



<http://open.to/a/yasmr>

ORIGINAL ARTICLE | ARTÍCULO ORIGINAL

# Thermodynamic Evaluation of Using Ethanol-Gasoline Blends in Spark Ignition Engine

## *Evaluación termodinámica del empleo de mezclas etanol-gasolina en motores de encendido por chispa*

Ing. Yarian Reyes Suarez\*, Dr.C. Yanoy Morejon Mesa, Est. Abel Hernández Herranz

Universidad Agraria de La Habana, Facultad de Ciencias Técnicas, Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA), San José de las Lajas, Mayabeque, Cuba.

**ABSTRACT.** The present investigation was developed in the Engines Laboratory that belongs to the Faculty of Technical Sciences, in the Agrarian University of the Havana (UNAH). For its development a spark ignition engine, Jacto model, was used. The objective of this investigation was to evaluate thermodynamically the use of blends ethanol-gasoline. To achieve the outlined objective, different percentages of ethanol were added to the gasoline (E-10%; E-15%; E-20%; E-25%), to carry out an incomplete combustion with coefficient of excess of air =0,85 and an complete combustion with coefficient of excess of air =1,5, for the different percentages of ethanol. Among the main results obtained it was evidenced that when using pure gasoline, the necessary air-fuel rate to achieve the combustion, is bigger than when blends are used with ethanol, because ethanol contains oxygen, and that impoverishes the blend and guarantees a better quality in the combustion process. On the other hand, it was verified that for E-10 and E-15 blends, a better environmental and energy behaviour was obtained due to the increment of the octane rating or antiexplosive capacity of the fuel blends used which improves the quality of the combustion, although decreases the energy power during the explosion (detonation).

**Keywords:** Combustion, internal energy, fuel blends, air-fuel rate

**RESUMEN.** La presente investigación se desarrolló en el Laboratorio de Motores de la Facultad de Ciencias Técnicas, Universidad Agraria de la Habana (UNAH). Para su desarrollo se utilizó un motor de encendido por chispa de dos tiempos, modelo Jacto. El objetivo de esta investigación fue evaluar termodinámicamente el empleo de mezclas etanol-gasolina en motores de encendido por chispa. Para lograr el objetivo planteado, se añadieron diferentes porcentajes de etanol a la gasolina (E-10%; E-15%; E-20%; E-25%), realizándose una combustión incompleta con coeficiente de exceso de aire y una combustión completa con coeficiente de exceso de aire, para los distintos porcentajes de etanol. Entre los principales resultados obtenidos se evidenció que, al emplear gasolina pura, la relación aire-combustible necesaria para lograr la combustión, es mayor que cuando se emplean mezclas con etanol, lo cual está dado, a que el etanol contiene oxígeno, aspecto que empobrece la mezcla y garantiza una mejor calidad en el proceso de combustión. Por otro lado, se pudo constatar que para las mezclas E-10 y E-15, se obtuvo un mejor comportamiento ambiental y energético, lo cual se debe, al incremento del octanaje, o sea, la capacidad antidetonante de la mezcla combustible empleada, aspecto que mejora la calidad de la combustión, aunque se reduce el poder energético durante la explosión (detonación).

**Palabras clave:** Combustión, energía interna, mezclas combustibles, relación aire-combustible.

## INTRODUCTION

In order to produce optimum combustion in an internal combustion engine, fuel vaporization is necessary (Kozlov

## INTRODUCCIÓN

Para producir una combustión óptima en un motor de combustión interna, es necesario la vaporización combustible (Kozlov *et al.*,

\* Author for correspondence: Yarian Reyes Suarez, e-mail: [yarian@unah.edu.cu](mailto:yarian@unah.edu.cu)

Received: 10/09/2019.

Accepted: 13/03/2020.

*et al.*, 2019). The vaporization temperatures of pure ethanol are very high, due to its low vapor pressure and its high latent vaporization heat, so it is necessary to implement some kind of ignition aid system. The simplest way is to mix it with gasoline in different percentages according to the needs (Mantilla *et al.*, 2016).

Biofuels respond to government policies on energy security, which are intended to replace partially the limited fossil fuels to reduce the threat to the environment by escaping emissions and global warming. The use of alcohols, which are considered important forms of biofuels, produced from biomass (for example, alcohol, biofuel, bio-kerosene,  $H_2$ , etc.); blended with gasoline as motor fuel, has been a subject of scientific research since 1980 (Gravalos *et al.*, 2011; Guarieiro and Guarieiro, 2013).

Among the different alcohols, ethanol and methanol are recognized as the most suitable renewable biofuels for spark ignition internal combustion engines (Kamboj and Karimi, 2014).

The use of ethanol-gasoline blends with a low percentage of ethanol, such as E-5 (5% ethanol, 95% gasoline), can be used in any type of gasoline vehicle, without any mechanical modification (Kheiralla *et al.*, 2017).

According to Kozak (2019), ethyl alcohol has been used for many years as an additive to regular gasoline, so that in Poland and most other European countries, the market for vehicles fuelled with pure ethanol or blends with a high ethanol content is not developed, having a significant market share.

