

# **Tính năng kinh tế kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ xe gắn máy sử dụng nhiên liệu LPG-Ethanol**

**Bùi Văn Ga, Cao Xuân Tuấn, Nguyễn Thị Thanh Xuân:**

Trường Đại học Bách khoa-Đại học Đà Nẵng

**Bùi Văn Hùng:** Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật-Đại học Đà Nẵng

**Bùi Văn Tấn:** Trung tâm Đăng kiểm xe cơ giới Đà Nẵng

## **Abstract:**

The present paper investigates the performance and emission of a retrofitted Honda 110cc motorcycle engine fueled with LPG-ethanol by simulation and experiment. The ethanol and the LPG are injected separately through the two different injectors. A microcontroller is set up connecting with the ECM of the engine for flexible adjustment of the LPG/ethanol ratio based on the gasoline injector control signal. The measurements were conducted on a special engine testing instrument with an automatic load controller. The simulation was performed with the help of the Ansys Fluent Software. The results show that the LPG-ethanol dual injection forms a stratified mixture distribution at the end of the compression process. The relatively LPG-rich area is found around the spark plug while the ethanol-rich area is located near the cylinder wall. With 30% ethanol addition to LPG, the indicative engine cycle work increases by 4.5% while the emissions of NO<sub>x</sub>, CO and HC decreases respectively by 13, 20 and 17% as compared to LPG fueling mode. When the ethanol content is higher than 30%, the special intake manifold design is needed for supporting the evaporation of the liquid fuel.

## **Keywords:**

Ethanol; LPG; Alternative fuels; Renewable energy; Port injection engine.

## **1. Giới thiệu**

Xe gắn máy được ưu chuộng ở nhiều nước đang phát triển do tính cơ động cao, di chuyển thuận tiện trong điều kiện cơ sở hạ tầng phục vụ giao thông chưa được phát triển. Ở các đô thị có mật độ du lịch hay trường đại học cao thì xe gắn máy là phương tiện giao thông chia sẻ được ưa chuộng. Mặt khác, từ khi có đại dịch covid 19, xe gắn máy là phương tiện giao hàng hữu hiệu trong mạng lưới thương mại trực tuyến.

Hiện tại, Việt Nam là một trong những quốc gia có mật độ xe gắn máy cao nhất thế giới với tỉ lệ 2 người dân có 1 xe gắn máy. Khí thải từ các phương tiện này là nguyên nhân chính gây ô nhiễm không khí ở các thành phố. Vì vậy việc nghiên cứu áp dụng các công nghệ nâng cao hiệu quả sử dụng nhiên liệu và giảm phát thải ô nhiễm của xe gắn máy là rất cần thiết để tiết kiệm nhiên liệu hóa thạch và bảo vệ môi trường.

Một trong những giải pháp có tính khả thi cao góp phần giải quyết đồng thời hai vấn đề trên là sử dụng nhiên liệu thay thế-tái tạo thay cho xăng. Đã có nhiều công trình ứng dụng nhiên liệu thay thế như CNG, LPG trên xe máy. Mức phát thải HC và CO trung bình của CNG có thể thấp hơn tương ứng 92% và 78% so với nhiên liệu xăng [1]. Tuy nhiên, bình chứa CNG công kênh và lưu trữ nhiên liệu ở áp suất cao là những rào cản chính làm hạn chế việc ứng dụng rộng rãi khí thiên nhiên trên xe gắn máy.

LPG có áp suất hóa lỏng thấp nên có thể khắc phục được nhược điểm của CNG. Việc áp dụng LPG trên xe máy đã được chứng minh là một giải pháp thích hợp để giảm phát thải [2-4]. So với xăng, lượng phát thải  $\text{NO}_x$  và CO của xe khi chạy bằng nhiên liệu LPG tương ứng thấp hơn 20% và 60% [5]. LPG có thể bay hơi và khuếch tán trong không khí ở nhiệt độ khí nạp thấp nên động cơ LPG có thể hoạt động tốt ở bất kỳ điều kiện nào, đặc biệt ở điều kiện tải thấp khi chạy trong đô thị.

Mặc dù được xem là nhiên liệu “sạch” nhưng CNG cũng như LPG đều là những nhiên liệu hóa thạch nên việc sử dụng chúng làm tăng nồng độ  $\text{CO}_2$  trong bầu khí quyển. Vì vậy việc sử dụng kết hợp các loại nhiên liệu này với các loại nhiên liệu tái tạo khác sẽ mang lại lợi ích thiết thực trong công tác bảo vệ môi trường. Trên quan điểm đó thì việc sử dụng kết hợp LPG và ethanol là giải pháp phù hợp.

