



José Ignacio Pedrero Moya, Presidente del Comité Organizador del
XXII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica,

CERTIFICA QUE:

NATALIA FONSECA GONZÁLEZ

ha presentado la ponencia

**Análisis de la combustión híbrida de metano y butanol en un
motor de combustión interna**

en modalidad:

Oral

en el área temática:

Ingeniería de Vehículos y Transporte

dentro de las Sesiones Técnicas del Congreso, celebrado en Madrid,
del 19 al 21 de septiembre de 2018

Y para que conste a los efectos oportunos, lo firmo en Madrid a 21 de septiembre de 2018.

José Ignacio Pedrero Moya

PRESIDENTE DEL COMITÉ ORGANIZADOR



Análisis de la combustión híbrida de metano y butanol en un motor de combustión interna

Jesús Casanova Kindelán¹, Natalia Fonseca González², Daniel Agudo Fernández¹

¹Laboratorio de Motores Térmicos, U. Politécnica de Madrid, jesus.casanova@upm.es

²Departamento de Energía y Combustibles, U. Politécnica de Madrid, natalia.fonseca@upm.es

La evolución de las fuentes de energía para los automóviles pasa por una evolución en el tipo de combustibles para sus motores de combustión interna. En la línea de la diversificación de combustibles se presenta algunos resultados sobre el estudio de la combustión híbrida entendida como la combustión simultánea de dos biocombustibles uno líquido: biobutanol y otro gaseoso: biogás. Se exponen las razones del desarrollo de ambos biocombustibles y se presentan los resultados de un estudio realizado en un motor de combustión interna alternativo alimentado con dos n-butanol como combustible líquido y metano como combustible gaseoso. El n-butanol se propone en la Unión Europea como candidato por la posibilidad de obtenerlo de residuos agroalimentarios, y el metano es la base del biogás obtenido por fermentación anaerobia de residuos sólidos. Para este estudio se ha utilizado un motor de relación de compresión variable adaptado y modificado para investigación con doble inyección electrónica de combustibles líquidos y gaseosos, sistema de registro de presión en cilindro y equipo de análisis de gases. Se ha realizado un análisis de la combustión con porcentajes de butanol – metano diferentes, pero manteniendo siempre el dosado estequiométrico que sería el necesario para utilizar un catalizador de tres vías en el escape. Se han analizado los diagramas de presión – volumen y las leyes de fracción de masa quemada para establecer las velocidades medias de combustión. Se ha realizado un estudio sobre el fenómeno de autoinflamación de la mezcla que produce picado o detonación. En los resultados se puede ver como el metano reduce la velocidad de combustión pero incrementa la resistencia a la detonación en el motor.

1. Introducción

Aunque avanza imparable la electrificación en la propulsión de vehículos ligeros de carretera, sobre todo para aplicaciones en entornos sensibles medioambientalmente como son las ciudades y otras áreas protegidas, los motores de combustión interna alternativos aún se deben mantener muchos años como planta de potencia motriz en automóviles ligeros y pesados. En opinión de los autores, son varias las razones para ello:

- Alta potencia específica (kW/kg).
- Bajo tiempo de recarga de energía.
- Elevada autonomía sin repostar por su alta densidad energética.
- Posibilidad de uso de fuentes de energía renovables con biocombustibles.

Los combustibles para motores de combustión interna deben cumplir una serie de propiedades físico – químicas estandarizadas en las normas para que los diseñadores de motores puedan desarrollar acompasadamente los motores adecuados a dichas propiedades. El futuro de los combustibles pasa por una mejora de las propiedades en los combustibles convencionales para facilitar la eficiencia energética y reducir su impacto ambiental en el ámbito planetario (calentamiento global) o en el ámbito zonal o transfronterizo. En el primer caso es el CO₂ el gas emitido por la combustión que afecta a ese problema, y en el segundo caso son los otros gases que en muy pequeños porcentajes se emiten por el escape, pero que en zonas con densidad de vehículos alta llega a producir efectos perniciosos para la salud de los seres vivos, como es el caso del CO, los NO_x, los HC o las partículas.

Las soluciones tecnológicas para reducir la emisión de gases de efecto invernadero, como el CO₂ de la oxidación del carbono del hidrocarburo en la combustión, se deben basar en alguna de las tres opciones siguientes [1]:

- Reducir el consumo de combustible mejorando el rendimiento térmico de los motores.
- Aumentar la relación C/H en el hidrocarburo, y en este sentido tiene mucha ventaja el metano con 4 hidrógenos por cada carbono.
- Usar combustibles derivados de la biomasa que previamente ha fijado en la planta el CO₂ que luego se emite, con lo que el balance neto es nulo

Los combustibles fósiles emiten a la atmósfera, en su combustión, el CO₂ que fue absorbido de la atmósfera por la biomasa hace millones de años, por lo que contribuye a aumentar la concentración de ese gas en la atmósfera actual y a modificar el efecto invernadero. En relación con los motores de combustión interna, el otro gas que también contribuye a esta modificación es el metano, pero su emisión como gas sin quemar es insignificante frente a otras fuentes emisión naturales como las zonas pantanosas, la ganadería intensiva o la pudrición natural por vía anaerobia.

Los biocombustibles son una buena opción alternativa ante los combustibles de origen fósil (gas natural o petróleo) pero deben tratar de minimizarse el problema de su menor densidad energética y, en caso de usar cultivos vegetales específicos, otros como la competencia con los cultivos alimentarios, la contribución a eliminación de zonas boscosas con gran potencial de eliminación de CO₂ o su posible contribución a expulsar carbono fijado en los terrenos [2].