Technologies for the production of ethanol from non-food feedstocks, mainly from lignocellulosic complexes, have not yet had a significant impact on this fuel production market. Although ethanol continues being a very important component for spark ignition engines.

The ethanol has a great impact due to its physical and chemical properties, since it contains oxygen, which propitiates obvious effects in the oxidation of the particles. In the case of the pressure in an internal combustion engine with ethanol mixed with gasoline, it is 36% higher than that reached with pure gasoline. The combustion process is shortened with the increase of ethanol and makes it approaching to an ideal combustion to constant volume. The increase of ethanol proportion can suppress the formation, accumulation and emission of particles. With 100% of ethanol, the increase of the engine regime can reduce the accumulation of particles up to 72%, without affections with the increase of the speed, whereas with the increase of the gasoline in the blend the accumulation of particles increases abruptly.

On the other hand, the advance of direct injection synchronizing can effectively reduce the total number of particles and the effects of early direct injection on the decrease of particles are more obvious at high temperatures in engine speed. At low speed, the delay in ignition time, causes the particles to decrease (Sun *et al.*, 2019).

The combined injection engine, fully qualified for ethanol and gasoline injection, can also control the ratio of the two fuels in real time and obtain good engine performance to meet energy saving and emission reduction requirements. For the

2019). Las temperaturas de vaporización del etanol puro son muy altas, debido a su baja presión de vapor y a su alto calor latente de vaporización, por lo que es necesario implementar algún sistema de ayuda al encendido. La forma más sencilla es la mezcla con gasolina en diferentes porcentajes según las necesidades (Mantilla *et al.*, 2016).

Los biocombustibles responden a las políticas gubernamentales en cuanto seguridad energética, reemplazando estos, parcialmente los limitados combustibles fósiles y reduciendo la amenaza al medio ambiente por el escape emisiones y calentamiento global. El uso de alcoholes, que se consideran formas importantes de biocombustibles, producido a partir de biomasa (por ejemplo, alcohol, biodiésel, bio-queroseno,  $H_2$ , etc.); mezclado con gasolina como combustible para motores, fue un tema de investigación científica desde 1980 (Gravalos *et al.*, 2011; Guarieiro y Guarieiro, 2013).

Entre los diferentes alcoholes el etanol y el metanol son reconocidos como los biocombustibles renovables más adecuados para motores de combustión interna de encendido por chispa (Kamboj y Karimi, 2014).

El uso de mezclas etanol-gasolina con bajo porcentaje de etanol como es el caso del E-5 (5% etanol, 95% gasolina), puede utilizarse en cualquier tipo de vehículo de gasolina, sin ninguna modificación mecánica (Kheiralla *et al.*, 2017).

Según Kozak (2019), el alcohol etílico se ha utilizado durante muchos años como un aditivo a la gasolina normal por lo que en Polonia y la mayoría de los demás países de Europa, el mercado de vehículos alimentados con etanol puro o mezclas con un alto contenido de etanol no se desarrollan, teniendo una cuota de mercado significativa.

Las tecnologías para la producción de etanol a partir de materias primas no alimentarias, principalmente a partir de complejos lignocelulósicos, todavía no han tenido un impacto significativo en este mercado de producción de combustible. Aunque el etanol continúa siendo un componente muy importante para motores de encendido por chispa.

El etanol tiene un gran impacto debido a sus propiedades físicas y químicas, dado que contiene oxígeno, lo cual propicia efectos obvios en la oxidación de las partículas, en el caso de la presión en un motor de combustión interna con etanol mezclado con gasolina es un 36% superior a los alcanzados con sólo esta última, el proceso de combustión se acorta con el aumento del etanol y hace que el proceso de combustión sea más corto, acercándose esta combustión a una combustión ideal a volumen constante, el aumento de proporción de etanol puede suprimir la formación y emisión de acumulación de partículas, con un 100% de etanol el aumento del régimen del motor puede reducir la acumulación de partículas hasta en un 72% no siendo afectada esta con el aumento de la velocidad, mientras que con el aumento de la gasolina en la mezcla la acumulación de partícula aumenta bruscamente.

Por otro lado, el avance de la sincronización de la inyección directa puede reducir efectivamente el número total de partículas y los efectos de la inyección directa temprana sobre la disminución de partículas son más obvios a altas temperaturas en la velocidad del motor, a baja velocidad, el retraso en el tiempo de ignición hace que las partículas disminuyan (Sun *et al.*, 2019).

El motor de inyección combinado, está totalmente cualificado para la inyección de etanol y gasolina, también puede controlar la relación de los dos combustibles en tiempo real y obtener un buen rendimiento del motor para cumplir los requisitos de ahorro de energía y de reducción de emisiones (Gutiérrez, 2013). Para

production of such an engine, a set of fuel injection devices is added (Gutiérrez, 2013).

