

Modelización de la combustión en tres etapas de un motor CI CRDI alimentado con mezcla binaria

Luis Tipanluisa-Sarchi^{1,2}, José López-Martínez¹, Jesús Casanova-Kíndelan¹, Natalia Fonseca-González¹

¹University Institute for Automobile Research (INSIA), Universidad Politécnica de Madrid, 28031 Madrid, Spain. Email: le.tipanluisa@alumnos.upm.es

²Faculty of Mechanical, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 060155 Riobamba, Ecuador. Email: luis.tipanluisa@esPOCH.edu.ec

Resumen

La tendencia mundial hacia normas de emisión de vehículos más estrictas requiere un mayor conocimiento sobre el uso de combustibles renovables, con el fin de diseñar estrategias para reducir el uso de combustibles fósiles no renovables y los impactos ambientales de los vehículos de transporte por carretera equipados con motores Diesel. En este estudio, se utiliza un modelo fenomenológico simple con tres funciones de Wiebe combinadas para describir la tasa de liberación de calor de la inyección principal de un motor Diesel de servicio pesado no modificado alimentado con mezclas binarias de n-butanol (hasta el 20% en volumen) con combustible diésel convencional. El diésel convencional se utilizó como combustible de referencia para comparar las características de combustión con las mezclas binarias (DBu5, DBu10 y DBu20). Los resultados muestran que la tasa de liberación de calor aparente (AHRR) calculada a partir del modelo está en buen acuerdo ($RMSE \leq 3.80 J/^{\circ}CA$) con los valores experimentales. Los valores máximos de AHRR ($J/^{\circ}CA$) para las mezclas de combustible DBu5, DBu10, DBu20 y el diésel de referencia fueron de 220.7, 219.1, 211.8 y 217.7 respectivamente.

Palabras clave: Motor Diesel; mezclas diésel/n-butanol; combustión zona-única; funciones Wiebe.

Abstract

The global trend towards stricter vehicle emission standards requires greater knowledge about the use of renewable fuels, in order to design strategies to reduce the use of non-renewable fossil fuels and the environmental impacts of road transport vehicles equipped with diesel engines. In this study, a simple phenomenological model with three combined Wiebe functions is used to describe the main injection heat release rate of an unmodified heavy diesel engine fueled with binary blends of n-butanol (up to 20% by volume) with conventional diesel fuel. Conventional diesel was used as a baseline fuel to compare combustion characteristics with binary blends (DBu5, DBu10, and DBu20). The results show apparent heat release rate (AHRR) calculated from the model is in good agreement ($RMSE \leq 3.80 J/^{\circ}CA$) with experimental values. Peak AHRR values ($J/^{\circ}CA$) for fuel blends DBu5, DBu10, DBu20 and reference diesel were found to be 220.7, 219.1, 211.8, and 217.7 respectively.

Keywords: Diesel engine; diesel/n-butanol blends; single-zone combustion; Wiebe functions.

1. Introducción

Los crecientes problemas de contaminación ambiental, el calentamiento global, el agotamiento del petróleo y sus consecuencias asociadas han sido una preocupación para los gobiernos y otras instituciones sociales durante las últimas décadas. Se estima que las emisiones del sector del transporte son una de las

principales fuentes de contaminación atmosférica que afectan a la salud humana y al medio ambiente [1–3]. Además, la tendencia mundial a adoptar normas más estrictas sobre las emisiones de los vehículos [4,5] obliga a considerar la posibilidad de utilizar combustibles ecológicos alternativos para sustituir al diésel.

El uso de combustibles renovables como sustitutos de los combustibles fósiles convencionales ha sido fuertemente promovido en los últimos años para controlar el calentamiento global. Los biocombustibles avanzados son una oportunidad y una necesidad para la transición hacia las emisiones cero de carbono, tal y como prevén el Pacto Verde Europeo y los Objetivos de Desarrollo Sostenible de la ONU [6]. La Directiva de Energías Renovables de la UE (2018/2001) [7] estableció una contribución del 14% de energía renovable en el transporte ferroviario y por carretera para el año 2030, fomentando el uso de biocombustibles de origen no agrícola y de residuos (con una contribución de al menos el 3,5%), normalmente denominados biocombustibles avanzados. En la última década, el n-butanol obtenido a partir de materias primas residuales lignocelulósicas se ha convertido en una fuente de energía verde prometedor y sostenible para los motores diésel, debido a sus propiedades de combustible superiores comparado con el etanol o metanol [8], que tiene un claro potencial para la sustitución parcial del combustible diésel de origen fósil.

