



## SIMULATION COMBUSTION CHARACTERISTICS OF SYNGAS-BIOGAS-HYDROGEN DUAL FUEL ENGINE

Van Ga Bui<sup>1</sup>, Thanh Xuan Nguyen-Thi<sup>1\*</sup>, Quang Trung Nguyen<sup>1</sup>, Do Phu Nguu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>The University of Da Nang – University of Science and Technology, 54 Nguyen Luong Bang Street, Da Nang, Vietnam

<sup>2</sup>The University of Da Nang – University of Technology Education, 48 Cao Thang Street, Da Nang, Vietnam

### ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 30/10/2023

Revised: 08/01/2024

Accepted: 25/01/2024

Published online: 15/02/2024

<https://doi.org/10.47869/tcsj.75.2.1>

\* *Corresponding author*

Email: nttxuan@dut.udn.vn

**Abstract.** Using in combination of syngas, biogas and hydrogen on internal combustion engines is an effective solution that contributes to energy transition in Viet Nam. This paper presents effects of fuel supply methods on performance of the Vikyno RV165 dual fuel engine fueled with a fuel mixture containing of 40% syngas-30% biogas-30% hydrogen. When the engine operates at 2400rpm with the carburetion method induction, power of dual fuel engine is reduced by 14% compared to that of diesel engine. While using direct injection method and starting injection angle of 100°CA, the power reduction of dual fuel engine is 2.5% and 9.1% corresponding to injection pressure of 3 bar and 8 bar. Engine power and NO<sub>x</sub> concentration tend to increase with increasing the start injection angle. With injection pressure of 3 bar, if the injection angle starts at 85°TK, the power reduction is 11%, while if the injection starts at 185°TK, the dual fuel engine's power increases by 9% compared to the diesel engine. The NO<sub>x</sub> concentration in the exhaust gas of dual fuel engine is 1423ppm, 1176ppm and 874ppm respectively corresponding to the injection starting angle of 185°TK, 100°TK and 85°TK.

**Keywords:** Dual fuel engine, Direct injection syngas-biogas-hydrogen, Renewable fuels, Renewable energy, Net Zero.



# MÔ PHỎNG ĐẶC TRƯNG QUÁ TRÌNH CHÁY ĐỘNG CƠ DUAL FUEL SỬ DỤNG SYNGAS-BIOGAS-HYDROGEN

Bùi Văn Ga<sup>1</sup>, Nguyễn Thị Thanh Xuân<sup>1\*</sup>, Nguyễn Quang Trung<sup>1</sup>, Đỗ Phú Ngu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng

<sup>2</sup>Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

## THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 30/10/2023

Ngày nhận bài sửa: 08/01/2024

Ngày chấp nhận đăng: 25/01/2024

Ngày xuất bản Online: 15/02/2024

<https://doi.org/10.47869/tcsj.75.2.1>

\* Tác giả liên hệ

Email: nttxuan@dut.udn.vn

**Tóm tắt.** Việc phối hợp sử dụng syngas, biogas và hydrogen trên động cơ đốt trong là giải pháp hữu hiệu góp phần thực hiện chuyển đổi năng lượng tại Việt Nam. Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của phương pháp cung cấp hỗn hợp nhiên liệu khí syngas-biogas-hydrogen tương ứng 40-30-30% thể tích đến tính năng của động cơ dual fuel Vikyno RV165. Khi động cơ chạy ở tốc độ 2400 vòng/phút với phương pháp cấp nhiên liệu kiểu hút, công suất động cơ dual fuel giảm 14% so với động cơ diesel. Nếu phun trực tiếp nhiên liệu với góc bắt đầu phun 100°TK, mức giảm công suất lần lượt 2,5% và 9,1% tương ứng với áp suất phun 3 bar và 8 bar. Nếu góc bắt đầu phun muộn hơn, công suất động cơ cũng như nồng độ NO<sub>x</sub> trong khí thải có xu hướng tăng. Với áp suất phun 3 bar, nếu bắt đầu phun ở 85°TK thì mức giảm công suất là 11%, nhưng nếu bắt đầu phun ở 185°TK thì công suất động cơ dual fuel tăng 9% so với động cơ diesel. Nồng độ NO<sub>x</sub> trong khí thải lần lượt là 1423ppm, 1176ppm và 874ppm tương ứng với các trường hợp góc bắt đầu phun 185°TK, 100°TK và 85°TK.

**Từ khóa:** Động cơ dual fuel, Phun trực tiếp syngas-biogas-hydrogen, Nhiên liệu tái tạo, Năng lượng tái tạo, Phát thải ròng bằng 0.

@ 2024 Trường Đại học Giao thông vận tải

## 1. GIỚI THIỆU

Syngas là nhiên liệu khí nghèo với nhiệt trị thấp khoảng 4-5 MJ/m<sup>3</sup> [1]. Vì vậy công suất động cơ syngas giảm sâu so với động cơ cùng cỡ chạy bằng nhiên liệu truyền thống [2]. Thông thường, động cơ đốt trong chạy bằng syngas có mức giảm công suất từ 20% đến 50% so với

động cơ chạy bằng xăng, dầu [3-5]. Động cơ đánh lửa cưỡng bức có mức giảm công suất nhiều hơn động cơ tự cháy do nén. Điều này là do tỉ số nén của động cơ đánh lửa cưỡng bức thấp hơn. Mức giảm công suất động cơ syngas so với động cơ xăng có thể đạt mức từ 40% đến 50%, trong đó khoảng 30% do nhiệt trị thấp của nhiên liệu, phần còn lại do giảm hệ số nạp [6-7]. Trong trường hợp động cơ dual fuel, mức giảm công suất nằm trong khoảng 20%-30% [5]. Mức độ giảm công suất động cơ dual fuel diesel-syngas phụ thuộc lượng diesel phun môi [8]

Trong thực tế có nhiều giải pháp để hạn chế mức giảm công suất động cơ syngas. Giải pháp thông thường nhất là cải thiện chất lượng bộ tạo hỗn hợp để giảm tổn thất hệ số nạp [9]. Nâng cao tỉ số nén của động cơ cũng là giải pháp có thể tính đến [9]. Tuy nhiên các loại động cơ truyền thống đã đạt tỉ số nén tối ưu, việc tăng thêm tỉ số nén có thể gây ảnh hưởng đến độ bền và tuổi thọ động cơ. Ứng dụng bộ tăng áp để cải thiện lượng hỗn hợp nhiên liệu mới đưa vào xi lanh cũng được coi là một giải pháp tiềm năng để giảm thiểu sự suy giảm công suất [10]. Ngoài ra, công suất động cơ syngas có thể được cải thiện nhờ làm giàu syngas bằng các loại nhiên liệu có nhiệt trị cao như khí thiên nhiên, hydrogen, biogas...[11,12]. Giải pháp này đi kèm bộ điều khiển linh hoạt động cơ để đảm bảo hiệu suất tối đa khi thành phần nhiên liệu thay đổi [13-15]. Một giải pháp được xem là hiệu quả để cải thiện công suất động cơ là phun trực tiếp syngas vào xi lanh động cơ [15]. Công nghệ này đã được áp dụng thành công trên động cơ đánh lửa cưỡng bức [16]. Do nhiên liệu khí không phun trên đường nạp nên nó không choán chỗ không khí được cấp mới, do đó hệ số nạp của động cơ được cải thiện. Ngoài ra, việc phun nhiên liệu trực tiếp có thể tạo ra sự phân lớp hỗn hợp, giúp quá trình đánh lửa diễn ra thuận lợi hơn [16]. Hiệu quả công tác của động cơ dual fuel phun trực tiếp syngas được cải thiện đáng kể so với trường hợp cung cấp nhiên liệu kiểu hút truyền thống [17].

Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của phương pháp cung cấp hỗn hợp nhiên liệu khí tái tạo syngas-biogas-hydrogen đến các đặc trưng quá trình cháy của động cơ dual fuel được cải tạo từ động cơ diesel. Mục đích của nghiên cứu là tìm ra các giải pháp kỹ thuật nhằm hạn chế mức giảm công suất động cơ dual fuel khi làm việc với hỗn hợp nhiên liệu khí tái tạo nghèo so với công suất động cơ diesel trước khi cải tạo. Công trình này là sự nối tiếp của những công trình đã được công bố trước đây về mô phỏng quá trình cung cấp nhiên liệu cho động cơ sử dụng syngas-biogas-hydrogen [15], [18].

## 2. ĐỐI TƯỢNG VÀ MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

### 2.1. Đối tượng

Nghiên cứu được thực hiện trên động cơ Vikyno RV165 ứng với các thông số: đường kính xi lanh 105mm, hành trình piston 97mm, tỉ số nén 20. Động cơ đạt công suất tối đa 16,5 HP ở tốc độ 2400 v/ph khi chạy bằng diesel.

Bảng 1. Tính chất của nhiên liệu.

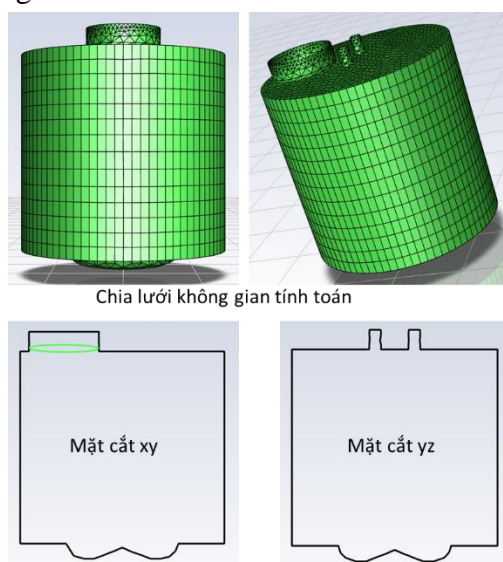
Nhiên liệu	Thành phần (mol/mol)					M (g/mol)	m <sub>kk</sub> /m <sub>nl</sub> (g/g)	V <sub>kk</sub> /V <sub>nl</sub> (l/l)
	CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>			
Biogas	0,7	0	0	0,3	0	24,40	7,98	6,71
Syngas	0,05	0,18	0,20	0,12	0,45	24,64	1,64	1,39
Hydrogen	0	1	0	0	0	2	34,78	2,4
Nhiệt trị thấp (kJ/m <sup>3</sup> )	33 906	10 246	12 035	-	-			

Sau khi chuyển đổi thành động cơ dual fuel, buồng cháy động cơ được cải tạo để giảm tỉ số nén xuống còn 16,5 để giảm khả năng xảy ra kích nổ. Nhiên liệu khí được phun trực tiếp vào xi lanh động cơ nhờ hai vòi phun đường kính 6mm đặt trên nắp xi lanh. Áp suất khí thay đổi từ 3-8 bar. Trục các vòi phun trên mặt cắt dọc xy của xi lanh, trục xupap nạp trên mặt cắt dọc yz của xi lanh. Nhiên liệu khí trong nghiên cứu này là hỗn hợp của biogas, syngas và hydrogen. Thành phần và tính chất của hỗn hợp nhiên liệu được xác định dựa trên thành phần và tính chất của biogas, syngas và hydrogen cho ở bảng 1. Trong thực tế thành phần biogas cũng như thành phần syngas thay đổi trong phạm vi rất rộng, phụ thuộc rất nhiều vào điều kiện sản xuất, nguyên liệu đầu vào. Thành phần nhiên liệu cho ở bảng 1 là giá trị trung bình.

Trong nghiên cứu này hỗn hợp 40% syngas-30% biogas-30% hydrogen được sử dụng. Syngas, biogas, hydrogen là các nhiên liệu trong hệ thống năng lượng tái tạo hybrid solar-biomass [11]. Trong các nhiên liệu này thì syngas có tính chất khác biệt lớn so với các loại nhiên liệu còn lại. Vì vậy việc chọn thành phần syngas cao hơn thành phần biogas, hydrogen là để nghiên cứu trường hợp cực đoan của nhiên liệu.

## 2.2. Mô hình tính toán

Mô hình hình học và mô hình CFD động cơ Vikyno RV165 được thiết lập và tính toán thông qua phần mềm Ansys Fluent 2021R1. Hình 1 giới thiệu chia lưới không gian tính toán của động cơ bao gồm buồng cháy, xi lanh, cửa nạp, các vòi phun khí piston ở  $180^\circ\text{TK}^i$  và các mặt cắt xy, yz của xi-lanh và buồng cháy. Thể tích xi lanh thay đổi khi piston dịch chuyển nên được áp dụng dạng lưới động.



Hình 1. Buồng cháy và xi lanh động cơ mô phỏng.

Mô hình Partially Premixed Combustion được lựa chọn để tính toán quá trình cháy. Độ nhớt rối được tính toán thông qua mô hình k- $\epsilon$ . Điều kiện biên gồm áp suất, nhiệt độ và thành phần hỗn hợp ở đầu vào đường nạp và đầu vào các vòi phun. Mỗi khi thay đổi nhiên liệu, các thông số nhiệt động học của môi chất được tính toán qua bảng pdf. Việc thiết lập mô hình tính toán quá trình nạp và quá trình cháy động cơ nhiên liệu khí đã được trình bày trong các công

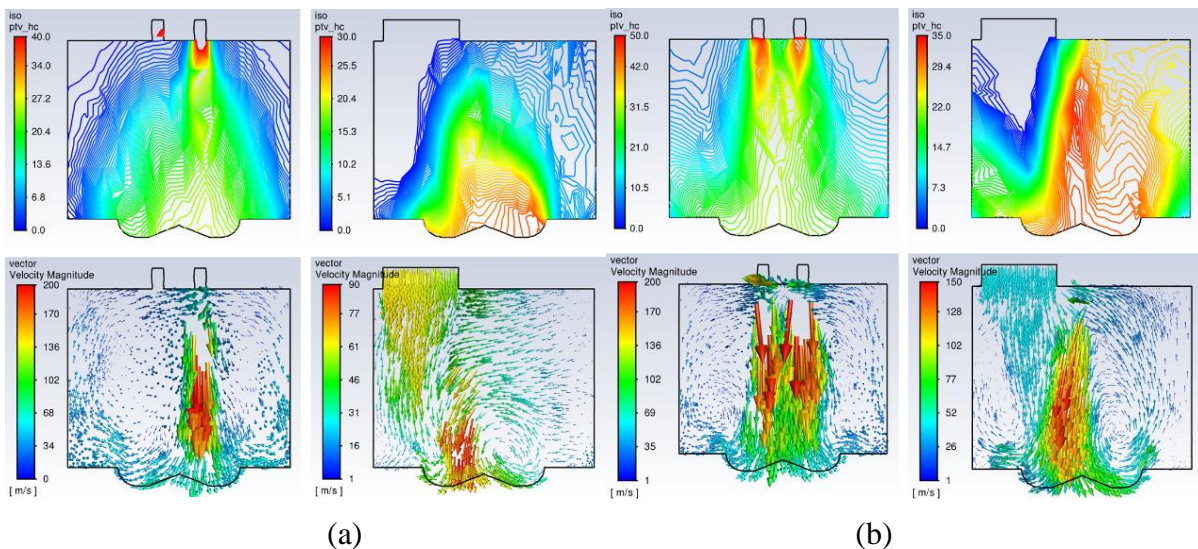
<sup>i</sup> TK: trục khuỷa, °TK: góc quay trục khuỷa

trình [15], [17]. Lựa chọn các mô hình tính toán và phân tích lựa chọn phương án chia lưới để đảm bảo độ tin cậy của kết quả mô phỏng đã được trình bày trong [19].