## METHODS

### Theoretical Foundations for the Combustion Process Analysis

The theoretical foundations for the analysis of the combustion process considered were those stated by Anojin and Sajarov (1970), Gurevych and Sorokin (1978), Pancratov (1979), Kralob and Antonov (1980), Vzorov *et al.* (1981) and Jovarj (1982). They established the following:

The theoretical amount of air required to oxidize a fuel is determined by the following expression:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_o}{32} \right) \quad (1)$$

The average fuel elemental components can be taken: for gasolines: C=0,85; H= 0,15; O<sub>o</sub>=0 and for diesel fuel: C=0,86; H=0,13; O<sub>o</sub>=0,01.

The quantity of fresh load moles for gasoline engines:

$$M_1 = a * L_o + \frac{1}{\mu_c} \quad (2)$$

where:  $\mu_c$ : molecular mass of the fuel, for gasolines  $\mu_c=110...120$  kg/kmol.

For diesel, the amount of fresh charge is calculated by the expression:

$$M1 = a * L_o \quad (3)$$

Quantity of combustion products:

If  $a > 1$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 * \alpha * L_o \quad (4)$$

If  $a \geq 1$  then

$$M_2 = (M_2)_{a=1} + J \quad (5)$$

where:

$$(M_2)_{a=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 * L_o \quad (6)$$

In addition, there is an amount of air that is in excess, which is equal to:

$$(a-1)L_o = J \quad (7)$$

The theoretical coefficient of molecular variation:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (8)$$

The real coefficient of molecular variation:

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_2 + M_1 * \sigma_r}{M_1 + (1 + \sigma_r)} = \frac{\mu_o + \sigma_r}{1 + \sigma_r} \quad (9)$$

la producción de un motor de este tipo, se añade un conjunto de dispositivos de inyección de combustible (Sun *et al.*, 2019).

## MÉTODOS

### Fundamentos teóricos para el análisis del proceso de combustión

Los fundamentos teóricos para el análisis del proceso de combustión, se consideraron a partir de las bases planteadas por Anojin y Sajarov (1970); Gurevych y Sorokin (1978); Pancratov (1979); Kralob y Antonov (1980); Vzorov *et al.* (1981); Jovarj (1982), los que establecieron:

La cantidad teórica de aire necesaria para oxidar un combustible, se determina mediante la expresión siguiente:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_o}{32} \right) \quad (1)$$

Los componentes elementales medios del combustible se pueden tomar: para las gasolinas: C=0,85; H= 0,15; O<sub>o</sub>=0 y para los diéses: C=0,86; H=0,13; O<sub>o</sub>=0,01.

La cantidad de moles de la carga fresca para los motores de gasolina:

$$M_1 = a * L_o + \frac{1}{\mu_c} \quad (2)$$

donde:  $\mu_c$ : masa molecular del combustible, para las gasolinas  $\mu_c=110...120$  kg/kmol.

Para los diéses, la cantidad de carga fresca se calcula mediante la expresión:

$$M1 = a * L_o \quad (3)$$

Cantidad de productos de la combustión:

Si  $a > 1$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 * \alpha * L_o \quad (4)$$

Si  $a \geq 1$  entonces

$$M_2 = (M_2)_{a=1} + J \quad (5)$$

donde:

$$(M_2)_{a=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 * L_o \quad (6)$$

Además, existe una cantidad de aire que está en exceso, que es igual a:

$$(a-1)L_o = J \quad (7)$$

El coeficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (8)$$

El coeficiente real de variación molecular:

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_2 + M_1 * \sigma_r}{M_1 + (1 + \sigma_r)} = \frac{\mu_o + \sigma_r}{1 + \sigma_r} \quad (9)$$

The magnitude of  $\beta$  oscillates for gasoline engines  $\beta=1,02\dots1,12$ , diesel engines  $\beta=1,01\dots1,06$

The lower combustion heat of the fuel is formed: for gasoline engines  $H_u=44000kJ/kg_g$ , for diesel  $H_u=42500kJ/kg_g$ , and for gasohol (Flex fuel)  $H_u=26279kJ/kg_g$ .

For gasoline engines working with rich blends  $a>1$ , the loss of heat as a result of incomplete combustion is determined.

$$\Delta H_u=119600(1-a)*L_o;kJ/kg \quad (10)$$

If  $a\geq 1$ , the previous equation does not apply.

The internal energy of combustion products is determined by the expression:

$$\frac{1}{\beta} \left[ \xi \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \sigma_r)} + \frac{[U_c - \sigma_r * U_c'']}{1 + \sigma_r} \right] = U_z \quad (11)$$

where:  $\sigma_r$ : Coefficient of waste gases: for gasoline engines  $\sigma_r=0,06\dots0,12$ ; for diesel engines  $\sigma_r=0,02\dots0,06$ ;  $\xi$ : Heat utilisation coefficient for different engines at nominal speed: for gasoline engines  $\xi=0,85\dots0,95$ ; for diesel engines  $\xi=0,65\dots0,85$ ;  $U_c$ : Internal gas energy (the one from the air can be taken) for the temperature at the end of compression in degrees Celsius ( $^{\circ}C$ );  $U_c''$ : Internal energy of combustion products at the critical temperature of the products of  $t_c$ .

