



# DESARROLLO DE UN SIMULADOR PARA LA ENSEÑANZA DE PROCESOS TÉRMICOS EN UNA CALDERA PIROTUBULAR DE CUATRO PASOS

OSCAR FARIAS FUENTES, SIMON MELLADO LILLO

Universidad de Concepción  
Departamento de Ingeniería Mecánica  
Edmundo Larenas 219. Concepción, Chile

*(Recibido 17 de julio de 2022, para publicación 30 de septiembre de 2022)*

**Resumen** – Estudios recientes muestran como el uso de plataformas interactivas y simuladores favorecen el proceso de aprendizaje de los estudiantes de ingeniería. El presente trabajo se enmarca en la enseñanza de asignaturas del área de procesos térmicos y se focaliza en el desarrollo de un simulador que emula la operación de una caldera pirotubular de 4 pasos, que genera vapor. El simulador incluye modelos para el proceso de combustión, entregando la opción de seleccionar diferentes tipos de combustibles, los procesos de transferencia de calor en el tubo hogar, así como la transferencia de calor en los tres pasos restantes. De esta forma, se obtienen las temperaturas del circuito de humos, el rendimiento térmico de la caldera y las emisiones gaseosas generadas, para diferentes condiciones de regulación del exceso de aire. Dentro de los aspectos más novedosos, el simulador incluye la parametrización de emisividad de la llama en función de las fracciones volumétricas de hollín de los distintos combustibles, a partir de relaciones de emisividad vs la relación C/H. El modelo es validado mediante el análisis de resultados experimentales obtenidos de trabajos previos, con la caldera operando con diésel. Las correlaciones de diferentes propiedades termofísicas y correlaciones semiempíricas se obtuvieron mediante la simulación en la plataforma EES, para luego implementarlas en los modelos del simulador.

**Palabras clave** – Simulador, combustible, caldera, transferencia de calor, emisividad de llama.

## 1. INTRODUCCIÓN

Dentro de los resultados de aprendizaje para la formación de ingenieros en el área energética, se considera el dominio en las condiciones de diseño y operación de equipos térmicos, tales como las calderas para generación de vapor. Estos equipos pueden operar con diferentes combustibles; no obstante, en las experiencias realizadas por los estudiantes a escala de laboratorio, no resulta evidente el efecto que tienen estas variables en aspectos relativos al diseño, transferencia de calor, seguridad y eficiencia térmica. Particularmente, en la Universidad de Concepción, el Laboratorio de Termofluidos Ventura Cerón cuenta con una planta de vapor para generación eléctrica, que incorpora dentro de sus componentes una caldera pirotubular de 200 kW de potencia térmica nominal, la cual opera actualmente con gas natural (ver Fig. 1), mientras que hace 20 años operaba con diésel. Esta planta contribuye a la formación de estudiantes de la carrera de Ingeniería Civil Mecánica y de otras especialidades, a través de experiencias realizadas en las asignaturas de Termodinámica, Termodinámica Aplicada, Fundamentos de Combustión y Centrales de Energía.

Dentro de los problemas encontrados en la aplicación práctica de experiencias de laboratorio, se tiene un número creciente de estudiantes en las asignaturas señaladas y, luego de la pandemia del COVID-19, la restricción de los aforos para que los estudiantes pudiesen interactuar en actividades en torno a los equipos de laboratorio. En este contexto, diversos estudios muestran como las plataformas interactivas favorecen el aprendizaje de los estudiantes [1, 2] y, particularmente, surge el interés por el desarrollo de un simulador que emule la caldera pirotubular de cuatro pasos del Laboratorio de Termofluidos, para ser utilizado como herramienta de aprendizaje en las asignaturas del área. El simulador propuesto considera aspectos de transferencia de calor en el hogar y en los 3 pasos siguientes que realizan los humos. Es de particular interés el estudio de la radiación de la llama en el hogar y el efecto de los diferentes tipos de combustible, para lo

cual se analiza la variación de la emisividad en función de la relación C/H en bases a relación propuesta por Joseph Stephanek [3] y se propone un método para el cálculo de las fracciones volumétricas de hollín. Finalmente, se realiza una comparación con resultados de trabajos previos, realizados por Rojas [4] y Jiménez [5], para la caldera operando con diésel.

## 2. DESARROLLO DEL MODELO

### 2.1. Descripción del modelo general

#### 2.1.1. Características de la caldera a vapor

La caldera mostrada en la Fig. 1, de marca Loos Gunzenbausen, posee una superficie de calefacción de  $6.5 \text{ m}^2$  y una capacidad para generar 250 kg/h de vapor a una presión máxima de trabajo de 113.7 psi. Actualmente, se encuentra equipada con un quemador a gas marca SAAKE. La caldera cuenta con sistemas de control ON/OFF para regular la presión de vapor y el nivel de agua en su interior, actuando sobre la alimentación de combustible en el quemador y de agua en la bomba, respectivamente. Previo a su ingreso a la caldera, el agua es tratada en un sistema de ablandamiento y precalentada a  $80^\circ\text{C}$  en el desaireador de la Planta. Las principales dimensiones de la caldera se muestran en la Tabla 1.



Fig. 1. Caldera a gas en Laboratorio de Termofluidos.

Tabla. 1. Geometría de la caldera.

Geometría	Hogar	2° paso	3° paso	4° paso
<b>Diámetro interior</b>	380	34	34	34
<b>Largo</b>	1050	850	1090	1090
<b>Número de tubos</b>	1	25	18	15

#### 2.1.2. Parámetros del modelo

La Fig. 2 resume los principales parámetros utilizados en el modelo, incluyendo las entradas de combustible y aire en el quemador, el ingreso de agua precalentada a través de la bomba de alimentación, salida de humos hacia la chimenea y la salida de vapor hacia el sobrecalentador y al desaireador de la Planta.

