



## INVESTIGATION OF INJECTION STRATEGY IMPACT ON COMBUSTION PROCESS IN GASOLINE PARTIALLY PREMIXED COMBUSTION

Ngo Van Thanh<sup>1\*</sup>, Nguyen Tuong Vi<sup>2</sup>, Nguyen Tung Lam<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Electric Power University, No 235 Hoang Quoc Viet Street, Hanoi, Vietnam

<sup>2</sup>University Of Economics – Technology for Industries, No 456 Minh Khai Street, Ha Noi, Vietnam

<sup>3</sup>University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

### ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 12/08/2023

Revised: 17/10/2023

Accepted: 12/12/2023

Published online: 15/12/2023

<https://doi.org/10.47869/tcsj.74.9.2>

\* *Corresponding author*

Email: thanhnv@epu.edu.vn; Tel: +84 (0) 919 166 119

**Abstract.** Gasoline compression ignition (GCI) is a combustion method that involves the advanced formation and combustion of the mixture, with the potential to improve fuel efficiency and reduce emissions from internal combustion engines. Injection strategy, particularly the injection timing, significantly influences the mixture formation and combustion development in GCI engines, controlling the diffusion-controlled combustion. To explore the timing variations for achieving high efficiency in the characteristic medium load operation (IMEP 5 bar), in this study, the authors investigated the main injection timing change under constant operating conditions: fixed injection ratio of 30%-70%, main injection timing at -35 CAD ATDC, engine speed of 1500 rpm, intake air temperature of 165°C, intake pressure of 1 bar, and injection pressure of 400 bar. Through experimental results, the combined effects of combustion with cold flames and the penetration of the main injection jet were assessed for their influence on the combustion rate of the main combustion process. Furthermore, the maximum combustion temperature, pressure rise rate in the cylinder, combustion efficiency, and indicated engine efficiency were evaluated to determine the optimal early injection angle for this engine operating mode.

**Keywords** — Compression Ignition, Gasoline fuel, Injection strategy.

@ 2023 University of Transport and Communications



# KHẢO SÁT CHIẾN LƯỢC PHUN ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN VỚI NHIÊN LIỆU XĂNG

Ngô Văn Thanh<sup>1\*</sup>, Nguyễn Tường Vi<sup>2</sup>, Nguyễn Tùng Lâm<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Điện lực, Số 235 Hoàng Quốc Việt, Hà Nội, Việt Nam

<sup>2</sup>Trường Đại học Kinh tế kỹ thuật công nghiệp, Số 456 Minh Khai, Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

<sup>3</sup>Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

## THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 12/08/2023

Ngày nhận bài sửa: 17/10/2023

Ngày chấp nhận đăng: 12/12/2023

Ngày xuất bản Online: 15/12/2023

<https://doi.org/10.47869/tcsj.74.9.2>

\* Tác giả liên hệ

Email: thanhnv@epu.edu.vn; Tel: +84 (0) 919 166 119

**Tóm tắt.** Cháy bằng nén với nhiên liệu xăng (GCI - Gasoline compression ignition) là một phương pháp tổ chức quá trình hình thành hỗn hợp và đốt cháy tiên tiến với tiềm năng cải thiện tính hiệu quả sử dụng nhiên liệu và giảm lượng khí thải từ động cơ đốt trong. Chiến lược phun với điểm hình là thời điểm phun có ảnh hưởng lớn đến quá trình hình thành và phát triển cháy của động cơ GCI, kiểm soát sự hình thành cháy khuếch tán. Để xem xét thời điểm phun thay đổi để đạt được hiệu quả cao trong chế độ tải trung bình đặc trưng (IMEP 5 bar). Ở nghiên cứu này, tác giả khảo sát thời điểm phun chính thay đổi với các điều kiện vận hành được giữ không đổi: giữ cố định tỷ lệ phun 30%-70%, thời điểm phun môi -35 CAD ATDC, tốc độ quay động cơ 1500 vòng / phút, nhiệt độ khí nạp 165 °C, áp suất nạp 1 bar và áp suất phun 400 bar. Thông qua kết quả thí nghiệm, các ảnh hưởng đồng thời của quá trình cháy với ngọn lửa lạnh và tia phun của lần phun chính thâm nhập được đánh giá có ảnh hưởng đến tốc độ cháy của quá trình cháy chính. Ngoài ra, nhiệt độ cháy cực đại, tốc độ tăng áp suất trong xy lạnh và hiệu suất cháy, hiệu suất chỉ thị của động cơ cũng được đánh giá để tìm ra được góc phun sớm tối ưu với chế độ vận hành này của động cơ.

**Từ khóa:** Cháy bằng nén, nhiên liệu xăng, chiến lược phun

@2023 Trường Đại học Giao thông vận tải

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Động cơ cháy bằng nén (CI – Compression Ignition) có thể đạt được hiệu suất cao do tỷ số nén cao, tuy nhiên phát thải dạng hạt (PM - Particulate Matters) và khí thải  $\text{NO}_x$  cao hơn so với động cơ cháy bằng đánh lửa (SI – Spark Ignition) [1-4]. Động cơ cháy bằng nén với nhiên liệu xăng (GCI - Gasoline Compression Ignition) là phương án phối hợp sử dụng nhiên liệu xăng với đặc tính chống tự cháy cao và khả năng hóa hơi tốt với chế độ cháy bằng nén hỗn hợp, đã được chỉ ra là tiềm năng với quá trình cháy sạch và hiệu quả cao, khi khắc phục hiệu suất thấp của động cơ cháy bằng đánh lửa và đồng thời khắc phục khí thải độc hại lớn của động cơ cháy bằng nén [2–5]. Các ý tưởng ban đầu về GCI được giới thiệu bởi Kalghatgi et al. [2], khi đánh giá quá trình vận hành động cơ diesel với: nhiên liệu xăng so với các loại nhiên liệu diesel, thì kết quả nghiên cứu chỉ ra các đặc tính của xăng: tính bay hơi tốt và thời gian trễ cháy dài, kết hợp với đặc tính của động cơ diesel: tỷ số nén cao, thì cho phép đạt được hiệu suất cao và đồng thời khí thải độc hại thấp hơn. Đặc biệt, khi sử dụng nhiên liệu xăng thì GCI cho thấy lượng phát thải bồ hóng (PM- Particulate Matter) giảm rất lớn do thời gian trễ cháy dài, pha cháy thực hiện chủ yếu ở giai đoạn cháy hòa trộn trước, với phương án phun nhiều giai đoạn [3]. Ngoài ra, chế độ phun kép cho phép kiểm soát tích cực giai đoạn đốt cháy trong động cơ GCI đã thúc đẩy việc nghiên cứu các chiến lược phun nhiều lần [6,7]. Ví dụ, chiến lược phun kép được phát hiện là giảm hơn nữa tốc độ tăng áp suất và tính mất ổn định của động cơ từ chu kỳ này sang chu kỳ khác. Mặc dù có nhiều chiến lược phun nhiều giai đoạn đã được thử nghiệm, nhưng mục đích chung là tương tự nhau: các lần phun sớm nhất trong hành trình nạp hoặc hành trình nén sớm để chuẩn bị một lượng hòa khí (nhiên liệu – không khí) trộn sẵn và các lần phun chính vào cuối kỳ nén khi piston gần điểm chết trên để kiểm soát giai đoạn đốt cháy và tốc độ tăng áp suất tối đa.