Es un hecho bien establecido que las características de rendimiento de las emisiones de un motor de combustión interna dependen totalmente de los fenómenos de combustión que se producen en el cilindro del motor. El uso de modelos de combustión simples, como la función de Wiebe, para analizar o predecir el proceso de combustión en dichos motores puede acelerar el conocimiento y ayudar a optimizar el rendimiento del motor con estos biocombustibles. En este sentido, el estudio de las características de combustión de las mezclas binarias de diésel/n-butanol es importante para determinar la proporción óptima de la mezcla de combustible que permita mejorar/mantener los parámetros de rendimiento del motor con una reducción simultánea de las emisiones (NO_x y partículas).

La modelización de la combustión de los motores diésel puede dividirse en dos categorías principales [9], la modelización termodinámica (cero dimensional) y la modelización multidimensional. La modelización termodinámica puede dividirse a su vez en dos subgrupos, a saber, la modelización de zona única y la modelización multizona, de las cuales la modelización de zona única es útil para el análisis rápido y preliminar del rendimiento del motor [10]. En la modelización de una sola zona, las características de la combustión del motor pueden entenderse mediante un modelo de tasa de liberación de calor aparente (AHRR) en el que se considera la primera ley de la termodinámica para el balance de energía. El AHRR puede determinarse a partir de los datos de presión en el cilindro medidos en función del ángulo del cigüeñal (θ) [11]. La fracción de quemado (X_b) en cualquier etapa de la combustión puede predecirse aplicando la función de Wiebe, que

ha sido utilizada por muchos investigadores [10–12] para analizar las características de combustión de diferentes combustibles y mezclas de combustibles. La naturaleza de la curva de la fracción de combustión depende de los valores de eficiencia (a) y de los factores de forma (m), tal como se indica en la ecuación de Wiebe, que es la ecuación (1) [11].

$$X_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (1)$$

donde θ = ángulo instantáneo del cigüeñal (grados), θ_0 = ángulo del cigüeñal en el que la AHRR se vuelve positiva (grados) y $\Delta\theta$ = duración de la combustión, $X_b(\theta)$ = fracción de quemado en función del ángulo del cigüeñal θ .

El fenómeno de la combustión se divide normalmente en tres fases, a saber, la combustión premezclada, la combustión controlada (o de difusión) y la fase de combustión tardía (o posterior a la combustión) [11,13]. Cada una de estas fases tiene una tasa de combustión diferente, por lo que no se puede aplicar una única función de Wiebe para la caracterización de todo el proceso de combustión [14]. Serrano et al. [15] simularon las fases de premezcla, difusión y combustión tardía de un motor Diesel turboalimentado combinando tres funciones de Wiebe. Xu et al. [16] utilizaron la función doble de Wiebe (para correlacionar la combustión premezclada y la combustión por difusión) y la función triple de Wiebe (para representar las fases de combustión premezclada, principal y tardía) y descubrieron que la función triple de Wiebe era más precisa y preferible en términos de predicción de la evolución de la fracción de masa quemada para el análisis de la combustión de combustible dual en el motor Diesel. Una observación similar fue hecha por Awad et al. [10] quienes estudiaron experimentalmente las tres fases de combustión de un motor Diesel alimentado con combustible diésel y biodiesel, y las analizaron utilizando una ecuación de Wiebe triple.

El presente estudio intenta modelar los datos experimentales de un motor Diesel de cuatro cilindros no modificado que consume mezclas de diésel/n-butanol utilizando un modelo de combustión de zona única junto con la ecuación triple de Wiebe modificada y analizar las diferentes etapas de los fenómenos de combustión relacionados con las emisiones y las características de rendimiento en comparación con el diésel convencional.

2. Materiales y Métodos

2.1. Configuración experimental

Para realizar los experimentos se ha utilizado un motor comercial Diesel de servicio pesado de cuatro tiempos

y cuatro cilindros no modificado. El montaje experimental consta principalmente de motor, unidad de control del dinamómetro, unidad de medición de combustible, dinamómetro de corrientes parásitas, unidad de registro de presión en el cilindro, analizador de gases y sistema de adquisición de datos. Las especificaciones del conjunto del motor se resumen en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones del motor.

Elementos	Valor
Tipo de motor	Common rail turbo cargado con intercooler
Número de cilindros	4 en-línea
Cilindrada (cm ³)	4462
Diámetro (mm)	107
Carrera (mm)	124
Relación de compresión	17.3:1
Potencia nominal	135 kW/2300 rpm
Par nominal	700 Nm/1200-1600 rpm
Sistema de postratamiento	SCR

Las emisiones de escape se analizaron y registraron a una frecuencia de 10 Hz utilizando un sistema portátil de medición de emisiones (PEMS, OBS-2000, Horiba); que proporciona una precisión de $\pm 2.5\%$ del fondo de escala. Los métodos de medición para THC, NO_x, CO y CO₂ son el detector de ionización de llama calentado, el detector de quimioluminiscencia calentado y el infrarrojo no dispersivo calentado, respectivamente [17]. La adquisición de datos de presión en el cilindro se llevó a cabo mediante un sistema de análisis de la combustión (KiBox) compuesto por un transductor de presión del cilindro AVL GH14D, un amplificador de carga (Kistler 5064C) y un adaptador de ángulo del cigüeñal (Kistler

2619A11). Los datos de la presión en el cilindro y del ángulo del cigüeñal se recogieron en KiBox durante 100 ciclos consecutivos con una resolución del ángulo del cigüeñal de 0.1 °CA.