## Exhaust Process

The parameters of the exhaust process  $P_r$  y  $T_r$ , are taken at the beginning of the calculation of the admission process. This process consists of filling the cylinder with fresh load. The pressure of the environment is considered  $P_o=0,1MPa$ , while the temperature of the environment is determined at the place where the experiment takes place.

The residual gas pressure, depending on the engine type, is calculated using the following equation:

$$P_r = (1,05\dots1,25) * P_o \quad (12)$$

The temperature of the waste gases is taken depending on the type of engine. Considering that in gasoline engines its value oscillates between  $T_r=900\dots1100^{\circ}K$ , while for diesel engines its value lies between the ranges  $T_r=700\dots900^{\circ}K$ .

Depending on the type of engine, the heating temperature of the load would be between  $\Delta T=10\dots30^{\circ}K$ .

To check the correct selection of the value of  $P_r$  and  $T_r$ , the following equation is used:

$$T_r = \frac{Tb}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (13)$$

The selected value of  $T_r$  and the one calculated by the Equation 13, must not be greater than 10%, otherwise the thermal calculation must be corrected.

The approximate values of  $T_b$  y  $P_b$  are listed in Table 1.

El valor de  $\beta$  oscila para: motores de gasolina  $\beta=1,02\dots1,12$ , motores diésel  $\beta=1,01\dots1,06$

El calor de combustión inferior del combustible se forma: para los motores de gasolina  $H_u=44000kJ/kg_g$ , para los diésel  $H_u=42500kJ/kg_g$ , y para los gasohol (Flex fuel)  $H_u=26279kJ/kg_g$ .

Para motores de gasolina que trabajan con mezclas ricas  $a>1$ , se le determina la pérdida de calor a consecuencia de la combustión incompleta.

$$\Delta H_u=119600(1-a)*L_o;kJ/kg \quad (10)$$

Si  $a\geq 1$ , la ecuación anterior no procede.

Para determinar la energía interna de los productos de la combustión, se puede utilizar la expresión:

$$\frac{1}{\beta} \left[ \xi \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \sigma_r)} + \frac{[U_c - \sigma_r * U_c'']}{1 + \sigma_r} \right] = U_z \quad (11)$$

donde:  $\sigma_r$ : Coeficiente de gases residuales: para motores de gasolina  $\sigma_r=0,06\dots0,12$ ; para motores diésel  $\sigma_r=0,02\dots0,06$ ;  $\xi$ : Coeficiente de utilización del calor para diferentes motores en el régimen nominal: para motores de gasolina  $\xi=0,85\dots0,95$ ; para motores diésel  $\xi=0,65\dots0,85$ ;  $U_c$ : Energía interna de los gases (se puede tomar la del aire) para la temperatura al final de la compresión en grados Celsius ( $^{\circ}C$ );  $U_c''$ : Energía interna de los productos de la combustión a la temperatura crítica de los productos de  $t_c$ .

## Proceso de escape

Los parámetros del proceso de escape  $P_r$  y  $T_r$ , se toman al comienzo del cálculo del proceso de admisión. Este proceso consiste en el llenado del cilindro con carga fresca. La presión del medio ambiente se considera  $P_o=0,1MPa$ , mientras que la temperatura del medio ambiente se determina en el lugar donde se desarrolle el experimento.

La presión de los gases residuales en dependencia del tipo del motor, se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$P_r = (1,05\dots1,25) * P_o \quad (12)$$

La temperatura de los gases residuales, se toma en dependencia del tipo del motor. Considerándose que en los motores de gasolina su valor oscila entre  $T_r=900\dots1100^{\circ}K$ , mientras que para los motores diésel su valor se encuentra entre los rangos  $T_r=700\dots900^{\circ}K$ .

En dependencia del tipo de motor, la temperatura de calentamiento de la carga se encontraría entre  $\Delta T=10\dots30^{\circ}K$ .

Para comprobar la correcta selección del valor de  $P_r$  y  $T_r$ , se comprueba por la ecuación:

$$T_r = \frac{Tb}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (13)$$

El valor seleccionado de  $T_r$  y el calculado por la ecuación 13, no debe ser mayor del 10%, de lo contrario el cálculo térmico debe ser corregido.

Los valores aproximados de  $T_b$  y  $P_b$  aparecen en la Tabla 1.

**TABLE 1. Values of temperatures and final expansion pressures**  
**TABLA 1. Valores de temperaturas y presiones finales de expansión**

Engine type		
Gasoline	2 200...1 700	0,34...0,50 (3,4...5,0)
Diesel	1 800...1 200	0,2...0,4 (2...4)

## RESULTS AND DISCUSSION

### Characterization of Experimental Conditions

The experiments took place in the Laboratory of Motors of the Faculty of Technical Sciences, at the Agrarian University of Havana (UNAH), using a single-cylinder engine model JACTO.

