

Desarrollo de una metodología para la predicción del volumen real en la cámara de combustión de motores diésel utilizando elementos finitos

Development of a methodology for the prediction of the real volume in the combustion chamber of diesel engines using finite elements

<https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.1.2018.11>

Artículo de investigación científica. Fecha de recepción: 05/01/2018. Fecha de aceptación: 09/05/2018

Jorge Duarte 

Universidad del Atlántico, Barranquilla (Colombia).
jorgeduarte@mail.uniatlantico.edu.co

Wilson Guillín 

Universidad del Atlántico, Barranquilla (Colombia).
wguillin@mail.uniatlantico.edu.co

Jonathan Sánchez 

Universidad del Atlántico, Barranquilla (Colombia).
jonathansanchez@mail.uniatlantico.edu.co

Para citar este artículo:

J. Duarte, W. Guillín y J. Sánchez, "Desarrollo de una metodología para la predicción del volumen real en la cámara de combustión de motores diésel utilizando elementos finitos" *INGE CUC*, vol. 14, no. 1, pp. 122-132, 2018. DOI: <https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.1.2018.11>

Resumen

Introducción– Actualmente, el modelado termodinámico de diagnóstico en un motor diésel es una herramienta ampliamente usada tomando como base los datos de presión dentro del cilindro. No obstante, su estudio requiere el ajuste de submodelos a través de procesos iterativos que demandan un excesivo gasto de tiempo y altas incertidumbres. Entre estos submodelos se encuentra el de volumen instantáneo en la cámara de combustión, ya que la biela es un elemento altamente deformable por su bajo módulo de rigidez y, por ende, esta variación afecta al trabajo mecánico de expansión calculado para el balance de energía global.

Objetivo– En este estudio se busca implementar una metodología para la caracterización del volumen instantáneo en la cámara de combustión orientada a su estimación de manera rápida y precisa mediante el software ANSYS®.

Metodología– Se realizó la caracterización de un motor diésel utilizando los datos de la presión medida en el cilindro correspondientes a ensayos en arrastre (sin combustión) para los regímenes de 1000, 1700 y 2400 rpm.

Resultados– Los resultados obtenidos en la simulación y validados experimentalmente indican que la metodología propuesta genera homocedasticidad en el coeficiente de ajuste K_{def} , el cual tiene un valor de 0,701 para el motor en estudio y se mantiene casi constante, independientemente del régimen de giro.

Conclusiones– Se verifica también que se logra una mejor predicción del volumen real de la cámara de combustión con la metodología desarrollada, a la vez que el factor de ajuste propuesto K_{def} permite el ajuste del modelo teórico planteado y absorbe las incertidumbres propias de modelado de este tipo de sistemas.

Palabras clave– Ajuste, deformación, simulación, motor diésel, volumen instantáneo

Abstract

Introduction– Currently, diagnostic thermodynamic modeling in diesel engines is a widely-used tool which is based on the pressure data inside the cylinder. However, its study requires the adjustment of submodels through iterative processes that demand excessive time and high uncertainties. Among these submodels is the instantaneous volume in the combustion chamber, since the connecting rod is a highly deformable element due to its low modulus of rigidity and, therefore, this variation affects the mechanical expansion work calculated for the global energy balance.

Objective– In this study, are trying to implement a methodology for the characterization of the instantaneous volume in the combustion chamber oriented to its estimation in a fast and precise way using the ANSYS® software.

Methodology– The characterization of a diesel engine was performed using data of pressure measured in the cylinder corresponding to tests in drag (without combustion) for the regimes of 1000, 1700 and 2400 rpm.

Results– The results obtained in the simulation and experimentally validated indicate that the proposed methodology generates homoscedasticity in the K_{def} adjustment coefficient, which has a value of 0.701 for the engine under study and remains almost constant regardless of the rotation regime.

Conclusions– It is also verified that a better prediction of the real volume of the combustion chamber with the developed methodology is achieved, while the proposed adjustment factor K_{def} allows the adjustment of the theoretical model proposed and absorbs the uncertainties inherent to the modeling of this type of systems.

Keywords– Adjustment, Strain, Diesel engine, Simulation, Instantaneous volume

I. INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión interna han sido objeto de estudio desde su creación. Dada su utilización en una vasta cantidad de campos hoy en día, es indispensable un estudio detallado de los procesos que ocurren dentro de estos [1]. Actualmente, se emplean técnicas teórico-experimentales basadas en la aplicación de la primera ley de la termodinámica para obtener datos de rendimiento del motor, tales como la tasa de liberación de calor (DFQL) [2] [3]. Para ello, dichas técnicas utilizan modelos que describen los procesos más importantes que ocurren en el motor, algunos de los cuales son ajustados a partir de datos obtenidos experimentalmente. En los últimos 50 años, estudios realizados por diferentes investigadores [4]-[19] han producido mejoras considerables de estos modelos con el fin de describir con mayor exactitud los fenómenos físicos en estudio.

Los datos de entrada y salida del modelo varían notablemente en función del propósito de éste. En caso de que se requiera diagnosticar el proceso de combustión, es necesario suministrar como entrada la presión del gas en la cámara de combustión para obtener como resultado la curva de liberación de calor predicha por el modelo, mientras que, si se requiere predecir la presión en cámara o la temperatura del gas contenido en la cámara de combustión, se debe suministrar la curva de liberación de calor [12], [13]. No obstante, este último requiere una caracterización previa del motor, sin lo cual se originan discrepancias entre los resultados obtenidos por estos y el caso real. Por esta razón, los modelos predictivos necesitan un modelo previo de diagnóstico [14]. Una parte de esta caracterización se realiza en condición de arrastre, en la cual no se presenta combustión, con el fin de ajustar el modelo de transferencia de calor y el modelo de deformación [15]. Lo anterior reduce el número de submodelos por ajustar en el proceso global, dado que no se presenta inyección de combustible y la DFQL debe ser igual a cero [16].

Uno de los submodelos ajustados en arrastre es el de volumen de la cámara de combustión. Debido a la presión variable que se traduce en una carga que depende de la posición del cigüeñal, se presenta que una deformación en el conjunto pistón-biela-cigüeñal, las cuales afectan el cálculo del ciclo termodinámico, más específicamente el balance de energía [17]. Estas variaciones, debidas a deformación mecánica, varían en magnitud y dirección a lo largo del proceso, y la no inclusión de estas en el modelado, genera como resultado una tasa de liberación de calor diferente de cero, lo cual contradice lo esperado en condiciones de arrastre [19]. Por lo tanto, si se desea modelar con exactitud el volumen instantáneo en la cámara de combustión, que mejora directamente la exactitud del modelado termo-

dinámico, la inclusión de la deformación mecánica es una necesidad. A pesar de esto, existe una cantidad considerable de limitaciones, relacionadas con la ubicación y funcionamiento de los instrumentos de medida, que dificulta la medición directa de la variación de volumen debida a este fenómeno [19]. Por esta razón en muchos estudios de estructuras se utilizan el análisis de elementos finitos a través de *software* especializado como ANSYS®, lo que permite una excelente capacidad de reproducibilidad del fenómeno en estudio [20]-[22].

