

# Caracterización de la tasa de liberación de calor en los cilindros de un motor de generación a gas natural de 2 MW.

## Characterization of the heat release rate in the cylinders of a 2 MW natural gas generation engine.

Guillermo Valencia-Ochoa<sup>1</sup>, Jorge Duarte-Forero<sup>2</sup>, Carlos Acevedo-Peñaloza<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup>Universidad del Atlántico, Barranquilla - Colombia, <sup>3</sup>Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta - Colombia

Recibido: 02 de julio de 2019.

Aprobado: 01 de octubre de 2019.

**Resumen**—Desarrollar modelos matemáticos para los motores de generación de energía más confiables que permitan proponer un uso eficiente de los combustibles y aumentar la eficiencia de conversión energética, se ha convertido en uno de los principales objetivos de los trabajos de investigación en el área. Con el fin de estudiar el fenómeno liberación de calor en los cilindros de un motor a gas natural J612 Jenbacher de 2 MW a partir de variables medias disponibles en registros operacionales, se ha propuesto un modelo semifísico a partir de balances de masa, energía, ecuaciones constitutivas y regresiones estadísticas. Los resultados muestran que a partir del modelo propuesto del calor rechazado con un coeficiente de determinación de 0.99, el permiten alcanzar un error relativo máximo de 2% en modo isla y del 4% operando en red para la estimación de la temperatura de los gases a las salidas de los cilindros. Así mismo, el modelo permite determinar la fracción de calor perdido en los cilindros en función de la energía aportada por el gas natural.

**Palabras Claves:** tasa de liberación de calor, motor de generación, gas natural, cámara de combustión, modelizado de valor medio.

**Abstract**—The development of mathematical models for the most reliable power generation engines to propose an efficient use of fuels and increase energy conversion efficiency has become one of the main objectives of research work in the area. In order to study the heat release phenomenon in the cylinders of a 2 MW J612 Jenbacher natural gas engine from mean variables available in operational records, a semiphysical model has been proposed from mass balances, energy, constitutive equations and statistical regressions. The results show that from the proposed model of heat rejected with a determination coefficient of 0.99, the allow to reach a maximum relative error of 2% in island mode and 4% operating in network for the estimation of the temperature of the gases at the exit of the cylinders. Likewise, the model allows to determine the fraction of heat lost in the cylinders according to the energy provided by the natural gas.

**Keywords:** Heat release rate, generation engine, natural gas, combustion chamber, average value modeling.

\*Autor para correspondencia.

Correo electrónico: [guillermovalencia@mail.uniatlantico.edu.co](mailto:guillermovalencia@mail.uniatlantico.edu.co) (Guillermo Valencia Ochoa).

La revisión por pares es responsabilidad de la Universidad de Santander.

Este es un artículo bajo la licencia CC BY (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Forma de citar: G. Valencia-Ochoa, J. Duarte-Forero y C. Acevedo-Peñaloza, "Caracterización de la tasa de liberación de calor en los cilindros de un motor de generación a gas natural de 2 MW", Aibi revista de investigación, administración e ingeniería, vol. 8, no. 1, pp. 5-11, 2020, doi: [10.15649/2346030X.581](https://doi.org/10.15649/2346030X.581)

## I. INTRODUCCIÓN

La optimización de la transferencia de calor provocada en las paredes del cilindro por los motores de combustión interna (ICE), es uno de los desarrollos proyectados para mejorar la eficiencia energética de estas máquinas térmicas [1]. Este fenómeno de generación de calor en los cilindros tiene una importante incidencia en la potencia, y en las emisiones del motor al ambiente [2]. Por lo tanto, el concepto de eficiencia energética va encaminado a la reducción de los gases de efecto invernadero (GHG), ya que se desea evitar un aumento de 1.5 °C en la temperatura global del planeta, llevando las emisiones contaminantes a cero entre los años 2030 a 2050 [3]. Para cumplir con el objetivo es necesario seleccionar apropiadamente el tipo de motor, considerando su funcionalidad y el aporte del combustible [4]. Una solución alternativa que se presentan en la búsqueda de la eficiencia energética, son los motores de generación térmica para la producción de energía [5], ya que con estos se obtienen menores costos de operación para una producción específica [6].

Las características del combustible, su disponibilidad y el nivel de emisiones, son aspectos a considerar en la selección de los motores de generación, ya que se puede optar entre un motor alimentado por diésel o uno alimentado por gas natural [7]. La Figura 1 muestra el rango de potencia mecánica efectiva en el sector industrial de los cuatro combustibles más utilizados, como los son el diésel, la gasolina, el gas natural y el biodiésel, así como sus emisiones contaminantes promedio. Se observa como la gasolina y el diésel para un rango de potencia mecánica dado, presentan unas emisiones de 1.5 % y 0.5 % respectivamente [8].

