Rajic. (2018). Construction optimization of hot water fire-tube boiler using thermomechanical finite element analysis. *Thermal Science*.
- Rajic. (2018). Thermal flow optimization in pirotubular boilers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*.
- Rhine, J., & Tucker, R. (1991). *Modeling of Gas-Fired Furnace* (1st Edition ed.). Londres, Inglaterra: British Gas Publication.
- Roesler, F. (1997). Theory of radiative heat transfer in co-current. *Chemical Engineering Science*, 1325-1336.

- Saidur, R., Ahamed, J. U., & Masjuki, H. H. (2010). Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries. *Appl Energy*, 87(8):2746–58.
- Sepehr, & Ali. (2021). Modeling, multi objective optimization and comparison of fire and water tube heat recovery steam generators for gas engine cogeneration plants. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*.
- Sepehr, & Ali. (2021). Pirotubular versus acuotubular boilers in gas engine-based cogeneration. *Energy*.
- Talmor, E. (1982). *Combustion Hot Spot Analysis for Fired Process Heaters*. Gulf Publishing.
- Zhang. (2018). Emission and combustion efficiency optimization in pirotubular boilers. *Energy & Fuels*.
- Zhang. (2018). Energy-Exergy analysis and energy efficiency improvement of coal-fired industrial boilers based on thermal test data. *Applied Thermal Engineering*.