Durante la prueba, primero se preconditionó el motor durante al menos 10 minutos siguiendo el procedimiento establecido en el reglamento 49 [18]. A continuación, el motor se puso en funcionamiento durante el tiempo prescrito en el modo 11 del Ciclo Estacionario Armonizado Mundial a la velocidad de 1260 rpm y con una carga del 50%. Los experimentos se llevaron a cabo sin modificar la configuración original de la cartografía del motor. La estrategia de inyección de combustible no se controló externamente durante las pruebas. Las temperaturas del aceite lubricante, el refrigerante y el aire de admisión se controlaron a 85 ± 3 , 82 ± 2 y 35 ± 3 °C, respectivamente. Todos los combustibles se probaron tres veces para garantizar que los resultados fueran suficientemente repetibles.

2.2. Combustibles

Se utilizaron como combustibles base diésel comercial (EN 590), suministrado por Repsol (Madrid, España) y n-butanol, suministrado por Quimidroga SA (Barcelona, España). En este trabajo se probaron cuatro combustibles. Como base de comparación se utilizó el diésel comercial (denominado Diesel), y los otros tres combustibles se obtuvieron mezclando diésel y n-butanol en diferentes proporciones de volumen. En concreto, para el DBu5, se añadió un 5% de n-butanol al diésel comercial; para el DBuD10, se añadió un 10% de n-butanol al diésel comercial; para el DBu20, se añadió un 20% de n-butanol al diésel comercial. Las principales propiedades físicas y químicas de los combustibles probados se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades físicas y químicas de los combustibles analizados.

Propiedades	Métodos	Diesel	Butanol	DBu5	DBu10	DBu20
Densidad (kg/m ³)	ASTM D 4052	844.1	813.4	841.4	840.8	838.9
Viscosidad cinemática a 40 °C (mm ² /s)	ASTM D 445	2.856	–	2.825	2.637	2.520
Número de cetano	ASTM D613	51.7	–	50.3	49.1	46
Punto de inflamación (°C)	ASTM D93	62.5	–	40.5	39	37.5
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	UNE 51123	43.828	35.744	43.488	43.029	42.135
C (wt.%) ^a		86.48	61.68	84.95	84.26	81.92
H (wt.%) ^a		12.83	12.33	12.57	12.73	12.57
N (wt.%) ^a		0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
O (wt.%) ^a		0.66	25.96	2.44	2.97	5.47

^a Obtenido a partir del análisis elemental.

2.3. Modelo experimental

Los valores de la tasa de liberación de calor aparente (AHRR) se calculan utilizando los datos de presión en función del ángulo del cigüeñal que se obtuvieron a través de un sensor piezoeléctrico instalado en la culata

del motor. El AHRR se calculó experimentalmente utilizando la Ecuación (2) [19].

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (2)$$

donde $\frac{dQ_n}{d\theta}$ = tasa de liberación de calor aparente neta ($J/^\circ CA$), γ = relación de calor específico, p = presión instantánea (N/m^2), y V = volumen instantáneo (m^3). El volumen instantáneo (V) en cualquier posición del cigüeñal puede obtenerse utilizando la relación Ec. (3) del modelo de pistón del cilindro derivado de su geometría [19]. Para el algoritmo específico del problema desarrollado.

$$V = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (3)$$

donde r_c = relación de compresión, R = Relación entre la longitud de la biela y el radio del cigüeñal, V_c = Volumen libre (m^3).

La relación de calor específico γ se calculó a partir de la pendiente de la línea recta obtenida tras trazar $\ln p$ frente a $\ln V$ independientemente para las carreras de compresión y expansión.

El calor acumulado liberado (CHR_{total}) y el calor acumulado liberado hasta un ángulo específico del cigüeñal θ (CHR_θ) pueden calcularse realizando la integración numérica de los datos obtenidos mediante la Ec. (2) sobre la duración de la combustión correspondiente [11]. El valor experimental de la fracción de quemado en cada ángulo del cigüeñal puede calcularse a partir de la siguiente relación Ec. (4).