Según la Directiva 2009/28/CE del 23/04/09 relativa al fomento de energías renovables, en año 2020 el consumo de energía en el sector transporte provendrá como mínimo un 10 % de fuentes renovables. Por esta razón en la Unión Europea se ha iniciado hace unos años el apoyo a soluciones que se basen en biocombustibles derivados de residuos fundamentalmente en tres líneas de trabajo [3]:

- Biogases derivados de fermentación anaerobia de residuos orgánicos urbanos o de purificadoras. El problema es la limpieza y eliminación de componentes que pueden ser dañinos para los motores como las siliconas y otros. Estos gases también pueden incorporarse a las líneas de gas natural o usarse directamente en motores térmicos.
- Alcoholes derivados de fermentación ABE (Acetona – Butanol - Etanol) de residuos de la industria agroalimentaria mediante procesos bioquímicos adecuados y levaduras o fermentos apropiados. Se está trabajando en residuos de la industria láctea (sueros), huesos y cáscaras de frutos, etc.
- Biocombustibles hidrogenados que dan lugar a hidrocarburos líquidos o gaseosos similares a los derivados del petróleo, normalmente en base a procesos químicos de reformado y a procedimientos Fischer-Tropsch.

El biogás derivado de fermentación anaerobia es esencialmente metano (que por derivarse de biomasa se denomina en ocasiones como “biometano”). El biometano como combustible en motores de vehículos urbanos es ya un hecho en muchos países [4], pero su generalización pasa por una reducción de los costes de limpieza y por su mezcla con el gas natural. Es de sobra conocido que el metano, componente principal del gas natural y de este tipo de biogás, es un excelente combustible para motores de combustión interna alternativos. Su uso se centra en motores de encendido provocado o ciclo Otto por su elevada resistencia a la detonación (alto Número de Octano) lo que le permite alta relación de compresión con el consiguiente buen rendimiento, pero también el posttratamiento mediante catalizador de tres vías y control con sonda lambda en bucle cerrado que es la mejor solución en relación coste / efectividad para bajar las emisiones contaminantes del escape.

El butanol se presenta desde hace unos años como biocombustible alternativo al etanol [5 - 6] En la actualidad dos proyectos de investigación del programa Europa 2020 tratan de introducir en el mercado de los biocombustibles derivados de materia vegetal y residuos y en concreto el biobutanol en sus dos isómeros más comunes el isobutanol y el n-butanol. El proyecto Butanext [7] centra sus investigaciones en la producción y comercialización del primero de ellos a partir de materias primas sostenibles y el Waste2Fuels [8] en el segundo obtenido por fermentación de residuos agroalimentarios. El butanol tiene una densidad, viscosidad y Número de Octano muy parecidos a la gasolina, es miscible con gasolina y con gasóleo sin riesgo de separación, o corrosión, y es más resistente a la absorción de agua que el etanol, pudiendo usar los mismos sistemas de distribución y oleoductos que la gasolina [9]. Pero tiene menor poder calorífico y una curva de destilación plana, lo que obliga a incorporar soluciones para el arranque en frío de los motores.

En el uso en la vida real, el biogás con biometano podría ser sustituido por gas natural y el butanol podría serlo por gasolina porque tienen propiedades muy parecidas, lo cual es importante en el sector del transporte cuando se trata de introducir nuevos combustibles en el mercado.

La combustión de metano en motores es un tema ya muy estudiado y conocido desde los inicios del siglo XX [10 -11] y la combustión del butanol (iso- o n-) también ha sido estudiada por muchos investigadores más recientemente [12 - 13].

Pero desde hace ya muchos años se ha venido investigando en entender cómo se desarrolla el proceso de combustión en un motor alternativo cuando es alimentado simultáneamente por dos combustibles de propiedades físico-químicas muy diferentes, no mezclados por ser uno gaseosos y otro líquido, lo que se denomina combustión híbrida o combustión dual. Las ventajas de la combustión híbrida son varias pero destacan el no depender de un solo combustible en caso de que ambos sean escasos y el poder dar salida en el mercado a combustibles muy diferentes. Las referencias [14 - 18] son algunos ejemplos representativos de este tipo de trabajos, pero ninguna trata la combustión híbrida de butanol y metano.

En el Laboratorio de Motores Térmicos de la E.T.S.I. Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid se inició una línea de investigación acoplada a las etapas iniciales del proyecto Waste2Fuels para estudiar el comportamiento de mezclas biogás – biobutanol en un motor de encendido provocado. Por las dificultades de disponer de biometano y de biobutanol, el estudio se ha realizado con metano puro (obtenido de botellas presurizadas) y con n-butanol de origen inorgánico.

Los objetivos del estudio han sido entender el desarrollo de la combustión híbrida metano - butanol con diferentes porcentajes de cada uno. El estudio se ha planteado por vía experimental tratando de analizar el desarrollo de la combustión y la influencia de cada combustible realizando ensayos con dosado estequiométrico pero porcentaje variable de metano – butanol.

Se ha utilizado un motor monocilíndrico de laboratorio, con relación de compresión variable denominado CFR (Cooperative Fuel Research), similar al utilizado por las normas de medida de Número de Octano de los combustibles, pero modificado y adaptado para esta investigación en la forma que luego se detalla.

2. Propiedades de los combustibles

Como combustibles de sustitución del biogás de digestor se ha utilizado metano en botella a presión de 20 MPa. Como no fue posible encontrar en el mercado n-butanol de origen biológico se ha utilizado n-butanol comercial, de origen fósil. El n-butanol puede ser 1-butanol o 2-butanol, pero el comercial contiene sobre todo 1-butanol igual que el que se obtiene de fermentación ABE. Las principales propiedades del metano pueden encontrarse en la bibliografía general y las del n-butanol se han tomado las de la referencia [22] y se exponen en la Tabla 1 comparadas con las de la gasolina y del etanol.