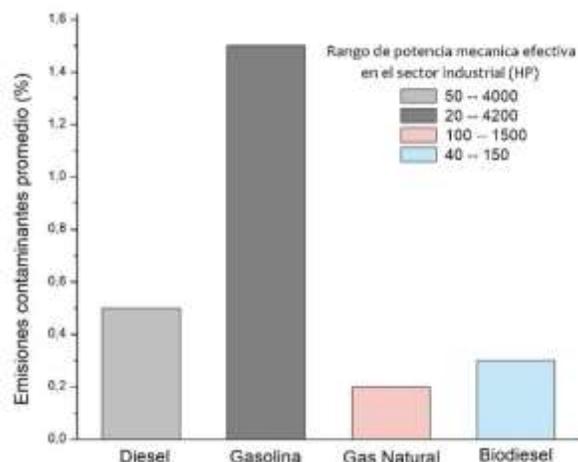


Figura 1: Rango de potencia y emisiones de motores de generación por combustible.

Fuente: Elaboración propia.

A partir de los primeros desarrollos de los motores de ciclo Otto y Diésel, se ha progresado en el análisis termodinámico de estos, con el fin de describir el comportamiento hidráulico, térmico y químico, y de esta manera mejorar la eficiencia de la máquina [9]. En la actualidad la robustez del modelado permite obtener resultados precisos en las simulaciones, esto lleva a desarrollos más eficientes de los motores. La importancia del modelo de transferencia de calor radica en la necesidad de calcular en cada paso del tiempo la pérdida energética, para predecir el rendimiento del motor y sus emisiones [10].

La convección desde los gases de combustión a las paredes del cilindro es la forma de transferencia de calor idónea para el modelado termodinámico del motor. Por otra parte, la radiación constituye solo el 5 % del calor generado en el motor, por lo tanto, habitualmente no se considera en el modelado de los motores de ignición por chispa [11]. El flujo de calor convectivo es una función de la temperatura del gas en la región cercana a la pared y la temperatura de las paredes de la cámara de combustión. Alterar la temperatura de la pared cambiará la temperatura del gas al influir en la tasa de pérdida de calor [12]. W.

Nusselt es conocido como el primer autor en describir la transferencia de calor aplicada a los cilindros [13]. Lo que dio paso a autores como Von K. Else quien busco un enfoque adecuado para el coeficiente de conductividad térmica para el cálculo del calor transferido a la pared el cilindro [14]. Posteriormente W. J. Annand revisó los modelos existentes para la transferencia de calor del motor, declarando que eran dimensionalmente inconsistentes, así modeló la parte convectiva de la transferencia de calor basándose en la teoría de la capa límite [15]. Más tarde Woschni, tomando como ejemplo el trabajo de Nusselt, formulo una expresión universal para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo, con base en las propiedades termodinámicas y geométricas del motor, y despreciando el fenómeno de radiación debido a su poca influencia con respecto a la convección en los cilindros [16], [17]. Se ha llevado a cabo extensas investigaciones de transferencia de calor en cilindros considerando la convección en las paredes, como los de Gatowski [18], Hohenberg [19], S. Broekaert et al. [20], T. De Cuyper et al. [21], J. Demuyne et al. [22], M. De Paepe [23], H. Hassan [24], y D. J. Oude et al. [25].

Además de los distintos desarrollos y correlaciones de transferencia de calor en los cilindros del motor, otro tema importante son los modelos numéricos utilizados para la optimización del diseño de los ICE. El modelado del tipo cilindro por cilindro define el tratamiento del aporte energético del combustible, describiendo el comportamiento de la tasa de liberación de calor cuando se realiza la ignición [26]. De este tipo de trabajos se destacan los aportes de O. A. Vergel et al. [27], M. Lapuerta et al. [28], P. Schihl et al. [29], C. Rakopoulos et al. [30], J. Ghojel et al. [31], F. Payri et al. [32], y M. Baratta et al. [33]. Sin embargo, en este trabajo se opta por el tipo de modelo de valor medio en motores (MVEM), este genera excelentes resultados en la simulación sin presentar una gran complejidad en las ecuaciones que describen el proceso [34]. El MVEM simplifica las características de la combustión en los ICE de ignición por chispa a efectos estáticos representados en ecuaciones diferenciales. Aunque estos modelos no expresan todos los fenómenos de la combustión como la condición aleatoria de la presión, estos resultan apropiados para el desarrollo de sistemas de optimización ya que el comportamiento entrada-salida es modelado con precisión [35]. Los MVEM utilizan una cantidad de datos finita de entrada y tiempo de ejecución razonable en la predicción del comportamiento del motor con precisión adecuada [36].

## II. MARCO TEÓRICO

Entre los autores que impulsaron los desarrollos de los MVEM encontramos a E. Hendricks y S. C. Sorenson, quienes presentan un modelo dinámico no lineal capaz de adaptarse a las condiciones actuales del motor y los diversos tipos de motores. Estos autores definieron el MVEM como aquel que predice el valor medio de las variables brutas internas y externas del motor [37], [38]. Müller et al. con base en los trabajos desarrollados por Hendricks et al. plantea un MVEM para motores turbo-cargados donde la dinámica de la aspiración de aire y de la expulsión de gases de combustión cambia respecto al planteado para motores de aspiración natural [39]. Luego M. Fons et al. proponen un modelo para motores turbo-cargados con Recirculación de los Gases de Escape (EGR), y se valida experimentalmente [40]. De esta manera se han desarrollado un gran número de aportes con respecto a los MVEM, como los propuestos por, S. Choi et al. [41], P. Moraal et al. [42], A. Chevalier et al. [43], [44], L. Eriksson [45], X. Jiao et al. [46], G. Theotokatos et al. [47] y [48], K. Nikzadfar et al. [49], F. Maroteaux et al. [50], F. Baldi et al. [51], P. Schulten et al. [52], Amir- Mohammad et al. [53], Congbiao Sui et al. [54], B. Campos et al. [55] entre otros.