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{CHR_\theta}{CHR_{total}} \quad (4)$$

2.4. Función Wiebe para el modelo de combustión

La función de Wiebe representa la evolución de la fracción de combustible quemado durante el fenómeno de la combustión. Como se ha comentado anteriormente, la ley de Wiebe estándar no puede ajustarse con precisión a la fracción quemada experimental para toda la combustión cuando hay más de una fase de combustión dominante [10–12]. La función triple de Wiebe utilizada en este estudio para el modelo de combustión Ec. (5).

$$X_b(\theta) = \sum_{i=1}^3 \frac{1 + \text{sign}(\theta - \theta_i)}{2} \beta_i \left\{ 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta_i} \right)^{m_i+1} \right] \right\} \quad (5)$$

donde para $\theta > \theta_i$; $\text{sign}(\theta - \theta_i) = 1$, si no., $\text{sign}(\theta - \theta_i) = -1$; θ_i = ángulo del cigüeñal en el que se inicia la i -ésima fase de combustión; $\Delta\theta_i$ = duración de la combustión de la i -ésima fase de combustión; a_i = factor de eficiencia para la i -ésima fase de combustión; m_i = factor de forma para la i -ésima fase

de combustión; β_i = fracción total de quemado para la i -ésima fase de combustión.

El método de mínimos cuadrados no lineales, mediante el algoritmo de Levenberg-Marquardt [15] se aplica para determinar los valores de a_i y m_i comparando la función de Wiebe con la fracción de masa quemada (MFB) calculada y la precisión del formato de la función de triple Wiebe se evaluó el error cuadrático medio (RMSE) para comparar la curvatura de las curvas MFB.

La aproximación del modelo de la tasa de liberación de calor aparente (AHRR) se comparó con la AHRR calculada experimentalmente. La ecuación (6) se utilizó para predecir la tasa de liberación de calor aparente bruta (Q_{ch}) [11,12].

$$\frac{dQ_n}{d\theta}_{model} = \frac{dX_b(\theta)}{d\theta} m_f \cdot LHV_{fuel} \cdot \eta_{comb} \quad (6)$$

donde $X_b(\theta)$ es la fracción de quemado en un ángulo de manivela determinado (θ) predicho mediante la función triple de Wiebe, m_f es el consumo de combustible por ciclo (g), LHV_{fuel} es el valor calorífico inferior del combustible (J/g), η_{comb} es la eficiencia de la combustión [11].

Los datos de la tasa de liberación de calor modelados se utilizaron para predecir la presión en el cilindro utilizando la Ecuación 7 [12] derivada del análisis de la primera ley de la termodinámica [19].

$$p_{i+i} = p_i + \frac{\frac{\Delta Q_n}{\Delta\theta} - \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) p_i \frac{\Delta V}{\Delta\theta}}{\left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) V} \Delta\theta \quad (7)$$

donde V es el volumen en el cilindro, γ es la relación de calor específico y p es la presión en el cilindro.

3. Resultados y discusión

La figura 1 muestra la comparación entre los valores experimentales y simulados de la presión en el cilindro para el combustible diésel de referencia. El modelo de combustión se validó utilizando la función de Wiebe ajustada para estimar la tasa de liberación de calor, aplicando luego esta información para predecir la presión en el cilindro durante el proceso de combustión. La precisión de cada formato de la función triple de Wiebe se evaluó utilizando el error cuadrático medio (RMSE) para comparar la tasa de liberación de calor y la presión en el cilindro predichas con los datos experimentales. Los valores de RMSE determinados son ≤ 1.2 bar para todos los combustibles.

Los valores máximos de presión en el cilindro (bar) para las mezclas de combustible DBu5, DBu10,

DBu20 y el diésel de referencia resultaron ser 110.2, 111.0, 112.2 y 111.1 respectivamente. Y los valores máximos de temperatura en el cilindro (°C) para las mezclas de combustible DBu5, DBu10, DBu20 y el diésel de referencia fueron de 2265, 2256, 2256 y 2262 respectivamente.

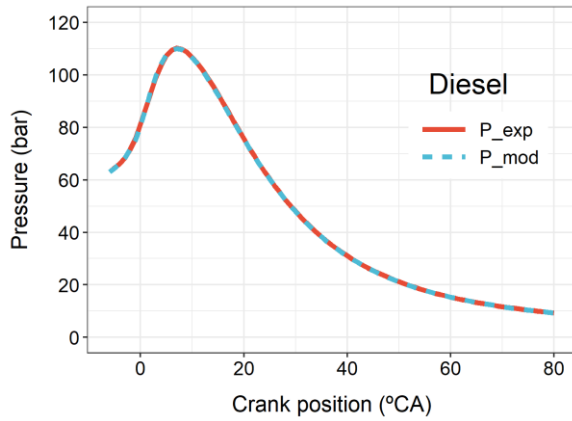


Figura 1. Presión en el cilindro experimental frente a la presión del modelo para el diésel de referencia.

Los parámetros de la función triple de Wiebe obtenidos mediante el ajuste de la curva de los datos experimentales sobre la fracción de combustión se indican en las Tablas 3.