Tabla 1: Propiedades de los combustibles utilizados.

Propiedad	Unidad	Metano	n-Butanol	Etanol	Gasolina
Estado de agregación a 100 kPa		Gas	Líquido	Líquido	Líquido
Fórmula química		CH ₄	C ₄ H ₁₀ O	C ₂ H ₆	C _{7,3} H _{14,2} O _{0,15}
Densidad a 100 kPa y 25 °C	kg/m ³	(gas) 0,645	810	790	736
Poder calorífico	MJ/kg	50,0	33,0	26,8	42,9
Número de Octano Research	N.O.R.	> 120 (135)	92	109	≥ 95
Número de Octano Motor	N.O.M.	> 120 (122)	71	90	≥ 85
Dosado estequiométrico en masa	m/m	17,2	11,2	9,0	14,7
Poder calorífico de mezcla estequiométrica	MJ/kg	2,75	2,70	2,68	2,73
Temperatura de ebullición (100 kPa)	°C	-161,5	118	78	25-215
Velocidad de llama laminar	cm/s	40	58,5	63,6	51

3. Instrumentación y metodología de los ensayos

Para la realización de los ensayos experimentales se ha utilizado un motor monocilíndrico de compresión variable tipo CFR, fabricado por Waukesha. Este motor se utilizó anteriormente para la determinación del Número de Octano de gasolinas según normas ASTM D2699 y D2700 en control de calidad de gasolinas por la antigua compañía CAMPSA, pero fue modificado y adaptado a la investigación en la forma que se describe en la a continuación. Las principales características del motor CFR, referencias [23 - 24] se muestran en la Tabla 2.

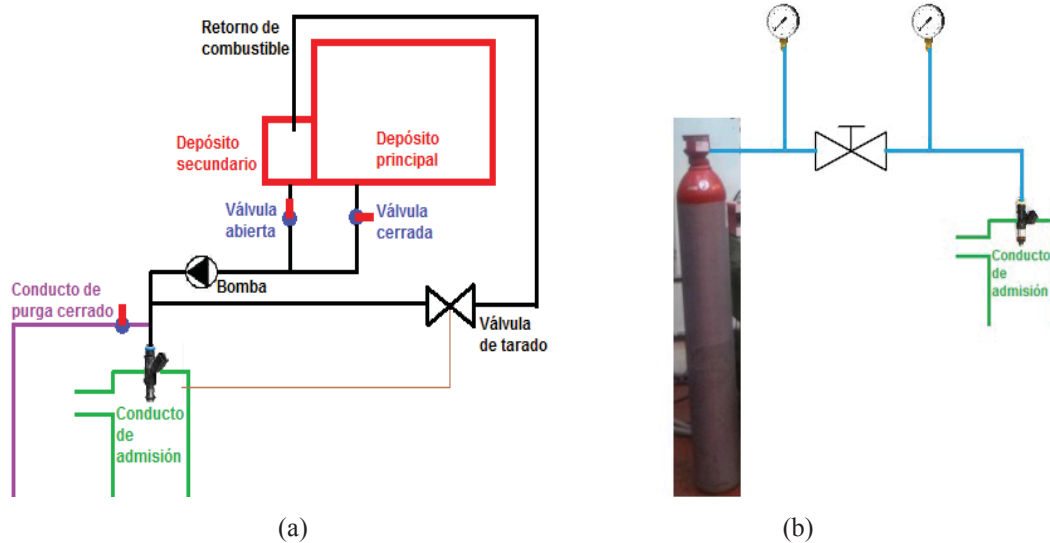
El sistema de refrigeración es por agua en ebullición lo que permite una temperatura de refrigerante constante. Las principales modificaciones realizadas en el motor se explican a continuación.

- Accionamiento por motor eléctrico trifásico asíncrono con variadores de frecuencia con recuperación de energía a la red.

Tabla 2: Características del motor CFR (método Research modificado).

Característica	Unidad	Valor
Diámetro del pistón	cm	Gas
Carrera	cm	CH ₄
Cilindrada	cm ³	611,74
Relación biela/manivela	m/m	4,44
Relación de compresión	Variable	4 – 18
Régimen de giro	r/min	600 ± 15
Válvulas	Número	2 en culata
Cámara de combustión	Forma	Cilíndrica
Posición de la bujía	Ubicación	Lateral
Avance encendido	°	10
Temperatura del aire de admisión	°C	18 - 21

- Encendido por descarga de bobina con sensor inductivo en la salida del árbol de levas. El punto de encendido se puede modificar fácilmente y se lee en una escala.
- Medida de temperaturas de aire, de mezcla y de refrigerante por termopares.
- Sistema de alimentación de combustible líquido a presión con inyector y bomba comerciales de un motor de gasolina de la misma cilindrada unitaria, y un regulador de presión que retorna parte del combustible al depósito, como se ve en la Figura 1(a).
- Sistema de alimentación de combustible gaseoso con inyector de gas de un motor de gas natural, alimentado por la presión del botella de metano y un regulador de presión que mantiene la presión manométrica del gas en el inyector a 5 MPa, Figura 2 (b).