Với phương pháp tự cháy bằng nén hỗn hợp đồng nhất, thành phần PM và  $\text{NO}_x$  giảm khá mạnh, khi hỗn hợp nhiên liệu – không khí được hòa trộn đồng nhất với tỷ lệ hòa khí nhạt, và sau đó quá trình cháy với nhiệt độ cháy thấp [8,9]. Tuy nhiên, khả năng kiểm soát quá trình cháy khó khăn [10] và tốc độ tăng áp suất quá cao ở chế độ tải lớn [11]. Phương pháp cháy bằng nén với hòa khí hòa trộn trước một phần PPC được đề xuất để khắc phục các hạn chế của HCCI, đặc biệt PPC với nhiên liệu xăng có tính chống tự cháy cao [12,13]. Cơ sở thực hiện quá trình cháy PPC là phun nhiên liệu 2 giai đoạn: (1) phun nhiên liệu vào đầu quá trình nén (phun môi) để tạo hỗn hợp hòa trộn phân lớp nhiên liệu – không khí, sau đó (2) phun nhiên liệu gần điểm chết trên (phun chính), để thúc đẩy quá trình tự cháy của hỗn hợp nhiên liệu – không khí. Với quá trình hình thành hỗn hợp nhiên liệu – không khí và kiểm soát quá trình bắt đầu cháy của PPC, có thể thực hiện mở rộng phạm vi tải của động cơ, đạt hiệu suất nhiệt cao và thành phần phát thải rất thấp: PM và  $\text{NO}_x$  [14].

Kalghatgi et al. [2,3] đã sử dụng PPC với xăng trong cả động cơ hạng nhẹ và động cơ hạng nặng. Các tác giả đã chỉ ra rằng động cơ hạng nhẹ có thể hoạt động ở IMEP 14,86 bar với hiệu suất chỉ thị 46%, với khói thải 0,36 FSN và khí thải  $\text{NO}_x$  1,21 g/kWh. Động cơ hạng nặng có thể hoạt động lên đến IMEP 15,95 bar, với hiệu suất chỉ thị 47%, với khói thải 0,19 FSN và khí thải  $\text{NO}_x$  0,39 g/kWh. Ảnh hưởng của nhiên liệu đến sự vận hành của động cơ PPC sử dụng dầu diesel và xăng có số octan khác nhau đã được nghiên cứu ở mức IMEP 4 và 10 bar với các bước thay đổi EGR [15,16]. Kết quả cho thấy ở chế độ tải thấp, tất cả các nhiên liệu thử nghiệm đều cho thấy cùng mức khí  $\text{NO}_x$ , trong khi khói gần như bằng không đối với xăng. Ở chế độ tải cao, tất cả các nhiên liệu thử nghiệm cho thấy xu hướng tương tự đối với khí  $\text{NO}_x$ . Xăng có trị số octan cao không đáng kể tăng khói, trừ khi sử dụng xăng có trị số octan thấp, nhưng không cao như diesel [15]. Kết quả cũng cho thấy rằng khái niệm PPC với xăng phụ thuộc vào

chất lượng cháy của nhiên liệu hơn là tính bay hơi của nó miễn là thời điểm bắt đầu cháy bắt đầu sau khi kết thúc phun nhiên liệu. Các khí thải khí  $\text{NO}_x$  và PM sẽ giống nhau bất kể tính bay hơi và thành phần nhiên liệu nếu CA50 và thời gian chờ cháy của các nhiên liệu khác nhau được phù hợp. Tăng tỷ lệ phần trăm các hợp chất chứa các nhóm aromatic trong nhiên liệu sẽ tăng sự chống tự cháy và giới hạn tải của PPC [16]. Manente et al. [17] kết luận rằng nhiên liệu tốt nhất cho PPC là xăng có số octan trong khoảng 70, có sẵn trong nhà máy lọc dầu và có thể đưa vào thị trường.

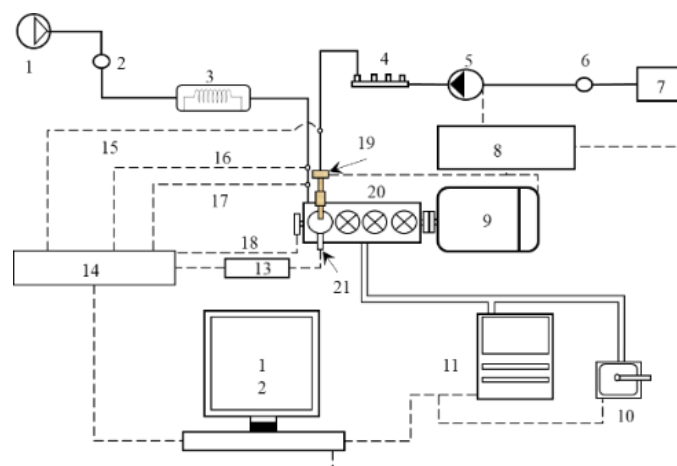
Mục tiêu của nghiên cứu này là điều tra chiến lược điều khiển thời điểm phun của tia phun chính với nhiên liệu ethanol pha trộn với xăng: E20 và ở mức luân hồi khí thải cao EGR 25%. Với nhiên liệu có tính chống tự cháy cao và tỷ lệ luân hồi khí thải cao để tạo được chế độ cháy hòa trộn trước chiếm phần lớn trong quá trình cháy, để thấy rõ được tác động của thời điểm phun chính đến hai pha cháy: cháy hòa trộn trước và cháy khuếch tán.

## 2. THÍ NGHIỆM

### 2.1. Thiết bị thí nghiệm

Các thí nghiệm được thực hiện trong động cơ một xy lanh nghiên cứu được sửa đổi từ động cơ nguyên bản bốn xy lanh cháy bằng nén (PSA-DW10) với dung tích mỗi xy lanh 0,499 l và tỷ số nén 16,0 với hệ thống phun nhiên liệu diesel cao áp điển hình, các thông số kỹ thuật động cơ sửa đổi như sau: Đường kính xy lanh (mm) x hành trình Piston (mm): 85 x 88; Thể tích công tác 1 xy lanh (cc): 499; Tỷ số nén  $\epsilon$ : 16; Phun nhiên liệu kiểu Common Rail.

Động cơ thử nghiệm trên băng thử được kiểm soát trực tiếp bởi một động cơ điện để duy trì tốc độ động cơ không đổi. Hình 1 giới thiệu sơ đồ thiết lập thí nghiệm. Động cơ được trực tiếp điều khiển bởi một động cơ điện để duy trì một tốc độ động cơ không đổi. Dầu bôi trơn động cơ và dung dịch nước làm mát được giữ ở nhiệt độ 95°C. Hệ thống phun nhiên liệu đường ống chung được tách riêng khỏi động cơ để hoạt động độc lập. Nhiên liệu được phun vào buồng đốt bằng một béc phun diesel Delphi có góc phun 120° với 8 lỗ và đường kính vòi phun là 150  $\mu\text{m}$ .



Hình 1. Sơ đồ bố trí thí nghiệm. 1: Máy nén khí; 2: Đo lưu lượng khí; 3: Bình gia nhiệt khí; 4: Common rail; 5: Bơm nhiên liệu; 6: Đo lưu lượng nhiên liệu; 7: Bình chứa nhiên liệu; 8: Điều khiển lượng phun; 9: Động cơ điện; 10: Đo độ khối; 11: Tủ phân tích khí thải; 12: Máy tính; 13: Bộ khuếch đại; 14: Bộ ghi dữ liệu; 15: Tín hiệu áp suất phun; 16: Tín hiệu nhiệt độ khí nạp; 17: Tín hiệu áp suất nạp; 18: Tín hiệu tốc độ quay động cơ; 19: Vòi phun nhiên liệu; 20: Động cơ thí nghiệm; 21: Đầu đo áp suất.

