Số: 01(01)-2023

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA LUÂN HỒI KHÍ THẢI VÀ TĂNG ÁP ĐẾN ĐẶC TÍNH CHÁY VÀ KHÍ THẢI CỦA ĐỘNG CƠ CHÁY BẰNG NÉN VỚI NHIÊN LIỆU XĂNG (GCI - GASOLINE COMPRESSION IGNITION)

TS. Nguyễn Tùng Lâm^{1*}

¹Trường Đại học Giao thông Vận tải *Tác giả liên hệ: Nguyễn Tùng Lâm, lamnt@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Hốn hợp xăng – ethanol sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ cháy bằng nén với nhiên liệu xăng (GCI - Gasoline Compression Ignition), xét đến khả năng chống tự cháy cao hơn, khả năng hóa hơi tốt hơn và hàm lượng ô xy trong nhiên liệu cao hơn của ethanol, tất cả đều có khả năng cải thiện hơn nữa hiệu suất vốn đã cao hơn của động cơ diesel cháy bằng nén (CI – Compression Ignition) so với động cơ xăng. Nhiên liệu sinh học cũng đồng thời đáp ứng xu hướng phát triển bền vững, đặc biệt lĩnh lực năng lượng, và giảm thiểu lượng khí thải đôc hai, đăc biệt với bồ hóng (PM - Particulate

Matter) và ô xít ni tơ (NO_x).

Bài báo trình bày nghiên cứu về ảnh hưởng của luân hồi khí thải và tăng áp khí nạp đến đặc tính cháy và đặc tính phát thải của động cơ cháy do nén hỗn hợp hình thành trước một phần. Các thí nghiệm ở nghiên cứu này được thực hiện với động cơ cháy bằng nén, 1 xy lanh với tập trung vào chiến lược phun kép, lần phun đầu tiên ở -35 góc quay trục khuỷu sau điểm chết trên và lần phun thứ hai muộn hơn, gần điểm chết trên. Các điều kiện vận hành động cơ được giữ không đổi: 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. Các tham số được khảo sát chính là các biện pháp điều khiển quá trình cháy đối với động cơ cháy bằng nén, hai thông số được khảo sát chính là các biện pháp điều khiển quá trình cháy đối với động cơ cháy bằng nén, hai thông số được khảo sát chính là các thành phần khí thải độc hại PM, NO_x,...

Kết quả thực nghiệm cho thấy, với việc điều khiển tỷ lệ luân hồi khí thải, mức độ tăng áp suất nạp và chiến lược phun nhiên liệu hợp lý sẽ làm giảm mức phát thải của động cơ sử dụng mô hình cháy bằng nén.

THÔNG TIN CHUNG

Ngày nhận bài: 31/05/2023 Ngày nhận bài sửa: 17/06/2023 Ngày duyệt đăng: 24/06/2023

TỪ KHÓA

Cháy bằng nén nhiên liệu xăng; Chiến lược phun kép; Cồn sinh học; Luân hồi khí thải.

ABSTRACT

Gasoline-ethanol blend used as fuel for gasoline compression ignition (GCI) engines, considering the higher resistance to auto-ignition, better vaporization ability, and higher oxygen content in ethanol, all have the potential to further improve the already high efficiency of compression ignition (CI) diesel engines compared to gasoline engines. Biofuels also simultaneously meet the sustainable development trend, especially in the energy sector, and reduce harmful emissions, particularly particulate matter (PM) and nitrogen oxides (NOx).

This article presents a study on the influence of exhaust gas recirculation and intake air boosting on the combustion characteristics and emissions of partially premixed compression ignition engines. The experiments in this study were conducted on a single-cylinder compression ignition engine with a focus on dual-fuel injection strategy, with the first injection occurring at -35 degrees after top dead center and the second injection occurring later, near top dead center. The engine operating conditions were kept constant: engine speed of 1500 rpm, intake air temperature of 165°C, intake pressure of 1 bar, and injection pressure of 400 bar. The main parameters investigated were the combustion control measures for compression ignition engines, with two parameters studied to optimize the dual-fuel injection strategy, aiming to increase combustion efficiency and minimize harmful emissions such as PM and NO_x.