The analysis of the combustion process in terms of ethanol-gasoline and pure gasoline blends was carried out in April 2019. Before the combustion, the percentage of ethanol to be added was defined (10%; 15%; 20% y 25%), and the type of blend (rich mixture and lean mixture). Hydrated ethanol with 95% purity and regular gasoline category B-85 were used as fuel. The engine used has an effective power of 1,2 kW; a rotation frequency of 580 rev/min and a cylinder capacity of 34 cm<sup>3</sup>

### Thermodynamic Analysis of the Combustion Process

Considering what was proposed in the materials and methods, referring to the influence of the air composition in the chemical equations to be obtained, when fuel blends were used, the following analyses were carried out. Air-fuel and fuel-air ratio, internal energy, mass and molar fraction of the combustion products, the quantity of gases emitted to the environment and the economic analysis.

In the particular case of the air-fuel and fuel-air ratio, it was determined for excess air coefficients of 0.85 and 1.5, for each of the ethanol-gasoline blends and pure gasoline supplied to the engine.

In the case of the rich blend, i.e. with an excess air coefficient equivalent to 0.85, the values of the air-fuel and fuel-air ratios are shown in the Table 2.

**TABLE. 2. Analysis of  $r_{a/c}$  y  $r_{c/a}$  for the combustion process for rich blend ( $\alpha = 1,5$ )**  
**TABLA. 2. Análisis de la  $r_{a/c}$  y  $r_{c/a}$  para el proceso de combustión para mezcla rica ( $\alpha = 1,5$ )**

Blends	$r_{a/c}$ , kg(air)/kg(fuel)	$r_{c/a}$ , kg(fuel)/kg(air)
E-0	16,049	0,062
E-10	12,599	0,079
E-15	13,048	0,077
E-20	12,592	0,079
E-25	12,587	0,079

As it can be seen in the table above, for the blend with E-0, the air-fuel ratio required to achieve combustion reaches a value of 16.049 kg (air)/kg (fuel). This value is higher than the values obtained in the rest of the blends, reaching a maximum difference of 3.462 kg (air)/kg (fuel) with respect to the blend with E-25 and a minimum difference of 3.001 kg (air)/kg (fuel) with respect to the blend with E-15.

When analysing the fuel-air ratio represented in Table 2, it can be seen that, for blend with E-10, E-20 and E-25, equal values are reached, these being equivalent to 0.079 kg (fuel)/

## RESULTADOS Y DISCUSION

### Caracterización de las condiciones experimentales

Los experimentos se desarrollaron en el Laboratorio de Motores de la Facultad de Ciencias Técnicas, Universidad Agraria de la Habana (UNAH). Utilizándose un motor monocilíndrico modelo JACTO.

El análisis del proceso de combustión en función de las mezclas etanol-gasolina y gasolina pura, fue realizado en abril del 2019. Antes de realizar las combustiones, se definió el porcentaje de etanol a añadir (10%; 15%; 20% y 25%), y el tipo de mezcla (mezcla rica y mezcla pobre). Como carburante se empleó, etanol hidratado con un 95% de pureza, y gasolina regular categoría B-85. El motor empleado posee una potencia efectiva de 1,2 kW; una frecuencia de rotación de 580 rev/min, una cilindrada de 34 cm<sup>3</sup>

### Análisis termodinámico del proceso de combustión

Considerándose lo planteado en los materiales y métodos, referente a la influencia de la composición del aire en las ecuaciones químicas a obtener, al emplearse mezclas combustibles, se realizaron los análisis de: relación aire-combustible y combustible-aire, de energía interna, de fracción en masa y molar de los productos de la combustión, de la cantidad de gases emitidos al medio ambiente y del análisis económico.

En el caso particular de la relación aire-combustible y combustible-aire, esta se determinó para coeficientes de exceso de aire de 0,85 y 1,5, para cada una de las mezclas de etanol-gasolina y gasolina pura suministradas al motor.

En el caso de la mezcla rica, o sea, con coeficiente de exceso de aire equivalente a 0,85, los valores de la relación aire-combustible y combustible-aire, se muestran en la Tabla 2.

Como se puede observar en tabla antes mencionada, para la mezcla con E-0, la relación aire-combustible necesaria para lograr la combustión, alcanza un valor de 16,049 kg (aire)/ kg (combustible). Siendo este valor superior a los valores obtenidos en el resto de las mezclas, llegando a alcanzar una diferencia máxima de 3,462 kg (aire)/kg (combustible) respecto a la mezcla con E-25 y una diferencia mínima de 3,001 kg (aire)/ kg (combustible) respecto a la mezcla con E-15.

Al analizarse la relación combustible-aire representada en la Tabla 2, se puede constatar que, para las mezclas con E-10, E-20

kg (air). It is observed that this value is higher than that in the blend with E-0 by 0.017 kg (fuel)/kg (air), however, when a blend with E-15 is used, a difference of 0.015 kg (fuel)/kg (air) with respect to that of E-0 is evident.

In turn, the internal energy of the combustion products for each of the blend analyzed was determined by means of Expression 11. It is evident that the maximum value of internal energy in the combustion products is reached in the blend with E-0, which is given by the caloric power that is given off when pure gasoline only is used (Table 3).

y E-25, se alcanzan valores iguales, siendo estos equivalentes a 0,079 kg (combustible)/ kg (aire). Observándose que este valor es superior a la mezcla con E-0 en 0,017 kg (combustible)/kg (aire), sin embargo, al emplearse una mezcla con E-15, se evidencia una diferencia de 0,015 kg (combustible)/kg (aire) respecto a la de E-0.