Không khí nạp được cung cấp từ máy nén khí được làm nóng đến nhiệt độ mong muốn bằng bộ gia nhiệt ở khoảng đường ống trước cửa nạp, tại đó nhiệt độ và áp suất không khí nạp được đo bằng cảm biến nhiệt (loại K) với độ chính xác  $\pm 2$  K và cảm biến áp suất áp điện trở (Kistler 4075A) với độ chính xác tương ứng là  $\pm 0,3\%$  của toàn thang đo. Mức tiêu thụ nhiên liệu được đo bằng bộ điều khiển lưu lượng khối chất lỏng (Bronkhorst M13-CORI-FLOW) có độ chính xác  $\pm 0,2\%$  trên phép đo. Vị trí góc quay được xác định bằng cảm biến quang học với độ chính xác  $\pm 0,1$  CAD (Crankshaft Angle Degrees, góc quay trục khuỷu) và áp suất trong xy lanh bằng cảm biến áp suất (Kistler 6043A) được gắn trong nắp xy lanh với độ chính xác  $\pm 2\%$ . Đối với tất cả các thí nghiệm, dữ liệu áp suất trong xy lanh được ghi lại và tính trung bình trong 100 chu kỳ liên tiếp để tính toán các đặc tính cháy bằng cách sử dụng phân tích nhiệt động lực học. Các giá trị đo được trong đầu vết áp suất xy lanh được sử dụng để tính tốc độ tăng áp suất (PRR- Pressure Rise Rate), độ ồn tính bằng dB, tốc độ giải phóng nhiệt (HRR- heat release rate), pha cháy (CA50- Crank Angle 50), thời gian đốt cháy (CA90-CA10), áp suất hiệu dụng trung bình (IMEP - Indicated Mean Effective Pressure).

## 2.2. Điều kiện thử nghiệm

Các điều kiện thí nghiệm cho nghiên cứu này: Nhiệt độ khí nạp  $165^\circ\text{C}$ , áp suất nạp 1 bar. Hỗn hợp ethanol-gasoline (gasohol) pha trộn theo tỷ lệ thể tích: 20% ethanol và 80% xăng thương mại E20 đã được thử nghiệm trên băng thử động cơ, tính chất của nhiên liệu thử nghiệm được giới thiệu trong Bảng 1. Nhiên liệu thử nghiệm được phun với áp suất phun là 400 bar, tỷ lệ luân hồi khí thải (sử dụng khí  $\text{N}_2$ ) giữ cố định 25% và với chiến lược phun kép: (1) Tỷ lệ giữa 2 lần phun 30%/70% khối lượng và (2) Thời điểm phun môi -35 CAD ATDC, còn thời điểm phun chính thay đổi, để giữ được chế độ tải trung bình của động cơ IMEP 5 bar thì lượng phun chính có thay đổi nhỏ. Các thông số này thực hiện kế thừa các nghiên cứu trước đây đã thực hiện ở phòng thí nghiệm PRISME [18,19], các nghiên cứu này đã chỉ ra: (1) Khoảng nhiệt độ khí nạp để tạo được chế độ GPPC tốt:  $165^\circ\text{C}$ ; (2) thời điểm phun môi (phun lần 1) tối ưu -35 CAD ATDC, (3) tỷ lệ phun giữa 2 lần phun: 30%-70%, (4) mức tỷ lệ luân hồi khí thải 25%. Quá trình thực hiện thí nghiệm: Khảo sát thời điểm phun chính thay đổi, với các điều kiện vận hành như trên **Error! Reference source not found.** Với nghiên cứu trong bài báo này, tác giả tập trung đến giai đoạn cháy đơn nhất, tức là không có cháy mạnh của tia phun môi.

Bảng 1. Tính chất nhiên liệu thử nghiệm [18,19].

STT	Tính chất	Xăng SP95	Ethanol	Đơn vị
1	Công thức hóa học chung	$\text{C}_{7,06}\text{H}_{13,4}\text{O}_{0,1125}$	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	
2	Thành phần oxy	1,8	34,8	% khối lượng
3	Khối lượng riêng ở $20^\circ\text{C}$	0,7472	0,789	g/cc
4	Nhiệt trị thấp	42,23	28,865	MJ/kg
5	Nhiệt ẩn hóa hơi	305	854,8	kJ/kg
6	Nhiệt độ hóa hơi	Từ 37 đến 194	78	$^\circ\text{C}$
7	Trị số ốc tan (RON)	95,7	107	

Thực hiện khảo sát ảnh hưởng của thời điểm phun chính, thì áp suất và nhiệt độ khí nạp hay mật độ khí trong xy lanh được giữ cố định bằng cách duy trì lưu lượng dòng khí nạp vào xy lanh. Theo đó, để có thể duy trì nhiệt độ trung bình trong xy lanh, cụ thể là ở nhiệt độ cao nhất trong xy lanh, cho các điểm thử nghiệm khác nhau, áp suất trong xy lanh đo đạc được cần phải giống nhau. Khi thực hiện thay đổi thời điểm phun chính, bằng quan sát khi thực hiện thí nghiệm thì nhận thấy, áp suất xy lanh đo được có thay đổi một chút, vì các lý do có thể liên quan đến sự thay đổi nhiệt độ trong quá trình cháy làm cho thay đổi nhiệt độ thành vách xy lanh và nhiệt độ đỉnh piston. Vậy nên, khi thực hiện các điểm thí nghiệm, thời gian chuyển chế

độ cho điểm này tối thiểu 90 giây, để tránh chế độ chuyển tiếp và tạo được áp suất trong xy lanh tương đồng ở các điểm thí nghiệm khác nhau. Dữ liệu áp suất xy lanh thu được lặp lại trong phạm vi sai khác nhỏ hơn 0,1 bar, tương ứng với sai khác nhiệt độ trong xy lanh lớn nhất xấp xỉ 2 K.

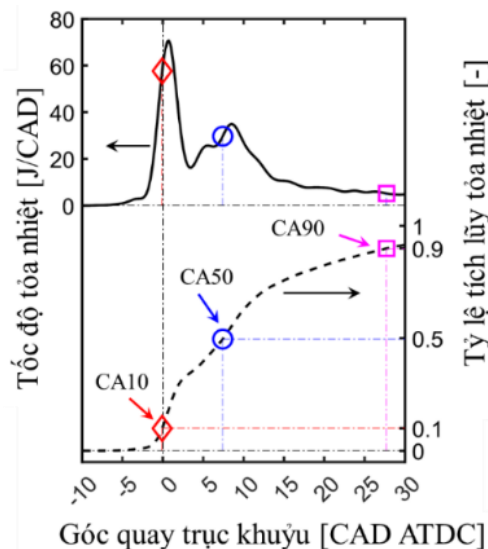
### x2.3. Phân tích quá trình cháy

Áp suất đầu vào lấy giá trị trung bình của 100 chu kỳ tín hiệu áp suất xy lanh tại một điểm vận hành nhất định. Áp suất xy lanh trung bình được sử dụng để tính tốc độ giải phóng nhiệt. Tốc độ giải phóng nhiệt được xác định từ dữ liệu áp suất xy lanh trung bình, nhờ vào định luật 1 nhiệt động học và phương trình trạng thái khí lý tưởng:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \cdot dV + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot V \cdot dp \quad (1)$$

Trong đó,  $Q$  là lượng nhiệt tỏa ra,  $\gamma$  tỷ lệ nhiệt dung riêng ( $\gamma = C_p / C_v$ ),  $p$  áp suất tức thời trong xy lanh,  $V$  thể tích buồng đốt tức thời và  $\alpha$  góc quay.

Tốc độ tỏa nhiệt của động cơ đốt trong là thông số quan trọng cung cấp các thông tin về thời điểm bắt đầu và kết thúc quá trình cháy, và thông tin về cường độ giải phóng năng lượng nhiệt của ngọn lửa. Ngoài ra, tổn thất năng lượng do truyền nhiệt, cũng được mô tả trong giá trị của tốc độ tỏa nhiệt. Từ tốc độ tỏa nhiệt, các thời điểm quan trọng của quá trình cháy: CA10, CA50, CA90 được chỉ ra trên Hình 2.



