

**NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL IDI SỬ DỤNG LƯỢNG NHIÊN LIỆU DIESEL-ETHANOL**  
**RESEARCH ON COMBUSTION PROCESS OF DIESEL ENGINES FUELLED WITH DUAL-FUEL DIESEL-ETHANOL**

*Nguyễn Thành Bắc*

*Phạm Minh Tuấn*

*Trần Anh Trung*

*Bộ môn Động cơ đốt trong – Viện Cơ khí Động lực – Trường Đại học Bách Khoa HN*

*Email: [ntbac.hau.hust@gmail.com](mailto:ntbac.hau.hust@gmail.com)*

*Số điện thoại: 0902219922*

**TÓM TẮT:**

Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu các đặc tính kỹ thuật và quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào đánh giá chất lượng và quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol có các đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên. Bài báo này trình bày nghiên cứu đánh giá chất lượng quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol bằng cách phân tích áp suất quá trình cháy của động cơ để xác định tốc độ tỏa nhiệt, thời điểm bắt đầu cháy và góc cháy trễ. Kết quả cho thấy tốc độ tỏa nhiệt và góc cháy trễ tăng lên khi tăng tỷ lệ ethanol tại các chế độ tải khác nhau.

**Từ khóa:** *Lượng nhiên liệu, còn-diesel, tốc độ tỏa nhiệt, góc cháy trễ, thời điểm bắt đầu cháy.*

**ABSTRACT**

There have been many domestic and international projects concerning technical characteristics and combustion of diesel engines fuelled with dual fuel such as diesel-LPG or diesel-CNG. However, not any similar study with diesel-ethanol has been found, while physical and chemical characteristics of this dual-fuel are quite different with those of the above-mentioned ones. This paper presents a research on combustion process of diesel engines running on diesel-ethanol by analyzing the combustion pressure to determine the net heat release rate, the start of combustion and the ignition delay as well. Results showed that the net heat release rate and the ignition delay at various loads increased when the ethanol ratio raised.

**Key words:** *dual fuel, ethanol-diesel, net heat release rate, start of combustion, ignition delay*

**KÝ HIỆU**

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
$\frac{dQ_n}{d\theta}$	J/°	Tốc độ tỏa nhiệt
$\gamma$	-	Chỉ số đa biến gama
p	bar	Áp suất khí thể
V	m <sup>3</sup>	Thể tích buồng công tác của động cơ theo góc quay trục khuỷu
$\frac{dV}{d\theta}$	m <sup>3</sup> /°	Tốc độ thay đổi thể tích buồng công tác theo góc quay trục khuỷu
$\frac{dp}{d\theta}$	bar/°	Tốc độ thay đổi áp suất theo góc quay trục khuỷu
$\theta$	°	Góc quay trục khuỷu
T	K	Nhiệt độ khí thể

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
$m_{air}$	kg	Lượng không khí nạp vào động cơ trong 1 chu trình công tác
R	J/kg.K	Hằng số khí
$V_c$	$m^3$	Thể tích buồng cháy
D	m	Đường kính piston
$x_i$	m	Chuyển vị của piston
$V_h$	$m^3$	Thể tích công tác của động cơ
$\epsilon$	-	Tỷ số nén của động cơ
S	m	Hành trình piston
$\lambda$	-	Thông số kết cấu của động cơ
L	m	Chiều dài thanh truyền
$\tau_{id} (CA)$	$^\circ$	Thời gian cháy trễ
$S_p$	m/s	Tốc độ trung bình của piston
$T_{TDC}$	K	Nhiệt độ trong xy lanh tại điểm chết trên
$P_{TDC}$	bar	Áp suất trong xy lanh tại điểm chết trên
$E_A$	(J/mol)	Năng lượng kích hoạt
CN	-	Trị số xê tan
$\tau_{id}(ms)$	ms	Thời gian cháy trễ
$n_e$	vg/ph	Tốc độ động cơ