A su vez, se determinó mediante la expresión (11) la energía interna de los productos de la combustión para cada una de las mezclas analizadas. Evidenciándose, que el máximo valor de energía interna en los productos de la combustión, se alcanza en la mezcla con E-0, lo cual está dado por el poder calórico que se desprende al emplearse gasolina pura solamente (Tabla 3).

**TABLE 3. Internal energy of combustion products for rich blend ( $\alpha= 1, 5$ )**  
**TABLA. 3. Energía interna de los productos de la combustión para mezcla rica ( $\alpha= 1, 5$ )**

Blend /Thermodynamic parameters	$M_1$ , kg/kmol	$M_2$ , kg/kmol	$M_0$	$\beta$	$U_z$ , kJ/kmol
E-0	36,970	28,943	0,783	0,806	22 516,084
E-10	37,723	30,718	0,814	0,834	16 499,621
E-15	37,661	31,074	0,825	0,844	17 346,729
E-20	37,737	30,732	0,814	0,834	16 393,280
E-25	37,737	30,497	0,808	0,829	17 667,364

As it can be seen, in the table above, when using the E-0 blend, a higher internal energy is obtained than when the remaining mixtures were used. A value of 22 516,084 kJ/kmol is reached and a maximum difference of 6 122,804 kJ/kmol is obtained with respect to the mixture with E-25, and a minimum difference of 4 848,72 kJ/kmol is obtained when using a mixture with E-20.

The decrease in the internal energy of the combustion products is mainly due to the increase in octane rating, i.e. the anti-explosive capacity of the fuel or fuel blend used, an aspect that improves the quality of combustion, although energy power is reduced during the explosion (detonation).

When using a light mixture with an excess air coefficient equivalent to 1.5, it is observed that the values of the air-fuel and fuel-air ratio differ from those obtained when using a rich mixture, which is given by the excess air supplied to the combustion chamber. These values are shown in Table 4.

Como se puede observar en la tabla anterior, al emplear la mezcla E-0, se obtiene una energía interna superior a las mezclas restantes, alcanzando un valor de 22 516,084 kJ/kmol, obteniéndose una diferencia máxima de 6 122,804 kJ/kmol respecto a la mezcla con E-25, y una diferencia mínima de 4 848,72 kJ/kmol al emplearse una mezcla con E-20.

El descenso de la energía interna de los productos de la combustión, se debe fundamentalmente, al incremento del octanaje, o sea, la capacidad antidetonante del carburante o mezcla combustible empleada, aspecto que mejora la calidad de la combustión, aunque se reduce el poder energético durante la explosión (detonación).

Al emplearse una mezcla pobre con coeficiente de exceso de aire equivalente a 1,5, se observa que los valores de la relación aire-combustible y combustible-aire difieren de los que se obtienen al emplearse una mezcla rica, lo cual está dado por el exceso de aire que se suministra a la cámara de combustión. Estos valores se muestran en la Tabla 4.

**TABLE 4. Analysis of  $r_{a/c}$  y  $r_{c/a}$  for the combustion process for lean blend ( $\alpha= 1, 5$ )**  
**TABLA. 4. Análisis de la  $r_{a/c}$  y  $r_{c/a}$  para el proceso de combustión para mezcla pobre ( $\alpha= 1, 5$ )**

Blend	$r_{a/c}$ , kg(air)/kg(fuel)	$r_{c/a}$ , kg(fuel)/kg(air)
E-0	28,329	0,035
E-10	23,171	0,043
E-15	22,225	0,045
E-20	22,212	0,045
E-25	22,205	0,045

According to Table.4, the values of blends E-15, E-20 and E-25 have similar values, with the E-25 mixture reaching the minimum value with 22.205 kg(air)/kg(fuel), showing a maximum difference with respect to the E-0 mixture of 6.124 kg(air)/kg(fuel). While for the E-10 blend, a minimum difference of 5,158 kg(air)/kg(fuel) is observed with respect to the E-10 blend and a maximum difference of 6,124 kg(air)/kg(fuel) is observed.

When analysing the fuel-air ratio, it is evident that when using blends E-15, E-20 and E-25, values equal to 0.045

Según la Tabla.4, se observa que los valores de las mezclas E-15; E-20 y E-25, presentan valores similares, siendo la mezcla E-25, la que alcanza el valor mínimo con 22,205 kg(aire)/kg(combustible), manifestándose una diferencia máxima respecto a la mezcla E-0 de 6,124 kg(aire)/kg(combustible). Mientras que para la mezcla E-10, se observa una diferencia mínima respecto a dicha mezcla de 5,158 kg(aire)/kg(combustible).

Al analizarse la relación combustible-aire, se evidencia que al emplear mezclas E-15; E-20 y E-25, se obtienen valores iguales

kg(fuel)/kg(air) are obtained. That evidences a maximum difference with respect to the E-0 blend of 0.010 kg(fuel)/kg(air), while the E-10 blend reaches a value of 0.043 kg(fuel)/kg(air), evidencing a minimum difference with respect to the E-0 blend of 0.008 kg(fuel)/kg(air).