Hình 2. Phân tích quá trình cháy, với tốc độ tỏa nhiệt và tỷ lệ tích lũy tỏa nhiệt với trường hợp thời điểm phun chính  $SOI_2 = -3$  CAD ATDC.

Hình 2 chỉ ra phương pháp phân tích quá trình cháy của động cơ đốt trong, với CA10, CA50 CA90 là góc quay trục khuỷu khi tích lũy tỏa nhiệt 10%, 50% và 90%. Thời gian trễ cháy (ID - Ignition delay) được tính toán cho giai đoạn phun mồi hoặc phun chính:  $ID_1 = CA05 - SOI_1$  hoặc  $ID_2 = CA05 - SOI_2$ , phụ thuộc vào giai đoạn phun mồi có hình thành và phát triển cháy hay không. Vì nghiên cứu thực hiện với các thời điểm phun chính khác nhau, nên  $ID_2$  sẽ cho thấy khoảng thời gian hòa trộn trước khi cháy của giai đoạn phun chính.

IMEP (Indicated Mean Effective Pressure), áp suất hiệu dụng trung bình, là tỷ số của công sinh ra của chu trình ( $L_t$ ) chia cho thể tích công tác ( $V_s$ ):

$$IMEP = \frac{L_t}{V_s} \quad (2)$$

Hiệu suất chỉ thị, hay hiệu suất nhiệt ( $\eta_t$ ) được tính theo công thức sau:

$$\eta_t = \frac{L_t}{m_{fuel} \cdot Q_{LHV}} \quad (3)$$

Trong đó,  $L_t$  công sinh ra của chu trình,  $m_{fuel}$ : khối lượng nhiên liệu cung cấp,  $Q_{LHV}$ : Nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

Hiệu suất cháy tính theo công thức:

$$\eta_c = \frac{\int \frac{dQ}{d\alpha}}{m_{fuel} \cdot Q_{LHV}} \quad (4)$$

### 3. ĐÁNH GIÁ PHÂN TÍCH

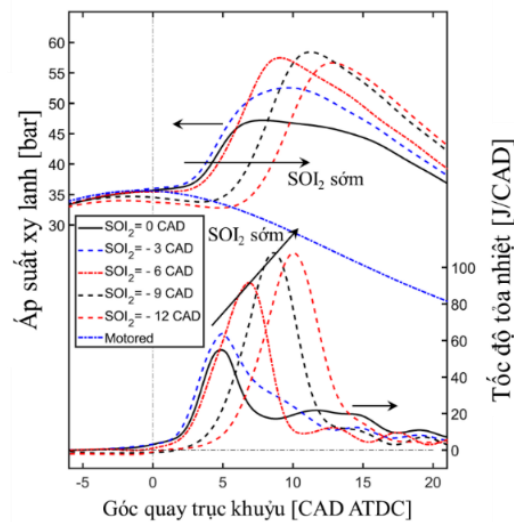
#### 3.1. Áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh

Các trường hợp phun mỗi 50% và 70% cho thấy tốc độ gia tăng áp suất mạnh hơn và tốc độ giải tỏa nhiệt lớn hơn, vì một lượng lớn nhiên liệu được thâm nhập, hóa hơi và hòa trộn với không khí ở giai đoạn phun mỗi này, đặc biệt với trường hợp 70%/30%. Áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh với các thời điểm phun thay đổi từ -12 CAD ATDC đến 0 CAD ATDC với tải động cơ ở mức trung bình  $IMEP = 5$  bar trên Hình 3, qua đó cho thấy thời điểm phun có tác động rất lớn đến quá trình bắt đầu cháy, phát triển cháy khi tạo các đỉnh áp suất xy lanh khác nhau, đỉnh tốc độ tỏa nhiệt khác nhau đồng thời về giá trị và thời điểm đạt giá trị đỉnh đó. Cụ thể một số thời điểm phun chính điển hình như sau: (1)  $SOI_2 = -12$  CAD ATDC; (2)  $SOI_2 = -6$  CAD ATDC; (3)  $SOI_2 = 0$  CAD ATDC, thì giá trị cực đại của áp suất trong xy lanh và thời điểm đạt được: (1) 57 bar và 14,5 CAD ATDC; (2) 58 bar và 10,5 CAD ATDC; (3) 48 bar và 7,5 CAD ATDC. Giá trị cực đại của tốc độ tỏa nhiệt và thời điểm đạt được: (1) 108 J/CAD và 10,5 CAD ATDC; (2) 91 J/CAD và 6,3 CAD ATDC; (3) 51 J/CAD và 4,9 CAD ATDC.

Thời điểm phun chính của quá trình cháy GPPC với hai giai đoạn phun cơ bản có tác động rất lớn đến hiệu quả cháy, bao gồm: hình thành hỗn hợp nhiên liệu và không khí trong xy lanh [20], nhiệt độ lớn nhất trong xy lanh. Khi thực hiện phun sớm thì quá trình cháy với pha cháy chính, thể hiện ở đỉnh của đường cong tốc độ tỏa nhiệt, muộn dần đi và tốc độ phản ứng hóa học tăng lên với giá trị đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt cao hơn dù rằng pha cháy muộn hơn.

Đầu tiên, khi thực hiện thời điểm phun chính từ  $SOI_2 = 0$  CAD ATDC đến thời điểm phun sớm hơn  $SOI_2 = -3$  CAD ATDC, đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt tăng lên, và quá trình cháy thể hiện bởi đường cong tăng tốc độ tỏa nhiệt sớm lên. Ngoài ra, các trường hợp còn lại khi thực hiện phun chính sớm hơn nữa, quá trình cháy đều trễ hơn. Khi thời điểm phun chính sớm nhất,  $SOI_2 = -12$  CAD ATDC, thì đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho thấy có pha cháy đơn một đỉnh, thể hiện quá trình cháy hòa trộn trước chiếm ưu thế. Ngược lại, khi thực hiện phun chính muộn, khi piston gần điểm chết trên, thì đường cong tốc độ tỏa nhiệt thể hiện có pha cháy kép hai đỉnh vì điều kiện cháy hòa trộn trước và cháy khuếch tán trong điều kiện động cơ GCI, với đỉnh thứ nhất thể hiện pha cháy hòa trộn trước, đỉnh thứ hai thấp hơn rất nhiều, thể hiện pha cháy khuếch tán nhỏ. Ví dụ, với thời điểm bắt đầu phun ở điểm chết trên,  $SOI_2 = 0$  CAD ATDC, thì đỉnh tốc độ tỏa nhiệt của (1) pha cháy hòa trộn trước và (2) pha cháy khuếch tán có giá trị và thời điểm đạt được: (1) 55 J/ CAD và 5 CAD ATDC, (2) 21 J/ CAD và 12,5 CAD ATDC.

Kết quả cho thấy rằng ở thời điểm phun chính muộn -3 và 0 CAD ATDC, giai đoạn cháy đầu tiên thể hiện trên đường cong tốc độ tỏa nhiệt là kết quả của tia phun môi ( $SOI_1 = -35$  CAD ATDC) và một phần đầu của tia phun chính, sau khi thâm nhập, hóa hơi và hòa trộn trong xy lanh thực hiện quá trình cháy trong khi tia phun chính vẫn đang được phun vào trong xy lanh, tiếp sau đó, đường cong tốc độ tỏa nhiệt thể hiện chính là quá trình cháy khuếch tán. Khi thực hiện điều chỉnh thời điểm phun sớm hơn, ở -9 và -12 CAD ATDC, quá trình cháy khuếch tán bị triệt tiêu, khi không tạo thành đỉnh thứ 2 trên đường cong tốc độ tỏa nhiệt, mà đỉnh này nằm khá gần đỉnh thứ 2 của chế độ thời điểm phun muộn. Ví dụ đỉnh duy nhất của tốc độ tỏa nhiệt ở thời điểm phun chính  $SOI_2 = -12$  CAD ATDC tạo được ở 10,5 CAD ATDC, tương ứng với đỉnh thứ 2 ở  $SOI_2 = 0$  CAD ATDC, ở 11 CAD ATDC. Điều này cho thấy rằng tia phun chính sớm, thì sẽ kìm hãm hỗn hợp nhiên liệu – không khí tạo thành bởi tia phun môi, rồi khi đó tia phun chính thâm nhập, hóa hơi và hòa trộn với hỗn hợp hình thành từ tia phun môi, làm cho quá trình cháy là cháy hỗn hợp phân lớp trong xy lanh xảy ra sau khi tia phun chính hoàn thành.