Ethanol có một số ưu điểm nổi bật so với xăng, như có khả năng chống kích nổ cao giúp tăng tỉ số nén động cơ; có nhiệt ẩn hóa hơi lớn giúp tăng hệ số nạp của động cơ. Mặt khác, sự hiện diện của oxygen trong ethanol giúp cải thiện tốc độ cháy, làm cho quá trình cháy diễn ra hoàn toàn hơn, nhờ đó làm giảm phát thải HC và CO. Kết quả nghiên cứu của Lanje [6] cho thấy động cơ chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu LPG-Ethanol có hiệu suất tương đương với động cơ chạy bằng xăng, nhưng nồng độ CO,  $\text{CO}_2$  và HC trong khí thải thấp hơn. Theo Paolo và cộng sự [7] khi hàm lượng oxygen trong nhiên liệu càng cao thì lượng phát thải CO và  $\text{NO}_x$  càng thấp. Kết quả nghiên cứu thử nghiệm động cơ đánh lửa cưỡng bức chạy bằng hỗn hợp LPG-ethanol của Cetin [8] cho thấy phối hợp sử dụng ethanol với LPG là thích hợp để giảm phát thải CO và  $\text{NO}_x$  do nhiệt độ quá trình cháy giảm. Những công trình nghiên cứu nhiên liệu LPG-ethanol áp dụng chủ yếu cho ô tô.

Trong thực tế hiện nay ethanol được pha trộn vào xăng, gọi là xăng sinh học [9-11]. Xăng và ethanol đều ở trạng thái lỏng nên việc sử dụng xăng sinh học thuận lợi, không làm thay đổi hệ thống cung cấp nhiên liệu. Việc ứng dụng LPG-ethanol trên xe gắn máy đòi hỏi những giải pháp kỹ thuật phức tạp hơn. Do đó việc nghiên cứu hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG/ethanol cũng như tính năng động cơ chạy bằng hai loại nhiên liệu này là cần thiết. Trong công trình này chúng tôi trình bày công nghệ phun riêng rẽ LPG và ethanol trên đường nạp đồng thời nghiên cứu đặc trưng quá trình cháy và mức độ phát thải ô nhiễm của xe gắn máy LPG-ethanol.

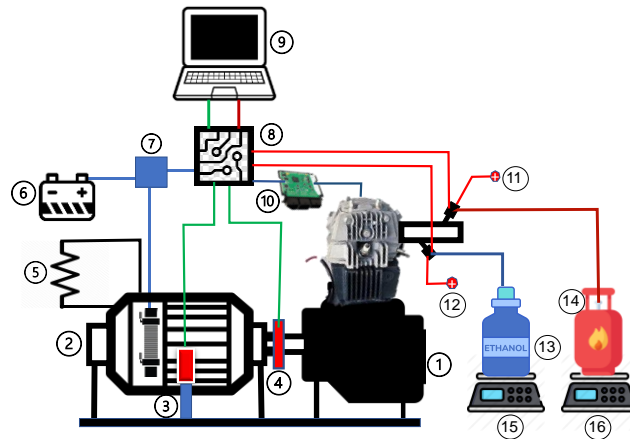
## **2. Phương pháp nghiên cứu**

### **2.1. Sơ đồ bố trí thí nghiệm**

Động cơ xe gắn máy HONDA WAVE RSX được sử dụng trong nghiên cứu này. Động cơ có đường kính xi lanh 50mm, hành trình piston 55.6mm, tỉ số nén 9:1. Khi chạy bằng xăng, động cơ có công suất 6,12 kW ở tốc độ 7500 v/ph và momen 8,44 Nm ở tốc độ 6000 v/ph.

Hình 1 giới thiệu sơ đồ bố trí thí nghiệm. Phan của băng thử được cải tạo từ một máy phát điện. Công suất cần được điều khiển bằng cách thay đổi từ thông máy phát thông qua thay đổi dòng điện kích từ bằng phương pháp điều chỉnh độ rộng xung PWM (Pulse-Width Modulation). Điều này được thực hiện nhờ sử dụng mạch điều khiển Arduino kết hợp với bộ mô đun PWM công suất. Nguồn kích thích là nguồn ngoài với điện áp cố định. Tốc độ, mô men và công suất được đo và tính toán thông qua cảm biến tốc độ, cảm biến lực. Hệ thống đo được kết nối với máy tính. Khi nhập tốc độ động cơ và độ mở bướm ga, hệ thống sẽ tự động điều chỉnh tải cần để đạt được

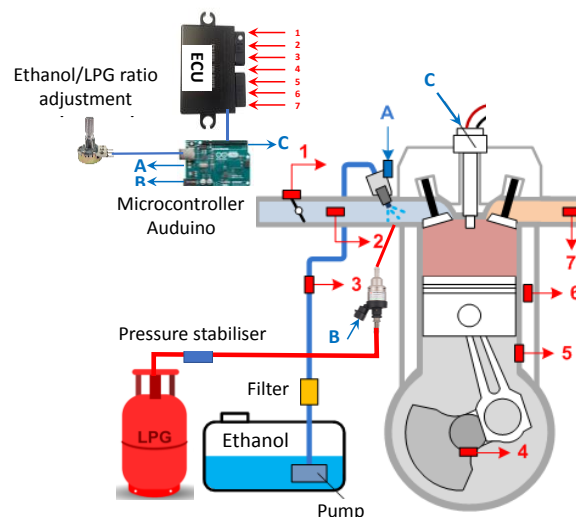
sự cân bằng momen. Điều này làm tăng độ chính xác của phép đo.