**Figura 1:** Sistemas de alimentación de combustibles líquido (a) y gaseoso (b) al motor CFR.

- Ambos inyectores de han dispuesto uno al lado del otro en la parte alta de la cámara de mezcla del motor CFR y se controlan mediante un controlador AVL ETU427 que es gestionado desde un ordenador. El controlador de inyección puede variar al tiempo de apertura de cada inyector por separado seleccionando el número de pulsos de los enviados desde un codificador angular incremental (de 3600 p/rev.) durante los cuales se alimenta eléctricamente al inyector, es decir se varía el tiempo de inyección.
- Sensor de presión en cámara tipo piezoeléctrico refrigerado por agua Kistler 6041 con amplificador de carga modelo 5015A. Este sensor se ha instaló en el lugar del detonómetro original del motor.
- Sensor de presión de admisión extensométrico.
- Caudalímetro de aire de admisión de flujo de tipo flujo laminar MERIAM Z50MH10, con lectura de presión diferencial por sensor BDSensors de 50 mbar.

- Codificador angular Heidenhain ROD 420 de 3600 pulsos/ revolución, accionado por una correa dentada desde el cigüeñal con relación de transmisión 2:1.
- Analizador de gases AVL modelo DIGAS 440 que determina CO, CO₂, y HC por sistema infrarrojos no dispersivos y O₂ y NO por célula química.
- Sistema de registro y pretratamiento de datos mediante placa de adquisición de datos National Instruments y programa Labview.
- El tratamiento de los datos obtenidos se ha realizado con programas realizados al efecto en Matlab.

Como en todos los motores CFR, la relación de compresión se modifica mediante la variación de la posición de la culata respecto al cigüeñal, con un tornillo sin fin accionado desde el exterior. La posición de la culata se mide por un micrómetro exterior y la norma ASTM establece el procedimiento de ajuste del micrómetro a cada relación de compresión. Pero por haberse modificado todo el sistema de admisión, y debido a que el sensor de presión piezoeléctrico es diferente al detonómetro original, lo que modifica el volumen de la cámara de combustión, ha sido necesario establecer de nuevo la relación posición de micrómetro –relación de compresión. Para ello se ha realizado un procedimiento basado en la medida de la presión máxima de compresión sin combustión y un modelo del proceso de compresión y se ha comprobado también con el programa AVL Boost.

Para minimizar el efecto de la dispersión cíclica de este motor, en los ensayos de presión en el cilindro se registraban 100 ciclos consecutivos y se obtenía el ciclo medio promediando punto a punto. Con ello también se eliminaba el ruido electrónico. Esta forma de proceder elimina la oscilación de la presión en la detonación, por lo que para estudios de autoinflamación se ha utilizado un ciclo mediana que es uno único representativo del conjunto.

Todos los ensayos se han realizado con caliente: temperatura del refrigerante (agua + etilenglicol) de 98 °C.

En el caso de los ensayos con butanol puro y con un alto porcentaje del mismo, el motor no podía arrancar en frío debido a su alta temperatura de evaporación, por lo que se arrancaba previamente con gasolina o con el propio metano.

Los inyectores se calibraron antes de los ensayos. El de combustible líquido se calibró con gasolina, etanol y butanol mediante la pesada del combustible inyectado en 100 pulsos de inyección con varias posiciones del control AVL ETU, desde 0 a 150 pulsos, máximo esperable para este motor. El valor obtenido se corrigió finamente mediante un analizador de CO₂ en el escape con el motor en combustión. El inyector de gas se calibró mediante una inyección de varios pulsos de gas en una probeta llena de agua y compensada en presión por un tubo en U, como se muestra en la Figura 2. Se calibró con varias posiciones del control AVL ETU. En todos los casos se obtuvo una curva de calibración lineal dentro del rango a usar en los ensayos.

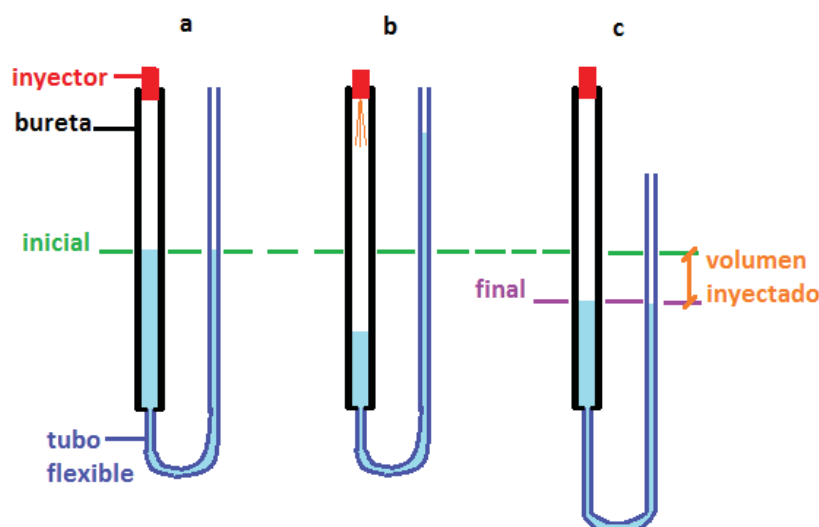


Figura 2: Procedimiento para calibrar el inyector de metano: (a) inyección, (b) se descompensan las columnas y (c) se equilibran las columnas.

El conducto de admisión no tenía estrangulamiento y debido al bajo régimen de giro del motor, la presión en el conducto de admisión es pulsante como lo es el caudal de aire como se ve en la Figura 3, el desfase angular es debido a la distancia entre la posición del sensor de presión y el caudalímetro. El caudal de aire se calculaba por integración de dicha curva en cada ensayo.