Debido a lo anterior, el presente artículo propone una nueva metodología para calcular el volumen instantáneo en la cámara de combustión, incluyendo las variaciones de éste debido a la deformación. Dicha metodología emplea ANSYS® para determinar el volumen instantáneo real en la cámara para las condiciones analizadas, generando resultados confiables sin necesidad de utilizar el procedimiento de arrastre. Además de la descripción de la metodología desarrollada, se describe el procedimiento experimental utilizado para validar la metodología propuesta, seguido de un estudio de sensibilidad que analiza la influencia de los resultados obtenidos sobre el modelado termodinámico.

II. REVISIÓN LITERARIA

El primer estudio que tiene en consideración el fenómeno de la deformación mecánica en el modelado termodinámico, corresponde al trabajo de Armas [19], quien propuso un submodelo que, mediante una aproximación equivalente, cuantifica las variaciones de volumen debida a la presión en la cámara de combustión y las cargas inerciales del mecanismo pistón-biela-cigüeñal; como consecuencia de dicha aproximación, las variaciones de volumen se definen en función de una constante de deformaciones, cuyo valor es propio para cada motor estudiado y debe ajustarse con base en resultados experimentales. No obstante, dada la presencia de otras constantes que también deben ajustarse en el modelado termodinámico, se presenta un consumo excesivo de tiempo y recurso computacional por la naturaleza iterativa del proceso [23]. Además de lo anterior, se presentan altos márgenes de incertidumbre en la determinación de dicho coeficiente, con variaciones de hasta 70% en su magnitud, incluso para ensayos en un mismo motor. Por esta razón, trabajos recientes se concentran en la solución de dichos inconvenientes. Un ejemplo de esto es el trabajo de Cano [24], quien implementa el uso de paquetes de simulación para caracterizar las deformaciones y, por ende, el volumen instantáneo. Por su parte, Benajes [25] desarrolló una metodología para la determinación de incertidumbres en las constantes de ajuste mediante métodos de regresión lineal multivariable.

III. METODOLOGÍA DE MODELADO TEÓRICO Y SIMULACIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS (EF)

Como se describió anteriormente, la medición directa de la variación de volumen por deformación mecánica es una alternativa complicada en la condición de operación de un motor de combustión interna debido a las altas presiones y temperaturas y al movimiento de las piezas analizadas [19]. Por otro lado, la alternativa actualmente utilizada (el ajuste de la constante de deformaciones) representa un gasto excesivo de tiempo, el cual está en función del recurso computacional. Por las razones descritas anteriormente, la metodología presentada en este artículo se encuentra orientada a una estimación directa del coeficiente de deformaciones K_{def} empleando paquetes de simulación para lograr dicho objetivo, y, asimismo, para reducir el tiempo empleado para esta labor. El uso de ANSYS®, como el paquete de simulación de la metodología, radica en su capacidad de integración con una amplia variedad de software CAD, su poderosa capacidad de mallado y sus herramientas y complementos, que permiten simular múltiples condiciones comúnmente encontradas en la práctica de la ingeniería.

La Fig. 1 ilustra los pasos metodológicos seguidos en la presente investigación, las entradas y salidas de este, al igual que los procedimientos de validación de los resultados obtenidos por simulación y la influencia de estos sobre el modelado termodinámico (marcados con trazo discontinuo en la Fig. 1).

TABLA 1. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DEL MOTOR EN ESTUDIO.

Combustible	Diésel
Arreglo	4 en línea
Diámetro y carrera	85 x 94 mm
Arreglo de válvulas	DOHC
Orden de encendido	1-3-4-2
Relación de compresión Geométrica	16,7

Fuente: [26].

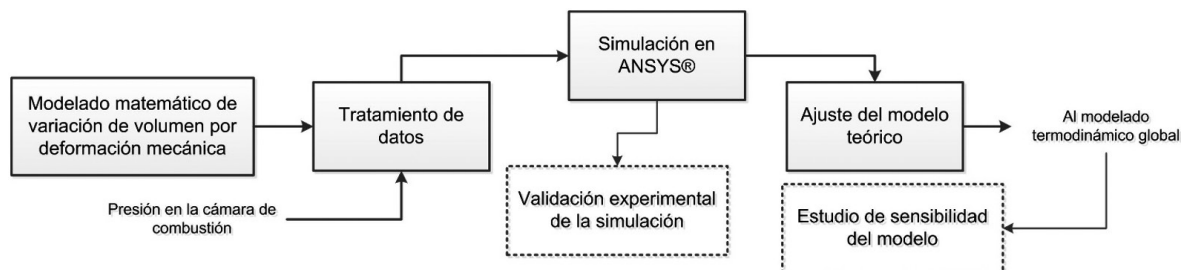


Fig. 1. Metodología empleada en la investigación.

Fuente: Autores.

Los datos experimentales requeridos para el desarrollo de esta investigación, como la presión en la cámara de combustión, se obtuvieron a partir de ensayos en un motor instrumentado. La Tabla 1 ilustra los parámetros más relevantes de este motor.

A. Formulación del modelo matemático

Para establecer el modelo que rige el comportamiento de las variaciones de volumen instantáneo, se requiere conocer de antemano las variables cinéticas y cinemáticas del mecanismo pistón-biela-cigüeñal del motor estudiado.

Por esta razón, se empleó un sistema biela-manivela-corredera con una excentricidad (como en la Fig. 2), en el cual, el elemento 1 corresponde al bloque del motor, los elementos 2 y 3 representan el muñón del cigüeñal y la biela respectivamente, y por último el pistón, representado por el elemento 4.

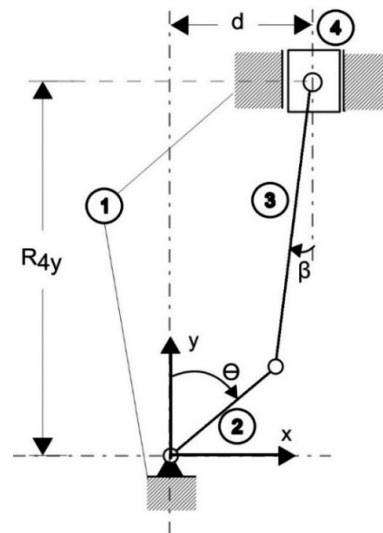


Fig. 2. Esquema empleado para el modelo cinemático del mecanismo.

Fuente: Autores.