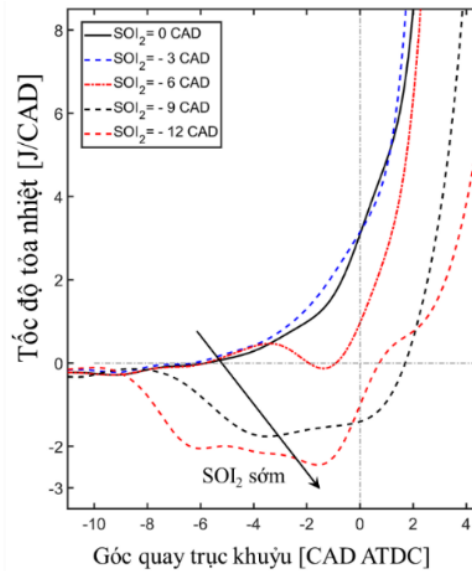
Hình 3. Thời điểm phun ảnh hưởng đến diễn biến áp suất và tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ.

Kết quả của quá trình cháy hỗn hợp hòa trộn gần như hoàn toàn trước khi phát triển quá trình cháy là (1) đỉnh của áp suất cực đại trong xy lanh tăng 10% và (2) đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt tăng gấp đôi so với cháy hỗn hợp hòa trộn một phần, khi so sánh giữa  $SOI_2 = -9$  CAD ATDC và  $SOI_2 = -3$  CAD ATDC. Các nghiên cứu trước đây cũng đã chỉ ra rằng, độ trễ của pha cháy với hỗn hợp phân lớp với nhiên liệu xăng,  $SOI_2 = -12, -9$  CAD ATDC, liên quan đến tốc độ tăng nhiệt độ dẫn đến thời điểm bắt đầu quá trình phát triển cháy chính [21]. Để duy trì tốc độ tăng nhiệt độ trong xy lanh khi mà quá trình cháy bị chậm lại sau điểm chết trên, thì yêu cầu các phản ứng ô xi hóa tự bốc cháy của tia phun môi phải cung cấp đủ nhiệt lượng tỏa ra để khắc phục sự giãn nở, khi mà nhiệt độ trong xy lanh giảm đi, do chuyển động dời khỏi điểm chết trên của piston. Điều này giải thích việc, tia phun chính thâm nhập làm trễ đi sự tự bốc cháy của hỗn hợp do tia phun môi tạo thành, do sự nhận nhiệt từ hòa khí của tia phun chính và đồng thời do tương tác các thành phần nhiên liệu – không khí.

Để quan sát kỹ càng giai đoạn hấp thụ nhiệt của tia phun chính, Hình 4 cho thấy ảnh hưởng của thời điểm phun chính đến tốc độ tỏa nhiệt, giai đoạn ngay sau phun nhiên liệu vào trong buồng cháy động cơ. Đây là giai đoạn ngay trước khi quá trình giải phóng nhiệt mạnh mẽ với độ dốc đường cong tỏa nhiệt lớn hơn. Với lựa chọn điều kiện thí nghiệm với tỷ lệ luân



hồi khí thải cao EGR 25% và nhiên liệu thử nghiệm có tính chống tự cháy cao E20, thì quan sát ở đường cong tốc độ tỏa nhiệt, không có ghi nhận giai đoạn ô xy hóa với ngọn lửa lạnh [22].



Hình 4. Thời điểm phun ảnh hưởng đến đặc tính tỏa nhiệt trong xy lạnh động cơ.

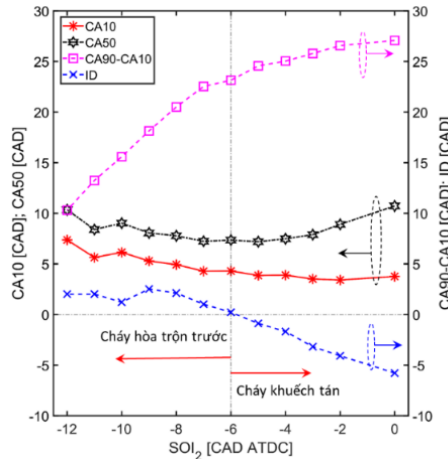
Với đường cong tốc độ tỏa nhiệt nằm phía dưới trục hoành, mang giá trị âm, thể hiện mức nhiệt lượng bị hấp thụ cho quá trình hóa hơi của nhiên liệu xăng của tia phun chính. Khi thực hiện phun chính sớm,  $SOI_2 = -12$  CAD ATDC, tia phun thâm nhập sớm vào vùng hỗn hợp nhiên liệu – không khí của tia phun môi tạo thành, làm gia tăng quá trình ức chế ô xy hóa của hỗn hợp này, làm cho nhiệt lượng tỏa ra của quá trình ô xy hóa hỗn hợp ít hơn so với phun chính muộn.

### 3.2. Đặc tính cháy

Đặc tính cháy thể hiện thông qua các thông số cơ bản của quá trình cháy của động cơ GPPC có nhiều đặc điểm giống với động cơ diesel, bao gồm các giai đoạn [23]: (1) hòa trộn nhiên liệu – không khí; (2) Bắt đầu cháy; (3) Phát triển cháy; (4) Kết thúc quá trình cháy. Các thông số đặc trưng cho đặc tính cháy thể hiện thông qua: thời điểm bắt đầu cháy mạnh CA10; pha cháy CA50; thời gian đình trệ sự cháy tính từ khi bắt đầu phun chính ID (Ignition delay) và thời gian cháy (CA90-CA10), được giới thiệu trên Hình 5 với thời điểm phun thay đổi.

Với thời gian đình trệ sự cháy, ID, được tính từ khi bắt đầu phun chính  $SOI_2$ , giá trị dương thể hiện quá trình cháy bắt đầu sau khi tia phun chính thâm nhập vào không gian xy lạnh, còn giá trị âm thể hiện quá trình cháy bắt đầu bởi hỗn hợp nhiên liệu – không khí của tia phun môi. Thời điểm bắt đầu cháy chịu sự ảnh hưởng bởi các yếu tố vật lý và hóa học, do đó bị ảnh hưởng bởi thời điểm phun chính  $SOI_2$ , thể hiện ở điều kiện nhiệt độ và áp suất trong xy lạnh [24], và đồng thời tia phun chính thâm nhập và tương tác với vùng hỗn hợp tạo bởi tia phun môi. Vậy nên, như thể hiện trên Hình 5, khi thực hiện phun sớm trước -6 CAD ATDC, thành phần nhiên liệu tham gia quá trình cháy hòa trộn trước tăng lên với tia phun chính tham gia và ngược lại, khi thực hiện phun sau -6 CAD ATDC thì tia phun chính thâm nhập vào vùng ô xy hóa mãnh liệt của hỗn hợp do tia phun môi tạo thành. Thời gian trễ tự cháy dài hơn, khi thời điểm phun chính sớm hơn -6 CAD ATDC, thì khả năng hòa trộn nhiên liệu và không khí nhiều hơn, từ đó khả năng hình thành phát thải khói đen trong quá trình cháy thấp hơn, như chỉ ra ở nghiên cứu [25]. CA10, thời điểm bắt đầu cháy mạnh mẽ, có sự thay đổi sớm lên khi thực hiện phun chính

trễ đi, từ -12 đến -6 CAD ATDC, thể hiện tia phun chính thực hiện hòa trộn làm thay đổi lớn thành phần của hỗn hợp cũng như trường nhiệt độ hỗn hợp. Đối với các trường hợp phun chính trễ hơn -6 CAD ATDC, CA10 thể hiện phát triển cháy của tia phun môi, nên gần như không thay đổi khi thay đổi thời điểm phun chính.