El quemador enlaza directamente con la cámara de combustión (tubo hogar) y éste a su vez con el segundo paso del intercambiador convectivo de la caldera. Los parámetros de entrada del combustible son: tipo (el usuario puede seleccionar entre 5 combustibles o ingresar las propiedades de otro combustible), composición elemental, poder calorífico superior e inferior (PCS y PCI), temperaturas de entrada y de referencia ( $T_c$  y  $T_r$ ). Por el lado del aire, se consideran las temperaturas de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) y seco ( $T_{bs}$ ), humedad

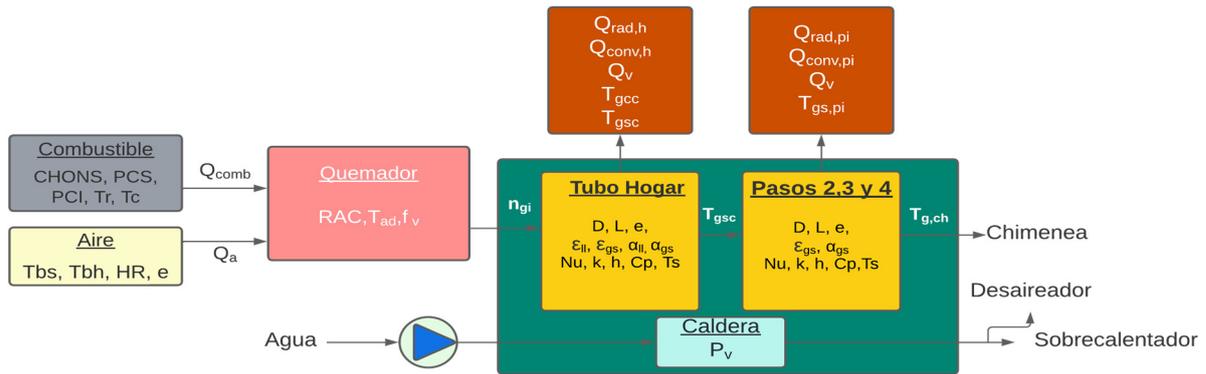


Fig. 2. Parámetros del modelo.

relativa (HR) y exceso de aire (e). Para modelar la condición de operación de la caldera, se considera el porcentaje de carga (%Q) y la presión del vapor ( $P_v$ ). Dentro de los parámetros de salida se incluyen los flujos de calor suministrado por el combustible ( $\dot{Q}_{comb}$ ), aportado por el aire ( $\dot{Q}_a$ ), transferido por radiación ( $\dot{Q}_{rad}$ ) y por convección ( $\dot{Q}_{conv}$ ), así como el flujo de calor transferido al vapor ( $\dot{Q}_v$ ). Además, se obtienen las temperaturas de los gases en cada paso de la caldera ( $T_{gsc,i}$ ), la temperatura superficial de los tubos ( $T_s$ ), temperatura al interior del hogar ( $T_{gcc}$ ), así como también la fracción volumétrica de hollín ( $f_v$ ), emisividad de los gases ( $\epsilon_g$ ), emisividad de la llama ( $\epsilon_{ll}$ ), propiedades de los gases y composición de los gases producto de la combustión.

## 2.2. Balance de materia y energía

Se aplican los balances de materia y energía en cada paso de la caldera, considerando además las ecuaciones de transferencia de calor para el cálculo de convección y radiación (luminosa y de gases).

### 2.2.1. Determinación de rendimiento de la caldera

El rendimiento de la caldera se calcula aplicando el método indirecto abreviado de la norma ASME PTC 4.1[6]. Este cuantifica las pérdidas de energía de la caldera, mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 100 - \frac{\sum_i L_i}{PCS} \cdot 100 \tag{1}$$

Las pérdidas consideradas en este modelo son 7 de las 14 descritas en la norma, las cuales son:

1. Pérdida por gases secos a la salida de la chimenea  $L_{GS}$
2. Pérdida por agua formada en la combustión del hidrógeno  $L_{H2}$
3. Pérdida por humedad del combustible  $L_{HC}$
4. Pérdida por carbono no quemado en las cenizas  $L_{CEN}$
5. Pérdida por formación de monóxido de carbono  $L_{CO}$
6. Pérdida por humedad del aire de combustión  $L_{Ha}$
7. Pérdida por radiación y convección de las superficies de la caldera al exterior  $L_{RC}$

Para propósitos educativos, se calcula además el rendimiento indirecto, basado en el PCI, en función de las pérdidas de calor sensible de los gases a la salida de la chimenea y las ganancias en caso de que el aire ingrese precalentado con respecto a la temperaturas de referencia. También se incluye el cálculo de temperatura adiabática ( $T_{ad}$ ) a partir de la ecuación 3.

$$\eta_{PCI} = 1 - \frac{\sum_i [n_i (h_i(T_g) - h_i(T_r))] - RAC(h_a(T_a, HR) - h_a(T_r))}{PCI} \tag{2}$$

$$PCI = \sum_i n_i \left[ h_i(T_{ad}) - h_i(T_r) \right] \quad (3)$$

### 2.2.2. Modelo de transferencia de calor en el hogar

En la Fig. 3 se muestran las variables consideradas en el balance de energía en el hogar de la caldera, partiendo por la energía química  $\dot{Q}_c$  del combustible aportada por su PCI, el calor transferido por radiación y convección. La radiación incluye la parte emitida por los gases ( $H_2O$  y  $CO_2$ ) y la componente luminosa de la llama, la cual depende de la geometría del hogar y de la fracción volumétrica de hollín. Las ecuaciones 4 y 5 representan el balance de energía y materia, respectivamente, mientras el balance químico se representa en la ecuación 6.