Empleando relaciones de álgebra compleja [27] es posible expresar la velocidad y aceleración del pistón y la biela mediante los sistemas

$$\begin{bmatrix} L_3 \sin(\beta) & 1 \\ L_3 \cos(\beta) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{3/4} \\ v_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_2 \omega_2 \sin(\theta) \\ -L_2 \omega_2 \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (1a)$$

$$\begin{bmatrix} L_3 \sin(\beta) & 1 \\ L_3 \cos(\beta) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{3/4} \\ a_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -L_2 \omega_2^2 [\cos(\theta)] - L_3 \omega_{3/4}^2 [\cos(\beta)] \\ L_2 \omega_2^2 [\sin(\theta)] + L_3 \omega_{3/4}^2 [\sin(\beta)] \end{bmatrix} \quad (1b)$$

Donde L_2 y L_3 representan las longitudes del brazo del cigüeñal y biela respectivamente, mientras que $v_4 = R_{4y}$, donde R_{4y} denota la posición del pistón (elemento 4) con respecto al sistema coordenado de referencia; de igual manera, $\omega_2 = \theta$ y $\omega_{3/4} = \beta$, siendo el ángulo entre la biela (elemento 3) y el eje sobre el que se mueve el pistón (elemento 4), cuyo valor viene dado por:

$$\beta = \sin^{-1}\{(-d - L_2 \cdot \sin(\theta))/L_3\} \quad (2)$$

Para el caso de estudio, el cual considera un sistema sin excentricidad, $R_{4y} = R_4$ y (2) se convierte en

$$\beta = \sin^{-1}\{-L_2 \cdot \sin(\theta)/L_3\} \quad (3)$$

Además de las variables descritas anteriormente, el modelo de variación de volumen instantáneo por presión y carga inercial se apoya en una serie de consideraciones:

- a. **La deformación ocurre únicamente en la biela** [24]: se considera que la deformación en el pistón y el cigüeñal es mucho menor que la deformación de la biela. Esto puede verificarse mediante la comparación de los módulos de rigidez a carga axial [28], que es 8 veces menor en la biela en comparación con el pistón. Por ello, la longitud característica del análisis se considerará que es la longitud de la biela.
- b. **El centro de masa del cigüeñal no experimenta movimiento traslacional** [19], [29]: en vista de la geometría simétrica del cigüeñal, se asume que el centro de masa del mismo se encuentra en su eje de giro, por lo que su centro de masa no tiene aceleración ni velocidad lineal.
- c. **Se sustituye la biela por un sistema de masas concentradas** [19]: para el análisis cinético y de deformaciones debidas a las fuerzas de inercia, la masa inercial significativa m_i será la suma de la masa del pistón, bulón y segmentos (m_3) más una contribución de la masa de la biela; esta contribución se estima a partir del análisis del mecanismo mediante un sistema equivalente de masas concentradas m_{34} y m_{32} [24] como el mostrado en la Fig. 3, para el cual se cumplen las relaciones

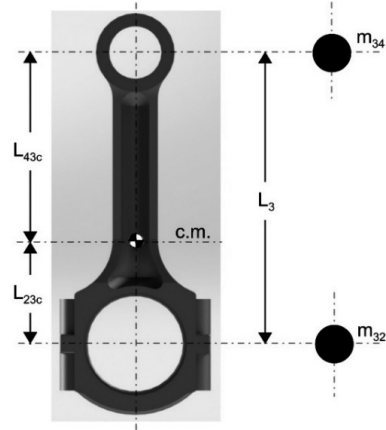


Fig. 3. Sistema de masas concentradas de la biela.
Fuente: Autores.

$$m_{34} = m_3 \cdot \frac{L_{23c}}{L_3} \quad (4)$$

$$m_{32} = m_3 \cdot \frac{L_{43c}}{L_3} \quad (5)$$

Donde L_{23c} y L_{43c} corresponden a la distancia del centro de masa de la biela al cigüeñal y el pistón, respectivamente. La masa significativa viene dada entonces por

$$m_i = m_3 + m_{34} \quad (6)$$

Debido a la aplicación del sistema equivalente, se asume que la aceleración del modelo de deformación por fuerzas inerciales será igual a la del pistón [29].

- d. **Se plantea como incógnita el módulo elástico de la biela** [19]: generalmente, el módulo elástico del elemento deformable (la biela) suministrado por el fabricante corresponde a un valor medio de una serie de ensayos sobre una cantidad normalizada de probetas del mismo material. Con el fin de considerar esta variación del módulo de elemento en elemento, se expresará en función del módulo elástico estándar del acero E_{acero} (210 GPa) y una constante de ajuste experimental K_{def} :

$$E = \frac{E_{acero}}{K_{def}} \quad (7)$$

- e. **Se ignoran las deformaciones debidas al efecto térmico** [19], [29]: el modelo no considera las deformaciones debidas al estado térmico. Las deformaciones térmicas del motor no cambian considerablemente a lo largo del ciclo termodinámico y, en consecuencia, pueden considerarse constantes para un punto de funcionamiento del motor.

El volumen contenido en el cilindro, cuando no se consideran los efectos de las variaciones instantáneas, se compone de dos términos [5], [29]:

- El volumen de la cámara de combustión (V_{cc}), que es el espacio libre que queda cuando el pistón llega al punto muerto superior; por esta razón, no es dependiente de la posición angular del cigüeñal, y se expresa mediante

$$V_{cc} = \frac{\pi D_4^2}{4} \cdot \frac{s}{r_c - 1} \quad (8)$$

Donde r_c corresponde a la relación de compresión del motor, D_4 representa el diámetro del pistón y la carrera.

- El volumen desplazado por la carrera del pistón (V_d) en su recorrido del PMS al PMI, el cual depende de la posición angular del cigüeñal θ ; por ello, se define como

$$V_d(\theta) = \left(\frac{\pi D_4^2}{4}\right) \cdot [L_2 + L_3 - R_4(\theta)] \quad (9)$$

Para cuantificar la variación de volumen debido a la deformación mecánica de la biela, se hace necesario determinar la magnitud de las cargas que influyen en este fenómeno.

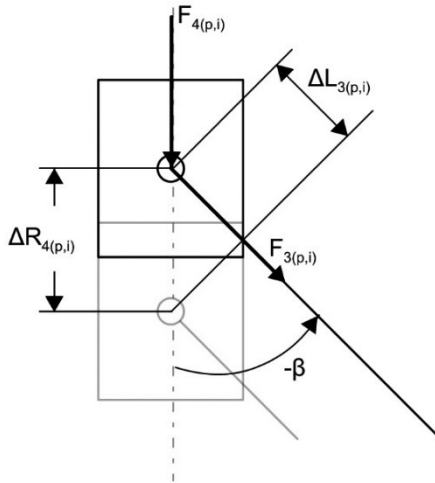


Fig. 4. Descomposición de la fuerza que actúa sobre el pistón.
Fuente: Autores.