Hình 1: Sơ đồ bố trí thí nghiệm

1. Động cơ Honda RSX xăng-Ethanol-LPG; 2. phanh điện; 3. Cell load; 4. Encoder;
5. Điện trở; 6. Accu; 7. Mạch điều chỉnh dòng điện kích thích; 8. Vi điều khiển Arduino; 9. Máy tính; 10. ECU động cơ RSX; 11. Vòi phun LPG; 12. Vòi phun xăng/Ethanol; 13. Bình chứa Ethanol; 14. Bình chứa LPG; 15. Cân điện tử; 16. Cân điện tử

Sơ đồ hệ thống phun nhiên liệu liệu LPG/ethanol cho động cơ xe gắn máy được trình bày trên hình 2. Hệ thống gồm 2 vòi phun được lắp phía sau bướm ga: vòi phun nhiên liệu lỏng để phun ethanol, vòi phun nhiên liệu khí để phun LPG. Vòi phun LPG được lắp bên cạnh vòi phun ethanol (sử dụng lại vòi phun xăng). Trước khi cải tạo, khi động cơ chạy bằng xăng thì thời gian nhắc kim phun do ECU cung cấp dựa trên thông tin từ các cảm biến áp suất khí nạp (MAP), cảm biến vị trí bướm ga (TP), cảm biến tốc độ động cơ, cảm biến oxygen. Khi động cơ chạy bằng LPG/ethanol thì nhiên liệu được cấp qua 2 vòi phun độc lập. Một bộ vi điều khiển Arduino được bổ sung vào ECU để điều khiển các vòi phun này. Vi điều khiển nhận tín hiệu điều khiển vòi phun xăng nguyên thủy từ ECU sau đó chia thành 2 xung tín hiệu điều khiển với độ rộng mỗi xung được xác định theo tỷ lệ nhiên liệu ethanol/LPG cần cung cấp. Phương pháp này giúp cho việc điều chỉnh tỉ lệ nhiên liệu linh hoạt đồng thời giúp cho việc cải tạo hệ thống nhiên liệu của động cơ gọn nhẹ, đơn giản.



Hình 2: Sơ đồ hệ thống cung cấp đa nhiên liệu liệu ethanol-LPG cho động cơ xe gắn máy

1. Cảm biến vị trí bướm ga, 2. Cảm biến áp suất khí nạp, 3. Cảm biến áp suất nhiên liệu, 4. Cảm biến tốc độ, 5. Cảm biến kích nổ, 6. Cảm biến nhiệt độ thành xi lanh, 7. Cảm biến oxygen, A. Tín hiệu điều khiển vòi phun nhiên liệu lỏng, B. Tín hiệu điều khiển vòi phun nhiên liệu khí, C. Tín hiệu điều khiển đánh lửa.