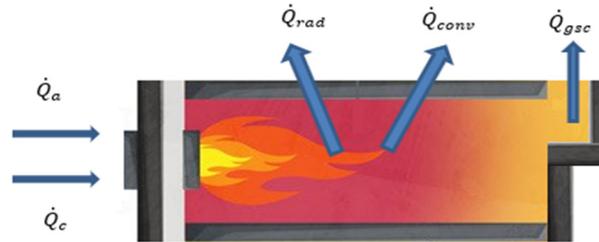
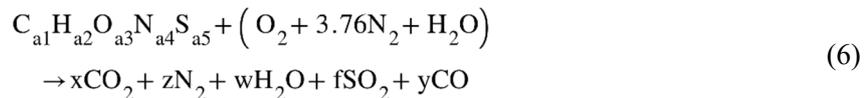


Fig. 3. Balance de energía en el hogar.

$$\dot{Q}_a + \dot{Q}_c = \dot{Q}_{gsc} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (4)$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_{gsc} \quad (5)$$



Por otra parte, se considera el cálculo de las propiedades del aire y de los combustibles.

El flujo de calor convectivo se determina según la ecuación 7, en función de la superficie ( $S_p$ ), la diferencia de temperaturas entre los gases y la superficie y el coeficiente convectivo ( $h_{conv}$ ). Este último se desprende del número de Nusselt ( $Nu$ ), aplicando la correlación de Gnielinski [7] en la ecuación 8.

$$\dot{Q}_{conv} = S_p * h_{conv} * (T_{gsc} - T_p) \quad (7)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\frac{f}{8}(Pr^{2/3}-1)}} = \frac{h_{conv}D}{k_g} \quad (8)$$

El flujo de calor por radiación se obtiene en la ecuación 9, aplicando el método de Lobo-Evans y la parametrización de la emisividad de la llama en función de las fracciones volumétricas de hollín.

$$\dot{Q}_{rad} = 5.67 * \bar{F} * \left[ \left( \frac{T_{gsc}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_s}{100} \right)^4 \right] * A_{pe} \quad (9)$$

donde  $\bar{F}$  depende de la emisividad de la superficie ( $\varepsilon_s$ ) y de la emisividad global ( $\varepsilon_f$ ), como se representa en la ecuación 10. Para la emisividad de superficie se consideró un valor de 0.8, mientras que la emisividad global se obtiene en la ecuación 11 en función de parámetros geométricos y de la emisividad de llama ( $\varepsilon_{ll}$ ) (ecuación 12). Esta última depende de las temperaturas de los gases ( $T_g$ ) y de la superficie ( $T_s$ ), así como de las emisividades ( $\varepsilon_m$ ) y absortividades ( $\alpha_m$ ) de la mezcla de los gases con el hollín. La emisividad ( $\varepsilon_{ll}$ ) y absortividad ( $\alpha_{ll}$ ) de hollín (ecuaciones 15 y 16, respectivamente) dependen principalmente de la fracción volumétrica de hollín ( $f_v$ ).

$$\bar{F} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \tag{10}$$

$$\varepsilon_f = \varepsilon_{ll} * \left[ 1 + \frac{A_r}{A_{pe}} * \frac{1}{\left(\frac{\varepsilon_{ll}}{1 - \varepsilon_{ll}}\right) * \left(\frac{1}{F_{RC}}\right)} \right] \tag{11}$$

$$\varepsilon_{ll} = \frac{\varepsilon_m * T_g^4 - \alpha_m * T_s^4}{T_g^4 - T_s^4} \tag{12}$$

$$\varepsilon_m = \varepsilon_g + \varepsilon_h \tag{13}$$

$$\alpha_m = \alpha_g + \alpha_h \tag{14}$$

$$\varepsilon_h = 1 - (1 + 350 * f_v * T_g * L)^{-4} \tag{15}$$

$$\alpha_h = 1 - (1 + 350 * f_v * T_s * L)^{-4} \tag{16}$$

Para determinar la emisividad de los gases, se utiliza la siguiente función propuesta por Smith [8].

$$\varepsilon_g = \sum_{i=0}^n a_i(T) * (1 - e^{(-k_i * p * L)}) \tag{17}$$

donde  $a_i$  denota los factores de ponderación de emisividad para el gas gris según la temperatura del gas ( $T$ ) y se obtienen mediante la ecuación 18 y los valores de la Tabla 2. Los exponentes de la exponencial dependen del coeficiente de absorción ( $k_i$ ) y producto entre la longitud característica ( $L$ ) y la presión parcial de los gases que participan en la radiación ( $P$ ). Estos últimos parámetros se calculan de acuerdo con las ecuaciones 19 y 20, respectivamente.

$$a_i = \sum_{j=1}^4 b_{j,i} * T^{j-1} \tag{18}$$

$$L = 3.6 \frac{V}{A_s} = \frac{1.8 * D_{cc} * L_{cc}}{D_{cc} + 2 * L_{cc}} \tag{19}$$

$$P = P_{CO_2} + P_{H_2O} \tag{20}$$

Tabla. 2. Coeficientes para el cálculo de emisividad de gases.