### 3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

#### 3.1. Ảnh hưởng của số lượng và đặc tính vòi phun

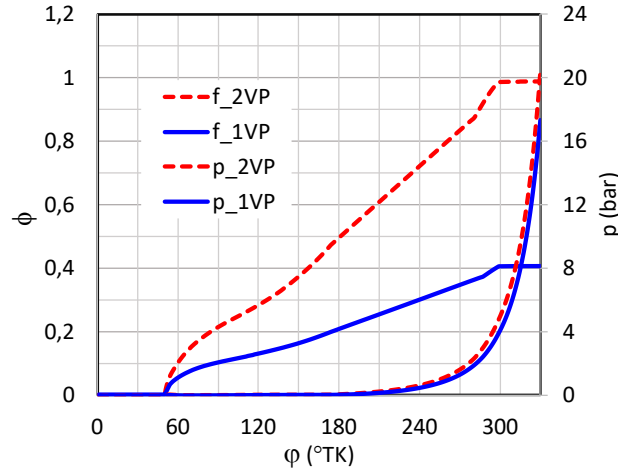
Hình 2 giới thiệu biến thiên nồng độ nhiên liệu và trường tốc độ dòng khí trong xi lanh trên mặt cắt xy và yz ở vị trí piston 120°TK khi phun trực tiếp syngas vào buồng cháy động cơ thông qua một vòi phun (hình 2a) và thông qua hai vòi phun (hình 2b). Vòi phun có đường kính 6mm với áp suất phun 3 bar và tốc độ động cơ 2400 v/ph. Kết quả cho thấy trong trường hợp phun qua một vòi phun thì khi tia nhiên liệu chạm đáy buồng cháy một bộ phận nhiên liệu phản xạ ngược lại, tạo nên một khu vực xoáy về phía nửa buồng cháy đối diện với cửa nạp. Trong trường hợp phun qua hai vòi phun thì vùng xoáy lốc trong buồng cháy đối xứng qua tâm xilanh. Trong cả hai trường hợp, vùng hỗn hợp nghèo tập trung về phía xupap nạp. Tại cùng vị trí piston ở 120°TK, khi phun nhiên liệu qua hai vòi phun thì vùng hỗn hợp nghèo hẹp hơn trường hợp phun bằng một vòi phun. Trong cùng điều kiện về áp suất phun và thời điểm bắt đầu phun thì nồng độ nhiên liệu cực đại trong xilanh trong trường hợp hai vòi phun cao gần gấp đôi trường hợp một vòi phun. Do đó để đạt được cùng hệ số tương đương của hỗn hợp thì thời gian phun qua một vòi phun kéo dài. Điều này làm tăng áp suất nén trong buồng cháy, do đó làm tăng tổn thất công bơm của động cơ. Mặt khác nếu thời gian phun kéo dài khi áp suất trong xi lanh tăng tạo nên đối áp làm giảm lưu lượng phun.



Hình 2. Phân bố nhiên liệu khí và trường tốc độ trong xi lanh trên mặt cắt xy, yz khi phun trực tiếp syngas qua một (a) và hai (b) vòi phun ứng với piston ở vị trí 120°TK ( $p_p=3\text{bar}$ ,  $\phi_{\text{start}}=30^\circ\text{TK}$ ).

Hình 3 giới thiệu biến thiên hệ số tương đương và áp suất trong buồng cháy trong trường hợp cung cấp syngas-biogas-hydrogen qua một vòi phun và qua hai vòi phun. Các vòi phun bắt đầu mở ở 50°TK với áp suất phun 5 bar trong cả hai trường hợp. Kết quả cho thấy tại vị trí 180°TK, hệ số tương đương trong trường hợp một vòi phun đạt 0,21 còn trong trường hợp hai vòi phun đạt 0,5. Tại vị trí 240°TK, hệ số tương đương đạt lần lượt là 0,3 và 0,71 đối với trường hợp một và hai vòi phun tương ứng. Đến vị trí 300°TK gần cuối quá trình nén hệ số tương đương trong trường hợp một vòi phun chỉ đạt 0,4. Như vậy nếu sử dụng một vòi phun đường kính 6mm và áp suất phun 5 bar thì hỗn hợp không thể đạt  $\phi=1$  ngay cả khi vòi phun mở ngay

từ khi bắt đầu quá trình nạp. Đối với trường hợp hai vòi phun, động cơ có một khoảng góc quay trục khuỷu đủ lớn để điều chỉnh thành phần hỗn hợp khí thay đổi tốc độ động cơ hoặc thay đổi chế độ tải.

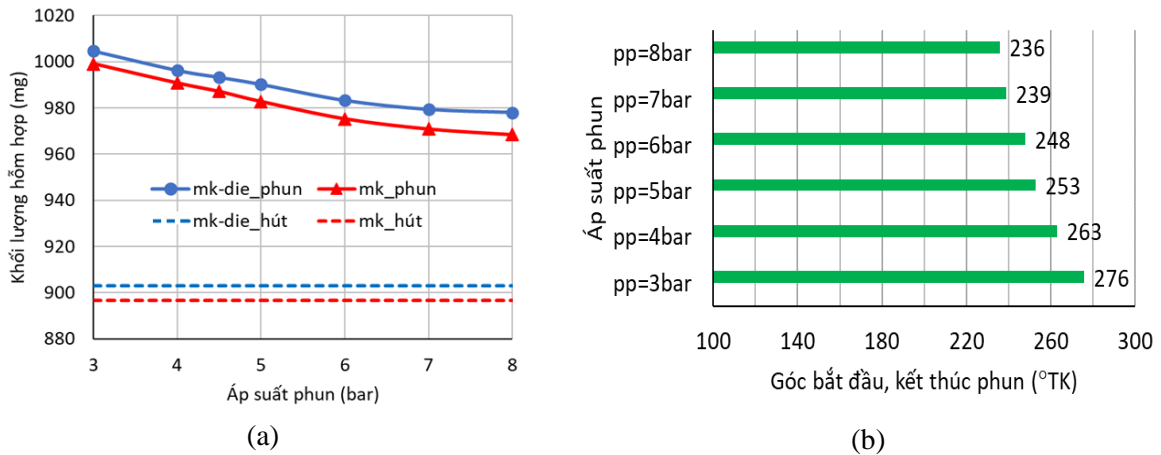


Hình 3. Biến thiên hệ số tương đương ( $\phi$ ) và áp suất ( $p$ ) trong xi lanh theo góc quay trục khuỷu khi cung cấp syngas-biogas-hydrogen qua một vòi phun (1VP) và qua hai vòi phun (2VP) (ứng với  $n=2400$  v/ph,  $p_p=5$ bar,  $\phi_{\text{start}} = 50^\circ\text{TK}$ ) [15].