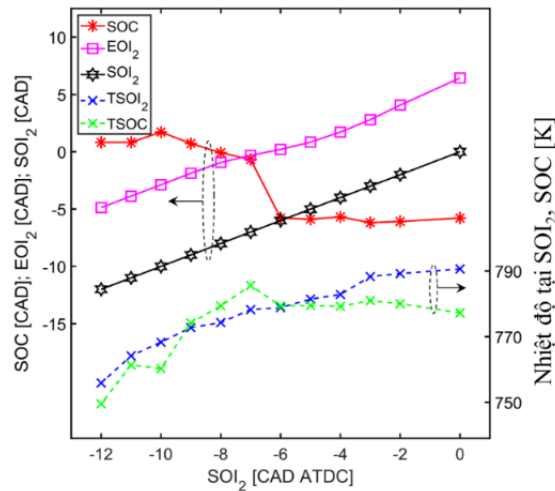


Hình 5. Thời điểm phun ảnh hưởng đến đặc tính cháy: ID; CA10; CA50; CA90-CA10.

Về cơ bản, CA10 có xu hướng không thay đổi gần giống thời gian trễ cháy, có giá trị khoảng 29 CAD khi tính từ thời điểm phun môi  $SOI_1 = -35$  CAD ATDC. Trên Hình 5 thể hiện thời gian cháy trễ theo thời điểm phun chính, khi mà thời điểm phun chính có thay đổi. Tuy nhiên giai đoạn  $SOI_2$  từ -12 đến -9 CAD ATDC, thì thời gian cháy trễ thể hiện tăng dần tuyến tính từ 25 CAD đến 29 CAD, hay thời điểm cháy tính cho điểm ngay gần điểm cực tiểu tạo thành của đường cong tốc độ tỏa nhiệt Hình 4. Điều này cho thấy tia phun chính tác dụng đến hỗ trợ phản ứng bởi làm giàu hỗn hợp hình thành từ tia phun môi đồng thời cùng hiện tượng hấp thụ nhiệt kìm hãm phản ứng của hỗn hợp của tia phun môi. Để giải thích cho sự tăng nhẹ CA10 ở các thời điểm phun sớm  $SOI_2 = -12$  đến -10 CAD ATDC, có thể do hiện tượng làm mát hỗn hợp cục bộ xảy ra với sự phân tầng nhiên liệu khi có sự thâm nhập của tia phun chính, làm cho ảnh hưởng nhiệt mạnh hơn ảnh hưởng của độ đậm của lớp phân tầng [26]. Khi đó, các khu vực có mức nhiên liệu đậm hơn sẽ có nhiệt độ thấp hơn vì thành phần này trải qua quá trình hóa hơi [27]. Khả năng kiểm soát sự làm việc ổn định của động cơ, thể hiện ở khả năng làm trễ pha cháy CA50 để có thể làm giảm được giá trị cực đại của tốc độ tỏa nhiệt [28], để độ ổn định cháy tốt là yếu tố quan trọng để đạt được mức tải cao mà không vượt quá độ ồn cho phép, khi ở chế độ cháy hòa trộn trước hoàn toàn, hỗn hợp phân lớp, gần với chế đồng nhất [29] (HCCI - Homogeneous Charge Compression Ignition). Pha cháy chung CA50 sớm dần từ 10 đến 7,5 CAD ATDC khi thời điểm phun chính muộn dần đi từ -12 đến -6 CAD ATDC, và sau đó, pha cháy CA50 trễ dần từ 7,5 đến 10,5 CAD ATDC. Diễn biến pha cháy CA50 như vậy, phù hợp với trường hợp được nêu ra ở nghiên cứu [30], với các lý giải về đặc tính nhiên liệu xăng không nhạy cảm ở mức mức độ phân lớp của hỗn hợp nhiên liệu – không khí [31].

Khoảng thời gian cháy được tính từ thời điểm CA10 đến CA90, thời gian cháy tăng lên khi thời điểm phun chính muộn đi từ -12 đến 0 CAD ATDC. Với các lý giải về hình thành hỗn hợp, với tỷ lệ giai đoạn cháy khuếch tán tăng lên khi thời điểm phun chính sớm thì quá trình cháy diễn ra nhanh với hỗn hợp phân lớp của nhiên liệu – không khí. Khi thời điểm phun từ sau -6 CAD ATDC, thì giai đoạn cháy khuếch tán sẽ kết thúc khi kết thúc quá trình phun. CA90-CA10, thời gian cháy, được cải thiện rất nhiều đối với thời điểm phun chính sớm [32], đặc biệt  $SOI_2$  từ -12 đến -6 CAD ATDC, thời gian cháy được giảm đáng kể với đa phần hỗn hợp được hình thành trước khi bắt đầu cháy thể hiện bằng độ dốc của đường cong CA90-CA10

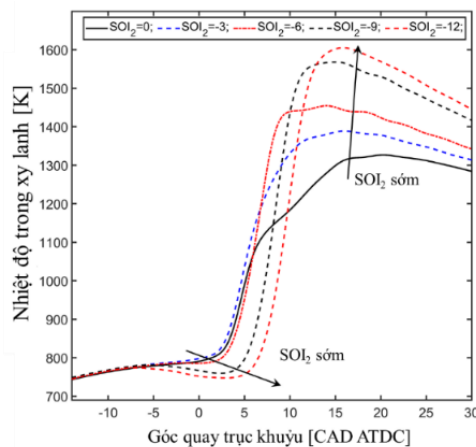
theo thời điểm phun chính. Nhiệt độ trong xy lanh được ước lượng theo định luật 1 nhiệt động học cho khí lý tưởng từ dữ liệu về áp suất trong xy lanh và thay đổi thể tích xy lanh. Giai đoạn phun thể hiện từ bắt đầu phun đến kết thúc phun, theo tín hiệu điều khiển phun, thời điểm bắt đầu cháy, và nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu phun chính, tại thời điểm bắt đầu cháy theo các thời điểm khác nhau được thể hiện trên Hình 6. Với diễn tả quá trình phun của giai đoạn phun chính, cho thấy thời điểm cháy sau khi kết thúc phun chính  $EOI_2$ , với thời điểm bắt đầu phun sớm hơn -7 CAD ATDC. Đây chính là giai đoạn hòa trộn nhiên liệu – không khí trong xy lanh, có thời gian dài hơn với phân nhiên liệu tham gia hòa trộn lớn hơn. Nhiệt độ trong xy lanh tại thời điểm bắt đầu phun chính tăng lên từ 755 K đến 790 K khi thời điểm phun muộn đi tương ứng từ -12 đến 0 CAD ATDC. Nhiệt độ trong xy lanh tăng lên bởi hai nguyên nhân chính, thứ nhất do trong quá trình nén thì nhiệt độ trong xy lanh tăng lên khi piston đi lên điểm chết trên và thứ hai do nhiệt độ sinh ra từ quá trình cháy của giai đoạn phun môi, với thời điểm phun chính, từ  $SOI_2 = -6$  CAD ATDC và muộn hơn. Khi phun sớm,  $SOI_2$  từ -12 đến -9 CAD ATDC, tạo quá trình cháy đa phần cháy hòa trộn trước với cả hai giai đoạn phun, thì nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu cháy thấp hơn nhiệt độ tại thời điểm phun chính, cho thấy nhiệt lượng hóa hơi của tia phun chính và tia phun chính làm ức chế sự ô xy hóa, quá trình tỏa nhiệt của giai đoạn phun môi.