Este trabajo presenta el modelado de las pérdidas por transferencia de calor en la cámara de combustión del motor, debido a la convección de los gases con las paredes del cilindro, basándose en el trabajo desarrollado por Woschni y posteriormente caracterizando y

evaluando las temperaturas de pared del cilindro y el calor rechazado durante el proceso de combustión.

### III. METODOLOGÍA O PROCEDIMIENTOS

Con el objetivo de describir de manera precisa mediante una expresión robusta el comportamiento de la transferencia de calor en los cilindros de un motor se hacen las siguientes consideraciones:

- Todos los cilindros se consideran como un único volumen de control, donde las propiedades de salida de los gases de escape serán iguales a las contenidas dentro del volumen de control.
- Para el modelo es de interés la cantidad de masa que entra y sale de los cilindros del motor, por lo tanto, las tres variables que surgen a partir de lo anterior son el flujo másico de aire, el flujo másico de combustible y las temperaturas de los distintos flujos presentes en los sistemas.

El motor operado con gas natural J612 Jenbacher de 2 MW con un Cilindraje de 74.85 L, Relación de compresión de 10.5, máximo torque de 60.66 y máxima potencia de 1820 kW a 1500 rpm, ofrece altos niveles de consumo de combustible, debido a una tecnología de combustión que cumple con los estándares de calidad mundiales. El motor alcanza los 2004 kW de potencia eléctrica a 1.500 rpm, bajo una eficiencia térmica del 42.9 %, la cual considera la energía de entrada del combustible hasta la potencia del motor.

En el modelo macroscópico del motor a gas natural turbocargado, cada equipo se representa como un subsistema diferente de frontera fija, donde se resaltan las interacciones másicas y energéticas de cada subsistema de proceso, como se muestra en la Figura 2 de forma general para el motor. Los cuadros representan los subsistemas, las flechas punteadas representan el calor perdido y las flechas solidas representan la mezcla gas-aire.

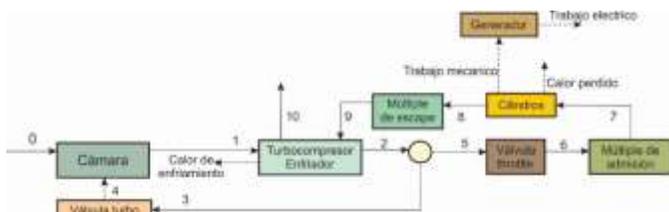


Figura 2: Sistema de diagrama de proceso.  
Fuente: Elaboración propia.

Para el modelo propuesto en este trabajo, solo se considera la transferencia de calor producida en los cilindros del motor representados en los estados 7 y 8. La Figura 3 muestra la ubicación del turbo compresor y los cilindros del motor en estudio.



Figura 3: Turbo compresor y cilindros del motor.  
Fuente: elaboración propia.

#### a) Ecuaciones fundamentales en el subsistema cilindros

Para los gases contenidos dentro del cilindro, se plantean balances de masa y de energía, conforme a la primera ley dentro del volumen de control. Para el balance de masa del cilindro  $m_{cyl}(t)$  solo hay que considerar dos flujos, uno entrante  $\dot{m}_7(t)$  y otro saliente  $\dot{m}_8(t)$  resultando la Ecuación (1).

$$\frac{dm_{cyl}(t)}{dt} = \dot{m}_7(t) - \dot{m}_8(t) \quad (1)$$

En el balance de energía, se tienen en cuenta las entalpías de entrada y salida del volumen de control, el trabajo efectivo saliente, las pérdidas por transferencia de calor de los gases a las paredes, la energía generada por el encendido del combustible y el cambio en la energía interna en los gases contenidos en el cilindro. Así, la razón de cambio de la temperatura a la entrada del múltiple de escape se determina mediante la Ecuación (2).

$$m_{cyl}(t) \cdot C_{v8}(t) \cdot \frac{dT_8(t)}{dt} = \dot{Q}_{in}(t) - \dot{Q}_{lost}(t) - \dot{W}_{out}(t) + \dot{m}_7(t) \cdot R_7(t) \cdot T_7(t) - \dot{m}_8(t) \cdot R_8(t) \cdot T_8(t) \quad (2)$$

donde  $\dot{Q}_{in}(t)$ ,  $\dot{Q}_{lost}(t)$ ,  $\dot{W}_{out}(t)$  son el calor de combustión generado por la ignición del combustible, el calor rechazado debido al fenómeno convectivo de transferencia de calor entre los gases dentro de la cámara de combustión y las paredes de la misma y la energía efectiva de salida del motor respectivamente. La Ecuación (3) se utiliza para el cálculo de la masa en el cilindro.

$$m_{cyl}(t) = \eta_v(t) \cdot V_d \cdot \rho_7(t) \quad (3)$$

#### b) Caracterización de la transferencia de calor

El calor de combustión generado por la ignición del combustible se calcula mediante la Ecuación (4).

$$\dot{Q}_{in}(t) = m_{fuel}(t) \cdot LHV \cdot \frac{rpm}{60} \cdot \frac{1}{2} \quad (4)$$

donde  $m_{fuel}(t)$  y LHV son la cantidad de masa de combustible y su poder calorífico respectivamente y rpm son las revoluciones por minuto del motor. Para el cálculo de  $\dot{Q}_{lost}(t)$  y  $\dot{W}_{out}(t)$  se proponen Ecuación (5) y (10) respectivamente

$$\dot{Q}_{lost}(t) = h_c \cdot A_{w_{cyl}} \cdot (T_8(t) - T_w) \quad (5)$$

donde  $h_c$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada de los gases al interior de la cámara de combustión,  $A_w$  es el área de transferencia de calor de las paredes de la cámara de combustión y  $T_w$  es la temperatura de pared de la cámara de combustión.