Using Expression 11, the internal energy of the combustion products was determined for each of the blends analyzed, evidencing that the maximum value of internal energy in the combustion products is reached in blends with E-0 (Table 5).

a 0,045 kg(combustible)/kg(aire), evidenciándose una diferencia máxima respecto a la mezcla E-0 de 0,010 kg(combustible)/kg(aire), en tanto la mezcla E-10, alcanza un valor de 0,043 kg(combustible)/kg(aire), evidenciándose una diferencia mínima respecto a la mezcla E-0 de 0,008 kg(combustible)/kg (aire).

Empleándose la expresión (11) se determinó la energía interna de los productos de la combustión para cada una de las mezclas analizadas, evidenciándose que el máximo valor de energía interna en los productos de la combustión se alcanza en mezclas con E-0 (Tabla 5).

**TABLE 5. Internal energy of combustion products for lean blend ( $\alpha = 1, 5$ )**  
**TABLA. 5. Energía interna de los productos de la combustión para mezcla pobre ( $\alpha = 1, 5$ )**

Blend /Thermodynamic parameters	$M_1$ , kg/kmol	$M_2$ , kg/kmol	$M_0$	$\beta$	$U_z$ , kJ/kmol
E-0	36,371	33,370	0,908	0,913	21 928,776
E-10	36,372	33,070	0,909	0,914	16 315,053
E-15	36,802	33,318	0,905	0,910	16 305,665
E-20	36,802	33,307	0,905	0,910	16 305,665
E-25	36,800	32,740	0,890	0,896	16 557,925

In Table 5, it is observed that when using E-0 blends, the internal energy is 21 928.776 kJ/kmol, reaching a value higher than the other blends studied, showing a minimum difference with respect to the E-25 blend of 5 370.851 kJ/kmol, while the maximum difference is 5 623.111 kJ/kmol, with respect to the E-15 and E-20 blends.

To summarise, in the combustion analysed, the highest internal energy value of the combustion products is achieved when the E-0 blend is used, independently of the excess air coefficient. However, it is valid to point out that in the majority of experiments it is evident that the best values with respect to the energy behaviour of the products obtained are obtained when blends E-10 and E-15 are used. This behaviour is due to the increase in octane rating, that is, to the anti-knock capacity of the fuel or fuel blend used, an aspect that improves the quality of combustion, although energy power is reduced during the explosion (detonation).

In the research developed by Pikūnas *et al.* (2003), it is reflected that when ethanol is added, the heat released by the ethanol-gasoline blend decreases, however, it is observed that the octane rating increases, aspects that coincide with the results obtained in this research.

## CONCLUSIONS

- The theoretical foundations were validated by evaluating the thermodynamic behaviour of the use of ethanol-gasoline blends in two-stroke spark ignition engines.
- When using pure gasoline, the air-fuel ratio needed to achieve combustion is higher than when using ethanol blends. This is due to the fact that ethanol contains oxygen, an aspect that impoverishes the blend and guarantees a better quality in the combustion process.
- The E-10 and E-15 blends experienced the best environmental and energy performance, which is due to the increase in octane rating, that is, the anti-knock capacity of the fuel

En la Tabla 5, se observa que al emplear mezclas E-0 la energía interna es de 21 928,776 kJ/kmol, alcanzando un valor superior a las restantes mezclas estudiadas, evidenciándose una diferencia mínima respecto a la mezcla E-25 de 5 370,851 kJ/kmol, mientras que la diferencia máxima es de 5 623,111 kJ/kmol, respecto a las mezclas E-15 y E-20.

A modo de resumen, en las combustiones analizadas, el mayor valor de energía interna de los productos de la combustión se alcanza al emplearse la mezcla E-0, independientemente del coeficiente de exceso de aire. Sin embargo, es válido señalar, que en la mayoría de los experimentos se evidencia, que los mejores valores respecto al comportamiento energético de los productos obtenidos, se obtienen, al emplearse las mezclas E-10 y E-15. Este comportamiento se debe al incremento del octanaje, o sea, a la capacidad antidetonante del carburante o mezcla combustible empleada, aspecto que mejora la calidad de la combustión, aunque se reduce el poder energético durante la explosión (detonación).

En la investigación desarrollada por Pikūnas *et al.* (2003), se refleja, que al adicionarse etanol, el calor desprendido por las mezclas etanol-gasolina disminuye, sin embargo, se observa que el grado de octanaje aumenta, aspectos que coinciden con los resultados obtenidos en la presente investigación.

## CONCLUSIONES

- Los fundamentos teóricos planteados fueron validados al evaluarse el comportamiento termodinámico del empleo de mezclas etanol-gasolina en motores de encendido por chispa de dos tiempos.
- Al emplear gasolina pura, la relación aire-combustible necesaria para lograr la combustión, es mayor que cuando se emplean mezclas con etanol. Esto se debe, a que el etanol contiene oxígeno, aspecto que empobrece la mezcla y garantiza una mejor calidad en el proceso de combustión.
- Las mezclas E-10 y E-15, fueron las que mejor comportamiento ambiental y energético experimentaron, lo cual

blend used, an aspect that improves the quality of combustion, although energy power is reduced during the explosion (detonation).

se debe, al incremento del octanaje, o sea, la capacidad antidetonante de la mezcla combustible empleada, aspecto que mejora la calidad de la combustión, aunque se reduce el poder energético durante la explosión (detonación).