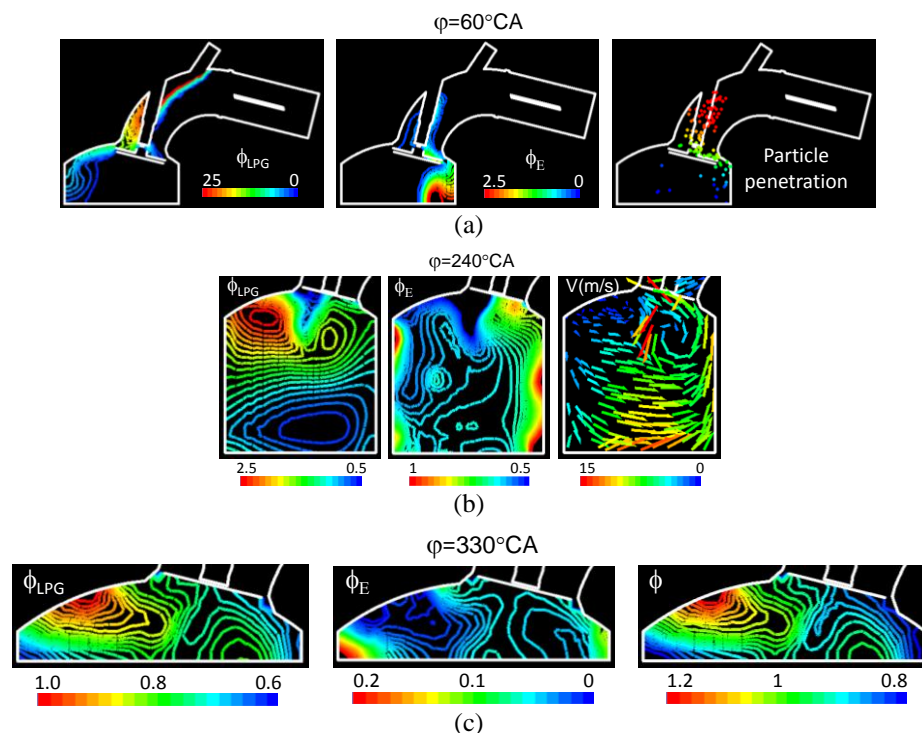
## 2.2. Nghiên cứu mô phỏng

Nghiên cứu mô phỏng được thực hiện nhờ phần mềm ANSYS Fluent V15.0. Hệ thống phương trình đối lưu-khuếch tán được khép kín nhờ mô hình rối k-e. Quá trình cháy được tính toán thông qua mô hình partially premixed. Thành phần nhiên liệu được tính toán thông qua tỉ lệ E của ethanol trong hỗn hợp với LPG. Nồng độ  $\text{NO}_x$  được tính toán theo mô hình Zeldovitch. Nồng độ CO và các HC khác được tính toán dựa trên mô hình cân bằng nhiệt động hóa học. Quá trình phân rã và bốc hơi của tia phun ethanol được mô phỏng thông qua mô hình TAB cài đặt sẵn trong Fluent. Điều kiện biên gồm áp suất, nhiệt độ không khí nạp; áp suất, nhiệt độ và thành phần LPG ở miệng vòi phun nhiên liệu khí; lưu lượng, nhiệt độ và tốc độ phun của ethanol. Chi tiết xây dựng mô hình được trình bày trong công trình trước đây của chúng tôi [13].

## 3. Kết quả và bàn luận

### 3.1. Quá trình hình thành hỗn hợp khí phun nhiên liệu LPG-ethanol

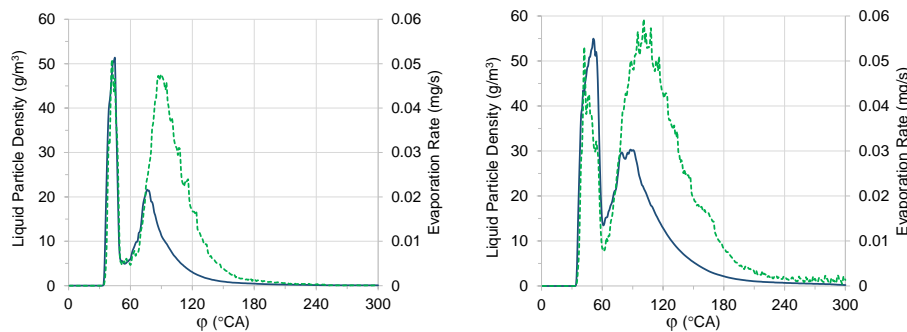
Hình 3 cho thấy trước khi đánh lửa khu vực quanh nền đánh lửa có hệ số tương đương tối ưu ( $\phi$  xấp xỉ 1). Khu vực tương đối giàu LPG tập trung gần nền đánh lửa còn khu vực giàu ethanol tập trung ở khu vực xa nền đánh lửa. Sự phân bố nồng độ nhiên liệu trong trường hợp này rất có lợi đối với quá trình cháy. Thật vậy ethanol có chỉ số octane cao nên khi nó phân bố xa nền đánh lửa sẽ tránh được hiện tượng kích nổ do áp suất và nhiệt độ hỗn hợp tăng cao. Sự phân lớp octane của hỗn hợp nhiên liệu là một lợi thế rất lớn đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức [14] sử dụng ethanol.



Hình 3: Sự hình thành hỗn hợp khí phun LPG-ethanol

(a) *Diễn biến mật độ hạt và sự phân bố Ethanol, LPG ( $\varphi=60^\circ\text{CA}$ ); (b) Tốc độ bốc hơi ( $\varphi=240^\circ\text{CA}$ ); (c) Biến thiên hệ số tương đương ( $\varphi=330^\circ\text{CA}$ )*