Empleando el diagrama de la Fig. 4, se calcula la carga total sobre la biela $F_{3(p,i)}$ utilizando la expresión

$$F_{3(p,i)} = F_{4(p,i)} / \cos(-\beta) \quad (10)$$

En la expresión anterior, $F_{4(p,i)}$ representa la suma de la carga debida a la presión que actúa sobre el pistón, y la debida a la masa inercial significativa m_i descrita anteriormente. Matemáticamente, esto se expresa mediante

$$F_{4(p,i)} = p \cdot A_4 + m_i \cdot a_4 \quad (11)$$

Donde A_4 representa el área efectiva del pistón,

$$A_4 = \frac{\pi D_4^2}{4} \quad (12)$$

La deformación de la biela se expresa como

$$\Delta L_{3(p,i)} = \frac{F_{3(p,i)} \cdot L_3}{E \cdot A_{cr}} \quad (13)$$

La variación de la posición del pistón $\Delta R_{4(p,i)}$ asociada a la deformación está dada por

$$\Delta R_{4(p,i)} = \Delta L_{3(p,i)} \cdot \cos(-\beta) \quad (14)$$

Reemplazando (7), (10), (11) y (13) en (14), se obtiene la expresión que relaciona la variación de posición del pistón en función de la presión y carga inercial:

$$\Delta R_{4(p,i)} = \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{p \cdot A_4 + m_i \cdot a_4}{A_{cr}} \cdot L_3 \quad (15)$$

Finalmente, la variación de volumen instantáneo, en función de la presión, la carga inercial del mecanismo, y el coeficiente de deformaciones mecánicas K_{def} , viene dada por

$$\Delta V_{p,i} = \frac{\pi D_4^2}{4} \cdot \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{(p \cdot A_4 + m_i \cdot a_4)}{A_{cr}} \cdot L_3 \quad (16)$$

A partir de las expresiones (8), (9) y (16), se puede formular una expresión única para describir el volumen contenido en el cilindro para cada posición angular del cigüeñal. En esta expresión, se tiene en cuenta las variaciones de volumen debidas a las deformaciones por presión e inercia, y se expresa matemáticamente mediante

$$V(\theta) = \frac{\pi D_4^2}{4} \cdot \quad (17)$$

$$\left\{ \frac{s}{(r_c - 1)} + L_2 + L_3 - R_4(\theta) + \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{p \cdot A_4 + m_i \cdot a_4}{A_{cr}} \right) \cdot L_3 \right\}$$

La cual corresponde a la expresión para el cálculo del volumen instantáneo, considerando el efecto de la fuerza debida a la presión y las fuerzas inerciales, expresada en función de la constante K_{def} . Esta expresión debe ser ajustada de manera previa al modelado termodinámico, para lo cual se utilizará un análisis de elementos finitos.

B. Tratamiento de datos

Como se mencionó anteriormente, el modelo matemático de variación de volumen instantáneo debe ajustarse de acuerdo con el motor que se quiera caracterizar. Para lograr ese objetivo, la metodología desarrollada requiere conocer la presión en la cámara de combustión para cada posición angular del cigüeñal.

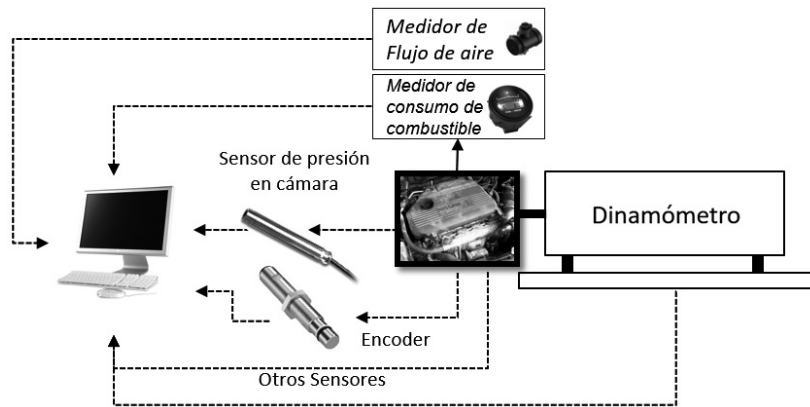


Fig. 5. Banco de prueba motor en estudio.
Fuente: Autores.

En este caso se utilizó una cadena de medida consistente de un sensor piezoeléctrico y un decodificador angular [19] para obtener la presión en la cámara en arrastre para los regímenes estudiados del motor empleado (el cual se muestra en la Fig. 5), correspondientes a 1000, 1700 y 2400 rpm, los cuales, según Duarte [29], abarcan la mayoría de los regímenes de giro de operación en vehículos de transporte urbano diésel bajo la normativa EURO.

Debido a las características inherentes del proceso de adquisición de datos, se aplicó un tratamiento de los valores de presión obtenidos con el fin de mitigar los efectos del ruido, al igual que otros fenómenos como la dispersión cíclica, que es el desfase de la ubicación de la presión máxima, incluso en ensayos a un mismo régimen [19]. Para eliminar el ruido de baja frecuencia, se generó un ciclo promedio (por régimen) a partir de 20 mediciones sucesivas, el cual es un valor recomendado por varios autores [19] [30]. El resultado parcial consistió en 1440 datos de presión medidos cada 0,5° de giro del cigüeñal.

Por otro lado, la supresión del ruido de alta frecuencia hizo necesaria la implementación de filtros digitales, los cuales se aplicaron según la metodología de filtrado descrita por Martin [30], la cual emplea la Transformada Rápida de Fourier (FFT, por sus siglas en inglés) para obtener el espectro de frecuencias de la señal y una ventana de Hann como filtro. Esta última, emplea una serie de factores para cada valor de frecuencia del espectro, definidos mediante [31]

$$K = \begin{cases} 1 & \text{si } f < f_b \\ \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{f-f_b}{f_c-f_b}\right) & \text{si } f_b \leq f \leq f_c \\ 0 & \text{si } f > f_c \end{cases} \quad (18)$$

Donde:

- f → frecuencia analizada [Hz]
- f_b → frecuencia de transición del filtro [Hz]
- f_c → frecuencia de corte del filtro [Hz]

Para la elección de las frecuencias de transición y corte a emplear en el filtro, se tuvo en cuenta algunos estudios previos [19] [30], los cuales recomiendan los armónicos (múltiplos enteros de la frecuencia natural de los datos) de transición y corte de 10 y 55, respectivamente. A partir de estos valores, se determinaron sus frecuencias equivalentes mediante las expresiones:

$$f_b = (6 \cdot A_b \cdot \omega_2)/720 \quad (19)$$

$$f_c = (6 \cdot A_c \cdot \omega_2)/720 \quad (20)$$

Donde w_2 se encuentra en revoluciones por minuto, y A_b y A_c representan los armónicos de transición y corte, respectivamente. El resultado final de esta operación se obtuvo, entonces, multiplicando cada valor de frecuencia por su respectivo coeficiente y realizando la FFT inversa. A pesar de que la curva de presión filtrada no presenta diferencia considerable respecto de la curva previa al filtro, la gráfica de sus derivadas muestra una reducción considerable del ruido después del filtrado [30]. Ejemplo de lo anterior se muestra en la Fig. 6, la cual compara la derivada de la presión antes y después del filtro para los datos a 1000 rpm.