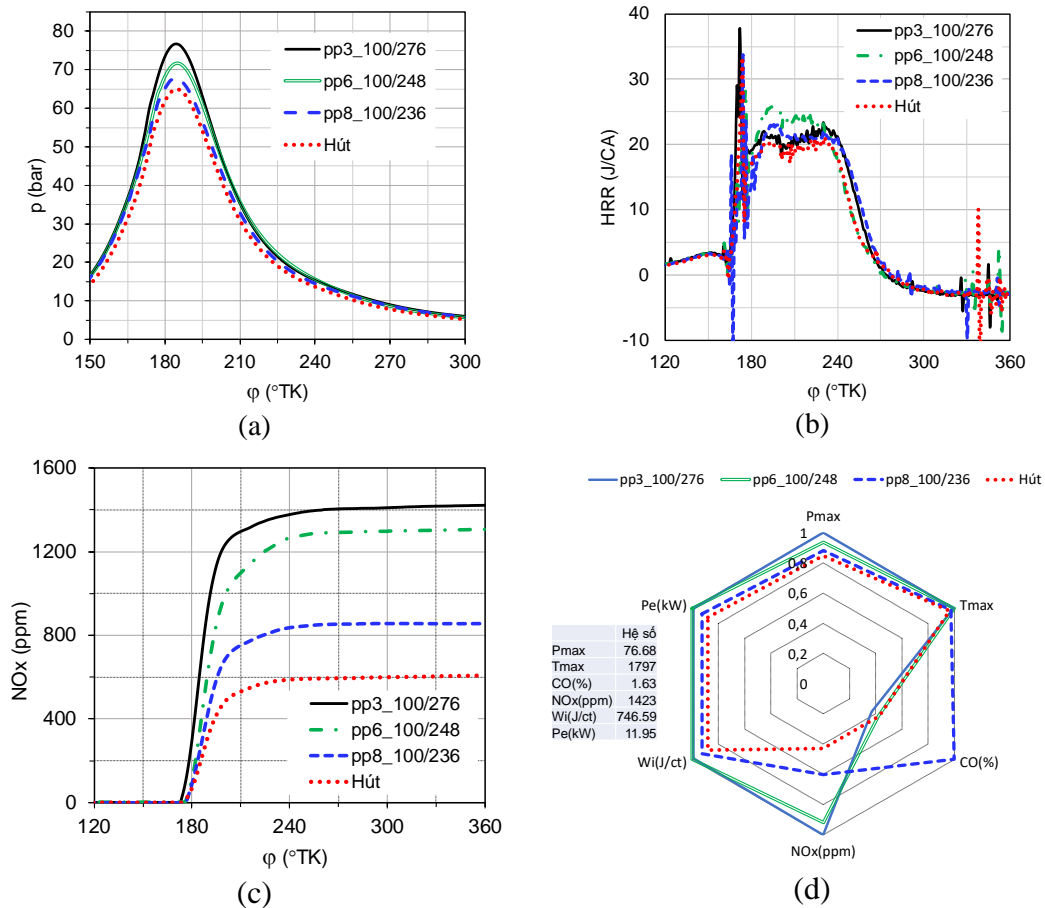
Tương tự như đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng syngas, nếu dùng một vòi phun thì đường kính lưu thông phải lớn hoặc áp suất phun cao [19]. Điều này gây khó khăn cho hệ thống nén nhiên liệu trước khi được nạp vào động cơ và kỹ thuật làm kín vòi phun, đặc biệt là vòi phun trực tiếp lắp vào buồng cháy động cơ. Mặt khác, để động cơ có thể sử dụng nhiều loại nhiên liệu khí tái tạo khác nhau, hệ thống cấp nhiên liệu cần đủ độ linh hoạt để thích ứng mỗi khi thành phần nhiên liệu thay đổi.

### 3.2. Ảnh hưởng của áp suất phun

Khi cố định thời điểm bắt đầu phun, để đạt cùng hệ số tương đương thì thời điểm kết thúc phun càng sớm khi áp suất phun càng cao. Khi thời gian phun trong kỳ nén giảm thì lượng nhiên liệu cung cấp vào xi lanh giảm. Hình 4a giới thiệu biến thiên khối lượng không khí nạp mới (mk), khối lượng không khí và diesel nạp vào buồng cháy trong mỗi chu trình (mk-die) theo áp suất phun hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H (40% syngas, 30% biogas và 30% hydrogen theo thể tích) để đạt hệ số tương đương 0,75 khi kết thúc quá trình phun. Thời điểm bắt đầu phun được cố định tại  $100^\circ\text{TK}$  còn thời điểm kết thúc phun thay đổi như trên giản đồ hình 4b. Thời gian phun trong giai đoạn nạp như nhau. Khi đó xupap nạp vẫn còn đang mở nên phun nhiên liệu khí không làm thay đổi áp suất trong xilanh. Thời gian phun trong giai đoạn nén ảnh hưởng trực tiếp đến áp suất trong xilanh (tức là ảnh hưởng đến lượng hỗn hợp nạp mới vào xilanh). Nhận thấy với điều kiện nạp liệu đó thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh trước khi phun diesel và sau khi phun diesel đều giảm khi áp suất phun nhiên liệu khí tăng. Khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh trước khi phun diesel là 1000mg và 968mg tương ứng với áp suất phun 3 bar và 8 bar. Khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh dù phun ở áp suất nào cũng cao hơn khối lượng hỗn hợp được cung cấp bằng nhiên liệu khí bằng phương pháp hút (896mg) với cùng hệ số tương đương.



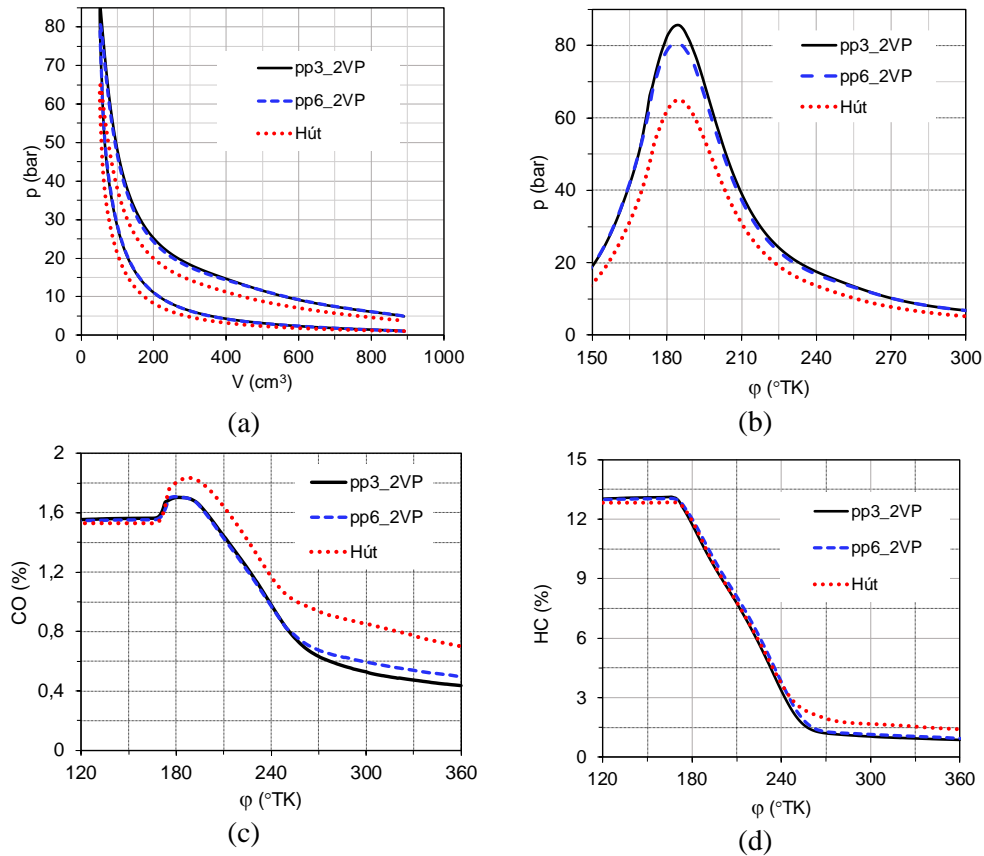
Hình 4. (a) Biến thiên hỗn hợp khí trước và sau khi phun diesel theo áp suất phun nhiên liệu khí và (b) biến thiên áp suất phun theo góc bắt đầu phun  $100^{\circ}\text{TK}$  và kết thúc phun ( $n=2400$  v/ph,  $\phi_{\text{gas}}=0,75$ ,  $\phi_{\text{tong}}=0,92$ , hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H).