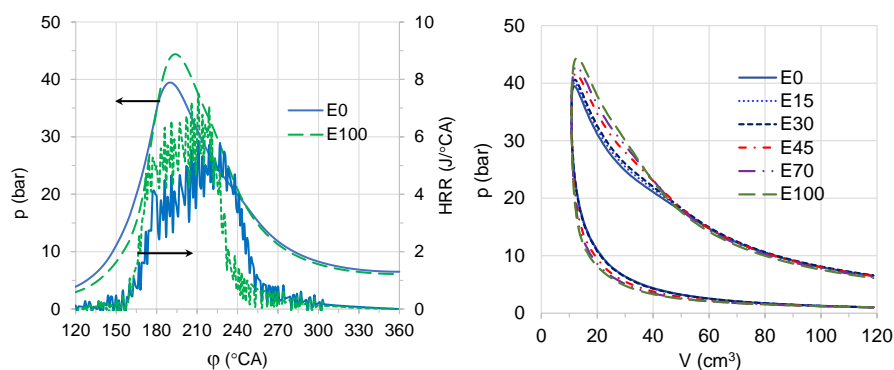
Hình 4a và hình 4b giới thiệu mật độ hạt nhiên liệu ethanol và tốc độ bốc hơi hạt nhiên liệu trong xi lanh động cơ khi cung cấp nhiên liệu E15 và E30. Thời điểm bắt đầu phun ethanol là  $20^\circ\text{CA}$ . Nhiệt độ khí nạp trung bình  $315\text{K}$ . Chúng ta thấy khoảng  $15^\circ\text{CA}$  kể từ khi phun, những hạt nhiên liệu ethanol đã được dòng khí nạp hút vào xi lanh làm mật độ hạt tăng nhanh. Khi tiếp xúc với không khí nóng trong xi lanh, các hạt nhiên liệu đầu tiên bốc hơi nhanh chóng khiến mật độ của chúng giảm nhanh. Khi lượng hạt hút vào xi lanh tiếp tục tăng, nhiệt độ khí trong xi lanh giảm nên mật độ hạt tăng trở lại. Ở vị trí góc quay trục khuỷu khoảng  $\varphi=90^\circ\text{CA}$ , do tốc độ dòng khí trong xi lanh tăng làm tăng tốc độ truyền nhiệt đối lưu, khiến tốc độ bốc hơi tăng trở lại. Cùng với sự gia tăng tốc độ bốc hơi, mật độ hạt giảm. Biên dạng đường cong mật độ hạt và tốc độ bốc hơi hạt nhiên liệu lỏng trong trường hợp E15 và E30 tương tự như nhau. Sự khác biệt thể hiện ở thời điểm kết thúc bốc hơi. Ứng với E15, quá trình bốc hơi kết thúc ở khoảng  $\varphi=180^\circ\text{CA}$ , nghĩa là cuối quá trình nạp hầu như tất cả hạt nhiên liệu ethanol đã bốc hơi hoàn toàn. Trong khi đó ứng với E30, quá trình bốc hơi hạt nhiên liệu lỏng kéo dài đến cuối quá trình nén. Do vậy cần phải có những giải pháp hỗ trợ bốc hơi ethanol khi sử dụng nhiên liệu với hàm lượng ethanol cao hơn 30% trên động cơ xe gắn máy.



Hình 4: *Biến thiên của mật độ hạt nhiên liệu lỏng và tốc độ bay hơi của ethanol E15L (a) và E30L (b) đối với góc quay trục khuỷu ( $n=5000\text{ vg/ph}$ ,  $T_{\text{nạp}} = 315\text{K}$ )*

### 3.2. Quá trình cháy và phát thải ô nhiễm

#### 3.2.1. Ảnh hưởng của hàm lượng Ethanol đến biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt

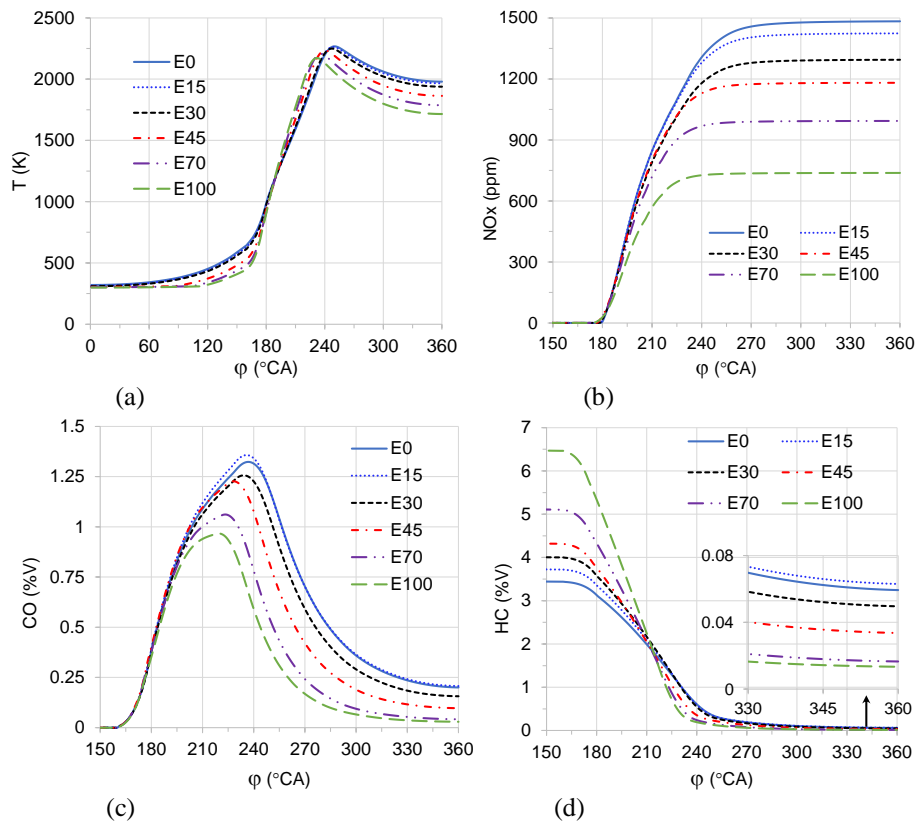


Hình 5: *Ảnh hưởng của hàm lượng Ethanol đến biến thiên áp suất và tốc độ tỏa nhiệt (a) và biến thiên áp suất theo thể tích công tác (b)*

( $\phi=1$ ,  $n=4000\text{ vg/ph}$ ,  $\varphi_s=20^\circ\text{TK}$ )