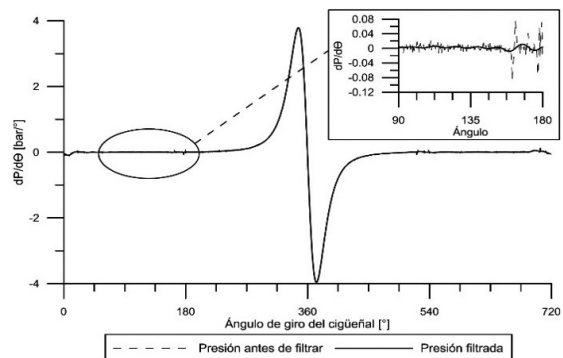


Fig. 6. Comparativo de $dP/d\theta$ después del filtrado para 1000 rpm.
Fuente: Autores.

C. Simulación por elementos finitos y ajuste del modelo

Para obtener el valor del coeficiente de deformación mecánica K_{def} del motor, se simuló el modelo CAD generado a partir del mecanismo pistón-biela-cigüeñal. Dicha simulación se realizó con el fin de obtener la variación de altura libre del pistón (y, por ende, del volumen instantáneo) para cada $0,5^\circ$ de giro del cigüeñal, considerando los efectos de deformaciones debido a las fuerzas por presión y carga inercial. Esta simulación fue realizada en ANSYS® empleando los datos de presión filtrados para aproximar la simulación a las condiciones reales de trabajo del motor. Los materiales utilizados en la simulación corresponden a los utilizados en la construcción del motor en estudio [26] y sus propiedades básicas se resumen en la Tabla 2.

TABLA 2. MATERIALES UTILIZADOS EN LA SIMULACIÓN DEL MECANISMO.

Nombre pieza	Material	Densidad	Masa
Biela	Alloy steel	6310 kg/m ³	0,873 kg
Cigüeñal	AISI 316L Stainless steel	8700 kg/m ³	15,744 kg
Bulón	Plain carbon steel	7800 kg/m ³	0,218 kg
Pistón	Aluminum alloy (1060)	2700 kg/m ³	0,523 kg

Fuente: [26].

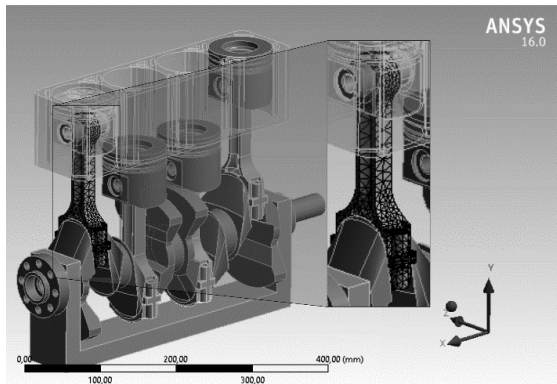


Fig. 7. Mallado de la biela para análisis de EF. Fuente: Autores.

Por las razones expuestas en el apartado A de la metodología, se definió como elemento deformable la biela del motor. Se generó el mallado mostrado en la Fig. 7 mediante el método *Patch Conforming Tetra* con un grado de refinamiento (*Relevance*) de 100, con lo que se obtuvo 31217 elementos tetraédricos con un coeficiente de asimetría promedio (*Skewness*) de 0,46 y una relación de aspecto promedio de 2.

Esta cantidad de elementos es suficiente para asegurar resultados confiables, como lo demuestra el análisis de independencia de malla aplicado a la aceleración del pistón en el proceso de admisión. Como se muestra en la Fig. 8 (para 1000 rpm), subsecuentes refinamientos de la malla no producen variaciones apreciables en la aceleración, la cual, a su vez, coincide con la calculada mediante (1b). Para asemejar el comportamiento cinemático y cinético del mecanismo, se definieron conexiones basadas en juntas de revoluta, traslacionales y fijas entre los elementos a partir de un estudio previo de movimiento de dichos componentes [32]. Se simuló el orden de encendido del motor (como se describe en la Tabla 1) para el ingreso de las cargas debidas a la presión en el análisis, y se emplearon dos ciclos termodinámicos (2880 puntos en total, medidos cada $0,5^\circ$) para evitar resultados erróneos debido al inicio de la convergencia de la simulación. La toma de datos se realizó en el segundo ciclo, a partir de la posición de los bulones del motor, unidos a la biela deformable y su correspondiente biela rígida, siendo la variación de altura libre, la diferencia de posición entre las medidas realizadas.

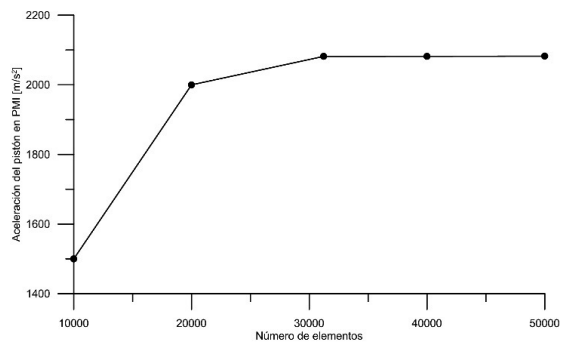


Fig. 8. Estudio de independencia de malla a 1000 rpm. Fuente: Autores.

TABLA 3. DATOS GEOMÉTRICOS EMPLEADOS EN (17).

Carrera del pistón S [mm]	94
Longitud de la biela L_3 [mm]	155,83
Masa del pistón, bulón y segmentos m_3 [kg]	0,7762
Masa inercial m_i [kg]	1,0581
Longitud del brazo del cigüeñal L_2 [mm]	47
Masa de la biela m_3 [kg]	0,8602
Diámetro del pistón D_1 [mm]	85
Módulo de elasticidad del acero E_{acero} [MPa]	210000
Relación de compresión r_c	16,7
Área de la sección crítica A_{cr} [mm ²]	338,07
Área del pistón A_1 [mm ²]	5674,5

Fuente: [26].

A partir de los datos obtenidos y conociendo el área del pistón, se obtuvo la variación de volumen para cada uno de los puntos empleados. Para estimar el valor del coeficiente de deformaciones, se emplearon los datos geométricos de la Tabla 3, la presión en cámara y la variación de volumen obtenida a partir de ANSYS®, en (17), de tal manera que la única incógnita presente (K_{def}) pueda despejarse directamente para cada posición angular analizada.

El valor del coeficiente K_{def} fue obtenido para la totalidad de regímenes estudiados, y debido a que los valores obtenidos para cada posición angular presentan ligeras variaciones entre sí, se sometieron a un análisis estadístico con el fin de obtener medidas de tendencia central de los valores calculados, además de determinar datos atípicos presentes en los resultados, lo que implica que los valores presentes más allá de dos desviaciones estándar respecto a la media de los datos no deben ser tomados en cuenta para el análisis [33], asumiendo que los datos se ajustan a una distribución normal de probabilidad lo cual se verificó posteriormente con una prueba de normalidad, como se muestra en la Fig. 9 para 1000 rpm.