Hình 5. So sánh biến thiên các thông số của quá trình cháy: áp suất cháy (a), tốc độ truyền nhiệt HRR (b), phát thải NO<sub>x</sub> (c) theo góc quay trục khuỷu khi cung cấp nhiên liệu khí kiểu hút và kiểu phun với áp suất phun (pp) thay đổi tương ứng 3 bar, 6 bar, 8 bar ( $n=2400$  v/ph, hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H, góc mở vòi phun  $100^{\circ}\text{TK}$ , góc đóng vòi phun thay đổi tương ứng theo áp suất phun như hình 4b).

Khối lượng hỗn hợp tăng khi cấp nhiên liệu bằng cách phun trực tiếp giúp cải thiện công suất động cơ. Hình 5 giới thiệu ảnh hưởng của áp suất phun nhiên liệu khí đến biến thiên áp suất trong xilanh và biến thiên hệ số tỏa nhiệt theo góc quay trục khuỷu khi động cơ dual fuel chạy với nhiên liệu 40S-30B-30H. Góc bắt đầu phun được cố định ở 100°TK. Như trên đã trình bày, trong điều kiện phun đó thì khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh giảm khi tăng áp suất phun. Khi áp suất phun lần lượt 3 bar, 6 bar và 8 bar thì áp suất cực đại của quá trình cháy đạt tương ứng là 76,68 bar, 71,68 bar và 67,73 bar với công suất động cơ theo thứ tự là 11,84 kW, 11,55 kW và 11,04 kW ở tốc độ 2400 v/ph. So với công suất động cơ khi chạy bằng diesel (12,14 kW), khi chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu khí được cung cấp bằng phun trực tiếp với áp suất phun 3 bar và 8 bar công suất động cơ giảm tương ứng 2,5% và 9,1%. Trong khi đó cùng chế độ vận hành và hỗn hợp nhiên liệu, nếu động cơ được cung cấp nhiên liệu bằng phương pháp hút thì công suất chỉ đạt 10,52 kW, tức giảm 14% so với công suất động cơ diesel.

Áp suất phun chỉ ảnh hưởng nhẹ đến tốc độ tỏa nhiệt nhưng do khối lượng hỗn hợp nạp vào xilanh thay đổi theo áp suất phun nên tổng năng lượng do quá trình cháy tỏa ra cũng thay đổi. Điều này gây ảnh hưởng đến nồng độ NO<sub>x</sub> trong khí thải động cơ. Hình 5c cho thấy nồng độ NO<sub>x</sub> trong khí thải đạt lần lượt là 1423ppm, 1307ppm và 857ppm khi áp suất phun trực tiếp hỗn hợp nhiên liệu khí là 3 bar, 6 bar và 8 bar. Nồng độ NO<sub>x</sub> khi cung cấp nhiên liệu bằng cách phun trực tiếp lớn hơn giá trị của nó khi cung cấp nhiên liệu kiểu hút (608ppm).

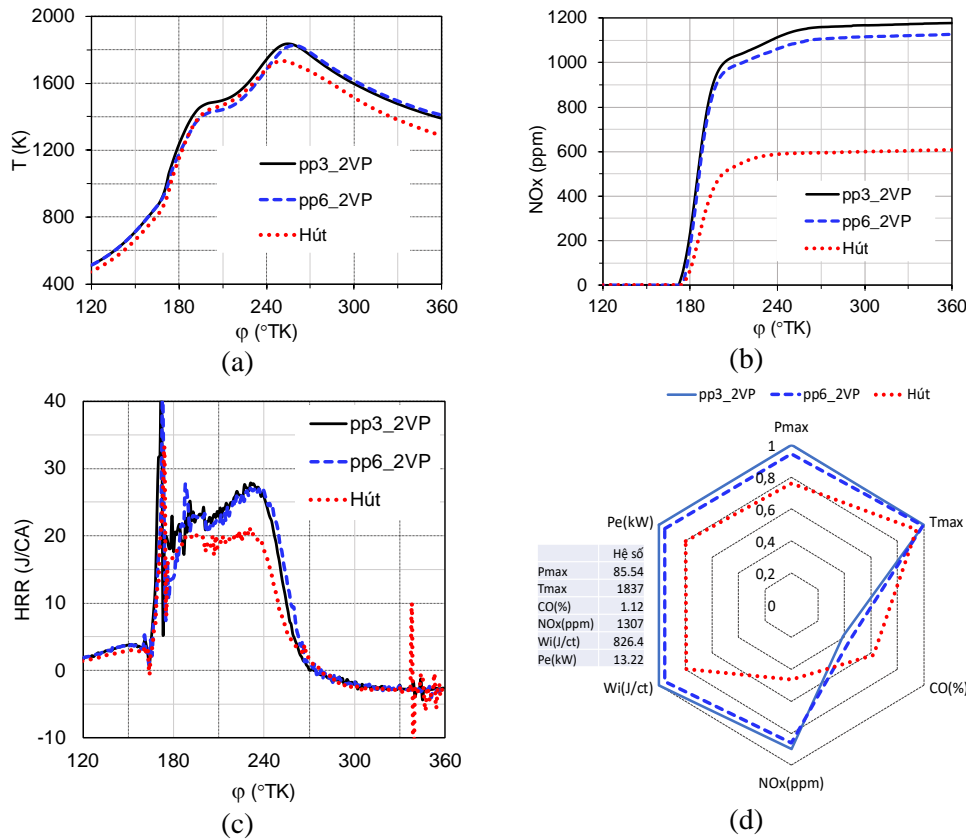


Hình 6. Ảnh hưởng của áp suất phun nhiên liệu khí trong kỳ nén đến biến thiên các thông số của quá trình cháy: (a) áp suất cháy theo thể tích khối khí trong xilanh, (b) áp suất cháy và (c) phát thải CO, (d) phát thải HC theo góc quay trục khuỷu ( $n=2400$  v/ph, hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H, hai vòi phun làm việc song song mở ở 185°TK, đóng ở 280°TK ứng với áp suất phun 3 bar và đóng ở 265°TK ứng với áp suất phun 6 bar).



Để tăng công suất động cơ khi chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas-hydrogen chúng ta có thể phun nhiên liệu khí trong kỳ nén. Tuy nhiên điều này khó thực hiện đối với hỗn hợp nhiên liệu có thành phần syngas cao. Trong trường hợp này hệ số tương đương của hỗn hợp không đạt được giá trị cần thiết trước khi đánh lửa. Mặt khác, khi thời điểm kết thúc phun quá trễ thì hỗn hợp không đạt đủ độ đồng nhất do thời gian hòa trộn ngắn khiến cho quá trình cháy không diễn ra hoàn toàn.