### CHỮ VIẾT TẮT

LPG	Khí hóa lỏng (Liquefied Petroleum Gas)
CNG	Khí thiên nhiên (Compressed Natural Gas)
D4BB	Động cơ diesel 4 kỳ 4 xy lanh
IDI	Buồng cháy gián cách (Indirect Injection)
APA 100	Bảng thử động lực học cao
AVL 733S	Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu
AVL 735S	Thiết bị điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu
QC33C	Cảm biến áp suất xy lanh
AVL 553	thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát
ECU	Bộ điều khiển điện tử

### 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Với yêu cầu sạch hơn, rẻ hơn và thay thế được đã mở ra rất nhiều hướng nghiên cứu mới trong nhiên liệu ô tô nhằm làm giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch cũng như giảm tác động tới môi trường đặc biệt là khí gây hiệu ứng nhà kính. Vấn đề này không chỉ các nhà khoa học quan tâm mà các nhà sản xuất ô tô cũng đang rất nỗ lực tìm kiếm khi mà giá cả của nhiên liệu hóa thạch ngày càng tăng đồng thời tổng lượng nhiên liệu hóa thạch trên thế giới đang sụt giảm. Cho đến nay một số nhiên liệu tiềm năng và có khả năng thay thế nhiên liệu cho động cơ đốt trong đã tìm ra như biogas, dầu thực vật, cồn, khí thiên nhiên CNG, khí hóa lỏng LPG và hydro.

Cồn êtylic thường được gọi ethanol là nhiên liệu sinh học có thể sử dụng thay thế cho nhiên liệu của động cơ diesel [2]. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu các

đặc tính kỹ thuật và quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào đánh giá chất lượng và quá trình cháy của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol là loại nhiên liệu có các đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên.

## 2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU VÀ CHẾ ĐỘ THỰC NGHIỆM

Nghiên cứu sử dụng hai loại nhiên liệu là diesel và ethanol với một số tính chất cơ bản được trình bày trong bảng 1.

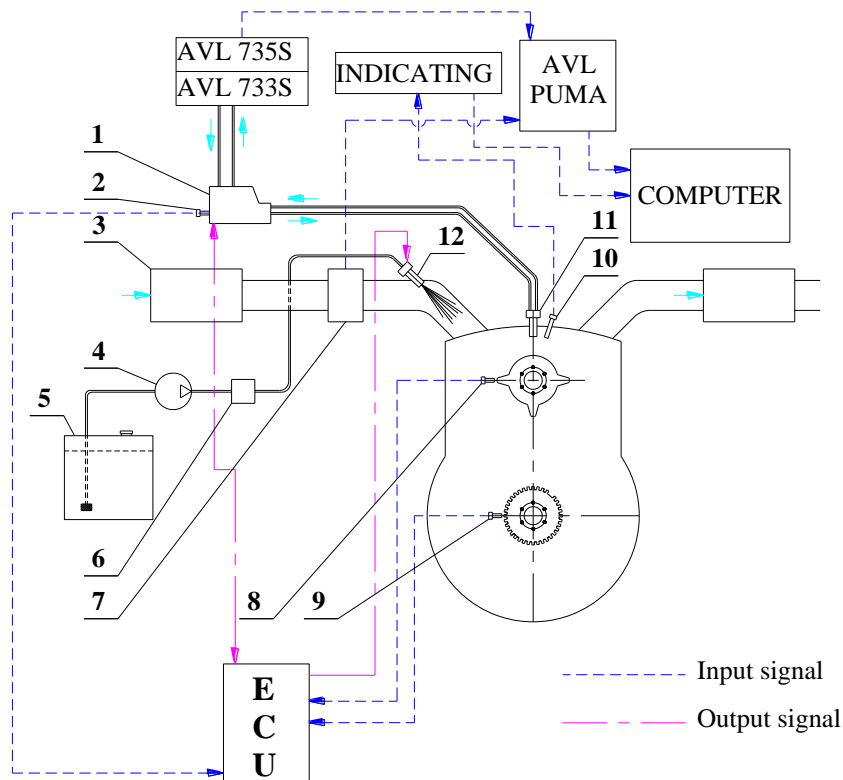
*Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của nhiên liệu diesel và ethanol [9]*