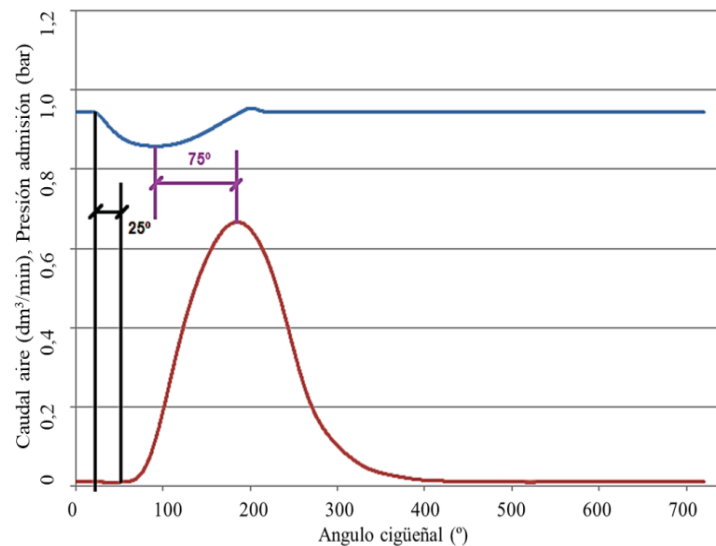


Figura 3: Registro de presión en el conducto de admisión y de caudal de aire.

Del registro de la presión en el cilindro (p) a cada posición angular α , ($3600 / 720 = 0,2^\circ$), se calculaba el diagrama p - V a partir del volumen del cilindro en cada instante (V) calculado de la geometría del mecanismo biela – manivela que depende en cada posición angular del volumen de la cámara de compresión, V_c , que se calcula de la relación de compresión, D : diámetro del pistón, R : radio del cigüeñal y L : longitud de la biela:

$$V(\alpha) = V_c + \pi D^2 / 4 \cdot R (1 - \cos \alpha + R / 2L \cdot \sin^2 \alpha)$$

De este diagrama se calcula la presión media indicada (p_{mi}), teniendo en cuenta que el trabajo indicado (w_i) es el área del ciclo p - V :

$$p_{mi} = \frac{\text{Trabajo indicado}}{(\pi D^2 / 4) \cdot S}$$

Donde S es la carrera del pistón. De dicho registro se calculaba la tasa de calor liberado (Q_L) y la fracción de masa quemada (f_q) en cada posición angular del ciclo termodinámico p - V , aplicando el 1^a principio de termodinámica al volumen de gas contenido en el cilindro en cada instante del proceso, de tamaño $\Delta\alpha$, suponiendo nulas las fugas y el volumen de gas que se queda en resquicios:

$$\frac{\Delta Q_L}{\Delta \alpha} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{\Delta V}{\Delta \alpha} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} + \frac{\Delta Q_p}{\Delta \alpha}$$

La transferencia de calor a las paredes (Q_p) se ha estimado por el modelo de Woschni [25], según la ecuación:

$$\dot{Q}_p(\alpha) = A(\alpha) \cdot h_c \cdot (T - T_p), \text{ donde } h_c = 3,26 \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,55} \cdot w^{0,8}$$

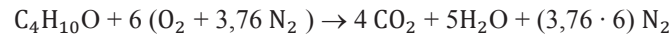
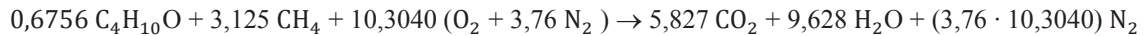
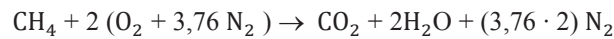
Donde p es la presión en el cilindro, T y T_p las temperaturas medias del gas en la cámara (en K) estimada de suponer el gas ideal ($p \cdot V = R \cdot T$) y de las paredes (estimada en unos 150 °C), respetivamente. El valor de w se obtiene de ecuaciones empíricas a partir de datos geométricos del motor en cada instante y de la estimación de datos termodinámicos al inicio de la compresión.

Se realizó previamente un estudio de la repetibilidad de los ensayos en días horas diferentes, usando el promedio de 100 ciclos consecutivos, obteniéndose desviaciones típicas frente al valor promediado que en porcentaje eran del orden del 0,5 %.

4. Resultados sobre el proceso de combustión.

El estudio de la combustión normal se ha realizado fijando el punto de encendido en 10 ° antes del PMS con dosado estequiométrico de la mezcla metano – butanol. La relación de compresión se mantuvo fija en 9:1.

Se estudiaron cinco combinaciones de los combustibles metano y butanol que en porcentaje en masa fueron (%m/%m): 100/0, 75/15, 50/50, 25/ 5 y 100/0. En cada mezcla se calculó el dosado estequiométrico de la reacción estequiométrica con la combinación metanol – butanol para cada caso, que salen de las ecuaciones químicas siguientes (desde metano puro a butanol puro)



Dividiendo la suma de los productos de los coeficiente estequiométrico de los dos combustibles por sus pesos moleculares entre lo mismo del aire se obtiene el dosado estequiométrico. Como resultado de este cálculo se obtiene la gráfica de la Figura 4, donde se puede ver la reducción del dosado estequiométrico al aumentar el porcentaje de metano. Por tanto, en cada ensayo se ajustaba el control de cada inyector para la cantidad en masa necesaria para conseguir el porcentaje de dada combustible, de forma que resultase una mezcla estequiométrica. Para el ajuste de la inyección se medía en cada caso el caudal másico de aire de admisión y en la Tabla 3 se muestra el resultado de la masa que hay que inyectar de cada combustible para cada ensayo.