Khi hỗn hợp nhiên liệu chứa thành phần syngas thấp thì phun trong kỳ nén là một giải pháp khả thi để nâng cao tính năng công tác của động cơ.



Hình 7. Ảnh hưởng của áp suất phun nhiên liệu khí trong kỳ nén đến biến thiên các đặc trưng của quá trình cháy: (a) nhiệt độ, (b) nồng độ NO<sub>x</sub>, (c) tốc độ toả nhiệt (HRR) và (d) các thông số đặc trưng của quá trình cháy theo góc quay trục khuỷu (n=2400 v/ph, hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H, hai vòi phun làm việc song song mở ở 185°TK, đóng ở 280°TK ứng với áp suất phun 3 bar và đóng ở 265°TK ứng với áp suất phun 6 bar).

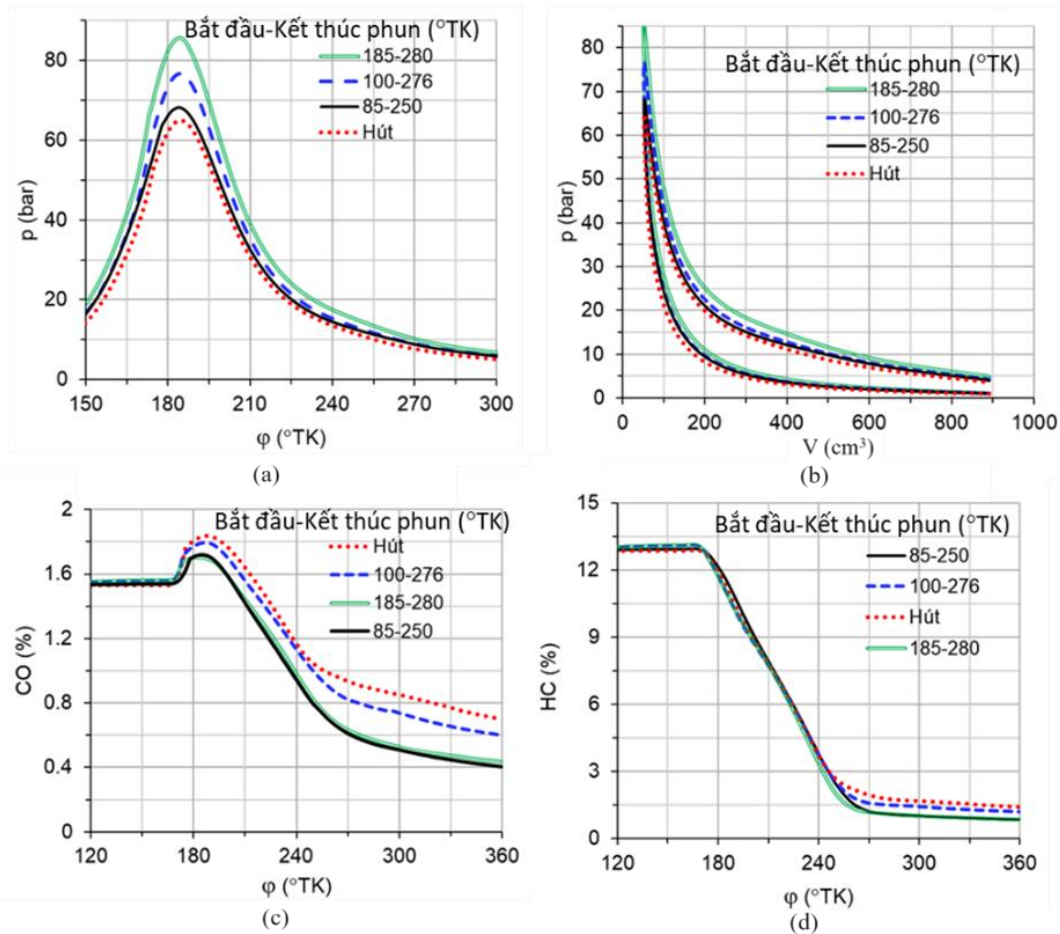
Hình 6 và hình 7 giới thiệu biến thiên các thông số của quá trình cháy theo góc quay trục khuỷu khi cung cấp hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H thông qua hai vòi phun ở áp suất phun 3 bar và ở áp suất phun 6 bar. Thời điểm bắt đầu phun ở 185°TK. Trong trường hợp áp suất phun 3 bar thì thời điểm kết thúc phun 280°TK còn trong trường hợp áp suất phun 6 bar thì quá trình phun kết thúc ở 265°TK. Do quá trình phun diễn ra sau khi xupap nạp đã đóng nên lượng không khí hút vào xi lanh trong cả hai trường hợp là như nhau. Để đạt được cùng hệ số tương đương  $\phi=0,75$  thì lượng nhiên liệu phun vào trong cả hai trường hợp cũng đồng nhất dù thời gian phun khác nhau. Tuy nhiên khi phun ở áp suất 6 bar thì tổn thất công bơm của động cơ lớn hơn dẫn

đến công chi thị chu trình nhỏ hơn trường hợp phun ở áp suất 3 bar. Công suất động cơ khi phun ở áp suất 3 bar là 13,22 kW còn khi phun ở áp suất 6 bar là 12,63 kW, cao hơn đáng kể so với công suất động cơ khi cung cấp nhiên liệu kiểu hút (10,52 kW). Công suất động cơ dual fuel tăng 8,86% khi phun ở áp suất 3 bar và tăng 4% khi phun ở áp suất 6 bar so với công suất động cơ diesel (12,14kW).

### 3.3. Ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun

Như trên đã trình bày, lượng hỗn hợp mới nạp vào xi lanh chỉ tăng đáng kể khi phun nhiên liệu khí trong kỳ nén. Do đó thời điểm phun càng muộn thì lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh càng tăng. Tuy nhiên nếu kết thúc phun muộn quá thì hỗn hợp không đủ thời gian hòa trộn đồng đều trước khi cháy.

Hình 8, hình 9 và hình 10 so sánh ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun hỗn hợp có thành phần nhiên liệu tương ứng là 40S-30B-30H.