The experimental results showed that controlling the exhaust gas recirculation rate, intake air boosting level, and fuel injection strategy appropriately can reduce the emissions of engines using the compression ignition combustion model.

1. GIỚI THIỆU

Động cơ Diesel làm việc với hỗn hợp nghèo và tỷ số nén cao thường có ưu điểm vượt trôi về hiệu suất nhiệt cao hơn và mức tiêu thụ nhiên liệu thấp hơn so với động cơ xăng (Dec, 2009; Heywood, n.d.; Yunus A. Çengel, n.d.). Động cơ cháy bằng nén (CI - Compression Ignition) truyền thống, tức là động cơ Diesel, cho phép hiệu suất nhiệt cao nhưng vẫn còn nhiều thách thức do lượng phát thải dạng hạt bồ hóng (PM -Particulate Matter) và khí thải NO_x cao (Kitano et al., 2003; Reșitollu et al., 2015; Timothy V. Johnson, n.d.), đây chính là các mối lo ngại về vấn đề ô nhiễm môi trường do phương tiện giao thông vận tải tác động lên sự bền vững môi trường và sức khỏe con người. Chính điều này các qui định của các cơ quan quản lý càng ngày càng nghiêm ngặt hơn về khí thải của phương tiện giao thông sử dụng động cơ diesel. Để vượt qua thách thức này, các chiến lược đốt cháy ở nhiệt độ thấp (LTC - Low Temperature Combustion) hướng đến trên nền tảng cơ bản của động cơ CI nhằm đạt được mục tiêu giảm đồng thời NO_x và sự hình thành bồ hóng bên trong buồng cháy động cơ là một trong các giải pháp phát triển công nghệ động cơ đốt trong (Anselmi et al., 2010). Tuy nhiên, các chế đô LTC bi han chế về vùng tải làm việc và khó kiểm soát do có mối liên hê giữa đặc tính nhiên liêu và thời điểm đánh lửa (Yao et al., 2009). Chế đô tư cháy bằng nén với một phần hỗn hợp xăng (GPPCI - Gasoline Partially Premixed Compression Ignition) có tiềm năng lớn để mở rộng vùng giới hạn tải trọng (Kalghatgi et al., 2007, 2006; Lewander, 2011; Manente et al., 2010a). Việc phun nhiên liệu loại xăng được thực hiện sớm hơn so với chế đô LTC đông cơ diesel dẫn đến tốc đô giải phóng nhiệt vừa phải và do đó vươt qua giới han tải cao của chế đô LTC đông cơ diesel. Các nghiên cứu gần đây (Belgiorno et al., 2017; M. Sellnau et al., 2015) đã chứng minh rằng GPPCI phù hợp nhất với chế đô PPCI vì thời gian trễ tư cháy kéo dài do đặc trưng tư cháy của nhiên liêu thấp, đặc biệt là do sự có mặt của ethanol, được sử dụng hiệu quả để tạo thành thành phần hỗn hợp trộn sẵn một phần (Cho et al., 2019).

Thời gian trộn trước khi đốt kéo dài và tỷ lệ hỗn hợp nghèo cục bộ tăng lên dẫn đến sự hình thành bồ hóng thấp hơn, tương tự như các phương án đốt cháy hỗn hợp hòa trộn trước thông thường. Hơn nữa việc sử dụng hỗn hợp nhiên liệu – không khí nghèo làm giảm nhiệt độ ngọn lửa và do đó làm giảm hình thành NO nhiệt (M. C. Sellnau et al., 2012; Xu et al., 2019).

Việc kiểm soát tích cực giai đoạn đốt cháy trong động cơ GCI đã thúc đẩy việc nghiên cứu các chiến lược phun nhiều lần (Rickard Solsjö, Mehdi Jangi, 2020; M. Sellnau et al., 2019). 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 lần đã được áp dụng, 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.