En la Tabla 3 se observa que los valores del factor de forma en la primera etapa (m_1) de la combustión son significativamente mayores que los de la segunda etapa (m_2) para el combustible diésel de referencia y las mezclas de diésel y n-butanol. Esto se debe a que la combustión inicial es más lenta durante el inicio de la combustión, mientras que la combustión inicial es más rápida durante la segunda etapa de la combustión, lo cual es obvio por la naturaleza de la combustión premezclada en el motor de combustión interna [10]. Además, la función triple de Wiebe predijo la fracción de masa quemada (X_b) con buena precisión ($R^2 = 0.99$) y el fenómeno de la combustión pudo dividirse en tres etapas, a saber, premezclada, difusión y combustión tardía (véase la figura 2(a), (b), (c) y (d)).

Tabla 3. Parámetros de la función Wiebe triple.

Combustible	Inicio de cada fase de combustión			Fracción de quemado			Duración de la combustión			Factores de forma			Factores de eficiencia			R ² (%)
	θ_1	θ_2	θ_3	β_1	β_2	β_3	$\Delta\theta_1$	$\Delta\theta_2$	$\Delta\theta_3$	m_1	m_2	m_3	a_1	a_2	a_3	
Diesel	-8.1	-0.53	12.38	0.45	0.51	0.04	14.9	43.4	67.1	1.56	0.13	1.77	4.23	4.50	2.63	99.9
Bu5D	-8.1	-0.48	12.47	0.45	0.52	0.03	14.8	43.7	67.3	1.53	0.10	2.05	4.27	4.46	2.61	99.9
Bu10D	-8.1	-0.43	10.01	0.49	0.48	0.03	14.6	42.7	68.4	1.62	0.17	1.72	4.36	4.59	2.48	99.9
Bu20D	-8.1	-0.42	13.80	0.49	0.49	0.02	14.7	43.6	67.2	1.57	0.13	2.16	4.33	4.47	2.62	99.9

En la Figura 2, los perfiles de X_{b_f} , X_{b_s} y X_{b_t} representan la fracción de combustión de la primera etapa (combustión premezclada), la fracción de combustión de la segunda etapa (combustión por difusión) y la fracción de combustión de la tercera etapa (después de la combustión), respectivamente.

Las figuras 3(a), (b), (c) y (d) muestran la tasa de liberación de calor aparente (AHRR) obtenida al ajustar la AHRR experimental utilizando las ecuaciones de triple Wiebe para diferentes mezclas de combustible. En la Figura 3, los perfiles de AHRR_f, AHRR_s y AHRR_t representan la fracción de quemado

de la primera etapa (quemado premezclado), la fracción de quemado de la segunda etapa (quemado por difusión) y la fracción de quemado de la tercera etapa (después del quemado), respectivamente. Es fácil deducir de la Figura 3 que el AHRR calculado con el modelo está en buen acuerdo con el AHRR experimental ($RMSE \leq 3.80 \text{ J/}^\circ\text{CA}$). Los bajos contenidos de n-butanol en la mezcla binaria no muestran variaciones considerables en el proceso de combustión. Sin embargo, es importante señalar que la mezcla DBu20 conduce a una combustión inicial más lenta (ver Tabla 3) debido al menor número de cetano del n-butanol.