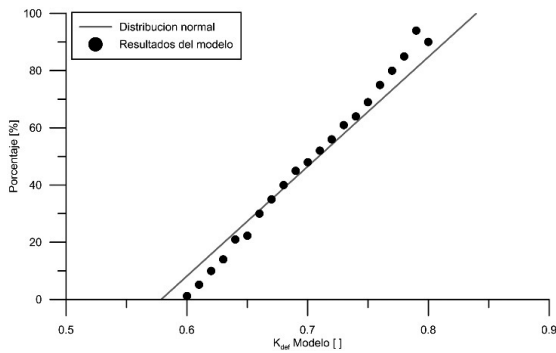


Fig. 9. Prueba de normalidad aplicada a los valores de K_{def} a 1000 rpm. Fuente: Autores.

D. Validación experimental

Tomando en cuenta que el proceso de arrastre es en ausencia de combustión, la tasa de liberación de calor (DFQL) debe ser igual a cero. Cuando el modelo de variación de volumen no ha sido ajustado de manera adecuada, conlleva a que la DFQL sea diferente de cero debido a la afectación del trabajo de expansión calculado para el balance energético. Tomando en cuenta lo anterior, se valida la metodología desarrollada con el cálculo de la DFQL para los tres regímenes de giro analizados (1000, 1700 y 2400 rpm), cuyos resultados se analizan en el siguiente apartado.

V. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Como se definió anteriormente, (17) se expresa como una función de un coeficiente de ajuste K_{def} . Por lo tanto, un valor inapropiado de dicho coeficiente causa

un error en la variación predicha del volumen instantáneo. Un ejemplo de esto se observa en las Figs. 10-12, en donde se compara la variación de volumen obtenida en la simulación de EF con la obtenida con el modelo teórico desarrollado, utilizando un coeficiente de deformaciones arbitrario de $K_{def} = 1$ para cada régimen estudiado. El desfase presente entre el modelo y la simulación indica que el modelo no se ha ajustado de manera adecuada, por lo que es necesario buscar un valor de K_{def} que describa el comportamiento de la simulación.

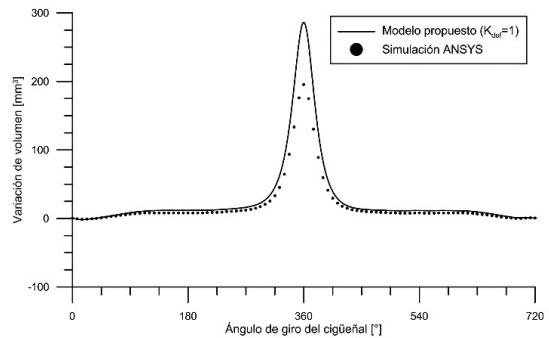


Fig. 10. Resultados simulación EF y modelo teórico con $K_{def}=1$ para 1000 rpm. Fuente: Autores.

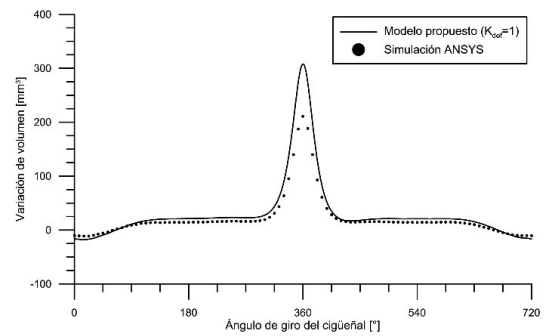


Fig. 11. Resultados simulación EF y modelo teórico con $K_{def}=1$ para 1700 rpm. Fuente: Autores.

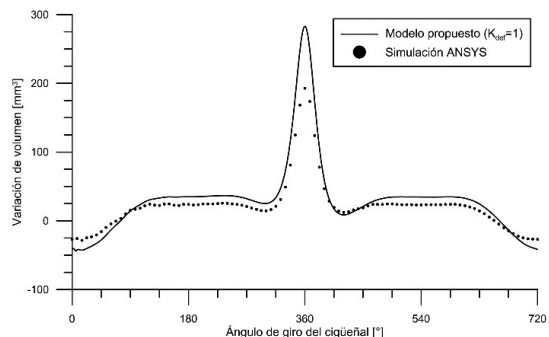


Fig. 12. Resultados simulación EF y modelo teórico con $K_{def}=1$ para 2400 rpm. Fuente: Autores.

DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA PREDICCIÓN DEL VOLUMEN REAL EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE MOTORES DIÉSEL UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS

La aplicación de la metodología desarrollada originó como resultado los valores del coeficiente de ajuste del motor para cada régimen estudiado. Luego del análisis estadístico, se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 4, donde además se muestran las medidas de tendencia central de cada conjunto de datos.

TABLA 4. VALORES OBTENIDOS DEL COEFICIENTE DE DEFORMACIONES K_{DEF} .

Régimen de giro	K_{def} Modelo propuesto	
	Promedio	Desviación estándar
1000 rpm	0,693	0,018
1700 rpm	0,708	0,021
2400 rpm	0,719	0,023

Fuente: Autores.

Lo anterior, muestra que los valores obtenidos por la metodología y el modelo propuesto cumplen la condición de *homocedasticidad*, esto es, su promedio y desviación estándar se mantienen casi constantes a lo largo de los regímenes estudiados. A partir de los resultados de la Tabla 3, se asignó el valor global de 0,7 como el coeficiente de deformaciones del motor estudiado. Se comparó el modelo ajustado con los resultados de la simulación en ANSYS®, como lo muestran las Figs. 13-15.

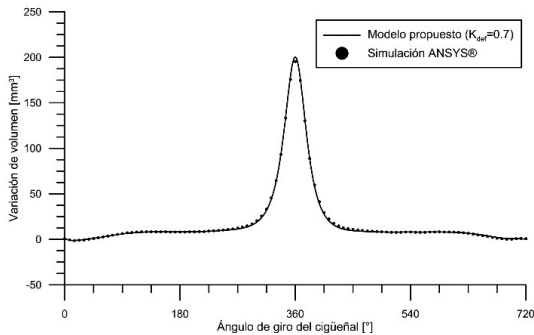


Fig. 13. Resultados simulación EF y modelo ajustado a 1000 rpm.
Fuente: Autores.

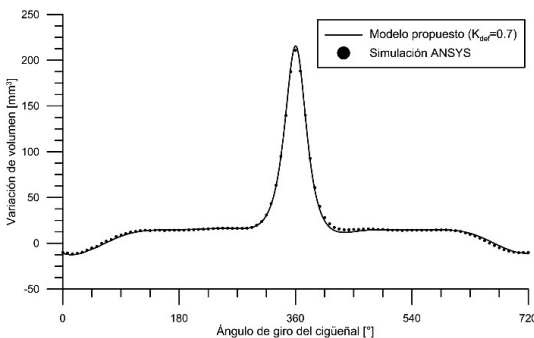


Fig. 14. Resultados simulación EF y modelo ajustado a 1700 rpm.
Fuente: Autores.