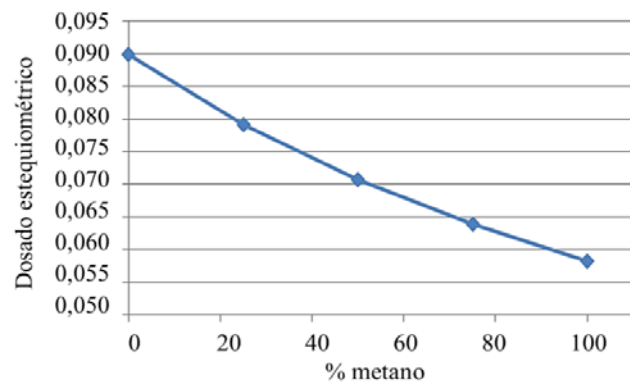


Figura 4: Dosado estequiométrico para cada mezcla metano - butanol.

Tabla 3: Cálculo de la masa a introducir por cada ciclo de cada combustible.

Combustible		Aire real	Dosado	Masa aire	Butanol	Metano
Metano	Butanol	(cm ³ /ciclo)	Estequiométrico	(g/ciclo)	(g)	(g)
0	100	442,85	0,0898	0,4977	0,0447	0
25	75	437,05	0,0791	0,4912	0,0291	0,0097
50	50	428,55	0,0707	0,4816	0,0170	0,0170
75	25	422,63	0,0639	0,4750	0,0076	0,0228
100	0	422,19	0,0583	0,4745	0	0,0277

De los ensayos de los cinco porcentajes de mezcla se calculó diagrama p - V , la presión media indicada (p_{mi}), el consumo específico (g_{if}) en g/kWh (calculado de la suma de gramos inyectados en cada ciclo de ambos combustibles) y el rendimiento indicado (η_i : cociente entre el trabajo indicado del ciclo y el calor aportado como suma de la masa de cada combustible por su poder calorífico), según las ecuaciones siguientes:

$$g_{if} = \frac{m_{\text{butanol}} + m_{\text{metano}}}{w_i} \cdot 3600 \cdot 1000 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$$

$$\eta_i = \frac{w_i}{m_{\text{butanol}} \cdot H_{C\text{butanol}} + m_{\text{metano}} \cdot H_{C\text{metano}}}$$

Los resultados se muestran en la Tabla 3.

Tabla 4: Resultados derivados del ciclo p - V .

Combustible		Trabajo indicado	Calor aportado	p_{mi}	g_{if}	η_i
Metano	Butanol	(J)	(J)	(bar)	(g/kWh)	
0	100	513,8	1473,5	8,40	317,4	0,344
25	75	503,4	1455,1	8,23	280,1	0,345
50	50	482,1	1402,7	7,88	256,4	0,339
75	25	454,4	1384,9	7,43	244,3	0,322
100	0	421,3	1383,3	6,89	236,4	0,305

A medida que se reduce el % de butanol, el trabajo indicado se reduce debido a que el metano ocupa más volumen en la mezcla y el calor aportado, que es el valor ponderado del producto de cada combustible por su poder calorífico, es menor con metano puro. Por esta misma razón el consumo específico indicado (g_{if}) también es menor. Pero se observa que también el rendimiento indicado se reduce al aumentar el porcentaje de metano debido a la diferencia de poder calorífico y de dosado estequiométrico.

El trabajo indicado con metano puro es el más bajo de la tabla debido a dos razones: el metano tiene una densidad muy baja por lo que, aunque la mezcla estequiométrica es menor que la del butanol, la cantidad de energía introducida por ciclo (entendida como calor aportado) es menor, y al ser gaseoso no absorbe calor latente de evaporación como el butanol, que al bajar la temperatura produce un aumento del caudal másico de aire entrante al motor.

Por razones similares, un aumento del porcentaje de metano conlleva una disminución del trabajo indicado, por lo que en un motor real se esperaría una caída de potencia al incrementar el porcentaje en metano respecto al empleo de butanol puro. Sin embargo, debido al mayor poder calorífico del metano, disminuye el consumo indicado al aumentar la proporción de éste.

Para tratar de entender esta tendencia se ha calculado la tasa de calor liberado y fracción de masa quemada para cada mezcla, obteniéndose las curvas de las Figura 5 y 6. En ellas puede observarse como la combustión se alarga más a medida que hay más metano en la mezcla por su menor velocidad de reacción. La consecuencia es que la combustión se retrasa y se alarga más en la carrera de expansión lo que reduce el rendimiento térmico del ciclo.

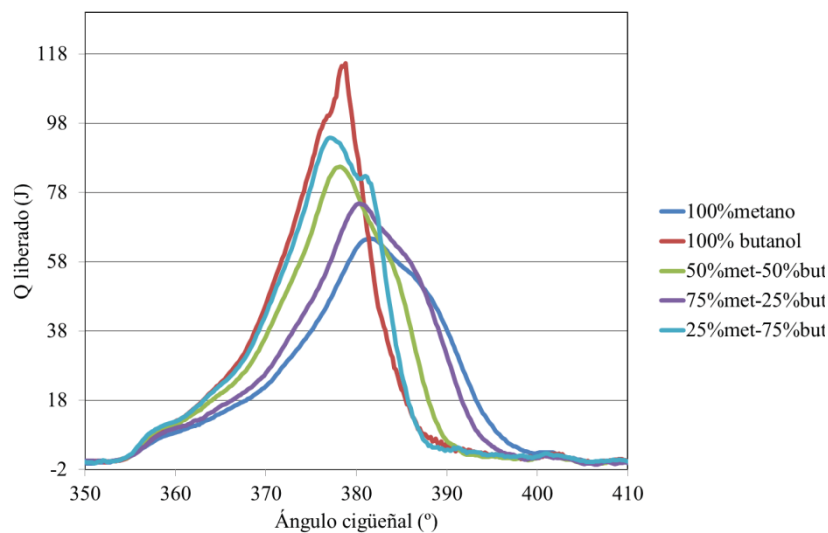


Figura 5: Tasa de calor liberado ($J/^\circ$) para cada mezcla.