<b>Thông số</b>	<b>Diesel</b>	<b>Ethanol</b>
Khối lượng riêng ở 20°C (kg/m <sup>3</sup> )	856	785
Hệ số không khí lý thuyết (kg <sub>kk</sub> /kg <sub>nl</sub> )	14.7	8.96
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	41.66	26.8
Nhiệt hóa hơi (kJ/kg)	270	840
Nhiệt độ tự cháy (K)	500	665
Trị số xê tan	45 ÷ 50	5 ÷ 8
Hàm lượng các bon (% khối lượng)	87	52.2
Hàm lượng hydro (% khối lượng)	13	13
Hàm lượng ô xy (% khối lượng)	0	34.8

Động cơ thử nghiệm được lựa chọn là loại động cơ diesel D4BB 4 xy lạnh, 4 kỳ buồng cháy ngăn cách IDI (Indirect Injection), sử dụng bơm phân phối lắp trên xe tải 1,25 tấn của hãng Hyundai, các thông số cơ bản của động cơ được trình bày trong bảng 2. Động cơ được đặt trên băng thử động lực học cao APA 100 thuộc Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Đi kèm là các thiết bị đo kiểm bao gồm: thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu kiểu khối lượng AVL 733S và 735S; thiết bị phân tích khí xả AVL CEBII; cảm biến áp suất xy lạnh QC33C và thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin có chức năng đo diễn biến áp suất trong xy lạnh theo góc quay trục khuỷu; thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ dung dịch làm mát động cơ AVL 553; vòi phun ethanol được điều khiển bởi ECU MotoHawk ECM-0565-128-0702-C [10] của hãng Woodward và đặc tính mối quan hệ giữa thời gian phun và lượng phun được xây dựng trước khi lắp lên động cơ. Các thông số đầu vào của ECU, hệ thống cung cấp và vị trí lắp vòi phun ethanol được giới thiệu trên hình 1.

*Bảng 2. Những thông số cơ bản của động cơ D4BB*

<b>Thông số</b>	<b>Giá trị</b>
Kiểu động cơ	Động cơ diesel 4 kỳ, 4 xy lạnh thẳng hàng, 8 xu páp, buồng cháy ngăn cách.
Đường kính/hành trình D/S (mm)	91,1/100
Dung tích xy lạnh (cm <sup>3</sup> )	2607
Công suất lớn nhất (kW – vg/ph)	59 – 4000
Mô men lớn nhất (N.m – vg/ph)	165 – 2200
Tỷ số nén ε	22
Chiều dài thanh truyền L (m)	0,15805



Hình 1. Sơ đồ bố trí thiết bị thực nghiệm

AVL 733 và 735- Thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu; indicating- Thiết bị đo áp suất; AVL PUMA- Thiết bị xử lý trung tâm; Computer- Máy tính; AVL 553- Thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát; ECU- Bộ điều khiển vòi phun ethanol; 1- Bơm cao áp; 2- Cảm biến vị trí thanh răng; 3- Lọc không khí; 4- Bơm ethanol; 5- Thùng chứa ethanol; 6- Lọc ethanol; 7- Cảm biến lưu lượng không khí; 8- Cảm biến vị trí trực cam; 9- Cảm biến vị trí trực khuỷu; 10- Cảm biến áp suất; 11- Vòi phun diesel; 12- Vòi phun ethanol.