Con respecto al cálculo de la temperatura de pared del cilindro, diversos estudios tanto teóricos como experimentales se han llevado a cabo con el fin de caracterizar la transferencia de calor en la pared del cilindro. Z. Hand and R. Reitz [56] en 1997 desarrollaron la llamada función de pared compresible, considerando el trabajo de presión y la liberación de calor químico, además, A. Jafari et al [57] utilizan la función de pared compresible para caracterizar la pérdida de calor en la combustión de un motor SI. Sin embargo, los autores asumen que el efecto turbulento es dominante en esta región de la capa limite. Por lo anterior, S Šarić et al. [58], [59] optimizaron la función de pared compresible con el objetivo de obtener un modelado más robusto. Otros autores como O. Armas [60], calculan la temperatura de pared del cilindro y otros componentes considerando la presión media efectiva del modo de operación del motor

El coeficiente convectivo de transferencia de calor, considerando lo propuesto por Woschni [16], [17], puede ser obtenido mediante la Ecuación (6) a la Ecuación (8).

$$h_c = C \cdot B^{m-1} \cdot p^m \cdot \vartheta_g^m \cdot T^{0.75-1.62 \cdot m} \quad (6)$$

$$\vartheta_g = C_1 \cdot v_{mp} + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_7}{P_7 \cdot V_{dc}} \cdot (P_8 - P_7) \quad (7)$$

$$C_1 = C_{W1} + \frac{C_{W1}}{1.7} \quad (8)$$

donde B es el diámetro interno del cilindro,  $\vartheta_g$  es la velocidad media de los gases al interior del cilindro. Las constantes C, m y C<sub>2</sub> toman valores de 3.26, 0.8 y 3.2410<sup>-3</sup> respectivamente, mientras que C<sub>W1</sub> debe ser debidamente ajustado para una correcta estimación de la tasa de transferencia de calor rechazado.

Con base en el cálculo del calor rechazado debido al fenómeno convectivo de transferencia de calor entre los gases dentro de la cámara de combustión y las paredes de la misma, presentado en la Ecuación (5) se desarrolla una caracterización del calor rechazado, considerando parámetros con efecto estadístico en el modelo presentado en la Ecuación (9).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{lost}(t) = & \beta_1 \cdot \dot{V}_f(t) + \beta_2 \cdot (\dot{V}_f(t))^2 + \beta_3 \cdot (\dot{V}_f(t))^3 + \\ & \beta_4 \cdot \dot{W}_{out}(t) + \beta_5 \cdot \dot{W}_{out}(t) \cdot \dot{V}_f(t) + \beta_6 \cdot \frac{\dot{W}_{out}(t)}{\dot{V}_f(t)} + \beta_7 \cdot \dot{W}_{out}(t) \cdot \\ & (\dot{V}_f(t))^2 + \beta_8 \cdot \dot{W}_{out}(t) \cdot (\dot{V}_f(t))^3 + \beta_9 \cdot \dot{Q}_{in}(t) + \beta_{10} \cdot \\ & (\dot{Q}_{in}(t))^2 + \beta_{11} \cdot \dot{V}_f(t) \cdot \dot{Q}_{in}(t) + \beta_{12} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}(t)}{\dot{W}_{out}(t)} + \beta_{13} \cdot (\dot{Q}_{in}(t))^3 \quad (9) \end{aligned}$$

La regresión lineal propuesta tiene en cuenta las variables de energía mecánica entregada por el motor  $\dot{W}_{out}(t)$  y el flujo volumétrico de gas  $\dot{V}_f(t)$ , ya que al momento de la caracterización del proceso de transferencia de calor a través de lo desarrollado por Armas [60] y Woschni [16], [17] se encontró que estas variables tenían un peso considerable en el comportamiento de la tasa de calor rechazado del motor. Los valores de los coeficientes de la regresión se muestran en la Tabla 1

Tabla 1: Coeficientes para la estimación de la tasa de liberación de calor.

Coefficiente	Valor	Coefficiente	Valor
$\beta_1$	-1.19 x10 <sup>2</sup>	$\beta_8$	6.38 x10 <sup>-6</sup>
$\beta_2$	1.74	$\beta_9$	-2.96 x10 <sup>1</sup>
$\beta_3$	-6.77 x10 <sup>-3</sup>	$\beta_{10}$	4.11 x10 <sup>-2</sup>
$\beta_4$	2.06 x10 <sup>2</sup>	$\beta_{11}$	4.12 x10 <sup>-2</sup>
$\beta_5$	-2.31	$\beta_{12}$	1.23 x10 <sup>3</sup>
$\beta_6$	-3.37 x10 <sup>3</sup>	$\beta_{13}$	-3.23 x10 <sup>-5</sup>
$\beta_7$	9.14 x10 <sup>-3</sup>		

Fuente: Elaboración propia.