Ethanol sinh học được sản xuất từ nguồn nguyên liệu tái tạo có chất lượng tự đánh lửa thấp hơn với hiệu quả bay hơi cao hơn xăng (Aleiferis et al., 2008; Andersson et al., 2011; Chen & Nishida, 2014), góp phần làm tăng thời gian trễ đánh lửa. Sử dụng ethanol cho động cơ GPPC cũng đã cho thấy các lợi ích về việc giảm phát thải PM, với các cấu trúc phân tử có thành phần ô xy của ethanol (Shamun et al., 2016).

Việc áp dụng phun nhiên liệu vào buồng cháy với hai giai đoạn khác nhau cho động cơ GPPC làm cho quá trình cháy kéo dài gây tổn thất nhiệt và hiệu quả cháy không cao so với trường hợp phun một giai đoạn. Giai đoạn phun mồi có thể bắt đầu quá trình cháy, làm cho áp suất và nhiệt

độ trong xy lanh tăng lên và có các thành phần ô xy hóa tích cực (Heywood, n.d.), có thể làm giảm độ cháy trễ của giai đoạn phun chính (Maiboom et al., 2008), đồng thời quá trình phát triển cháy châm hon (D'Ambrosio & Ferrari, 2016). Điều này làm cho giai đoạn cháy khuếch tán tăng lên, tăng khả năng hình thành soot trong khí thải (Ehleskog et al., 2007). Môt giai đoan phun mồi tối ưu thì có thể là tiềm năng cải thiện hiệu suất cháy và cũng là giảm tiêu thụ nhiên liệu (Lee et al., 2013), khi hai giai đoạn phun mồi và phun chính kết hợp để tao hai các pha cháy tối ưu. Quá trình phun kép, cũng được đánh giá rất hiệu quả trong việc giảm tiếng ồn trong quá trình làm việc của động cơ đốt trong, đặc biệt ở chế độ không tải (Ehleskog et al., 2007), giảm được 5-8 dB so với quá trình phun đơn (Busch et al., 2014). Về mặt khí thải, quá trình phun kéo có thể làm giảm nhiệt đô tối đa của quá trình cháy, khi đó khí thải NO_x cũng giảm so với phun đơn (Busch et al., 2014).

Nghiên cứu hiện tại tiếp tục khám phá tiềm năng của các chiến lược phun kép trong động cơ GPPC pha trộn xăng – bio - ethanol bằng cách thay đổi mức EGR và thời điểm phun lần thứ hai (-9, -6, -3 CAD ATDC), phun trước khi piston ở điểm chết trên và có so sánh đối chiếu ở các mức tăng áp suất không khí nạp khác nhau.

2. THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM VÀ PHÂN TÍCH QUÁ TRÌNH CHÁY

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. 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.



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 khói; 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.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật động cơ sửa đổi

Thông số	Giá trị
Đường kính xy lanh (mm) x	85 x 88
hành trình Piston (mm)	
Thể tích công tác 1 xylanh (cc)	499
Tỷ số nén ε	16
Phun nhiên liệu	Common
	Rail

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 ± 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. Quá trình luân hồi khí thải (EGR- Exhaust Gas Recirculation) được thay thế bằng cách sử dụng khí N_2 , được điều khiển bằng đồng hồ đo lưu lượng, mức tỷ lệ EGR được tính theo công thức sau:

$$EGR = \frac{N_2}{Air + N_2}.100\%$$
 (1)

Vị trí góc quay được xác định bằng cảm biến quang học với độ chính xác $\pm 0,1$ CAD 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 dấu 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 động cơ trung bình (IMEP).

Máy phân tích khí Horiba MEXA-7100HEGR được sử dụng để đo các thành phần khí thải CO, CO₂, O₂, NO và THC và lượng bồ hóng trong khí thải được đo bằng máy đo khói loại bộ lọc (AVL 415s).