Chế độ thực nghiệm động cơ được lựa chọn theo tỷ lệ 100, 75 và 50% của giá trị mô men động cơ lớn nhất cụ thể là 165, 121 và 81(Nm) với tốc độ động cơ được cố định tại 2000 vg/ph. Thời điểm bắt đầu phun ethanol của từng vòi phun được điều khiển độc lập tại vị trí cuối nén đầu cháy của mỗi xy lanh và phun lên xu páp nạp nhằm tận dụng nhiệt của xu páp giúp ethanol bay hơi tốt hơn. Lượng ethanol thay thế được điều khiển tăng lên bao nhiêu thì lượng diesel được điều khiển giảm đi tương ứng và ngược lại bằng cách điều khiển ga để đảm bảo cố định tải lần lượt ở 100%, 75% và 50%. Đồng thời lượng ethanol thay thế lớn nhất được kiểm soát bằng tín hiệu kích nổ thu nhận từ cảm biến kích nổ gắn trên động cơ. Góc phun sớm diesel 15° trước điểm chết trên. Giá trị áp suất trong xy lanh trong quá trình thực nghiệm được ghi nhận bằng thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin có chức năng đo diễn biến áp suất trong xy lanh theo góc quay trực khuỷu.

### 3. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Theo các nghiên cứu [3, 5-7], tốc độ tỏa nhiệt của nhiên liệu theo góc quay trực khuỷu được xác định bằng phương trình sau:

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

Trong đó:

$\frac{dQ_n}{d\theta}$  - Tốc độ tỏa nhiệt (J/°);

$\gamma$  - Chỉ số đa biến gama;

p- Áp suất khí thể (xác định bằng thực nghiệm) (bar);

V- Thể tích buồng công tác của động cơ theo góc quay trục khuỷu (m<sup>3</sup>);

$\frac{dV}{d\theta}$  - Tốc độ thay đổi thể tích buồng công tác theo góc quay trục khuỷu (m<sup>3</sup>/°);

$\frac{dp}{d\theta}$  - Tốc độ thay đổi áp suất theo góc quay trục khuỷu (bar/°);

$\theta$  - Góc quay trục khuỷu (°);

• Chỉ số đa biến gama được xác định bằng thực nghiệm theo nghiên cứu [5], cụ thể như sau:

$$\gamma = 1.338 - 6.10^{-5}.T + 10^{-8}.T^2 \quad (2)$$

Trong đó: T- Nhiệt độ khí thể được xác định theo phương trình trạng thái khí lý tưởng.

$$T = \frac{p.V}{m_{air}.R} \quad (K) \quad (3)$$

Trong đó:

$m_{air}$ - Lượng không khí nạp vào động cơ trong 1 chu trình công tác (kg);

R- Hằng số khí (J/kg.K).

• Thể tích buồng công tác của động cơ theo góc quay trục khuỷu được xác định theo qui luật động học cơ cấu trục khuỷu thanh truyền theo biểu thức sau:

$$V = V_c + (\pi.D^2.x_i) / 4 \quad (m^3) \quad (4)$$

Trong đó:

$V_c$ - Thể tích buồng cháy (m<sup>3</sup>) được xác định bằng biểu thức (5);

D- Đường kính piston (m) (Bảng 2);

$x_i$ - Chuyển vị của piston tính từ điểm chết trên được xác định theo qui luật động học cơ cấu trục khuỷu thanh truyền theo biểu thức (6).

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1) \quad (m^3) \quad (5)$$

$$x_i = S/2 \cdot ((1 - \cos\theta) + (1/\lambda) \cdot (1 - \sqrt{1 - (\lambda \cdot \sin\theta)^2})) \quad (m) \quad (6)$$

Trong đó:

$V_h$ - Thể tích công tác của động cơ (m<sup>3</sup>) được xác định theo biểu thức (7);

$\varepsilon$ - Tỷ số nén của động cơ (Bảng 2);

S- Hành trình piston (m) (Bảng 2);

$\lambda$ - Thông số kết cấu của động cơ được xác định theo biểu thức (8).