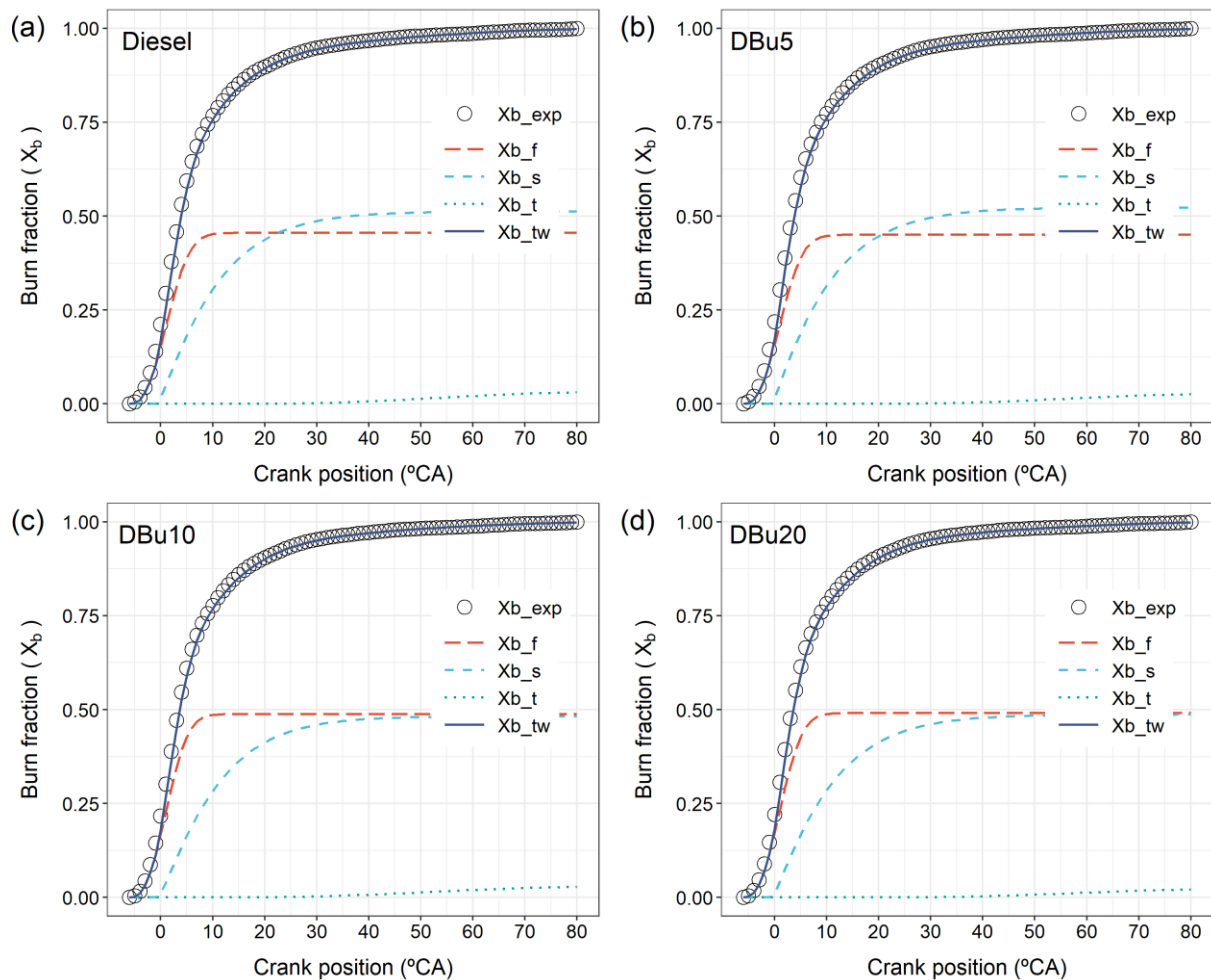


Figura 2. Ajuste mediante la función triple de Wiebe para todos los combustibles [X_{b_exp} - fracción de combustión calculada experimentalmente, X_{b_tw} - fracción de combustión ajustada mediante la función triple de Wiebe].

El valor máximo de AHRR para el combustible diesel de referencia fue de $217.7 \text{ J}^\circ\text{CA}$, que disminuyó a $211.8 \text{ J}^\circ\text{CA}$ con la adición de n-butanol (mezcla de combustible DBu20) debido al menor poder calorífico del combustible mezclado con n-butanol [20]. Sin embargo, los valores máximos de AHRR del DBu5 ($220.7 \text{ J}^\circ\text{CA}$) y del DBu10 ($219.1 \text{ J}^\circ\text{CA}$) se incrementan ligeramente sin variaciones considerables, debido a la adecuada atomización y mezcla aire/combustible de los combustibles oxigenados con n-butanol [21].

La combustión se inicia antes y tiene un menor retardo en la ignición ($6.1 \text{ }^\circ\text{CA}$) para el combustible diesel en comparación con el DBu20 ($7.1 \text{ }^\circ\text{CA}$). La adición de n-butanol hace que el retardo de ignición pase de $6.1 \text{ }^\circ\text{CA}$ a $7.1 \text{ }^\circ\text{CA}$. Esto se espera porque el n-butanol tiene un número de cetano inferior al del combustible diesel de referencia [22]. Sin embargo, con el uso de las mezclas DBu5 y DBu10 el efecto sobre el retardo de ignición es menos evidente, con valores de $6.1 \text{ }^\circ\text{CA}$ y $6.7 \text{ }^\circ\text{CA}$, respectivamente.