Bảng 2. Điều kiện vận hành động cơ thí nghiệm

Thông số	Giá trị
Nhiệt độ khí nạp	165
Áp suất khí nạp	1
Áp suất phun	400 bar
Chế độ phun	Phun kép
Tỷ lệ giữa 2 lần phun	30%/70% khối lượng
Thời điểm phun lần đầu	-35 CAD ATDC
Tốc độ quay động cơ	1500 vòng / phút
IMEP	5.0 bar
Nhiên liệu thử nghiệm	E20

Các điều kiện thí nghiệm được giới thiệu trong Bảng 2, trong đó các thông số này thực hiện kế thừa các nghiên cứu trước đây đã thực hiện ở phòng thí nghiệm: (Labreche et al., 2014; Rousselle et al., 2013), các nghiên cứu này đã chỉ ra: (1) Khoảng nhiệt độ khí nạp để tạo được chế độ GPPC tốt: 165°C; (2) góc phun mồi (phun lần 1) tối ưu -35 CAD ATDC, (3) tỷ lệ phun giữa 2 lần phun: 30%-70%.

Quá trình thực hiện thí nghiệm chia làm 3 giai đoạn: (1) Khảo sát thời điểm phun chính thay đổi, với các điều kiện vận hành như trên Bảng 2; (2) Với mỗi thời điểm phun chính, thực hiện tăng áp suất nạp và giảm lượng cung cấp nhiên liệu để giữ IMEP = 5 bar; (3) Với từng thời điểm phun chính, từng áp suất nạp, thực hiện tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, giữ mức cung cấp nhiên liệu.

2.2. 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:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p.dV + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot V.dp \tag{2}$$

Trong đó, Q là lượng nhiệt tỏa ra, γ 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 α 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 ngọn lửa giải phòng năng lượng nhiệt. 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. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính SOI₂ = -3 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

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: $ID_1 = CA05$ -SOI₁ hoặc $ID_2 = CA05$ -SOI₂, 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):

$$IMEP = \frac{L_t}{V_s} \tag{3}$$

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

$$\eta_t = \frac{L_t}{m_{fuel}.Q_{LHV}} \tag{4}$$

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

Hiệu suất cháy tính theo công thức:

$$\eta_c = \frac{\int \frac{dQ}{d\alpha}}{m_{fuel}.Q_{LHV}}$$
(5)

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Khảo sát với thời điểm phun khác nhau

Hình 3 giới thiệu ảnh hưởng của thời điểm phun chính đến áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt, với chế độ n=1500 vòng / phút, IMEP = 5 bar. Thời điểm phun sớm của lần phun chính thực hiện thay đổi với ba điểm khảo sát: -9, -6 và -3 CAD TDC.



Hình 3. Ảnh hưởng của thời điểm phun chính đến áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính SOI₂ = -3; -6;
-9 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

Hình 3 mô tả, khi phun sớm, thời điểm bắt đầu cháy thay đổi không đáng kể, pha cháy đều tập trung sau điểm chết trên, tuy nhiên tốc độ tỏa nhiệt cực đại tăng lên khá mạnh: từ 68 J/CAD (SOI₂ = -3 CAD), 86 J/CAD (SOI₂ = -6 CAD) đến 119 J/CAD (SOI₂ = -9 CAD). Đồng thời, khi phun sớm, áp suất cực đại trong xy lanh tăng lên đáng kể, từ 55bar (SOI₂ = -3 CAD), 59.5bar (SOI₂ = -6 CAD) đến 64bar (SOI₂ = -9 CAD). Với lưu ý

về sự khác nhau giữa thời điểm bắt đầu cháy và thời gian trễ cháy của quá trình phun chính (là thời gian kể từ khi thực hiện phun chính đến khi bắt đầu cháy) là khác nhau, với các thời điểm phun khác nhau. Từ đường cong tốc độ tỏa nhiệt và giá trị cực đại của áp suất xy lanh như chỉ ra ở trên có thể thấy rằng thời điểm phun và thời gian trễ cháy của giai đoạn phun chính, có ảnh hưởng đến quá trình cháy của đông cơ GCI.