$$V_h = \pi.D^2.S/4 \quad (m^3) \quad (7)$$

$$\lambda = S/2.L \quad (8)$$

Trong đó: L- Chiều dài thanh truyền (m) (Bảng 2)

• Tốc độ thay đổi thể tích buồng công tác theo góc quay trục khuỷu được xác định theo biểu thức:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_h}{2} \left( \sin\theta + \frac{\lambda \sin\theta \cos\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}} \right) \quad (m^3/°) \quad (9)$$

Thời gian cháy trễ được xác định theo các nghiên cứu [4, 8], cụ thể như sau:

$$\tau_{id}(CA) = (0,36 + 0,22.S_p) \cdot \exp \left[ E_A \cdot \left( \frac{1}{R.T_{TDC}} - \frac{1}{17190} \right) \left( \frac{21,2}{P_{TDC}-12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (10)$$

Trong đó:

$\tau_{id}$  (CA)- Thời gian cháy trễ (°);

$S_p$ - Tốc độ trung bình của piston (m/s);

$T_{TDC}$ - Nhiệt độ trong xy lanh tại điểm chết trên (K);

$P_{TDC}$ - Áp suất trong xy lanh tại điểm chết trên (bar);

$E_A$ - Năng lượng kích hoạt (J/mol), được xác định theo biểu thức (11).

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \quad (11)$$

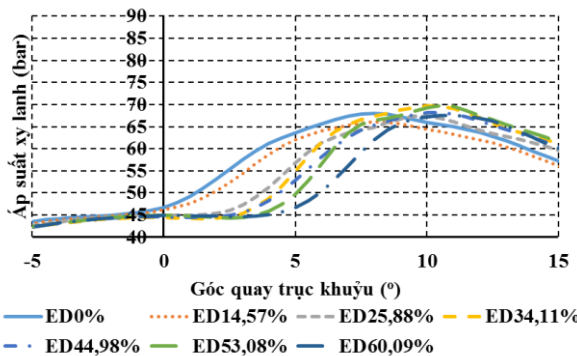
Trong đó:  $CN$ - Trị số xê tan (Trị số xe tan tăng làm giảm năng lượng kích hoạt)

Thời gian cháy trễ có thể qui đổi ra đơn vị thời gian theo các nghiên cứu [8], cụ thể như sau:

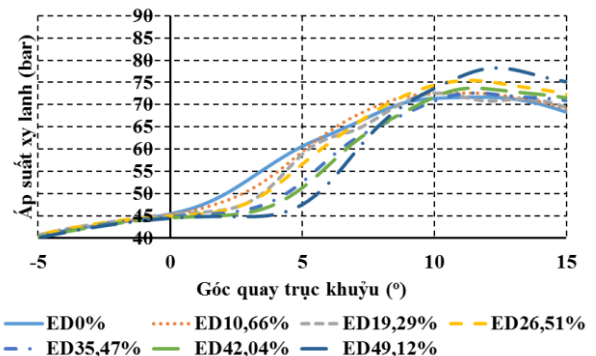
$$\tau_{id}(ms) = \frac{\tau_{id}(CA)}{0,006.n_e} \quad (12)$$

#### 4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

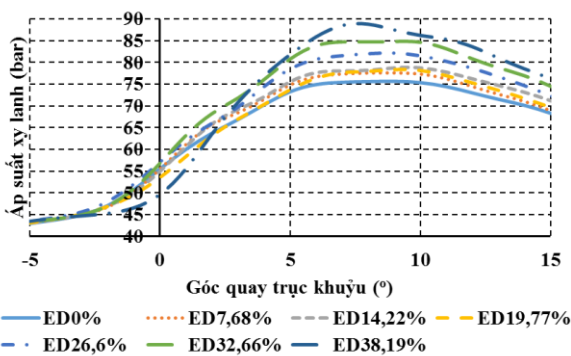
Kết quả thực nghiệm đo được giá trị áp suất trong xy lanh được thể hiện trên các hình từ hình 2 đến hình 4. Qua các hình từ 2 đến hình 4 cho thấy khi tăng lượng ethanol phun vào, thời điểm đường áp suất bắt đầu tách khỏi đường nén có xu hướng muộn đi, tuy nhiên vị trí đạt áp suất cực đại hầu như không thay đổi, kết quả này có thể là do ethanol bay hơi thu nhiệt của không khí làm giảm nhiệt độ quá trình nén dẫn tới thời điểm bắt đầu cháy muộn đi, tuy nhiên do ethanol cháy nhanh [1] nên đỉnh áp suất không bị muộn so với trường hợp không phun ethanol. Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu tại các chế độ tải khác nhau khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế được thể hiện trên hình 5 đến hình 7.