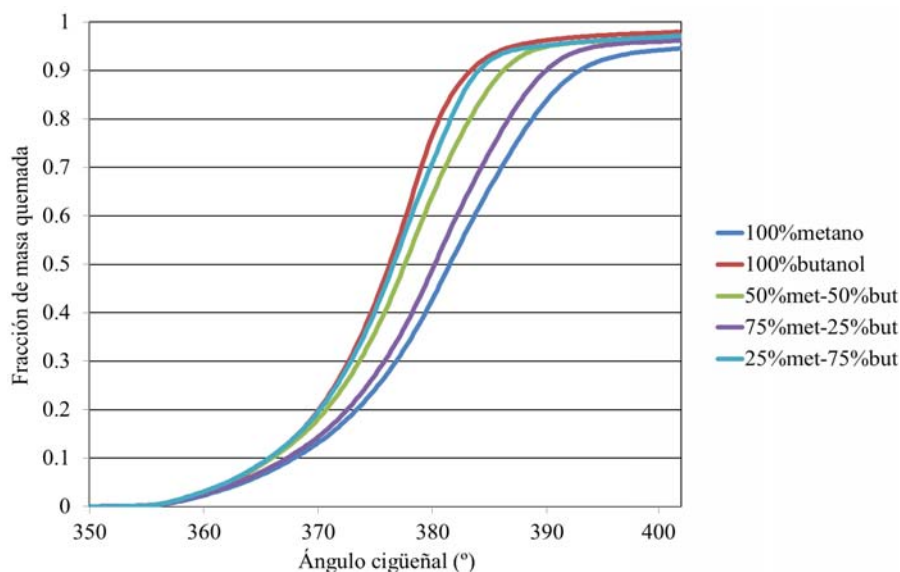


Figura 6: Fracción de masa quemada.

Del análisis de estas curvas se obtiene los resultados que se presentan en la Tabla 5. El rendimiento de la combustión es el cociente entre el valor de la integración de la tasa de calor liberado entre la masa de combustible inyectado por su poder calorífico. Este rendimiento no será uno por las pérdidas de calor y por la combustión incompleta.

Tabla 5: Resultados derivados de tasa de calor liberado.

Combustible		Rendimiento combustión	Duración combustión (° cig.)	Calor liberado (J)
Metano	Butanol			
0	100	0,989	35,2	1466,9
25	75	0,982	36,8	1442,3
50	50	0,980	38,0	1374,2
75	25	0,955	40,4	1358,7
100	0	0,950	43,2	1283,1

Se puede ver que a medida que se reduce el % de butanol, la combustión se alarga en tiempo y por tanto en ángulo y el rendimiento aumenta al crecer el porcentaje de butanol.

Para ver el efecto de cada combustible en la combustión híbrida se midieron en cada condición de ensayo las concentraciones en el escape de CO, CO₂, HC y NO. Los HC se midieron por sistema NDIR en base propano. Los resultados obtenidos de cada producto, en base seca, se muestran en la Tabla 6, en la que se muestran también las concentraciones obtenidas con otros combustibles como la gasolina (hidrocarburo) y el etanol (alcohol) en el mismo motor en las mismas condiciones.

Tabla 6: Concentraciones de gases en el escape.

Combustible		CO	CO ₂	HC	NO
Metano	Butanol	% vol.	% vol.	ppm v.	ppm v.
0	100	0,29	13,8	455	3705
25	75	0,44	12,90	325	2900
50	50	0,55	12,40	305	3260
75	25	0,35	11,5	232	2982
100	0	0,20	10,9	163	3000
	Gasolina	0,45	14,4	294	3678
	Etanol	0,50	14,0	323	3662

La emisión de CO₂ es menor a medida que aumenta el porcentaje de metano por su menor relación C/H, y las demás emisiones siguen las siguientes tendencias:

- El monóxido de carbono (CO) es máximo con la mezcla 50 % - 50 %, y se reduce tanto al aumentar tanto la parte de metano como la de butanol. En todos los casos las emisiones de CO son menores que con gasolina o con etanol. pero en el caso de 100 % n-butanol, la diferencia es muy pequeña.
- Los hidrocarburos inquemados (HC) se reducen como era esperable al aumentar el porcentaje de metano por ser gaseoso en condiciones de inyección, con las ventajas de mejor mezcla con el aire que ello conlleva.
- Las emisiones de óxido de nitrógeno (NO) aumentan al aumentar el porcentaje de butanol. Pudiera esperarse que esto fuera debido a su contenido en oxígeno, pero el valor para el caso de 100 % n-butanol, es muy similar a la emisión con gasolina o con etanol. Lo más probable es que sea debido al retardo en la combustión que aporta el metano que reduce la temperatura máxima del gas durante la combustión.

5. Conclusiones

El análisis de las curvas de presión en el cilindro aporta información para entender el desarrollo y las ventajas e inconvenientes de un motor trabajando con dos combustibles simultáneamente. La incorporación de combustibles alternativos gaseosos, como el gas natural o el biogás, y líquidos, como el n-butanol, en el futuro se verá beneficiada por al desarrollo de motores que puedan trabajar en combustión híbrida con dos combustibles tan diferentes. Ello aportará flexibilidad en el ámbito de las energías alternativas.

Por ello, la conclusión principal de este estudio es que la combustión híbrida de dos combustibles tan distintos como el metano (sustituto del biogás), que es gaseoso a temperatura ambiente, y el butanol que contiene oxígeno en su formulación y es líquido, puede realizarse en cualquier proporción.