Như mô tả trên Hình 3, khi phun chính sớm $SOI_2 = -9$ CAD ATDC, thì pha cháy thể hiện trên đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho thấy pha cháy chính, bao gồm quá trình cháy đồng thời của phun mồi và phun chính. Khi thực hiện phun muộn đi, $SOI_2 = -6$; -3 CAD ATDC, thì đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho thấy 2 đỉnh rõ rệt, thể hiện 2 giai đoạn cháy: cháy với hỗn hợp hòa trộn trước và cháy khuếch tán của giai đoạn phun chính.



Hình 4. CA10; CA50; CA90-CA10; ID theo các thời điểm phun chính. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính $SOI_2 = -3$; -6 ; -9 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

Hình 4 cho thấy ảnh hưởng của thời điểm phun tới quá trình cháy: thời điểm bắt đầu cháy (CA10), pha cháy chính (CA50), thời gian cháy (CA90-CA10) và thời gian trễ cháy của giai đoạn phun mồi (ID₁). Thời điểm cháy (CA10) cơ bản phụ thuộc vào thời điểm phun chính, cháy sớm hơn khi phun sóm. Thời gian trễ cháy với 2 trường hợp phun muộn (-3 và -6 CAD ATDC) đều khoảng 26 CAD, với phun sớm (-9 CAD ATDC) khoảng 27 CAD. Pha cháy chính (CA50) sớm lên khi tăng góc phun chính sớm. Điều này cho thấy khi phun sớm (SOI₂ = -9 CAD ATDC) thì tia phun chính có tác đông đến quá trình cháy, làm kìm hãm quá trình cháy của phun mồi khi tia phun chính thâm nhập không gian buồng cháy và nhân nhiệt từ xung quanh. Sau đó quá trình cháy được hình thành bởi hỗn hợp "đang ô xy hóa" của giai đoạn phun mồi và hỗn hợp nhiên liệu – không khí của tia phun chính và tiếp tục phát triển cháy mạnh mẽ.



Hình 5. Hiệu suất chỉ thị, hiệu suất cháy theo các thời điểm phun chính. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính $SOI_2 = -3$; -6 ; -9 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

Từ Hình 4 và Hình 3 cho thấy thời điểm cháy (CA10) sớm hơn khi phun sớm, khi CA10 càng gần điểm chết trên (với $SOI_2 = -9$ CAD ATDC) thì quá trình cháy càng mạnh mẽ với đỉnh tốc độ tỏa nhiệt cao hơn.

Quá trình cháy tốt hơn với phun chính sớm hơn thể hiện ở Hình 5 với hiệu suất cháy giảm đi và hiệu suất chỉ thị tăng lên. Điều này được giải thích bởi việc lực sinh ra khi quá trình cháy mãnh liệt sau khi piston qua điểm chết trên, thì đều tốn ít công âm của quá trình nén như nhau, và lực sinh ra càng lớn và càng gần điểm chết trên thì tạo ra hiệu quả nhiệt tốt nhất, đồng thời giảm tổn thất nhiệt (Kook et al., 2008).



Hình 6. Thành phần khí thải HC, CO và NO_x ; bồ hóng theo các thời điểm phun chính. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính $SOI_2 = -3$; -6 ; -9 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

Hình 6 giới thiệu kết quả thí nghiệm về các thành phần khí thải HC, CO và NO_x và phát thải dạng hạt PM ở các trường hợp thời điểm phun chính khác nhau. Với các phân tích về sự phát triển cháy, thì khi thực hiện phun chính sớm SOI₂ = -9 CAD ATDC, quá trình cháy tập trung ở ngay gần điểm chết trên nên nhiệt độ cháy đạt được khá lớn, giảm HC và CO, với quá trình cháy đa phần cháy với hỗn hợp hòa trộn trước diễn ra khá nhanh nên giảm PM và NO_x, nói chung đạt được hiệu quả về phát thải độc hại.