El modelo propuesto para la predicción de la tasa de calor rechazado del motor presenta buena significancia estadística como lo muestra el análisis de varianza en la Tabla 2. lo cual se confirma con los valores de coeficiente de correlación múltiple (0.99), Coeficiente de determinación R<sup>2</sup> (0.99), R<sup>2</sup> ajustado (0.99) y error típico de (0.18).

Tabla 2: Análisis de varianza de la regresión de la tasa de liberación de calor.

	Grados de libertad	Suma de cuadrados	Promedio de los cuadrados	F	Valor crítico de F
Regresión	13	98744596.8	7595738.21	23268937.8	0
Residuos	2739	89.4098699	0.03264325		

Total	2752	98744686.2			
-------	------	------------	--	--	--

Fuente: Elaboración propia.

Adicionalmente, para el cálculo de la energía efectiva de salida del motor  $\dot{W}_{out}(t)$  se tiene la Ecuación (10) en función de la eficiencia de generación ( $\eta_{elec}$ ).

$$\dot{W}_{out}(t) = \frac{\dot{W}_{elec}(t)}{\eta_{elec}} \quad (10)$$

#### IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados de la caracterización de la transferencia de calor en el subsistema cilindros del motor J612 Jenbacher a gas natural se muestra en la Figura 4. Para potencia generada de 1800 kW (Figura 4a), se muestra que a medida que el motor suministra más gas natural, consigo aumenta el aporte calórico del combustible, y por ende las pérdidas energéticas del motor. A una condición de bajo flujo de gas de 90 lt/min, con un aporte energético por cilindro de 290 kW, la cantidad de calor rechazado global es de 1902 kW, lo cual muestra que cerca del 54.6% del calor suministrado por el combustible se pierde en los cilindros. AL incrementar el flujo de gas a condiciones límites de flujo de gas de 130 lt/min, los resultados muestran que la pérdida de calor convectivo en los cilindros aumenta a un 88.8%. Estos resultados se deben al aumento en el coeficiente convectivo de transferencia de calor como consecuencia del aumento de la velocidad media de los gases.

A menores potencias en el motor conservando el mismo flujo de gas natural de 90 lt/min y aporte energético por cilindro de 290 kW, los resultados presentan una tendencia a disminuir la cantidad de calor rechazado por convección tomando valores de 1543 kW para una potencia de 1600kW (Figura 4b), 1269kW para una potencia de 1400kW (Figura 4c) y 1122kW para una potencia de 1400kW (Figura 4d). Estos resultados se deben a que la forma de regular potencia el motor es recirculando el flujo de la mezcla gas natural y aire mediante la válvula turbo bypass (ver subsistema Figura 2), y así evitar que esta llegue al múltiple de admisión para ingresar a los cilindros.

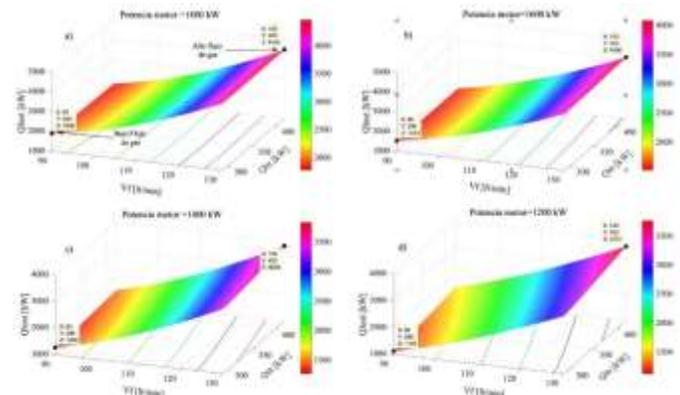


Figura 4: Caracterización de la transferencia de calor en los cilindros del motor J612 Jenbacher a diferentes potencias, a) 1.8 MW, b) 1.6 MW, c) 1.4 MW y d) 1.2 MW.

Fuente: Elaboración propia.

A partir de las mediciones realizadas para el motor a gas natural J612 Jenbacher de 2 MW en un día típico de operación, específicamente en la temperatura del gas a salida de los cilindros del motor, se caracteriza la pérdida de calor, considerando el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada de los gases al interior de la cámara de combustión. Los resultados comparativos entre la temperatura medida o experimental (T<sub>8</sub> experimental) y la predicción del modelo (T<sub>8</sub> modelo) se muestran en la Figura 5, donde se destacada que se presentó un error relativo máximo de 2% en esta

variable cuando el motor opere en modo isla (aislado de la red), mientras que el error relativo máximo fue del 4% operando en red (siguiendo la carga demandada). Por lo tanto, el modelo presenta buena capacidad de predicción en ambos modos en los que opera el motor y puede ser utilizado para fines de diagnóstico y pronósticos de generación en diferentes escenarios.