<b>I</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
$k_i$	0.4303	7.055	178.1
$b_{1,i}$	0.515	0.07749	0.1907
$b_{2,i} * 10^{-3}$	-0.2303	0.3399	-0.1824
$b_{3,i} * 10^{-7}$	0.9779	-2.297	0.5608
$b_{4,i} * 10^{-10}$	-0.1494	0.377	-0.05122

La presión parcial de cada gas es proporcional a la concentración molar del gas ( $n$ ), según las ecuaciones 21 y 22 para el CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O respectivamente.

$$P_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{total}} * P_{total} \tag{21}$$

$$P_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{total}} * P_{total} \tag{22}$$

### 2.2.3. Modelo de pasos 2, 3 y 4 de la caldera

En los siguientes tres pasos de la caldera, los balances de materia y energía son similares, sólo cambia la geometría y número de tubos. En la Fig. 4 se muestran los términos del balance de energía.

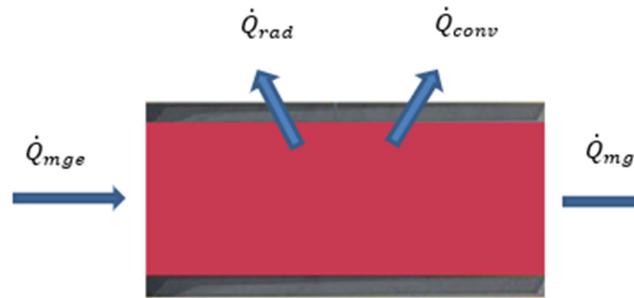


Fig. 4. Balance de energía para los pasos 2 ,3 y 4 de la caldera.

$$\dot{Q}_{mge} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{mgs} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{gsc} = \dot{m}_{gsc} \quad (24)$$

El cálculo de la transferencia de calor por convección se realiza en forma similar al hogar, mientras que para la radiación sólo se consideran los términos asociados a la contribución de los gases.

## 2.3. Correlaciones utilizadas para el modelo

### 2.3.1. Fracción volumétrica de partícula

La radiación luminosa depende de la fracción volumétrica de hollín, parámetro que varía según el tipo de combustible, la densidad y el tamaño de las partículas. Dadas las dificultades para predecir su comportamiento, en general se recurre a relaciones empíricas.

En el presente estudio se realiza una parametrización de la fracción volumétrica para distintos combustibles. El análisis se basa en el estudio realizado por Joseph Stephanek [3], cuyos resultados se muestran en la Fig. 5 (extraída de [11]), donde se muestra la relación entre la emisividad de distintos combustibles en función de la relación carbono/hidrógeno. De esta forma, modelando el hogar de la caldera en estudio y utilizando el gráfico de emisividad vs relación C/H, se obtiene la fracción volumétrica de hollín para una condición de exceso de aire y temperatura de salida del hogar. Luego, variando las condiciones de exceso de aire ( $e$ ) y temperatura de los humos ( $T_{gsc}$ ), se obtienen las curvas para los demás casos. Esto se repite para los diferentes combustibles.

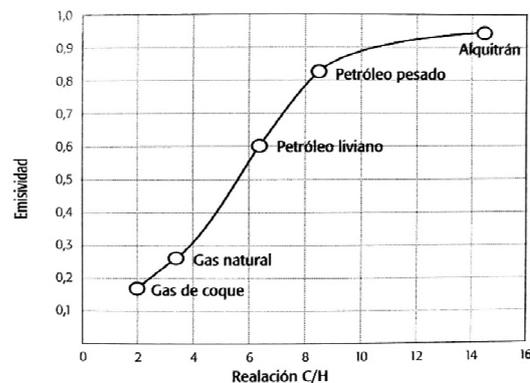


Fig. 5. Emisividad vs razón C/H.

Una vez obtenidos estos datos, se calculan promedios de fracciones volumétricas en función del exceso de aire y se parametriza con respecto a éste. Finalmente, derivando cada una estas ecuaciones obtenidas en función del exceso de aire para cada combustible y evaluando en los límites establecidos, se obtiene la fracción volumétrica de hollín en función del exceso de aire y de la relación de C/H del combustible. Esta se muestra en las ecuaciones 25 a 28.

$$f_v(e, C/H) = a_1 e^2 + a_2 e + a_3 \tag{25}$$

$$a_1 = [8.42486 * 10^{-13} * (C/H)^2 + 4.34741 * 10^{-12}(C/H) - 2.06195 * 10^{-11}] \tag{26}$$

$$a_2 = [2.5162 * 10^{-11} * (C/H)^3 - 2.21318 * 10^{-10} * (C/H)^2 + 8.51554 * 10^{-10} * (C/H) + 9.45919 * 10^{-10}] \tag{27}$$

$$a_3 = [7.85413 * 10^{-8} * (C/H)^2 - 2.92181 * 10^{-7}(C/H) + 2.67785 * 10^{-7}] \tag{28}$$

A modo de ejemplo, en la Fig. 6 se aprecia cómo cambia la fracción volumétrica de hollín en función de C/H para las condiciones de exceso de aire de 10%, 50% y 90%.

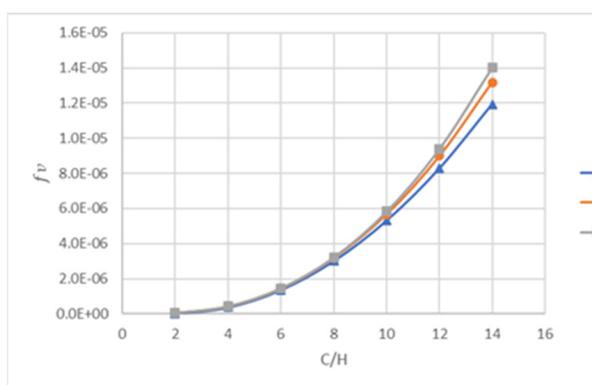


Fig. 6. Fracción volumétrica de hollín.