Hình 6. Giai đoạn phun (từ bắt đầu phun đến kết thúc phun, theo tín hiệu điều khiển phun), thời điểm bắt đầu cháy, và nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu phun chính, tại thời điểm bắt đầu cháy theo các thời điểm khác nhau.

Về ảnh hưởng của điều kiện trong xy lanh, bao gồm nhiệt độ và áp suất xy lanh, đến độ trễ tự cháy của hòa khí: khi nhiệt độ tại thời điểm bắt cháy tăng lên thì thời gian trễ tự cháy giảm đi, kết quả này cũng phù hợp với [33]. Ví dụ, trong giai đoạn phun chính sớm từ -12 đến -7 CAD ATDC thì nhiệt độ tại thời điểm cháy tăng từ: 750 K đến 788 K, thì thời gian trễ cháy, ID, tính từ thời điểm phun chính  $SOI_2$ , sớm dần lên: 2,3 đến 0 CAD, còn thời điểm bắt đầu cháy, SOC (Start of Combustion), sớm dần lên từ: 1 CAD ATDC đến -2 CAD ATDC. Đối với thời điểm phun chính muộn hơn từ -6 CAD ATDC, thì thời điểm cháy chính là thời điểm cháy của hỗn hợp nhiên liệu – không khí hình thành từ tia phun môi, do đó điều kiện xy lanh gần như không thay đổi nhiều làm cho thời điểm cháy không thay đổi.

Nhiệt độ trung bình theo góc quay trục khuỷu trong xy lanh động cơ được ước lượng từ dữ liệu về áp suất trong xy lanh và thể tích thay đổi của xy lanh, được giới thiệu trong Hình 7. Nhiệt độ trong xy lanh động cơ chia làm 2 khu vực đáng quan tâm nhất, đó là (1) khu vực xung quanh điểm chết trên, khi mà phun chính kết thúc và (2) khu vực tạo thành nhiệt độ cao nhất trong xy lanh.

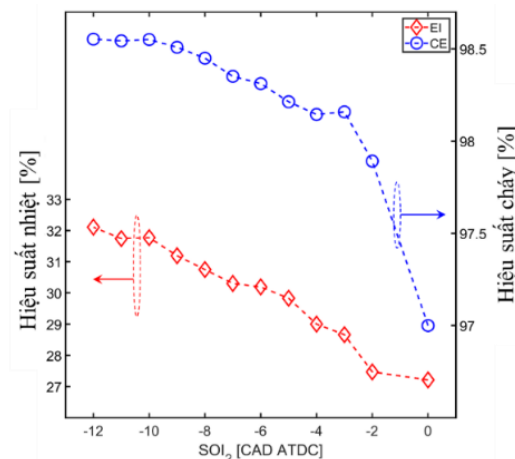


Hình 7. Thời điểm phun ảnh hưởng đến đường cong nhiệt độ trung bình trong xy lanh động cơ.

Với thể hiện của đường cong nhiệt độ trung bình trong xy lanh, của  $SOI_2 = -9$  và  $-12$  CAD ATDC, nhiệt độ trong xy lanh giảm đi do tia phun chính thâm nhập làm kìm hãm sự ô xi hóa của tia phun môi và đồng thời thực hiện quá trình hóa hơi và hòa trộn trong xy lanh. Với hỗn hợp được hình thành trước trong xy lanh, ở dạng phân lớp, thì quá trình cháy diễn ra khá nhanh, làm cho nhiệt độ trong xy lanh tăng cao hơn so với các trường hợp phun chính muộn, khi có sự xuất hiện của pha cháy khuếch tán của tia phun chính.

Với ba thời điểm phun có cháy khếch tán  $SOI_2 = -6, -3, 0$  CAD ATDC, thì phun chính càng muộn thì tỷ lệ nhiên liệu tham gia cháy khếch tán càng lớn, làm cho nhiệt độ cực đại trong xy lanh thấp hơn, kết quả nghiên cứu này phù hợp với [34].

### 3.3. Các thông số đặc trưng



Hình 8. Hiệu suất nhiệt và hiệu suất cháy theo thời điểm phun chính khác nhau.

Hiệu suất nhiệt và hiệu suất cháy theo thời điểm phun chính k

hác nhau được giới thiệu trên Hình 8. Khi thời điểm phun chính  $SOI_2$  thay đổi từ  $-12$  đến  $0$  CDA ATDC, thì hiệu suất nhiệt và hiệu suất cháy đều giảm, hiệu suất nhiệt giảm từ  $32\%$  đến  $27\%$  và hiệu suất cháy giảm từ  $98,5\%$  đến  $97\%$ . Đầu tiên với hiệu suất cháy, thì khi thực hiện phun sớm  $-9, -12$  CAD ATDC, như đã phân tích ở trên, với quá trình cháy của hỗn hợp

hòa trộn phân lớp nên hiệu quả cháy cao hơn so với quá trình cháy có phân cháy khuếch tán [2]. Với thời gian cháy giảm, thì hiệu suất nhiệt của phun sớm -9, -12 CAD ATDC, cũng được cải thiện khi giảm tổn thất nhiệt

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo này khám phá tiềm năng của thời điểm phun để cung cấp khả năng kiểm soát quá trình cháy trong động cơ GPPC, sử dụng nhiên liệu xăng pha trộn ethanol E20, với điều kiện luân hồi khí thải 25%. Thời điểm phun thay đổi cho phép thay đổi mức độ phân lớp của nhiên liệu khi bắt đầu cháy và phát triển cháy. Một số kết luận được rút ra:

+ Các giai đoạn của quá trình cháy được kiểm soát hiệu quả bởi thời điểm phun chính  $SOI_2$ . Ở mức tỷ lệ EGR cao, thì cần có  $SOI_2$  phù hợp trong khoảng -3 đến -9 CAD ATDC, để có thể duy trì pha cháy chính CA50 trong khoảng 7,5 CAD ATDC.

+ Đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho thấy quá trình đốt cháy hai giai đoạn rõ ràng khi phun chính muộn hơn -3 CAD ATDC, còn đường cong tốc độ tỏa nhiệt với pha cháy đơn với thời điểm phun sớm hơn -9 CAD ATDC.

+ Thời gian hòa trộn dài hơn khi thực hiện phun chính sớm hơn, từ -6 CAD ATDC.

Các phân tích về hình thành phát thải độc hại HC, CO,  $NO_x$  và PM của động cơ GCI này sẽ được giới thiệu ở bài báo khác. Các nghiên cứu sâu hơn để hiểu rõ về quá trình tự bốc cháy và phát triển cháy của động cơ cháy bằng nén với nhiên liệu xăng, với chỉ số Ôc tan cao. Ngoài ra, cấu trúc bề mặt hình thành và ô xy hóa của quá trình đốt cháy GCI này cũng cần được triển khai nghiên cứu thông qua chẩn đoán quang học cũng mang lại nhiều ý nghĩa.

#### LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường đại học Giao thông vận tải trong đề tài mã số T2023-CK-007. Nghiên cứu được thực hiện với sự hỗ trợ thí nghiệm của Phòng thí nghiệm PRISME, Đại học Orleans, Cộng hòa Pháp.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. J. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, New York, McGraw-Hill, (1988)
- [2]. G. T. Kalghatgi, P. Risberg, H. Ångström, Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion, SAE Technical Papers, (2006). <https://doi.org/10.4271/2006-01-3385>
- [3]. G. T. Kalghatgi, P. Risberg, H. E. Ångström, Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low  $NO_x$  at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel, SAE Technical Papers, (2007). <https://doi.org/10.4271/2007-01-0006>
- [4]. Van Kien Pham et al., Study of the Effect of the Supercharger on the Output Power of Gasoline Injection Engine, Journal of Technical Education Science, 79 (2023) 1–7. <https://doi.org/10.54644/jte.79.2023.1380>
- [5]. C. Jiang, G. Huang, G. Liu, Y. Qian, X. Lu, Optimizing gasoline compression ignition engine performance and emissions: Combined effects of exhaust gas recirculation and fuel octane number, Appl Therm Eng, 153 (2019) 669-677. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.054>
- [6]. S. Rickard and J. B. J. Mehdi, The Role of Multiple Injections on Combustion in a Light-Duty PPC Engine, Energies, 21 (2020). <https://doi.org/10.3390/en13215535>
- [7]. K. Cho, L. Zhao, M. Ameen, Y. Zhang, Y. Pei, W. Moore, Understanding Fuel Stratification Effects on Partially Premixed Compression Ignition (PPCI) Combustion and Emissions Behaviors, SAE Technical Papers, (2019). <https://doi.org/10.4271/2019-01-1145>

- [8]. M. Babagiray, T. Kocakulak, S. M. S. Ardebili, A. Calam, H. Solmaz. Optimization of operating conditions in a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio, *International Journal of Environmental Science and Technology*, 20 (2022) 5311-5332. <https://doi.org/10.1007/S13762-022-04499-9>
- [9]. A. Calam, B. Aydoğan, S. Halis, The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine, *Fuel*, 266 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117071>
- [10]. X. Duan, M-C. Lai, M. Jansons, G. Guo, J. Liu, A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, *Fuel*, 258 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119142>
- [11]. A. Shere, K. A. Subramanian, Experimental investigation on effects of equivalence ratio on combustion with knock, performance, and emission characteristics of dimethyl ether fueled CRDI compression ignition engine under homogeneous charge compression ignition mode. *Fuel*, 322 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124048>
- [12]. P. Kumar, S. S. Sandhu, Impact analysis of partially premixed combustion strategy on the emissions of a compression ignition engine fueled with higher octane number fuels: A review, *Mater Today Proc*, 45 (2021) 5775-5777. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.621>
- [13]. G. Jia, H. Wang, L. Tong, X. Wang, Z. Zheng, M. Yao, Experimental and numerical studies on three gasoline surrogates applied in gasoline compression ignition (GCI) mode, *Appl Energy*, 192 (2017) 59 - 70. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.069>
- [14]. S. Wang, K. Waart, B. Somers, P. Goey, Experimental Study on the Potential of Higher Octane Number Fuels for Low Load Partially Premixed Combustion, *SAE Technical Papers*, (2017). <https://doi.org/10.4271/2017-01-0750>
- [15]. L. Hildingsson, G. Kalghatgi, N. Tait, B. Johansson, A Harrison, Fuel octane effects in the partially premixed combustion regime in compression ignition engines, *SAE Technical Papers*, (2009). <https://doi.org/10.4271/2009-01-2648>
- [16]. L. Hildingsson, B. Johansson, G. T. Kalghatgi, A. J. Harrison, Some effects of fuel autoignition quality and volatility in premixed compression ignition engines, *SAE Technical Papers* (2010). <https://doi.org/10.4271/2010-01-0607>
- [17]. V. Manente, B. Johansson, W. Cannella, Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines? *International Journal of Engine Research*, (2011). <https://doi.org/10.1177/1468087411402441>
- [18]. A. Labreche, F. Foucher, C. Rousselle, Impact of the Second Injection Characteristics and Dilution Effect on Gasoline Partially Premixed Combustion, *SAE Technical Papers*, (2014). <https://doi.org/10.4271/2014-01-2673>
- [19]. C. Rousselle, F. Foucher, A. Labreche, Optimization of gasoline partially premixed combustion mode, *SAE Technical Papers*, (2013). <https://doi.org/10.4271/2013-01-2532>
- [20]. M. P. B. Musculus, Multiple Simultaneous Optical Diagnostic Imaging of Early-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine, *SAE Technical Papers*, (2006). <https://doi.org/10.4271/2006-01-0079>
- [21]. M. , Sjöberg, J. E. Dec, Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines, *Proceedings of the Combustion Institute*, (2007). <https://doi.org/10.1016/j.proci.2006.08.010>
- [22]. V. Ravaglioli, F. Ponti, G. Silvagni, D. Moro, F. Stola, M. Cesare, Investigation of Gasoline Partially Premixed Combustion with External Exhaust Gas Recirculation, *SAE Int J Engines*, (2021). <https://doi.org/10.4271/03-15-05-0033>
- [23]. R. M. Siewert, A Phenomenological Engine Model for Direct Injection of Liquid Fuels, Spray Penetration, Vaporization, Ignition Delay, and Combustion, *SAE Technical Papers*, (2007). <https://doi.org/10.4271/2007-01-0673>
- [24]. T. Minagawa, H. Kosaka, T. Kamimoto, A Study on Ignition Delay of Diesel Fuel Spray via Numerical Simulation, (2000). <https://doi.org/10.4271/2000-01-1892>

- [25]. M. K. Bobba, C. L. Genzale, M. P. B. Musculus. Effect of ignition delay on in-cylinder soot characteristics of a heavy duty diesel engine operating at low temperature conditions, SAE Technical Papers, (2009). <https://doi.org/10.4271/2009-01-0946>
- [26]. P. D. Lopez, J.E. Dec, G. Gentz,  $\Phi$ -Sensitivity for LTGC Engines: Understanding the Fundamentals and Tailoring Fuel Blends to Maximize This Property, SAE Technical Papers, (2019). <https://doi.org/10.4271/2019-01-0961>
- [27]. J. Dernotte, J. E. Dec, C. Ji, Efficiency Improvement of Boosted Low-Temperature Gasoline Combustion Engines (LTGC) Using a Double Direct-Injection Strategy, SAE Technical Papers, (2017). <https://doi.org/10.4271/2017-01-0728>
- [28]. M. Sjöberg, J.E. Dec, N. P. Cernansky, Potential of thermal stratification and combustion retard for reducing pressure-rise rates in HCCI engines, based on multi-zone modeling and experiments, SAE Technical Papers, (2005). <https://doi.org/10.4271/2005-01-0113>
- [29]. J. E. Dec, Y. Yang, N. Dronniou, Boosted HCCI - Controlling Pressure-Rise Rates for Performance Improvements using Partial Fuel Stratification with Conventional Gasoline. SAE Int J Engines (2011). <https://doi.org/10.4271/2011-01-0897>
- [30]. G. Gentz, J. Dernotte, C. Ji, P. D. Lopez, J. E. Dec. Combustion-Timing control of Low-Temperature gasoline combustion (LTGC) engines by using double Direct-Injections to control kinetic rates, SAE Technical Papers, (2019). <https://doi.org/10.4271/2019-01-1156>
- [31]. Y. Yang, J. E. Dec, N. Dronniou, W. Cannella, Boosted HCCI Combustion Using Low-Octane Gasoline with Fully Premixed and Partially Stratified Charges, SAE Int J Engines, (2012). <https://doi.org/10.4271/2012-01-1120>
- [32]. L. Yin, G. Ingesson, S. Shamun, P. Tunestal, R. Johansson, B. Johansson, Sensitivity Analysis of Partially Premixed Combustion (PPC) for Control Purposes, SAE Technical Papers, (2015). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0884>
- [33]. M. Sjöberg, J. E. Dec. An investigation into lowest acceptable combustion temperatures for hydrocarbon fuels in HCCI engines, Proceedings of the Combustion Institute (2005). <https://doi.org/10.1016/j.proci.2004.08.132>
- [34]. K. D. Cung, S. A. Ciatti, S. Tanov, Ö. Andersson, Low-Temperature Combustion of High Octane Fuels in a Gasoline Compression Ignition Engine, Front Mech Eng, 3 (2017). <https://doi.org/10.3389/fmech.2017.00022>