## V. CONCLUSIONES

Los motores generación a gas natural poseen un potencial de recuperación de calor importante, ya que casi el 60% de la energía suministrada en el combustible se pierde en forma de calor, y gran parte de esta en la línea de escape y cilindros. Así, el modelo propuesto se convierte en una potencial herramienta para el diagnóstico del rendimiento de estos motores de generación a gas natural, ampliamente utilizados a nivel mundial.

Estudios de caracterización de estos motores de generación que utilizan el gas natural como combustible son de gran relevancia, debido ya que el gas se encuentra entre los combustibles que ha tenido más éxito en el reemplazo a nivel mundial de los combustibles típicamente usados como la gasolina y el diésel, dada la posibilidad de poder ser extraído de grandes reservas de origen fósiles. Así, estos motores de generación se han considerado en una alternativa atractiva para la tecnología actual de motores diésel en aplicaciones de servicio pesado debido al precio del combustible, dispositivos de tratamiento menos costosos y un incremento en la red de distribución de gas mundialmente.

La tasa de liberación de calor en los cilindros del motor a gas natural J612 Jenbacher de 2 MW se correlaciona en función de la energía mecánica entregada por el generador, el flujo volumétrico de combustible y la cantidad de energía aportada por el combustible, lo cual permite evitar mediciones de la presión dentro del cilindro para el diagnóstico del motor.

Un gran número de autores han desarrollado modelos que tienen como finalidad la descripción de la fenomenología de los procesos de transferencia de calor involucrados en el cilindro de los motores, con el fin de mejorar el diseño y proponer desarrollos. Sin embargo, se ha hecho uso de la metodología detalladas que requieren de medición especializada de la presión en el cilindro para desarrollar el modelado del tipo cilindro por cilindro. Un aporte relevante del presente estudio la propuesta de un Modelado de Valor Medio en Motores con buena capacidad de predicción, a partir de variable típicamente medidas en planta, alcanzado un error relativo máximo de 2% en modo isla y del 4% operando en red para la estimación de la temperatura de los gases a las salidas de los cilindros.

## VI. REFERENCIAS

- [1] S. Broekaert, J. Demuyne, T. De-Cuyper, M. De-Paep y S. Verhelst, "Heat transfer in premixed spark ignition engines part I: Identification of the factors influencing heat transfer," *Energy*, vol. 116, pp. 380–391, 2016.
- [2] B. Deng, J. Fu, D. Zhang, J. Yang, R. Feng y J. Liu, "The heat release analysis of bio-butanol / gasoline blends on a high speed SI (spark ignition) engine," vol. 60, pp. 230–241, 2013.
- [3] S. Backlund, P. Thollander, J. Palm y M. Ottosson, "Extending the energy efficiency gap," *Energy Policy*, vol. 51, pp. 392–396, 2012.
- [4] D.R. Johnson, R. Heltzel, A.C. Nix, N. Clark y M. Darzi, "Greenhouse gas emissions and fuel efficiency of in-use high horsepower diesel, dual fuel, and natural gas engines for unconventional well development," *Appl. Energy*, vol. 206, no. September, pp. 739–750, 2017.
- [5] S. Jain, S. Kalambe, G. Agnihotri y A. Mishra, "Distributed generation deployment: State-of-the-art of distribution system planning in sustainable era," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 77, no. February, pp. 363–385, 2017.
- [6] T. Ackermann, "Distributed generation: a definition," vol. 57, pp. 195–204, 2001.

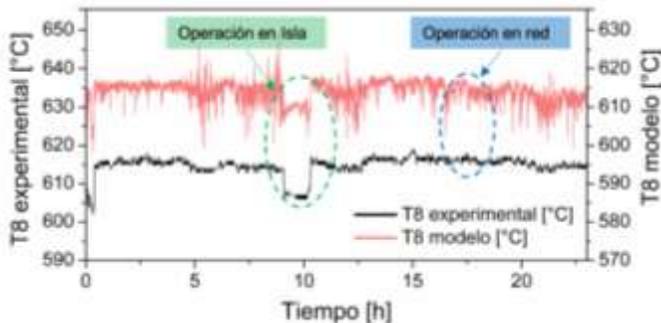


Figura 5: Comparación entre la predicción del modelo propuesto para T8 y los valores experimentales.

Fuente: Elaboración propia.

Con el modelo propuesto se pudo identificar las diferencias en el modo de operación del motor. Así, al realizar el estudio de la temperatura medida a la salida de los cilindros se observa que esta incide en el calor de entrada y en el calor rechazado en los cilindros del motor, como se muestra en la Figura 6. Cuando el motor se encuentra operando en isla (Figura 4a), la cantidad de calor perdido casi el 51.3% de la energía aportada por el gas natural es rechazada en los cilindros. Sin embargo, cuando este se encuentra operando en red esta fracción toma valores superiores, llegando al 52.1% para las 5 horas de operación del día en estudio. Estos resultados se deben a que el motor presenta un mejor rendimiento a cargas constantes y nominales, mientras que en red el motor alcanza condiciones de operación que no corresponden a su mejor desempeño, aun bajo el efecto de los sistemas de control instalados en el equipo.