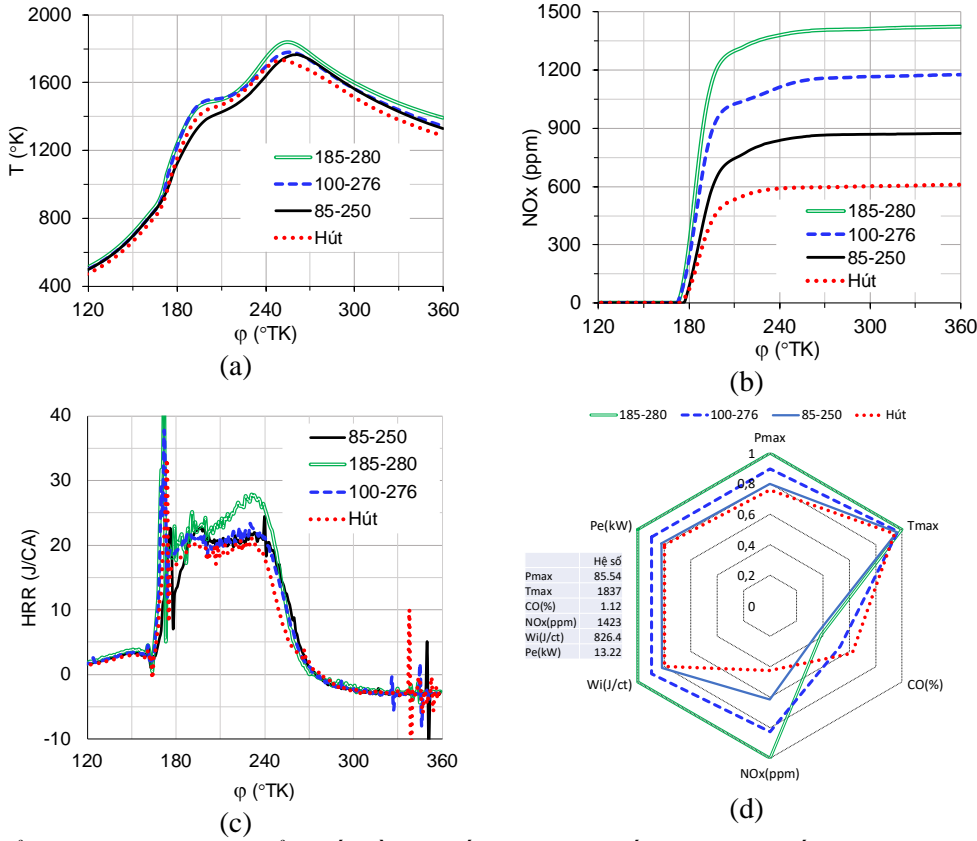


Hình 8. Biến thiên thông số của quá trình cháy: (a), (b) áp suất cháy, (c) phát thải CO, (d) phát thải HC theo góc quay trục khuỷu ứng với sự thay đổi thời điểm bắt đầu và kết thúc phun và so với khi nạp hỗn hợp bằng phương pháp hút ( $n=2400$  v/ph, hỗn hợp 40S-30B-30H,  $\phi_{\text{gas}}=0,75$ ,  $\phi_{\text{tong}}=0,92$ ).

Để đảm bảo hệ số tương đương của hỗn hợp nhiên liệu khí khi kết thúc quá trình phun trước 300°TK thì chúng ta có thể sử dụng một vòi phun nếu bắt đầu phun trong kỳ nạp hay sử dụng hai vòi phun nếu bắt đầu phun trong kỳ nén. Giai đoạn phun một vòi phun là 85°TK-

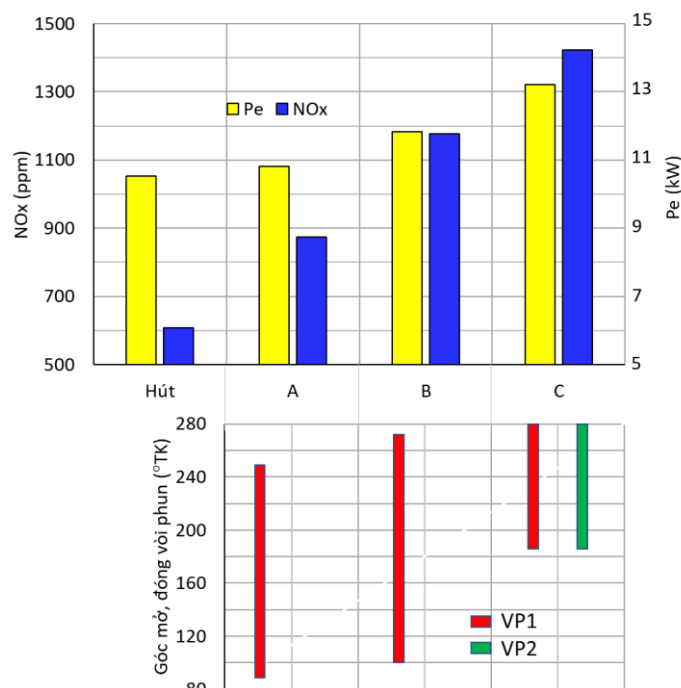
250°TK, 100°TK-276°TK (bắt đầu phun trong kỳ nạp) và 185°TK-280°TK (phun bằng hai vòi phun bắt đầu phun trong kỳ nén).

Hình 8 cho thấy khi bắt đầu phun muộn, đặc biệt là phun trong kỳ nén thì áp suất trong xi lanh ở kỳ nén tăng, làm tăng công bơm. Tuy nhiên trong trường hợp này công chỉ thị chu trình tăng do lượng hỗn hợp nạp vào xi lanh nhiều hơn. Hình 9 cho thấy khi phun trong kỳ nén thì tốc độ tỏa nhiệt khi bắt đầu cháy không khác biệt nhiều so với những trường hợp khác nhưng tốc độ tỏa nhiệt trong giai đoạn sau cao hơn. Điều này làm tăng nhiệt độ cháy cực đại và tăng phát thải NO<sub>x</sub>.



Hình 9. Ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun đến các thông số của quá trình cháy: (a) nhiệt độ cháy, (b) tốc độ hình thành NO<sub>x</sub>, (c) tốc độ tỏa nhiệt ứng (HRR) cũng như (d) các thông số đặc trưng của quá trình cháy với thời điểm bắt đầu và kết thúc phun thay đổi ( $n=2400$  v/ph, hỗn hợp 40S-30B-30H,  $\phi_{\text{gas}}=0,75$ ,  $\phi_{\text{tong}}=0,92$ ).

Hình 10 so sánh tổng hợp công suất động cơ và mức độ phát thải NO<sub>x</sub> khi thay đổi thời điểm bắt đầu và kết thúc phun nhiên liệu khí. Nhận thấy công suất động cơ cũng như phát thải NO<sub>x</sub> có xu hướng tăng khi kéo dài thời gian phun nhiên liệu. So với khi chạy bằng diesel thì động cơ khi chạy bằng hỗn hợp 40S-30B-30H có công suất tăng 9% nếu phun trong kỳ nén và giảm lần lượt 2,5% và 11% khi bắt đầu phun ở 100°TK và 85°TK. Nồng độ NO<sub>x</sub> trong khí thải lần lượt là 1423ppm, 1176ppm và 874ppm tương ứng với thời điểm bắt đầu phun 185°TK, 100°TK và 85°TK.



Hình 10. Ảnh hưởng của thời điểm bắt đầu và kết thúc phun đến công suất động cơ ( $P_e$ ) và thông số phát thải  $NO_x$  ( $n=2400$  v/ph, hỗn hợp 40S-30B-30H,  $\phi_{gas}=0,75$ ,  $\phi_{tong}=0,92$ , thời điểm bắt đầu và kết thúc phun thay đổi).

#### 4. KẾT LUẬN

Một số kết luận được rút ra từ kết quả nghiên cứu :