### 2.3.2. Propiedades termofísicas utilizadas para la modelación

Las propiedades termofísicas para este modelo son la densidad ( $\rho$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), conductividad térmica ( $k$ ), capacidad calorífica a presión constante ( $C_p$ ) y entalpías para los gases de combustión:  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$ . Las capacidades caloríficas de los gases se obtienen de diferentes textos, los que fueron comparados y analizados para ver cuales se adaptaban mejor a lo requerido [9,10], para luego ser derivados y obtener las entalpías de cada gas. Del programa EES, se obtienen las fórmulas para el cálculo de las conductividades térmicas y viscosidades dinámicas para cada gas y mediante la ecuación de Wilcke se calculan las propiedades de la mezcla de los gases. Finalmente, las fórmulas para su obtención son:

Densidad

$$\rho = \frac{M}{V} \tag{29}$$

Viscosidad cinemática

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \tag{30}$$

Viscosidad dinámica

$$\mu = \sum_{i=1}^n \frac{y_i * \mu_i}{\sum_{j=1}^n y_j * \phi_{ij}} \tag{31}$$

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} * \left( 1 + \frac{MM_i}{MM_j} \right)^{-1/2} * \left[ 1 + \left( \frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} * \left( \frac{MM_j}{MM_i} \right)^{1/4} \right]^2 \quad (32)$$

Conductividad térmica

$$k_g = \sum_{i=1}^n \frac{y_i * k_i}{\sum_{j=1}^n y_j * \phi_{ij}} \quad (33)$$

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} * \left( 1 + \frac{MM_i}{MM_j} \right)^{-1/2} * \left[ 1 + \left( \frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} * \left( \frac{MM_j}{MM_i} \right)^{1/4} \right]^2 \quad (33)$$

## 2.4. Implementación del modelo

A continuación, se describen algunos aspectos relativos a la interfaz del simulador y la metodología utilizada para validar los resultados del modelo a partir de resultados experimentales.

### 2.4.1. Interfaz gráfica para la simulación

La interfaz gráfica se realizó en el software Engineering Equation Solver (EES), debido a la facilidad para ejecutar comandos, las funciones de optimización que posee y la posibilidad de interacción con otros programas. En las Figuras 7 y 8 se presentan partes de la interfaz del programa. En la Fig. 7 se ve la ventana de ingreso de datos y en la Fig. 8 los resultados obtenidos para el hogar. En forma análoga se pueden desplegar los resultados para cada paso de la caldera.

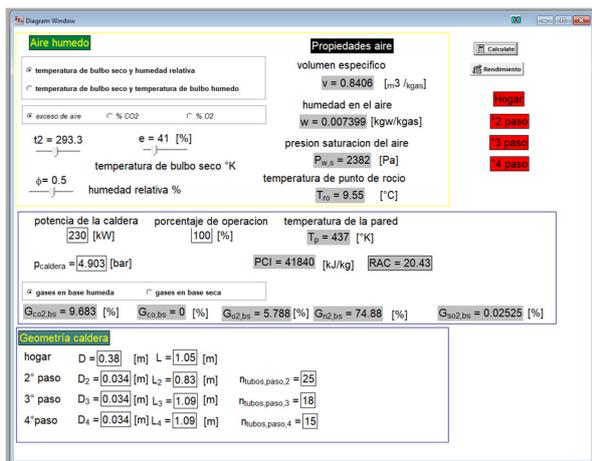


Fig. 7. Interfaz gráfica del modelo de la caldera.

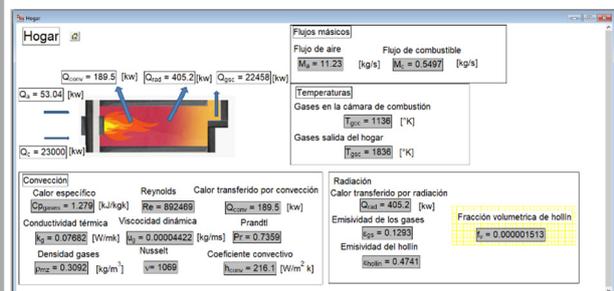


Fig. 8. Interfaz gráfica del hogar de la caldera.

### 2.4.2. Validación de resultados

Para la validación de los resultados de la simulación, se comparan las temperaturas de salida del hogar ( $T_{gcc}$ ) y de la chimenea ( $T_{ch}$ ) con las mediciones efectuadas por Jiménez [5], cuando la caldera operaba con diésel. En las Figuras 9 y 10 se muestran los resultados en función del exceso de aire para una potencia de 180 kW, manteniendo una posición del estabilizador de llama en el quemador considerada más efectiva.

Como se aprecia en la Fig. 9, las temperaturas a la salida del hogar presentan comportamientos similares con el exceso de aire, con un nivel levemente superior en el caso de la simulación en relación con la medición, comparable con el error de medición. En la Fig. 10, se observa que la temperatura de salida de los humos del último paso de la caldera presenta una pendiente levemente menor en la simulación con respecto a los valores medidos, con un error máximo inferior al 7% en las zonas de mayor exceso de aire y mínimo de 2% en la zona de bajo exceso de aire. Estas diferencias se pueden atribuir a diferentes factores relativos a la aerodinámica del quemador o a las mediciones; no obstante, se consideran aceptables para los propósitos de la simulación.