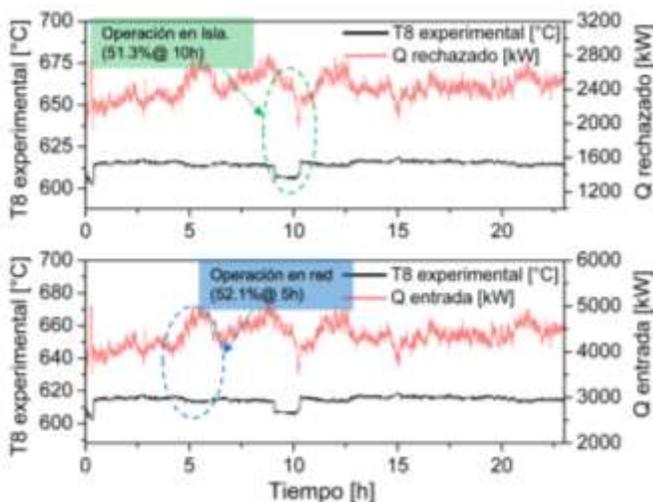


Figura 6: Comparación entre predicción del modelo propuesto para T8 y el calor rechazado y calor de entrada del gas natural.

Fuente: Elaboración propia.

El modelo desarrollado en los cilindros del motor en estudio, permite confirmar que bajo el enfoque de modelado de valor medio a partir de variables normalmente medidas en campo, es posible alcanzar pequeños errores de estimación en la temperatura de salida de los gases sin incurrir el instrumento de medición especializado dentro de la cámara de combustión.

- [7] A. Amell, D.B. Olsen y G.J. A. Diaz, "Strategies to improve the performance of a spark ignition engine using fuel blends of biogas with natural gas, propane and hydrogen," pp. 1–11, 2018.
- [8] "BP Statistical Review of World Energy," vol. 67, p. 56, 2018.
- [9] G. Borman y K. Nishiwaki, "Internal-combustion engine heat transfer," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 13, no. 1, pp. 1–46, 1987.
- [10] G.M. Kosmadakis, E.G. Pariotis y C.D. Rakopoulos, "Heat transfer and crevice flow in a hydrogen- fueled spark-ignition engine: Effect on the engine performance and NO exhaust emissions," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 18, pp. 7477–7489, 2013.
- [11] C. Hong, N. Jimin, Y. Nianye y S. Xiuyong, "Study on the Platform of Engine Product Development," vol. 16, pp. 211–217, 2011.
- [12] T. Shudo y H. Suzuki, "Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion," *JSAE Rev.*, vol. 23, no. 3, pp. 303–308, 2002.
- [13] W. Nußelt, "Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. VDI-Forsch." Heft, 1923.
- [14] V.K. Elser, "Forschung," no. I, 1955.
- [15] T. and F.M. Group y W.J.D. Annand, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 177, no. 1, pp. 973–996, 1963.
- [16] G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine," SAE Technical paper, 1967.
- [17] G. Woschni, "Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren," *MTZ*, vol. 31, p. S-491, 1970.
- [18] J.A. Gatowski, E.N. Balles, K.M. Chun, F.E. Nelson, J.A. Ekchian y J.B. Heywood, "Heat release analysis of engine pressure data," SAE Technical paper, 1984.
- [19] G.F. Hohenberg, "Advanced approaches for heat transfer calculations," SAE Technical paper, 1979.
- [20] S. Broekaert, T. De Cuyper, M. De-Paepe y S. Verhelst, "Experimental investigation of the effect of engine settings on the wall heat flux during HCCI combustion," *Energy*, vol. 116, pp. 1077–1086, 2016.
- [21] T. De Cuyper, S. Broekaert, K. Chana, M. De Paepe, and S. Verhelst, "Evaluation of empirical heat transfer models using TFG heat flux sensors," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 118, pp. 561–569, 2017.
- [22] J. Demuyneck, M. De-Paepe, H. Huisseune, R. Sierens, J. Vancoillie y S. Verhelst, "On the applicability of empirical heat transfer models for hydrogen combustion engines," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 1, pp. 975–984, 2010.
- [23] T. De-Cuyper, J. Demuyneck, S. Broekaert, M. De-Paepe y S. Verhelst, "Heat transfer in premixed spark ignition engines part II: Systematic analysis of the heat transfer phenomena," *Energy*, vol. 116, pp. 851–860, 2016.
- [24] H. Hassan, "Unsteady heat transfer in a motored IC engine cylinder," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 185, no. 1, pp. 1139–1148, 1970.
- [25] D.J.O. Nijeweme, J.B.W. Kok, C.R. Stone y L. Wyszynski, "Unsteady in-cylinder heat transfer in a spark ignition engine: experiments and modelling," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 215, no. 6, pp. 747–760, 2001.
- [26] J. Martín, "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa," Editor. Univ. Politécnica Val. Val. Spain, 2007.
- [27] O.A. Vergel y F.P. González, Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa. Universidad Politécnica de Valencia, 1998.
- [28] M. Lapuerta, O. Armas y J.J. Herna, "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas," vol. c, pp. 513–529, 1999.
- [29] P. Schihl, J. Tasdemir, E. Schwarz y W. Bryzik, "Development of a zero-dimensional heat release model for application to small bore Diesel engines," SAE Technical Paper, 2002.
- [30] C.D. Rakopoulos, "Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction," vol. 45, pp. 1471–1495, 2004.
- [31] J. Ghojel y D. Honnery, "Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines," vol. 25, pp. 2072–2085, 2005.
- [32] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4632–4641, 2011.
- [33] M. Baratta, A.E. Catania, A. Ferrari, R. Finesso y E. Spessa, "Premixed-diffusive multizone model for combustion diagnostics in conventional and PCCI diesel engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 133, no. 10, p. 102801, 2011.
- [34] J. Karlsson y J. Fredriksson, "Cylinder-by-cylinder engine models vs mean value engine models for use in powertrain control applications," SAE Technical Paper, 1999.
- [35] L. Guzzella y C. Onder, Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Springer Science & Business Media, 2009.
- [36] N. Xiros, Robust control of diesel ship propulsion. Springer Science & Business Media, 2012.
- [37] E. Hendricks y S.C. Sorenson, "Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines," *SAE Trans.*, vol. 99, pp. 1359–1373, 1990.
- [38] E. Hendricks y S.C. Sorenson, "SI engine controls and mean value engine modelling," SAE Technical paper, 1991.
- [39] M. Müller, E. Hendricks y S.C. Sorenson, "Mean value modelling of turbocharged spark ignition engines," SAE Technical Paper, 1998.
- [40] M. Fons, M. Muller, A. Chevalier, C. Vigild, E. Hendricks y S.C. Sorenson, "Mean value engine modelling of an SI engine with EGR," SAE technical paper, 1999.
- [41] S.B. Choi y J.K. Hedrick, "An observer-based controller design method for improving air/fuel characteristics of spark ignition engines," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 6, no. 3, pp. 325–334, 1998.
- [42] P. Moraal y I. Kolmanovsky, "Turbocharger modeling for automotive control applications," SAE Technical Paper, 1999.
- [43] A. Chevalier, M. Müller y E. Hendricks, "On the validity of mean value engine models during transient operation," *SAE Trans.*, pp. 1571–1592, 2000.
- [44] A. Chevalier, C.W. Vigild y E. Hendricks, "Predicting the port air mass flow of SI engines in air/fuel ratio control applications," *SAE Trans.*, pp. 183–210, 2000.
- [45] L. Eriksson, "Modeling and control of turbocharged SI and DI engines," *Oil Gas Sci. Technol. l'IFP*, vol. 62, no. 4, pp. 523–538, 2007.
- [46] X. Jiao y T. Shen, "Lyapunov-design of adaptive air-fuel ratio control for gasoline engines based on mean-value model," in Control Conference (CCC), 2011 30th Chinese, 2011, pp. 6146–6150.
- [47] G. Theotokatos, "On the cycle mean value modelling of a large two-stroke marine diesel engine," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ.*, vol. 224, no. 3, pp. 193–205, 2010.
- [48] G. Theotokatos, C. Guan, H. Chen y I. Lazakis, "Development of an extended mean value engine model for predicting the marine two-stroke engine operation at varying settings," *Energy*, vol. 143, pp. 533–545, 2018.