Se observa que cada combustible aporta sus propiedades al proceso por lo que:

- Aumentar el porcentaje de metano reduce el trabajo indicado y el rendimiento indicado, pero por su significativamente mayor poder calorífico se reduce el consumo específico en g/kWh.
- El butanol al ser líquido beneficia el llenado por su calor latente de evaporación.
- La menor velocidad de llama laminar del metano reduce la velocidad media del frente de llama y alarga la combustión. Sería necesario adelantar algo el ángulo de avance del encendido al aumentar el porcentaje de metano.
- Las emisiones de CO aumentan con porcentajes 50% - 50 % pero su variabilidad es pequeña.
- Las emisiones de NO son mayores con butanol, por su contenido en oxígeno, pero también porque el metano al inyectarse gaseoso tiene ventajas en este sentido.

6. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer a Celia López Lorente por su inestimable contribución en la parte experimental. Este proyecto forma parte del proyecto preliminar de los trabajos del proyecto WasteTo Fuels (Grant Agreement nº 654623) del Programa de Investigación de la Unión Europea Horizonte 2020.

7. Referencias

- [1] Woschni, G, and Fieger, J., "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston in a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution" *SAE Technical Paper 790834, SAE Transactions*, **88** (1979)
- [2] "Una estrategia para un crecimiento inteligente, sostenible e integrador", *Comisión Europea*, Comunicado de la Comisión, COM(2010) final (3.3.2010)
- [3] Worldwatch Institute, *Biofuels for Transport: Global Potential and Implications for Sustainable Energy and Agriculture*, Ed. Earthscan (2012)
- [4] Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009 relativa al "fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables ..." *Diario Oficial de la Unión Europea*, 5.6.2009
- [5] Åhman, M., "Biomethane in the transport sector—An appraisal of the forgotten option", *Energy Policy*, 38(1), 208-217 (2010)
- [6] Szulczyk, K. R., "Which is a better transportation fuel – butanol or ethanol?", disponible en la página web: <http://www.ken-szulczyk.com/papers/butanol.pdf> (2010)
- [7] "Biobutanol", US. Dept of Energy. Alternative fuels data centre. Disponible en la página web: http://www.afdc.energy.gov/fuels/emerging_biobutanol.html
- [8] "BUTANEXT. Next Generation Biofuels", disponible en la página web: <http://butanext.eu/en/project>
- [9] "WASTE2FUELS. Sustainable production of next generation biofuels from waste streams", disponible en la página web: <http://www.waste2fuels.eu/>
- [10] Da Silva W. R. y Gonçalves, R. , "Review on the characteristics of butanol, its production and use as fuel in internal combustion engines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69, 642–651(2017)
- [11] Chehroudi, B., "Uuse of natural gas in internal combustion engines", *International Non-renewable Energy Sources Congress* Teheran, Irán (1993)
- [12] Petrakides, S. *et al.*, "Experimental investigation on the laminar burning velocities and Markstein lengths of methane and PRF95 dual fuels", *Energy and Fuels*, 30(8), 6777-6789 (2016)
- [13] Jin, C. *et al.*, "Progress in the production and application of nbutanol as a biofuel", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 4080–4106 (2011)
- [14] Serras-Pereira, J. Aleiferis, P. G. y Richardson, D., "An Analysis of the Combustion Behavior of Ethanol, Butanol, Iso-Octane, Gasoline, and Methane in a Direct-Injection Spark-Ignition Research Engine", *Combustion Science and Technology*, 185-3, 484-513 (2013)
- [15] Wigg, B. *et al.*, "Emissions Characteristics of Neat Butanol Fuel Using a Port Fuel-Injected, Spark-Ignition Engine" *SAE Technical Paper 2011-01-0902* (2011)

- [16] Venugopa, T. y Ramesh, A., “Effective utilisation of butanol along with gasoline in a spark ignition engine through a dual injection system”, *Applied Thermal Engineering*, 59 (1-2), 550-558 (2013)
- [17] Xiongbo, D. *et al.*, “Performance, combustion and knock assessment of a high compression ratio and lean-burn heavy-duty spark-ignition engine fuelled with n-butane and liquefied methane gas blend”, *Energy*, aceptado para su publicación, disponible on-line en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218304122> (2018)
- [18] Zhang, P. *et al.*, “Effects of Methane Addition on Exhaust Gas Emissions and Combustion Efficiency of the Premixed n-Heptane/Air Combustion”, *Energy Fuels*, 32(3), 3900–3907 (2018)
- [19] America, M., Kiaahmadia, F. y Khanakib, M., “Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels”, *Journal of Power Technologies*, 92(4), 214–226 (2012)
- [20] Gopal, M. y Rajendra, D., “Experimental Study on SI Engine At Different Ignition Timing Using CNG And Gasoline-20% n Butanol Blend”, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 3(3), 249-255 (2013)
- [21] Raviteja, S. y Kumar, G.N., “Effect of hydrogen addition on the performance and emission parameters of an SI engine fueled with butanol blends at stoichiometric conditions”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 40-30, 9563-9569 (2015)
- [22] Dean J. A., *Lange's handbook of chemistry. 14th ed*, McGraw-Hill, New York (1992)
- [23] ISO Standard 5163:1990, “Method for determination of knock characteristics of motor and aviation-type fuels (Motor method)” (1990)
- [24] ISO Standard 5164:1990, “Method for determination of knock characteristics of motor fuels (Research method)” (1990)
- [25] Woschni, G. and Fieger, J., "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston in a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution" *SAE Technical Paper 790834*, *SAE Transactions*, 88 (1979)