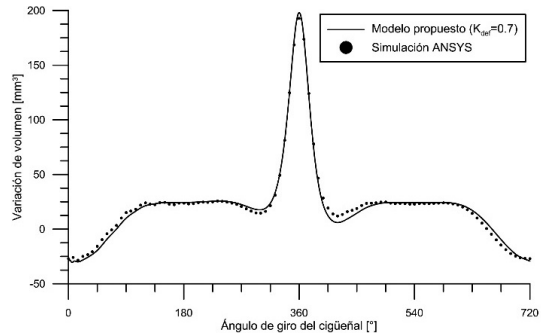


Fig. 15. Resultados simulación EF y modelo ajustado a 2400 rpm.
Fuente: Autores.

Con el modelo ajustado, es posible obtener la curva de volumen instantáneo real en la cámara de combustión, la cual se muestra en la Fig. 16 para 2400 rpm.

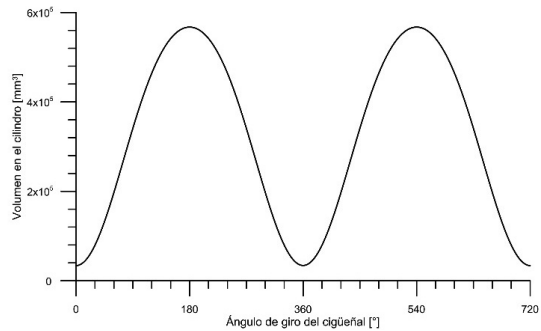


Fig. 16. Curva del volumen instantáneo real para 2400 rpm.
Fuente: Autores.

Para la validación del modelo, con los datos de volumen para cada uno de los regímenes de giro, se procedió a calcular la DFQL para el motor en estudio en condición de arrastre. Los resultados obtenidos utilizando el software DIAGO-DIESEL® [29] se observan en la Fig. 17, en donde se pone en evidencia que los valores de DFQL son muy cercanos a cero. Con lo anterior se verifica que, para el motor en estudio, su coeficiente de deformación característico K_{def} es de 0,7, el cual fue ajustado a través de la metodología propuesta utilizando el software de EF especializado.

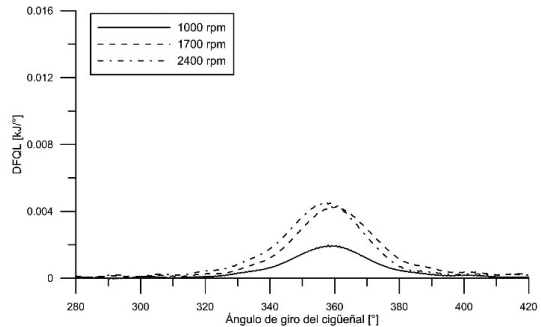


Fig. 17. Curva de DFQL para 1000, 1700 y 2400 rpm con $K_{def} = 0,7$.
Fuente: Autores.

VI. CONCLUSIONES

La aplicación de la metodología de filtrado a los ficheros de presión suministrados permitió obtener datos confiables para usar en la simulación debido a su papel en la eliminación de ruidos de baja frecuencia (mediante el promediado de una cantidad determinada de ciclos termodinámicos) como de alta frecuencia (mediante la aplicación de la Transformada Rápida de Fourier) presentes en la señal original [19]. Además de lo anterior, su sencillez de programación en MATLAB®, la hace una manera conveniente para aislar la información útil contenida en la señal de presión adquirida en la cadena de medida del banco de pruebas de motor.

Además de lo anterior, se demostró que el modelo teórico se ajusta de manera adecuada a la predicción del volumen de la cámara de combustión, el cual se calculó de forma directa. Esto implica una disminución del tiempo empleado en dicho proceso con respecto a la metodología de motor arrastrado, la cual es más compleja y conlleva a una solución de manera iterativa.

Por otro lado, la simulación por Elementos Finitos (EF), tomando como entrada los datos de presión experimental en cámara, permitió la estimación directa del coeficiente de deformaciones mecánicas de (17). Este coeficiente se mantuvo con una baja variabilidad entre los regímenes estudiados, lo que permitió obtener un valor característico único de $K_{def} = 0,7$ para el motor de estudio. Este valor produce un ajuste adecuado del modelo de deformación aplicado al modelado termodinámico de diagnóstico, cuya salida es la DFQL.

El modelo presentado toma en cuenta la variación de volumen por presión e inercia, y se tiene una manera rápida y precisa de caracterizar el motor, lo que conlleva a menores incertidumbres en dicho proceso. Esto, comparado con otras metodologías existentes (como la del ajuste simultáneo con el modelo de transferencia de calor), representa un ahorro considerable de tiempo y recurso computacional, y constituye un punto de partida para el desarrollo de nuevas investigaciones orientadas hacia el ajuste de modelos actualmente desarrollados, al igual que la inclusión de otros fenómenos, tales como los asociados a lubricación y tolerancias geométricas que ejercen una influencia significativa sobre el volumen instantáneo y que se abordarán en futuros trabajos.

VII. AGRADECIMIENTOS

Se agradece a la Universidad del Atlántico por el apoyo prestado a través del proyecto de grado titulado “Desarrollo de una metodología para la predicción del volumen instantáneo real en la cámara de combustión de motores diésel a través de ANSYS®”, 2016.

Igualmente, se agradece a la Universidad del Norte por el apoyo y soporte prestado a través de la tesis doctoral titulada “Aportación al estudio y modelado termodinámico en motores de combustión interna”, 2016.

VIII. FINANCIACIÓN

Artículo de investigación derivado del proyecto de investigación titulado “Desarrollo de una metodología para la predicción del volumen instantáneo real en la cámara de combustión de motores diésel a través de ANSYS®”, el cual fue desarrollado como requisito para optar al título de ingeniero mecánico por parte de la Universidad del Atlántico. El proyecto de grado fue dirigido por el Dr. Ing. Jorge Duarte Forero y tuvo el apoyo para la parte experimental de la Universidad de Castilla – La Mancha en España. Fecha de inicio: enero de 2016. Fecha de finalización: julio de 2017.