Hình 5a giới thiệu biến thiên áp suất và đường cong tốc độ tỏa nhiệt của động cơ khi chạy hoàn toàn bằng LPG (E0) và bằng ethanol (E100). Kết quả mô phỏng cho thấy khi động cơ chạy hoàn toàn bằng ethanol thì tốc độ tỏa nhiệt tăng sớm hơn và có giá trị cao hơn khi chạy bằng LPG. Điều này là do tốc độ cháy của ethanol cao hơn LPG và nhờ hàm lượng oxygen có trong ethanol giúp cho quá trình cháy diễn ra thuận lợi hơn. Nhờ đó áp suất cực đại khi chạy bằng ethanol cao hơn khi chạy bằng LPG. Hình 5b biểu diễn đồ thị công của động cơ khi thay đổi hàm lượng ethanol trong hỗn hợp với LPG. Chúng ta thấy khi tăng hàm lượng ethanol thì áp suất trong giai đoạn nén giảm và áp suất trong giai đoạn cháy tăng làm tăng diện tích đồ thị công, do đó tăng công chỉ thị chu trình. Kết quả tính toán cho thấy công chỉ thị chu trình của động cơ đạt 130, 134, 136, 146, 150 và 152 J/cyc lần lượt ứng với E0, E15, E30, E45, E70 và E100.

### 3.2.2. Ảnh hưởng của hàm lượng Ethanol đến biến thiên nồng độ HC, CO và $NO_x$



Hình 6: Ảnh hưởng của hàm lượng Ethanol đến biến thiên của nhiệt độ cháy (a), nồng độ  $NO_x$  (b), nồng độ CO (c) và nồng độ HC (d)

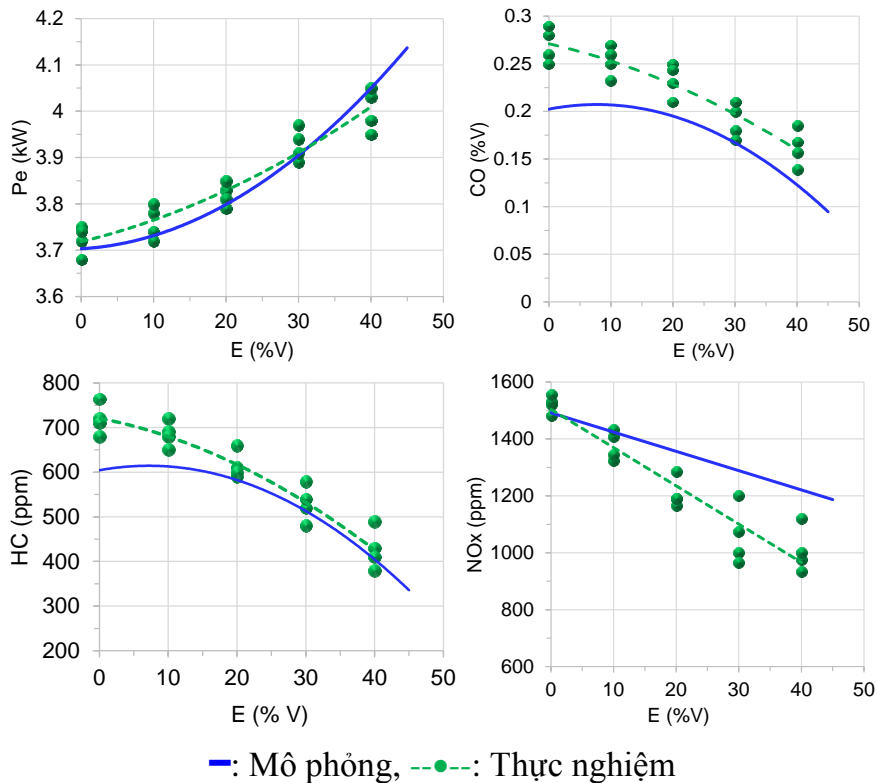
$$(\phi=1, n=4000 \text{ rpm}, \phi_s=20 \text{ °CA})$$

Do nhiệt ẩn bốc hơi của ethanol cao nên khi tăng hàm lượng ethanol, nhiệt độ khí nạp giảm làm giảm nhiệt độ cháy và nhiệt độ hỗn hợp trên đường giãn nở (hình 6a). Nhiệt độ cháy giảm dẫn đến nồng độ  $NO_x$  giảm mạnh theo hàm lượng ethanol. Hình 6b cho thấy hàm lượng  $NO_x$  trong khí thải khi chạy bằng LPG gần gấp đôi hàm lượng  $NO_x$  trong khí thải khi chạy bằng ethanol. Nhờ tăng tốc độ cháy, tốc độ tỏa nhiệt và quá trình cháy được cải thiện nhờ sự hiện diện của oxygen trong ethanol nên khi tăng hàm lượng ethanol, quá trình cháy diễn ra hoàn toàn hơn, dẫn đến giảm nồng

độ CO và HC trong khí thải (hình 6c và hình 6d). Kết quả các hình 5 và hình 6 cho thấy, động cơ chạy bằng E30 có công suất chỉ thị chu trình tăng 4.5%, phát thải NO<sub>x</sub>, CO và HC giảm tương ứng 13, 20 và 17% so với khi động cơ chạy bằng hoàn toàn bằng LPG.