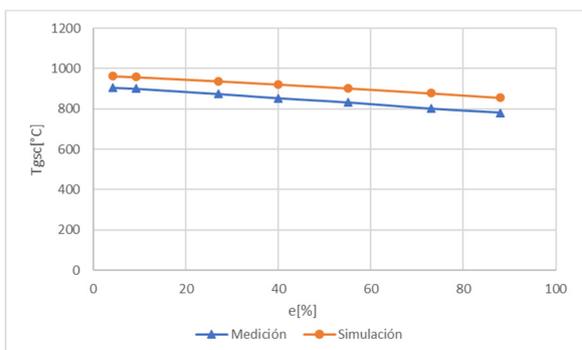


Fig. 9. Temperatura de gases a la salida del hogar.

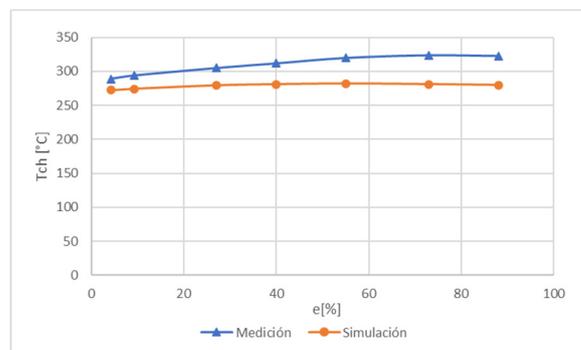


Fig. 10. Temperatura de gases en la chimenea.

## 2.5. Análisis de resultados del modelo

### 2.5.1. Rendimiento de la caldera

Se realiza el cálculo del rendimiento de la caldera mediante el método indirecto basado en el PCI para tres combustibles (diésel, biodiésel y metano) en función de los niveles de exceso de aire considerados previamente, obteniendo los resultados mostrados en la Fig. 11. En general, se confirma una reducción del rendimiento con el aumento del exceso de aire, lo cual se atribuye a un mayor flujo de calor requerido para calentar el aire en exceso. También se aprecia un aumento en el nivel de rendimiento para los combustibles que poseen una mayor relación C/H, lo cual se explica por una mayor importancia relativa de la radiación en el hogar a medida que la fracción volumétrica de hollín del combustible aumenta, como se verá en la siguiente sección. El comportamiento para diésel y biodiésel se ratifica en el estudio realizado por Afshin [12] en una caldera experimental de un paso, mostrando un rendimiento superior del diésel con respecto a mezclas con biodiésel, alcanzando un 6% de reducción en rendimiento en el caso de una mezcla B80, donde en la medida que aumenta el porcentaje de biodiésel también se incrementa la temperatura de salida de los gases. Por otra parte, Moncef [13] muestra una diferencia aproximada de un 5% menor entre el rendimiento del metano con respecto al diésel en calderas.

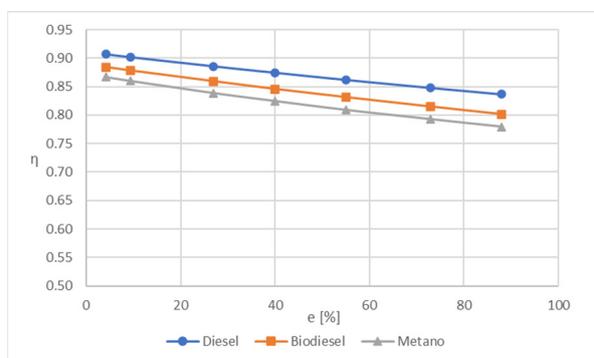


Fig. 11. Rendimiento indirecto basado en PCI en función del exceso de aire.

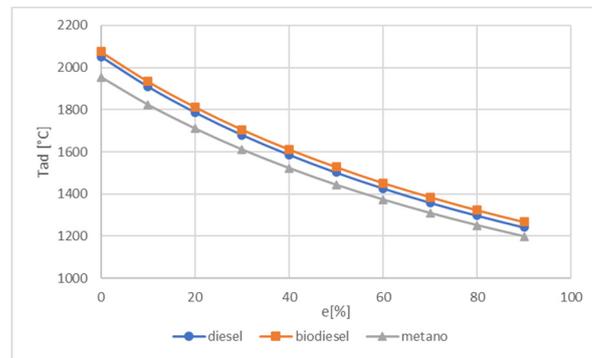


Fig. 12. Influencia del exceso de aire en la temperatura adiabática para diésel, biodiésel y metano.

En la Fig. 12 se muestran los resultados de las temperaturas adiabáticas para los tres combustibles en función del exceso de aire, alcanzando el biodiésel un nivel de temperaturas levemente superior al diésel y éste sobre el metano.

### 2.5.2. Importancia relativa de la transferencia de calor en los pasos de la caldera

A modo de ejemplo, se analizan los mecanismos de transferencia de calor en los distintos pasos de la caldera. En la Fig. 13, se distingue un bajo aporte de la convección el hogar para la combustión con diésel, aumentando desde un 5% hasta un 10% en la medida que se incrementa el exceso de aire. En contraste, el flujo de calor por radiación (luminosa y gaseosa) aporta en el hogar desde un 89% hasta un 95%. Al comparar con el caso de combustión de metano, se aprecia en la figura una reducción en el aporte de la radiación y un incremento de la convección, debido a la menor emisividad del metano, lo cual se intensifica en la medida que se incrementa el exceso de aire.