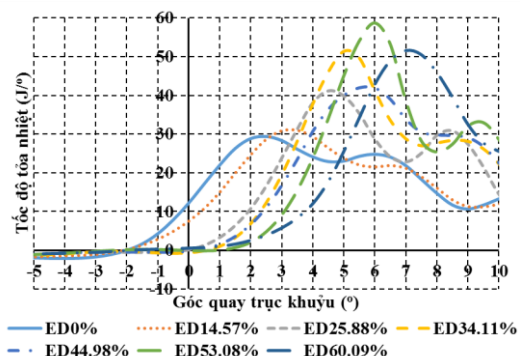
Hình 2. Áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu tại 50% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



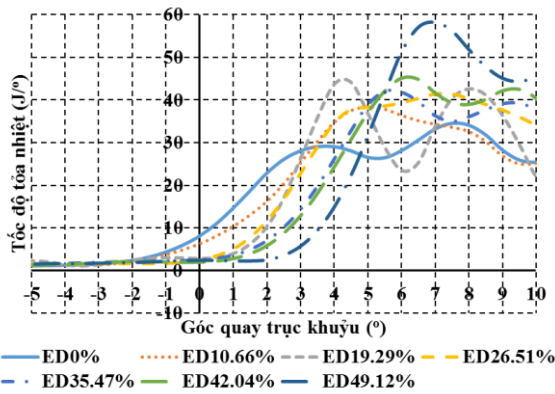
Hình 3. Áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu tại 75% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



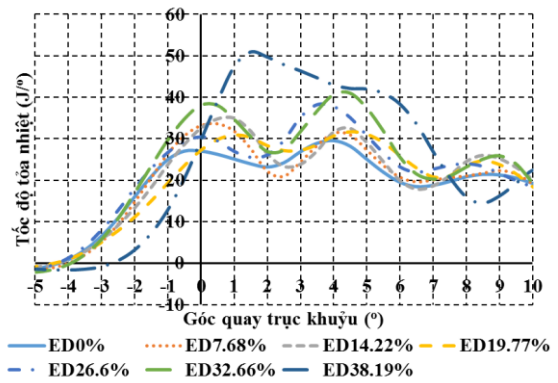
Hình 4. Áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu tại 100% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



Hình 5. Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu tại 50% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



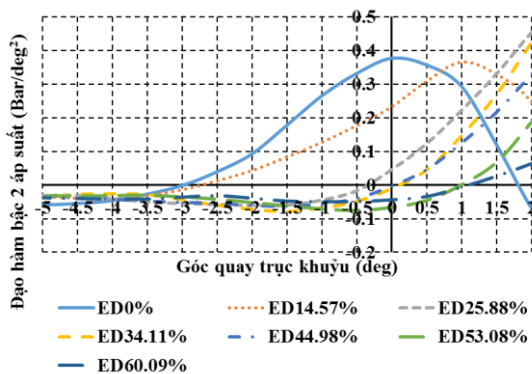
Hình 6. Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu tại 75% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



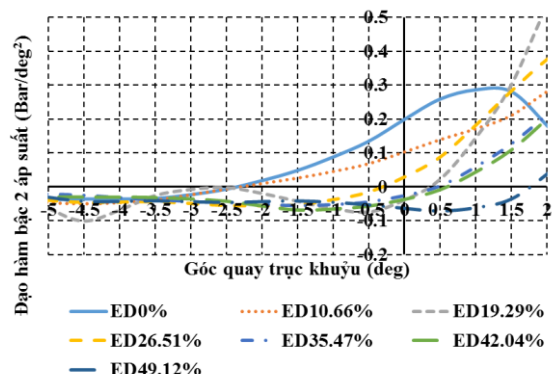
Hình 7. Tốc độ tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu tại 100% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.