### 3.3. So sánh tính năng động cơ cho bởi mô phỏng và thực nghiệm

Hình 7a giới thiệu biến thiên công suất chỉ thị chu trình theo hàm lượng ethanol cho bởi mô phỏng và thực nghiệm khi động cơ chạy ở tốc độ 4000 vòng/phút. Công suất có ích được tính từ công suất chỉ thị chu trình  $W_i$  mô phỏng  $P_e = W_i \cdot n / 120 \cdot \eta$ , trong đó  $\eta$  là hiệu suất cơ giới tổng quát được chọn  $\eta = 0,85$ . Giá trị này đã được kiểm chứng trong [15]. Chúng ta thấy khi tăng hàm lượng ethanol thì công suất có ích có xu hướng tăng nhưng sự gia tăng công suất có ích của động cơ cho bởi thực nghiệm thấp hơn cho bởi mô phỏng. Khi E thấp thì công suất thực nghiệm cao hơn nhưng thì E cao thì công suất thực nghiệm thấp hơn giá trị mô phỏng. Điều này là do quá trình cháy trong thực tế không diễn ra hoàn hảo như tính toán lý thuyết.



**Hình 7:** Biến thiên công suất đầu ra  $P_e$  (a); nồng độ CO (b), HC (c), và NO<sub>x</sub> (d) theo hàm lượng Ethanol thay đổi từ E0 đến E40 cho bởi mô phỏng và thực nghiệm ( $\phi = 1, n = 4000 \text{ rpm}, \varphi_s = 20^\circ \text{CA}$ )

Nghiên cứu ở phần tổng quan cho thấy sự gia tăng hàm lượng ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu làm giảm phát thải CO. Điều này có thể là do thành phần oxygen trong ethanol có lợi cho việc cải thiện quá trình cháy, giúp quá trình cháy diễn ra hoàn toàn. Hình 7b cho thấy nồng độ CO trong khí thải cho bởi mô hình và thực nghiệm đều có xu hướng giảm khi tăng hàm lượng ethanol trong nhiên liệu. Tuy nhiên nồng độ CO cho bởi thực nghiệm cao hơn giá trị mô phỏng khoảng 15%. Điều này là do trong tính toán, thành phần hỗn hợp được giả định đồng nhất nhưng trong thực tế vẫn có những khu vực đậm đặc cục bộ dẫn đến tăng phát thải CO. Tương tự với CO, nồng độ HC

trong khí thải giảm theo hàm lượng ethanol trong nhiên liệu do quá trình cháy diễn ra hoàn toàn hơn. Nồng độ HC cho bởi thực nghiệm hơi cao hơn nồng độ cho bởi mô phỏng khoảng 10% do sự khác biệt về tính đồng nhất của hỗn hợp trong thực tế so với tính toán lý thuyết.

Hình 7d so sánh sự biến thiên của nồng độ  $\text{NO}_x$  theo hàm lượng ethanol trong nhiên liệu. Như đã giải thích ở trên, khi tăng hàm lượng ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu thì nhiệt độ cháy giảm làm giảm tốc độ sản sinh  $\text{NO}_x$ . Nồng độ  $\text{NO}_x$  cho bởi thực nghiệm giảm nhanh hơn nồng độ  $\text{NO}_x$  cho bởi mô phỏng. Điều này là do quá trình cháy thực tế diễn ra không hoàn toàn như lý thuyết nên nhiệt độ cháy thực tế thấp hơn mô phỏng dẫn đến giảm nồng độ  $\text{NO}_x$ . Khi hàm lượng ethanol tăng thì nồng độ  $\text{NO}_x$  cho bởi thực nghiệm càng thấp hơn giá trị mô phỏng vì một bộ phận ethanol lỏng không kịp bốc hơi trước khi cháy dẫn đến sự chậm trễ gia tăng tốc độ tỏa nhiệt làm giảm nhiệt độ cháy do đó giảm  $\text{NO}_x$  mạnh hơn so với tính toán mô phỏng.

#### 4. Kết luận

Nghiên cứu trên đây cho phép chúng ta rút ra được những kết luận sau:

- Khi phun riêng rẽ LPG và ethanol, hỗn hợp trong buồng cháy được phân lớp, thuận lợi cho quá trình cháy: hỗn hợp gần nền đánh lửa có thành phần cháy hoàn toàn lý thuyết, khu vực có nồng độ LPG cao tập trung gần tâm buồng cháy, khu vực giàu ethanol tập trung gần thành xi lanh.

- Cùng tốc độ động cơ, khi tăng hàm lượng ethanol trong hỗn hợp với LPG thì công suất chu trình tăng đồng thời mức độ phát thải CO, HC và  $\text{NO}_x$  đều giảm nhờ tính chất hóa lý đặc thù của ethanol. Khi động cơ chạy bằng E30, công suất chu trình tăng 4.5%, phát thải  $\text{NO}_x$ , CO và HC giảm tương ứng 13, 20 và 17% so với khi chạy bằng hoàn toàn bằng LPG.