Por otra parte, en los pasos 2 a 4 (Fig. 14) se invierte la tendencia observada en el hogar, siendo el flujo de calor por convección el mecanismo predominante, incrementando a medida que se aumenta el exceso de aire. En la medida que se enfrían los gases en el recorrido entre el hogar y la chimenea, disminuye la importancia de la radiación de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, llegando a ser mínimo su aporte en el 4° paso. Esto demuestra que la radiación cumple su mayor aporte en el hogar de la caldera y la convección en los pasos de la caldera.

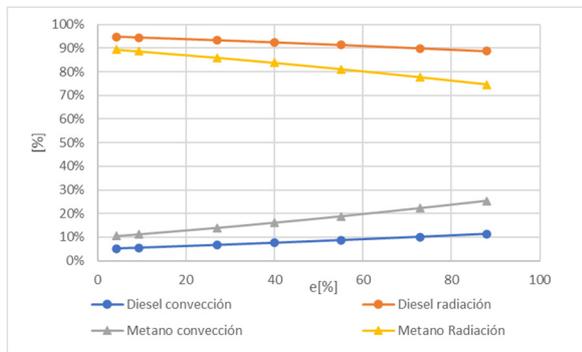


Fig. 13. Importancia relativa del calor en el hogar.

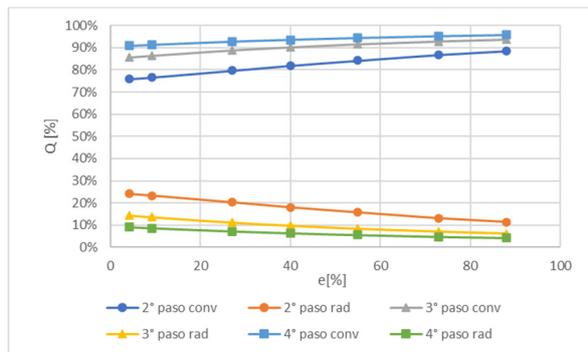


Fig. 14. Comparación flujos de calor del 2°, 3° y 4°.

En la Fig. 16, se comparan los flujos de calor total transferidos en los diferentes pasos de la caldera en función del exceso de aire, para combustión de diésel, biodiésel y metano. Se confirma lo mencionado anteriormente respecto a la importancia del calor transferido en el hogar, donde en el caso del metano se obtiene el menor flujo de calor y el mayor en el caso del diésel, lo que se asocia a la mayor emisividad del diésel como se aprecia en la Fig. 15. Sin embargo, en los pasos siguientes 2, 3 y 4, el flujo de calor es mayor en el combustible con menor emisividad. Esto se debe a que los gases se van enfriando y, al aumentar su velocidad a través de los tubos, permiten un mayor flujo convectivo.

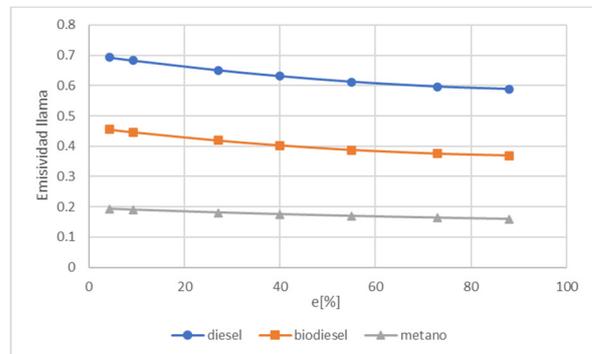


Fig. 15. Interfaz gráfica del hogar de la caldera.

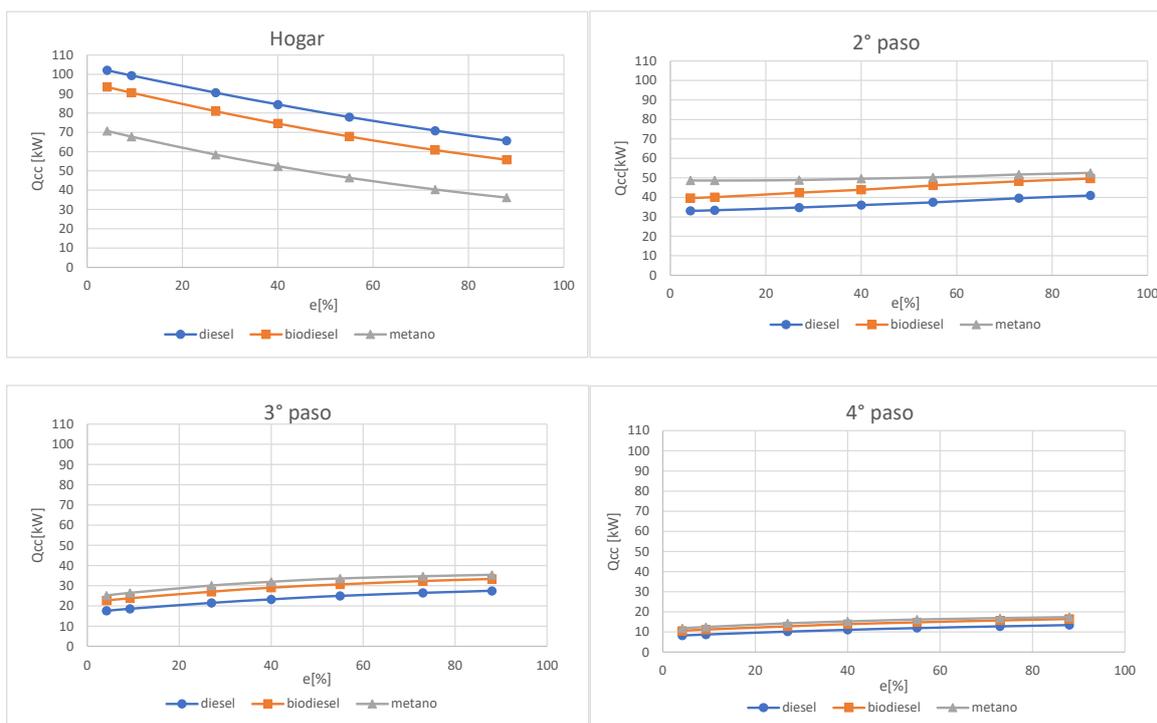


Fig. 16. Calor transferido a través de la caldera para 3 combustibles en función del exceso de aire.