- [49] K. Nikzadfar y A.H. Shamekhi, “An extended mean value model (EMVM) for control-oriented modeling of diesel engines transient performance and emissions,” *FUEL*, vol. 154, pp. 275–292, 2015.
- [50] F. Maroteaux y C. Saad, “Combined mean value engine model and crank angle resolved in-cylinder modeling with NOx emissions model for real-time Diesel engine simulations at high engine speed,” *Energy*, vol. 88, pp. 515–527, 2015.
- [51] F. Baldi, G. Theotokatos y K. Andersson, “Development of a combined mean value – zero dimensional model and application for a large marine four-stroke Diesel engine simulation,” *Appl. Energy*, vol. 154, pp. 402–415, 2015.
- [52] P.J.M. Schulten y D. Stapersma, “Mean value modelling of the gas exchange of a 4-stroke diesel engine for use in powertrain applications,” *SAE Technical Paper*, 2003.
- [53] A. Shamekhi y A.H. Shamekhi, “Expert Systems with Applications A new approach in improvement of mean value models for spark ignition engines using neural networks,” *Expert Syst. Appl.*, vol. 42, no. 12, pp. 5192–5218, 2015.
- [54] C. Sui, E. Song, D. Stapersma y Y. Ding, “Mean value modelling of diesel engine combustion based on parameterized finite stage cylinder process,” *Ocean Eng.*, vol. 136, no. 145, pp. 218–232, 2017.
- [55] B.A.P. Campos, L.T. Lucio, R. Reginatto, F.S. Marques, J.C.C. Zank y T.J.L. de Franca, “Biogas fueled internal combustion engine Mean Value Model for distributed generation,” in 2018 Simposio Brasileiro de Sistemas Eletricos (SBSE), 2018, pp. 1–6.
- [56] Z. Han y R.D. Reitz, “A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, 1997.
- [57] A. Jafari y S.K. Hannani, “Effect of fuel and engine operational characteristics on the heat loss from combustion chamber surfaces of SI engines B,” vol. 33, pp. 122–134, 2006.
- [58] S. Šarić y B. Basara, “A hybrid wall heat transfer model for IC engine simulations,” *SAE Int. J. engines*, vol. 8, no. 2, pp. 411–418, 2015.
- [59] S. Šarić, B. Basara y Z. Žuni, “International Journal of Heat and Fluid Flow Advanced near-wall modeling for engine heat transfer,” vol. 63, pp. 205–211, 2017.
- [60] O. Armas, “Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa,” *Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.