Qua các hình 5 đến hình 7 cho thấy tại một chế độ tải cụ thể tốc độ tỏa nhiệt của hỗn hợp công tác trong xy lanh tăng khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế. Nguyên nhân có thể do ethanol có tốc độ cháy lớn hơn diesel, do đó khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế thì tốc độ tỏa nhiệt tăng.

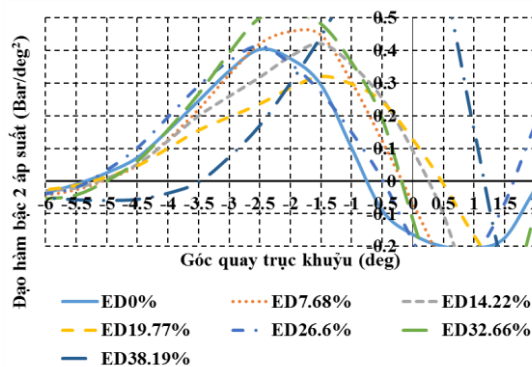
Theo [4, 8] thời điểm bắt đầu cháy được xác định bằng cách đạo hàm 2 lần áp suất khí thể trong buồng công tác động cơ. Khi đạo hàm bậc 2 áp suất đạt giá trị bằng không sau khi phun nhiên liệu diesel thì điểm đó là thời điểm bắt đầu cháy được tính theo góc quay trục khuỷu. Kết quả đạo hàm bậc 2 áp suất thể hiện cụ thể trên hình 8 đến hình 10.



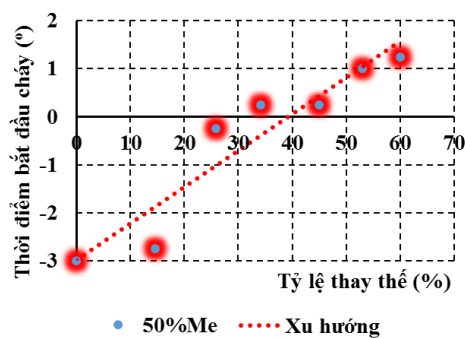
Hình 8. Đạo hàm bậc 2 áp suất theo góc quay trục khuỷu tại 50% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



Hình 9. Đạo hàm bậc 2 áp suất theo góc quay trục khuỷu tại 75% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.

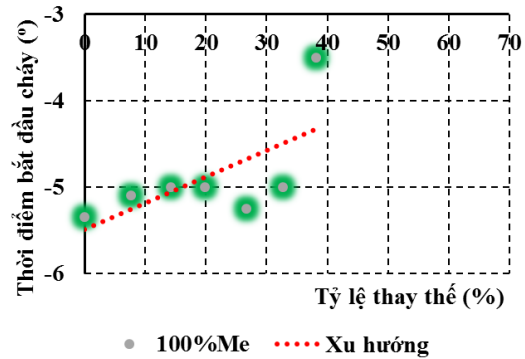
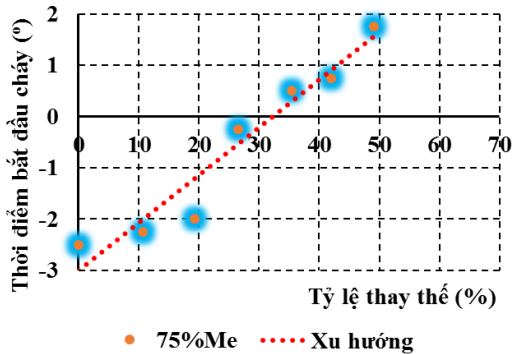


Hình 10. Đạo hàm bậc 2 áp suất theo góc quay trục khuỷu tại 100% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.