### 3. CONCLUSIONES

Se valida el modelo propuesto para la simulación de una caldera pirotubular de 4 pasos mediante resultados experimentales, tomando diésel como combustible de referencia, obteniendo diferencias inferiores al 10% en las temperaturas registradas a la salida del hogar y del último paso de la caldera.

La herramienta desarrollada en EES permite a estudiantes de ingeniería abordar el análisis de la importancia de los mecanismos de transferencia de calor en los diferentes pasos de la caldera y comparar los resultados con diferentes tipos de combustible, posibilitando además la opción de proponer modificaciones de diseño para optimizar el funcionamiento del equipo. En particular, se confirma la importancia de la radiación luminosa en el hogar y su dependencia del tipo de combustible, caracterizando la fracción volumétrica de las partículas de hollín a partir de correlación empírica de la emisividad en función de la relación C/H.

El análisis comparativo realizado con combustibles como metano, biodiesel y diésel, muestran tendencias esperadas en la simulación para los flujos de calor en cada paso y para parámetros específicos tales como la emisividad luminosa y de gases. Un análisis correcto permite aprovechar mejor la transferencia de calor según los requerimientos necesario y del tipo de combustible.

Se propone realizar un análisis adicional mediante resultados de mediciones con la caldera operando con gas natural, a fin de revisar el modelo y proponer eventuales mejoras a los parámetros establecidos, con especial énfasis en el modelo de la llama.

### REFERENCIAS

- [1] S.J.M. Cartaxo, P.F.G. Silvino, F.A.N. Fernandez, "Transient analysis of Shell and tube heat exchangers using educational software", *Educ. Chem. Eng.*, **9**(3), 77-84 (2014)
- [2] A. Gurses, C. Dogar, K. Gunes, "A new approach for learning: interactive direct teaching based constructivist learning (IDTBCL)", *Procedia Soc. Behav. Sci.*, **197**, 2384–2389 (2015)

- [3] Stepanek, J., *Taschenbuch Industrielle Wärmetechnik*. Vulkan Verlag, Essen, Deutschland, ISBN: 3802721179 (1977)
- [4] Rojas, E., “Desarrollo de software para simulación en procesos de combustión”, Universidad de Concepción, Depto. Ing. Civil Mecánica, Concepcion (2000)
- [5] Jiménez, O., “Análisis de un Modelo Radiativo de llama aplicado a la caldera del laboratorio de termofluidos”, Universidad de Concepción, Depto. Ing Civil Mecánica, Concepción (1999)
- [6] ASME PTC 4.1, Edition 1964 - Steam Generating Units (1964)
- [7] Gnielinski, V., “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” *International Chemical Engineering*, **16**(2), 359-368 (1976)
- [8] Smith, T.F., Shen, Z.F., Friedman, J.N., “Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model”. *Journal of Heat Transfer*, **104**(4), 602–608 (1982)
- [9] Çengel, Y., *A. Thermodynamics: An Engineering Approach*. New York, McGraw-Hill, 2011, 7a. ed., (2011)
- [10] Faires, V.M., Simmang, C.M., *Thermodynamics*, Ed. Macmillan, New York, 6ta. edición, ISBN: 002335240X, (1978)
- [11] Sáez Carreño, C., *Manual de Energía: electricidad y gas natural*, GasAtacama, Santiago, ISBN: 9568311009, 2003
- [12] Afshin, G., Bahamin, B., Ahmad, S., Seyyed, M.J., Hadi, A., Ali, N., “A comparative study of combustion performance and emission of biodiesel blends and diesel in an experimental boiler”, *Applied Energy*, **88**(12), 4725-4732 (2011)
- [13] Moncef, K., *Optimal Design and Retrofit of Energy Efficient Buildings, Communities, and Urban Centers*, Butterworth-Heinemann, 471-545, ISBN 9780128498699 (2018)

### **DEVELOPMENT OF A SIMULATOR FOR TEACHING THERMAL PROCESSES IN A FOUR-PASS FIRETUBE BOILER**

**Abstract** – Recent studies show how the use of interactive platforms and simulators favor the learning process of engineering students. This work is part of the teaching of subjects in the area of thermal processes and focuses on the development of a simulator that emulates the operation of a 4-pass fire-tube boiler that generates steam. The simulator includes models for the combustion process, giving the option to select different types of fuels, the heat transfer processes in the hearth tube, as well as the heat transfer in the three remaining steps. In this way, the temperatures of the smoke circuit, the thermal performance of the boiler and the gaseous emissions generated are obtained, for different conditions of excess air regulation. Among the most innovative aspects, the simulator includes the parameterization of the emissivity of the flame based on the volumetric fractions of soot of the different fuels, based on emissivity ratios vs. the C/H ratio. The model is validated through the analysis of experimental results obtained from previous works, with the boiler operating with diesel. The correlations of different thermo-physical properties and semi-empirical correlations were obtained through the simulation in the EES platform, to later implement them in the simulator models.

**Keywords** – Simulator, Fuels, Boiler, Heat Transfer, Flame Emissivity.