- Biến thiên nồng độ CO, HC trong khí thải động cơ theo hàm lượng ethanol cho bởi thực nghiệm cao hơn giá trị mô phỏng nhưng nồng độ  $\text{NO}_x$  cho bởi thực nghiệm thấp hơn giá trị mô phỏng do quá trình cháy thực tế không diễn ra hoàn toàn như giả định.

- Khi hàm lượng ethanol nhỏ hơn 30%, hạt nhiên liệu lỏng bốc hơi hoàn toàn trong kỳ nạp. Vượt quá giá trị này, quá trình bốc hơi nhiên liệu kéo dài đến cuối quá trình nén. Công suất chu trình cho bởi thực nghiệm khi đó nhỏ hơn giá trị mô phỏng.

- Trong điều kiện vận hành bình thường, hàm lượng ethanol trong hỗn hợp với LPG có thể cao hơn trong hỗn hợp với xăng. Tuy nhiên để có thể sử dụng ethanol với hàm lượng cao hơn 30%, động cơ cần phải được thiết kế đặc biệt để cải thiện điều kiện bốc hơi của nhiên liệu.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. M. N. Sasongko, W. Wijayanti and R. A. Rahardja. 2016. A Comparative Study of Emission Motorcycle with Gasoline and CNG Fuel. *Sustainable Energy and Advanced Materials*, AIP Conf. Proc. 1717, 030009-1-030009-6; doi: <https://doi.org/10.1063/1.4943433>

[2]. Bui, V.G. 2001. The Two Wheels Motorcycle Running on Liquefied Petroleum Gas (LPG): A Solution for Urban Air Pollution in Vietnam. *6<sup>th</sup> ASEAN Science Technology Week*, p. 221, Brunei 17-19 Septembre 2001



- [3]. Bui, V.G. 2004. Combustion of LPG- air lean mixture and its application on motorcycle engines. *The ASEM workshop on EU/ASIA Science and Technology co-operation on clean technology*. Hanoi, 3-4 November 2004, pp. 351-359
- [4]. Bui, V.G.; Tran, V.N. 2006. Combustion of LPG-Air Lean Mixture: A solution for pollution reduction of motorcycles in Vietnam. *The 6<sup>th</sup> General seminar Seminar of the Core University Program "Environmental science and Technology for sustainability of Asia"*, Kumamoto, Japan, 2-4 October 2006, pp.361-367
- [5]. Ozcan, H.; Jehad, A.; Yamin, A. 2008. Performance and emission characteristics of LPG powered four stroke SI engine under variable stroke length and compression ratio. *Energy Convers Manage* 49:1193-1201
- [6]. Lanje, A.S. 2017. Effect of Compression Ratio on Performance and Emission Characteristics of LPG- Ethanol Fuelled SI Engine-A Review. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)* 6, Issue 11
- [7]. Paolo, I.; Adolfo, S.; Giuseppe, L. Et al. 2016. Effect of ethanol-gasoline blends on CO and HC emissions in last generation SI engines within the cold-start transient: An experimental investigation. *Applied Energy* 179, pp.182-190
- [8]. Cetin, M. 2011. The emission of characteristics LPG- ethanol blend as a fuel in a SI Engine. *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research* 28(1): 151-160
- [9]. M. Al-Hasan. 2003. Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission. *Energy Conversion and Management*, vol. 44, pp. 1547-1561.
- [10]. W.-D. Hsieh, R.-H. Chen, T.-L. Wu, and T.-H. Lin. 2002. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol- gasoline blended fuels. *Atmospheric Environment*, vol. 36, pp. 403-410.
- [11]. T. Topgül, H. S. Yücesu, C. Cinar, and A. Koca. 2006. The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. *Renewable energy*, vol. 31, pp. 2534-2542
- [12]. Lanje, A.S; Deshmukh, M. J. 2012. Performance and Emission Characteristics of SI Engine using LPG- Ethanol Blends: A Review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol 2 (10)
- [13]. Bui V.G., Tran T.H.T., Bui T.M.T, and Bui V.T. 2020. Effects of Ethanol Addition to LPG or to Gasoline on Emissions of Motorcycle Engines Operating Under Urban Conditions. *GMSARN International Journal* 14(2020) 185-194
- [14]. Bui, V.G.; Tran, V.N.; Nguyen, V.D. et al. 2018. Octane number stratified mixture preparation by gasoline-ethanol dual injection in SI engines. *International Journal of Environmental Science and Technology*. DOI: <https://doi.org/10.1007/s13762-018-1942-1>. pp. 1-14

[15]. Bui V.G., Nguyen V.H., Nguyen V.A., Vo A.V., Bui V.H. 2015. Analysis of in-cylinder pressure in biogas-diesel dual fuel engine given by simulation and experiment. *Journal of science and technology, The University of Danang*, Vol. 01(86), 2015, pp.24-29.