Hình 11. Thời điểm bắt đầu cháy theo góc quay trục khuỷu tại 50% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.

Mối qua hệ giữa thời điểm bắt đầu cháy với tỷ lệ ethanol thay thế tại các tải khác nhau được thể hiện trên các hình 11 đến hình 13. Qua các hình này cho thấy tại các chế độ tải khác nhau thời điểm bắt đầu cháy đều chậm đi khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế. Do đó làm cho góc cháy trễ tăng lên khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế tại các chế độ tải khác nhau. Nguyên nhân có thể là do kết cấu phân tử của ethanol bền vững hơn của diesel và ethanol bay hơi thu nhiệt làm cho nhiệt độ bắt đầu quá trình cháy giảm dẫn tới thời gian cháy trễ tăng.



Hình 12. Thời điểm bắt đầu cháy theo góc quay trục khuỷu tại 75% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.

Hình 13. Thời điểm bắt đầu cháy theo góc quay trục khuỷu tại 100% tải khi thay đổi tỷ lệ ethanol thay thế.

## 5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu thực nghiệm đã được tiến hành trên động cơ diesel D4BB IDI sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol với các tỷ lệ khác nhau tại chế độ 50% tải, 75% tải và 100% tải ở tốc độ động cơ không đổi 2000 v/ph. Từ đó đánh giá được chất lượng quá trình cháy của động cơ khi tăng tỷ lệ ethanol thay thế:

- Vị trí đạt áp suất cực đại hầu như không thay đổi, do ethanol bay hơi thu nhiệt của không khí làm giảm nhiệt độ quá trình nén dẫn tới thời điểm bắt đầu cháy muộn đi, tuy nhiên do ethanol cháy nhanh nên đỉnh áp suất không bị muộn;
- Tốc độ tỏa nhiệt tăng do ethanol có tốc độ cháy lớn hơn diesel;
- Góc cháy trễ tăng do kết cấu phân tử của ethanol bền vững hơn của diesel và ethanol bay hơi thu nhiệt làm cho nhiệt độ bắt đầu quá trình cháy giảm dẫn tới thời gian cháy trễ tăng.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Chinda Chareonphonphanich và Prathan Srichai, "Flame Propagation of Bio-Ethanol in a Constant Volume Combustion Chamber"(SAE paper No. 2009-32- 0113)-2009.

[2]. F. G. Kremer and A. Fachetti, "Alcohol as automotive Fuel – Brazilian Experience", Presented at CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, France-2000.

[3]. Fabrizio Ponti và các cộng sự., "Common rail multi-jet Diesel engine combustion development investigation for MFB50 on-board estimation"(SAE International 2010-01-2211)-2010.

[4]. John B.Heywood, "Internal combustion engine fundamentals", New York McGraw-Hill, Inc 1988- 1988.

[5]. Michael F .J, Brunt and Harjit Rai và Andrew L. Emtage, "The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data"(February 23-26,1998)-1998.



[6]. Michael F. J. Brunt và Kieron C. Platts, "Calculation of heat release in direct injection diesel engines"(International Congress and Exposition Detroit, Michigan March 1-4, 1999)-1999.

[7]. P.K. Sahoo và L.M. Das, "Combustion analysis of jatropha, karanja and polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine"(Fuel 88 (2009) 994–999)-2009.

[8]. Richard Stone, "Introduction to internal combustion engines", tr. 190 - 1992.

[9]. Andrzej Kowalewicz và Zbigniew Pajaczek, "Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel" (Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol.10, No1-2)-2003.

[10]. MotoHawk ECM-0565-128-0704, chủ biên, Woodward- 2015.