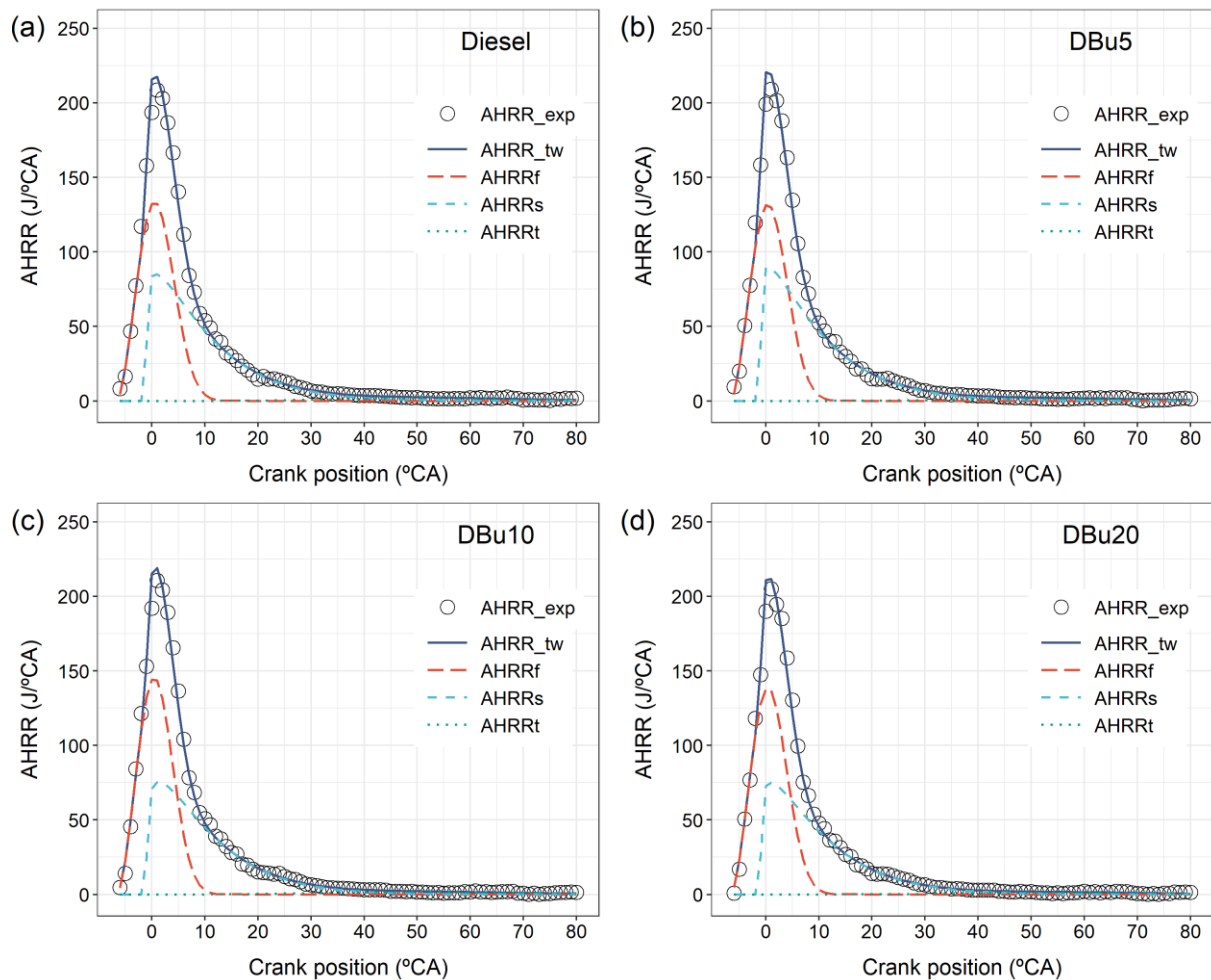


Figura 3. Función triple de Wiebe para la predicción del AHRR [AHRR_exp = AHRR calculado experimentalmente, AHRR_tw = AHRR calculado utilizando el modelo de la función triple de Wiebe].

4. Conclusiones

El modelo de combustión cero que utiliza la fracción de combustión triple de Wiebe predijo los datos de AHRR con buena precisión para todos los combustibles. Los resultados muestran que las mezclas DBu5 y DBu10 no alteraron los valores de la presión máxima en el cilindro y la tasa de liberación de calor aparente (AHRR) máxima, mientras que disminuyeron ligeramente la temperatura máxima en el cilindro, sin cambios significativos en el retraso de la ignición y la duración de la combustión. La mezcla DBu20 no presenta variaciones considerables en la presión máxima en el cilindro y la temperatura máxima en el cilindro, redujo ligeramente el AHRR máximo, además aumentó el retardo del encendido y redujo la duración de la combustión. Los resultados de este estudio pueden ser beneficiosos para promover el uso del *n*-butanol como combustible renovable alternativo en los motores diésel con el fin de cumplir con las regulaciones actuales y futuras relacionadas con el control de emisiones.

5. Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado en el marco del proyecto de investigación H2020-LCE-2015 Waste2Fuels 'Sustainable production of next generation biofuels from waste streams' [N. 654623], financiado por el programa de investigación e innovación de la Unión Europea Horizonte 2020. Los autores también agradecen a Nuria Flores y Víctor del Pozo sus aportaciones en la realización de las pruebas experimentales.