## REFERENCES / REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANOJIN, V.; SAJAROV, A.: *Manual del tractorista.*, Ed. Mir, Moscow, Russia, 1970.
- GRAVALOS, I.; MOSHOU, D.; GIALAMAS, T.; XYRADAKIS, P.; KATERIS, D.; TSIROPOULOS, Z.: "Performance and emission characteristics of spark ignition engine fuelled with ethanol and methanol gasoline blended fuels", *Alternative fuel*, 85, 2011.
- GUARIEIRO, L.L.N.; GUARIEIRO, L.L.: *Vehicle emissions: What will change with use of biofuel*, Ed. InTech, Zhen Fang ed., 357-386 p., 2013, ISBN: 978-953-51-0950-1.
- GUREVYCH, A.; SOROKIN, E.: *Tractores y automóviles.*, Ed. Mir, vol. Tomo 2, Moscú, Rusia, 692 p., 1978.
- GUTIÉRREZ, S.M.: *Mantenimiento de motores térmicos de dos y cuatro tiempos. TMVG0409*, Ed. IC Editorial, 2013, ISBN: 84-15670-05-2.
- JOVARJ, M.: *Motores de automóvil*, Ed. Mir, Moscow, Russia, 1982.
- KAMBOJ, S.K.; KARIMI, M.N.: "A Study of Spark Ignition Engine Fueled with Methanol and Ethanol Fuel Blends with Iso-Octane", *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering*, 8(1): 25-31, 2014.
- KHEIRALLA, A.; TOLA, E.; BAKHIT, J.: "Performance of ethanol-gasoline blends of up to E35 as alternative Automotive fuels.", *Advances in Bioresarch*, 8(5), 2017, ISSN: 0976-4585.
- KOZAK, M.: "Ethyl alcohol as a fuel for contemporary internal combustion engines", *Diagnostyka*, 20, 2019, ISSN: 1641-6414.
- KOZLOV, A.; GRINEV, V.; TERENCECHENKO, A.; KORNILOV, G.: "An Investigation of the Effect of Fuel Supply Parameters on Combustion Process of the Heavy-Duty Dual-Fuel Diesel Ignited Gas Engine", *Energies*, 12(12): 2280, 2019.
- KRALOB, C.M.; ANTONOV, V.N.: *Estructura, mantenimiento térmico y reparación de automóviles y motocicletas*, Ed. Escuela Superior, Moscú, Rusia, 320 p., 1980.
- MANTILLA, J.; GALEANO, C.; MUÑOZ, A.: "Mezclas gasolina-etanol en motores de combustión interna en Colombia", *Revista Mutis*, 6(1): 41-53, 2016, ISSN: 2256-1498.
- PANCRATOV, C.: *Motores de Combustión Interna de Automóviles, Tractores y su Explotación*, Ed. Escuela Superior, Moscow, Russia, 296 p., 1979.
- PIKŪNAS, A.; PUKALSKAS, S.; GRABYS, J.: "Influence of composition of gasoline-ethanol blends on parameters of internal combustion engines", *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10(3-4), 2003.
- SUN, P.; LIU, Z.; DONG, W.; YANG, S.: "Comparative Study on the Effects of Ethanol Proportion on the Particle Numbers Emissions in a Combined Injection Engine", *Energies*, 12(9): 1788, 2019.
- VZOROV, B.A.; ADAMOVICH, A.V.; ARABYAN, A.G.: *Tractor Diesels: Handbook [in Russian]*, Ed. Mashinostroenie, Moscow, Russia, 536 p., 1981.

---

Yarian Reyes Suarez, Especialista, Universidad Agraria de La Habana, Facultad de Ciencias Técnicas, Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA) San José de las Lajas, Mayabeque, Cuba, e-mail: [yarian@unah.edu.cu](mailto:yarian@unah.edu.cu)

Yanoy Morejon Mesa, Profesor Titular, Universidad Agraria de La Habana, Facultad de Ciencias Técnicas, Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA) San José de las Lajas, Mayabeque, Cuba, e-mail: [yymm@unah.edu.cu](mailto:yymm@unah.edu.cu)

Abel Hernández Herranz, Estudiante de Ingeniería Agrícola, Universidad Agraria de La Habana, Facultad de Ciencias Técnicas, San José de las Lajas, Mayabeque, Cuba, e-mail: [yarian@unah.edu.cu](mailto:yarian@unah.edu.cu)

The authors of this work declare no conflict of interests.

This item is under license Reconocimiento-NoComercial de Creative Commons 4.0 Internacional (CC BY-NC 4.0).

The mention of trademarks of specific equipment, instruments or materials is for identification purposes, there being no promotional commitment in relation to them, neither by the authors nor by the publisher.