REFERENCIAS

- [1] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. USA: McGraw-Hill, 1998.
- [2] J. Duarte et al., “Auto-ignition control in turbocharged internal combustion engines operating with gaseous fuels”, *Energy*, vol. 71, pp. 137-147, jul., 2014. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.040>
- [3] S. Ali y S. Saraswati, “Cycle-by-cycle estimation of cylinder pressure and indicated torque waveform using crankshaft speed fluctuations”, *Trans. Inst. Meas. Control*, vol. 37, no. 6, pp. 813–825, jul., 2015. <https://doi.org/10.1177/0142331214549093>
- [4] V. Macián, A. Broatch, B. Tormo y P. Olmeda, “Methodology of fault detection in internal combustion engines through the analysis of rolling block oscillation”, *Int. J. Heavy Veh. Syst.*, vol. 16, no. 3, p. 294, 2009. <https://doi.org/10.1504/IJHVS.2009.027134>
- [5] J. Duarte, W. Orozco, J. González, E. Buelvas, y L. Corredor, “Thermodynamic analysis of self-ignition in spark-ignited engines operated with alternative gaseous fuels”, *Tecciencia*, vol. 11, no. 20, pp. 57-65, 2016. <http://dx.doi.org/10.18180/tecciencia.2016.20.8>
- [6] J. Duarte, J. García, J. Jiménez, M. Sanjuan, A. Bula, y J. González, “Auto-ignition control in spark-ignition engines using internal model control structure”, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 139, no. 2, jul., 2016. <https://doi.org/10.1115/1.4034026>
- [7] C. Rakopoulos y E. Giakoumis, “Review of thermodynamic Diesel engine simulation under transient operating conditions”, *SAE Tech. Paper*, no. 2006-1-884, mar., 2006. <https://doi.org/10.4271/2006-01-0884>
- [8] D. Assanis, Z. Filipi, S. Fiveland y M. Syrimis, “A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 125, no. 2, p. 450, abr., 2003. <https://doi.org/10.1115/1.1563238>
- [9] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos y M. Bargende, “A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection”, *SAE Paper*, no. 2001-01-2933, oct., 2000. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2933>
- [10] H. Omidvarborna, A. Kumar y D. Kim, “Recent studies on soot modeling for diesel combustion”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 48, pp. 635–647, ago., 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.019>

- [11] J. Arrègle, J. López, J. García y C. Fenollosa, "Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase", *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 11, pp. 1301-1317, ago., 2003. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00079-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00079-6)
- [12] V. Jiménez, "Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de altas prestaciones", Tesis doctoral, Univ. Politècnica de Valencia, Valencia, 2013.
- [13] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection Diesel engines", *Applied Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4632-4641, dic., 2011. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.06.005>
- [14] G. Amador et al., "Characteristics of auto-ignition in internal combustion engines operated with gaseous fuels of variable methane number", *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 139, no. 4, mar., 2017. <https://doi.org/10.1115/1.4036044>
- [15] J. Bittle, B. Knight y T. Jacobs, "Two-stage ignition as an indicator of low-temperature Diesel combustion", *Combustion Science and Technology*, vol. 183, no. 9, pp. 947-966, mayo, 2011. <https://doi.org/10.1080/00102202.2011.557672>
- [16] M. Lapuerta, O. Armas y V. Bermúdez, "Sensitivity of Diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters", *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 9, pp. 843-861, jun., 2000. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00069-1](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00069-1)
- [17] F. Payri, S. Molina, J. Martín y O. Armas, "Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis", *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 2-3, pp. 226-236, feb., 2006. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.05.006>
- [18] J. Duarte, G. Amador, J. García, M. Sanjuan y L. Corredor, "Application of mechanisms for the control of auto-ignition in high power internal combustion engine fueled with natural gas", presentado en ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability, Minneapolis, Minnesota, USA, 2013. <https://doi.org/10.1115/ES2013-18023>
- [19] O. Armas, "Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa", Tesis doctoral, Univ. Politècnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [20] W. Velilla, R. Mendoza y G. Triana, "Análisis estructural mediante simulación IAO en una estructura de carga y su validación", *INGE CUC*, vol. 8, no. 1, pp. 231-240, oct. 2012.
- [21] A. Viviescas, L. Herrera y S. Arenas, "Determinación de la capacidad resistente de puentes viga-losa en concreto postensado mediante pruebas de vibración ambiental: Caso de estudio Puente El Ramo", *INGE CUC*, vol. 13, no. 1, pp. 32-41, 2017. <http://dx.doi.org/10.17981/ingecuc.13.1.2017.03>
- [22] A. Delgado-Mejia, L. Olmos-Villalba y S. Rivero-Mejia, "Estudio comparativo del ciclo indicado de un motor diesel mediante simulación CFD y datos experimentales," *Rev. UIS Ing.*, vol. 13, no. 1, pp. 23-31, mar. 2014.
- [23] S. Weisberg, *Applied linear regression*, 3.ª ed. Hoboken, New Jersey, 2005.
- [24] J. Cano, "Determinación de deformaciones mecánicas en un MCIA en condiciones de motor arrastrado", Proyecto fin de carrera, Univ. Castilla-La Mancha, Ciudad Real, 2013.
- [25] J. Benajes, P. Olmeda, J. Martín y R. Carreño, "A new methodology for uncertainties characterization in combustion diagnosis and thermodynamic modelling", *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, no. 1, pp. 389-399, mayo, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.010>
- [26] Nissan, Nissan Almera Tino V10 Service Manual, September 2003. Nissan Europe S.A.S., 2003.
- [27] J. Shigley y J. Uicker, *Teoría de máquinas y mecanismos*. México D.F.: McGraw-Hill, 2001.
- [28] R. Juvinall and K. Marshek, *Fundamentals of machine component design*, 5.ª ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [29] J. Duarte, "Aportación al estudio y modelado termodinámico en motores de combustión interna", Tesis doctoral, Univ. del Norte, Barranquilla, Atlántico, 2016.
- [30] J. Martín, "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa", Tesis doctoral, Univ. Politècnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [31] F. Payri, P. Olmeda, C. Guardiola y J. Martín, "Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in Diesel engines combustion analysis", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 14-15, pp. 2869-2876, oct., 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.012>
- [32] ANSYS, *Mechanical Application User's Guide*. ANSYS Inc., 2006.
- [33] M. Triola, *Estadística*, 10.ª ed. México: Pearson Educación de México, S.A., 2009.

Jorge Duarte es ingeniero mecánico y doctor en Ingeniería Mecánica. Sus intereses son el modelado de sistemas termodinámicos y el modelado a través de paquetes de ingeniería asistida por computador (Computer-Aided Engineering, CAE). Es investigador asociado de Colciencias y profesor asociado en la Universidad del Atlántico. <https://orcid.org/0000-0001-7345-9590>

Wilson Guillín recibió el título de ingeniero mecánico en 2017 por parte de la Universidad del Atlántico. Sus intereses investigativos incluyen el modelado y simulación de procesos termodinámicos, mecánicos y de fluidos, mediante paquetes de ingeniería asistida por computador (Computer-Aided Engineering, CAE). <https://orcid.org/0000-0002-6955-025X>

Jonathan Sánchez recibió el título de ingeniero mecánico en 2017 por parte de la Universidad del Atlántico (Barranquilla, Colombia). Sus intereses de investigación incluyen el modelado y la simulación del proceso termodinámicos, mecánicos y de fluidos, mediante paquete de ingeniería asistida por computadora (CAE). <https://orcid.org/0000-0003-0766-3897>