- Syngas có tỉ lệ không khí/nhiên liệu thấp nên quá trình phun nhiên liệu trên đường nạp kéo dài khiến nhiên liệu không được hút hết vào xi lanh và làm giảm hệ số nạp của động cơ. Phun trực tiếp syngas vào xy lanh động cơ giúp khắc phục những bất cập khi sử dụng syngas làm nhiên liệu cho động cơ dual fuel.
- Khi động cơ dual fuel sử dụng hỗn hợp nhiên liệu syngas-biogas-hydrogen có thành phần thay đổi linh hoạt thì cần sử dụng hệ thống phun trực tiếp gồm hai vòi phun để phối hợp điều chỉnh thời gian phun thích ứng với hỗn hợp nhiên liệu sử dụng.
- Khi phun trực tiếp hỗn hợp nhiên liệu 40S-30B-30H với góc bắt đầu phun được cố định ở  $100^{\circ}TK$  thì công suất động cơ giảm lần lượt 2,5% và 9,1% tương ứng với khi phun trực tiếp nhiên liệu ở áp suất 3 bar và 8 bar. Nồng độ  $NO_x$  trong khí thải đạt lần lượt là 1423ppm và 857ppm tương ứng với áp suất phun 3 bar và 8 bar. Khi nhiên liệu được cung cấp theo kiểu hút truyền thống thì công suất động cơ giảm 14% so với khi chạy bằng diesel còn nồng độ  $NO_x$  đạt mức 608ppm.
- Công suất động cơ cũng như nồng độ  $NO_x$  trong khí thải có xu hướng tăng khi phun muộn. So với khi động cơ chạy bằng diesel thì khi chạy bằng hỗn hợp 40S-30B-30H, công suất động cơ tăng 9% khi bắt đầu phun ở  $185^{\circ}TK$  và giảm lần lượt 2,5% và 11% khi bắt đầu phun ở  $100^{\circ}TK$  và  $85^{\circ}TK$ . Nồng độ  $NO_x$  trong khí thải lần lượt là 1423ppm, 1176ppm và 874ppm tương ứng với thời điểm bắt đầu phun  $185^{\circ}TK$ ,  $100^{\circ}TK$  và  $85^{\circ}TK$ .

## LỜI CẢM ƠN

Công trình này được thực hiện nhờ tài trợ của Bộ Giáo dục và Đào tạo thông qua đề tài "*Bộ điều khiển thông minh cho động cơ sử dụng nhiên liệu khí linh hoạt trong hệ thống năng lượng tái tạo lai*", Mã số: B2024.DNA.12

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Bùi Văn Ga, Võ Anh Vũ, Nguyễn Văn Phụng, Triệu Đức Tông, Lê Ngọc Đức, Nguyễn Minh Tú, Trần Đình Quang, Nguyễn Văn Thúc, So sánh mô phỏng và thực nghiệm khí hóa RDF từ chất thải rắn ở nông thôn, Tạp chí Khoa học và Công nghệ-Đại học Đà Nẵng, 21 (2023) 78-83.
- [2]. D. A. S Andriatoavina, D. Ali Hamada Fakra, N.A.M. Nany Razafindralambo, J. P Praene, J. M. Michel Andriamampianina, Potential of fueling spark-ignition engines with syngas or syngas blends for power generation in rural electrification: A short review and S.W.O.T. analysis, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 47 (2021) 101510. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101510>.
- [3]. P. Richard Bates and Klaus Dölle, Syngas Use in Internal Combustion Engines-A Review, Advances in Research 10 (2017). <https://doi.org/10.9734/AIR/2017/32896>
- [4]. C. Caligiuria, M. Renzi, Combustion modelling of a dual fuel diesel- producer gas compression ignition engine, Energy Procedia, 142 (2017) 1395-1400. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.525>.
- [5]. A. Paykani, H. Chehrmonavari, A. Tsolakis, T. Alger, F. William Northrop, D. Rolf Reitz, Synthesis gas as a fuel for internal combustion engines in transportation, Progress in Energy and Combustion Science, 90 (2022) 100995. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2022.100995>.
- [6]. J.M. Paredes, A. Lara, J. Martínez, LIFE B2E4SustWWTP New concept for energy self-sustainable wastewater treatment process and biosolids management, Deliverable: Technical report for syngas engine tests, Project Funded by the European Commission under the LIFE Framework Programme, Grant Agreement LIFE16 ENV/GR/000298 2018. <https://www.biosolids2energy.eu/files/biosolids/deliverables/A.1.4.pdf>.
- [7]. A. Pradhan, P. Baredar, A. Kumar, Syngas as an alternative fuel used in internal combustion engines: A review, Journal of Pure and Applied Science & Technology, 5.2 (2015) 51-66. <https://nlss.org.in/wp-content/uploads/2015/07/JPAST-Jul-15-Paper-7-p-51-66.pdf>.
- [8]. Bùi Văn Ga, Phạm Quốc Thái, Ảnh hưởng của tia phun mồi diesel và thành phần nhiên liệu đến tính năng kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ dual fuel biogas-hydrogen, Tạp chí Khoa học và Công nghệ-Đại học Đà Nẵng, 18 (2020) 1-7.
- [9]. N. Indrawan, S. Thapa, PR Bhoi, RL Huhnke, A. Kumar, Engine power generation and emission performance of syngas generated from low-density biomass, Energy Conversion and Management, 148 (2017) 593-603. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.066>.
- [10]. Singh H, Mohapatra SK. Production of producer gas from sugarcane bagasse and carpentry waste and its sustainable use in a dual fuel ci engine: a performance, emission, and noise investigation. J Energy Inst, 91 (2018) 43-54. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2016.11.002>.
- [11]. Bùi Văn Ga, Bùi Thị Minh Tú, Nguyễn Văn Đông, Bùi Văn Hùng, Phùng Minh Tùng, Điều chỉnh hệ số tương đương của động cơ chạy bằng hỗn hợp biogas-syngas-hydrogen trong hệ thống năng lượng tái tạo hybrid, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 20 (2022) 50-57.
- [12]. Bùi Thị Minh Tú, Bùi Văn Ga, Cao Xuân Tuấn, Võ Anh Vũ, Thành phần nhiên liệu và góc đánh lửa sớm tối ưu của động cơ sử dụng hỗn hợp syngas-biogas-hydrogen, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 20 (2022) 40-46.
- [13]. Bùi Văn Ga, Nguyễn Văn Đông, Cao Xuân Tuấn, Võ Anh Vũ, Mô phỏng quá trình cung cấp nhiên liệu linh hoạt syngas-biogas-hydrogen cho động cơ tĩnh tại đánh lửa cưỡng bức, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 20 (2022) 17-23.

- [14].Bùi Văn Ga, Bùi Thị Minh Tú, Lê Minh Tiến, Bùi Văn Hùng, Nguyễn Lê Châu Thành, Điều chỉnh góc đánh lửa sớm động cơ chạy bằng hỗn hợp biogas-syngas-hydrogen trong hệ thống năng lượng tái tạo hybrid, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 20 (2022) 1-6.
- [15]. Bùi Văn Ga, Nguyễn Thị Thanh Xuân, Bùi Thị Minh Tú, Mô phỏng phun trực tiếp hỗn hợp syngas-biogas-hydrogen có thành phần thay đổi vào buồng cháy động cơ dual fuel, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 21 (2023) 68-74.
- [16].M. Fiore, V. Magi, A. Viggiano, Internal combustion engines powered by syngas: A review, Applied Energy, 276 (2020) 115415. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115415>
- [17].Bùi Văn Ga, Bùi Thị Minh Tú, Hồ Trần Ngọc Anh, So sánh các đặc trưng quá trình cháy động cơ dual fuel cung cấp syngas kiểu hút và kiểu phun, Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng, 21 (2023) 45-51.
- [18].Van Ga Bui, Thi Minh Tu Bui, Van Nam Tran, Zuohua Huang, Anh Tuan Hoang, Wieslaw Tarelko, Van Hung Bui, Xuan Mai Pham, Phuoc Quy Phong Nguyen, Flexible syngas-biogas-hydrogen fueling spark-ignition engine behaviors with optimized fuel compositions and control parameters, International Journal of Hydrogen Energy, 48 (2023) 6722-6737. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.09.133>
- [19].V.G. Bui, V.N. Tran, V.D. Nguyen, Q.T. Nguyen, T.T. Huynh, Octane number stratified mixture preparation by gasoline–ethanol dual injection in SI engines, International Journal of Environmental Science and Technology 16 (2018) 3021. <https://doi.org/10.1007/s13762-018-1942-1>