6. Referencias

- [1] Schwank J, De Meij A, Astorga C, Thunis P, Crippa M, Guizzardi D, et al. Modelling the Impact of the Introduction of the EURO 6d-TEMP/6d Regulation for Light-Duty Vehicles on EU Air Quality. *Appl Sci* 2022;12:4257. <https://doi.org/10.3390/APP12094257>.
- [2] Jeyaseelan T, Ekambaram P, Subramanian J, Shamim T. A comprehensive review on the

- current trends, challenges and future prospects for sustainable mobility. *Renew Sustain Energy Rev* 2022;157:112073. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2022.112073>.
- [3] EIA. International Energy Outlook 2021 - U.S. Energy Information Administration (EIA) 2021. <https://www.eia.gov/outlooks/ieo/> (accessed October 29, 2021).
- [4] Mendoza-Villafuerte P, Suarez-Bertoa R, Giechaskiel B, Riccobono F, Bulgheroni C, Astorga C, et al. NO_x, NH₃, N₂O and PN real driving emissions from a Euro VI heavy-duty vehicle. Impact of regulatory on-road test conditions on emissions. *Sci Total Environ* 2017;609:546–55. <https://doi.org/10.1016/J.SCITOTENV.2017.07.168>.
- [5] Verger T, Azimov U, Adeniyi O. Biomass-based fuel blends as an alternative for the future heavy-duty transport: A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2022;161:112391. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2022.112391>.
- [6] Panoutsou C, Germer S, Karka P, Papadokostantakis S, Kroyan Y, Wojcieszuk M, et al. Advanced biofuels to decarbonise European transport by 2030: Markets, challenges, and policies that impact their successful market uptake. *Energy Strateg Rev* 2021;34:100633. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2021.100633>.
- [7] Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (Text with EEA relevance.). *Off J Eur Union* 2018;328, 82–209. <http://data.europa.eu/eli/dir/2018/2001/oj> (accessed September 26, 2020).
- [8] Kumar N, Pali HS, Sonthalia A, Sidharth. Higher Alcohols as Diesel Engine Fuel. *Adv Energy Combust. Green Energy Technol.*, Springer, Singapore; 2022, p. 157–74. https://doi.org/10.1007/978-981-16-2648-7_7.
- [9] Zhou Y, Hariharan D, Yang R, Mamalis S, Lawler B. A predictive 0-D HCCI combustion model for ethanol, natural gas, gasoline, and primary reference fuel blends. *Fuel* 2019;237:658–75. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.10.041>.
- [10] Awad S, Varuvel EG, Loubar K, Tazerout M. Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine. *Fuel* 2013;106:558–68. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.11.051>.
- [11] Thakkar K, Kachhwaha SS, Kodgire P, Srinivasan S. Combustion investigation of ternary blend mixture of biodiesel/n-butanol/diesel: CI engine performance and emission control. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;137:110468. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110468>.
- [12] Liu J, Dumitrescu CE. Single and double Wiebe function combustion model for a heavy-duty diesel engine retrofitted to natural-gas spark-ignition. *Appl Energy* 2019;248:95–103. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.098>.
- [13] Ahmed Abdul Moiz. LOW TEMPERATURE SPLIT INJECTION SPRAY COMBUSTION: IGNITION, FLAME STABILIZATION AND SOOT FORMATION CHARACTERISTICS IN DIESEL ENGINE CONDITIONS. Michigan Technological University, 2016. <https://doi.org/10.37099/mtu.dc.etr/253>.
- [14] Ghojel JI. Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *Int J Engine Res* 2010;11:297–312. <https://doi.org/10.1243/14680874JER06510>.
- [15] Serrano JR, Climent H, Guardiola C, Piqueras P. Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation. *Appl Therm Eng* 2009;29:150–8. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2008.02.010>.
- [16] Xu S, Anderson D, Hoffman M, Prucka R, Filipi Z. A phenomenological combustion analysis of a dual-fuel natural-gas diesel engine. *Proc Inst Mech Eng Part D J Automob Eng* 2017;231:66–83. <https://doi.org/10.1177/0954407016663337>.
- [17] Nakamura H, Akard M, Porter S, Kihara N, Adachi M, Khalek IA. Performance test results of a new on board emission measurement system conformed with CFR part 1065. *SAE Tech Pap* 2007;2007. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1326>.
- [18] Regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines and positive igniti. *Off J Eur Union* 2013;171, 1–390. [http://data.europa.eu/eli/reg/2013/49\(2\)/oj](http://data.europa.eu/eli/reg/2013/49(2)/oj) (accessed December 30, 2020).
- [19] Heywood JB. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill Education; 2018.
- [20] Huang H, Li Z, Teng W, Zhou C, Huang R, Liu H, et al. Influence of n-butanol-diesel-PODE3-4 fuels coupled pilot injection strategy on combustion and emission characteristics of diesel engine. *Fuel* 2019;236:313–24. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2018.09.051>.
- [21] Emiroğlu AO, Şen M. Combustion, performance and emission characteristics of

- various alcohol blends in a single cylinder diesel engine. *Fuel* 2018;212:34–40. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2017.10.016>.
- [22] Yusri IM, Mamat R, Akasyah MK, Jamlos MF, Yusop AF. Evaluation of engine combustion and exhaust emissions characteristics using diesel/butanol blended fuel. *Appl Therm Eng* 2019;156:209–19. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.02.028>.