3.2. Ảnh hưởng của tăng áp đến quá trình cháy

Hình 7 cho thấy ảnh hưởng của tăng áp nhẹ, khi áp suất khí nạp tăng từ 1.0 bar lên 1.2 bar, lên áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt, với chế độ n = 1500 vòng / phút, IMEP = 5 bar. Vì ở nghiên cứu này thực hiện giữ IMEP, thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, nên tỷ lệ nhiên liệu – không khí trung bình (λ) cũng có thay đổi, khi tăng áp thì giảm lượng nhiên liệu cung cấp, tức là λ giảm.

Các trường hợp phun sớm khác nhau, thì đều cho thấy tăng áp suất nạp, thì quá trình cháy diễn ra êm dịu hơn, với đỉnh của đường cong tốc độ tỏa nhiệt thấp hơn và đa phần lùi về phía muộn hơn.



Hình 7. Ảnh hưởng của tăng áp suất nạp đến áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt với các thời điểm phun chính khác nhau. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính SOI₂ = -3; -6; -9 CAD ATDC, không luân hồi khí thải.

Số: 01(01)-2023

Với chế độ phun chính muộn: $SOI_2 = -3$ CAD ATDC, khi tăng áp suất nạp, thì áp suất trong xy lanh trong quá trình nén lớn hơn, tuy nhiên sau đó thực hiện quá trình cháy thì lại có tốc độ tăng áp suất cháy nhỏ hơn, thể hiện đường cong áp suất thoải hơn, với áp suất lớn nhất trong xy lanh cao nhất 56 bar, tại 10 CAD ATDC. Quan sát đường cong tốc độ tỏa nhiệt, khi tăng áp nạp thì pha cháy tập trung ở giai đoạn cháy khuếch tán ở xa điểm chết trên, còn không tăng áp thì pha cháy tập trung ở gần điểm chết trên với giai đoạn cháy hòa trộn trước.

Với chế độ phun chính trung gian: SOI₂=-6 CAD ATDC, đặc điểm nổi bật của chế đô này là đường cong tốc độ tỏa nhiệt có 3 đỉnh, thể hiện 3 giai đoạn cháy đặc trưng: (1) cháy hòa trộn trước hoàn toàn của phun mồi; (2) cháy hòa trôn trước một phần của phun chính và (3) cháy khuếch tán của phun chính. Khi áp suất nạp tăng lên, nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén cao hơn nên thúc đẩy quá trình cháy của quá trình phun mồi, thể hiện bằng quá trình bắt đầu cháy sớm hơn. Khi này, giai đoạn phun chính tia phun sẽ được đốt cháy sớm hơn với điều kiện môi trường nhiệt độ cao, áp suất cao do quá trình cháy của phun mồi. Sau đó, quá trình phun chính phát triển cháy với phần lớn là cháy khuếch tán, điều này sẽ làm cho khả năng tao thành PM trong quá trình cháy tăng lên. Điểm bất lợi của cháy sớm với điều kiện tăng áp suất nạp chính là tổn thất công và tổn thất nhiệt trong quá trình nén.

Với chế độ phun chính sớm: $SOI_2 = -9$ CAD ATDC, khi tăng áp suất nạp, đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho thấy quá trình cháy sớm hơn nhưng đường độ dốc của đường cong thoải hơn và đỉnh của tốc độ tỏa nhiệt thấp hơn so với không tăng áp. Quá trình cháy với tăng áp suất nạp thể hiện êm dịu hơn, nhưng cũng tương tự ở chế độ phun $SOI_2= -6CAD$ ATDC thì chế độ này gặp phải tổn thất công và tổn thất nhiệt trong quá trình nén.

Hình 8 mô tả ảnh hưởng của tăng áp suất nạp đến CA10; CA50; CA90-CA10. Khi tăng áp suất nạp, điều kiện nhiệt độ và áp suất trong xy lanh đều tăng, nên quá trình cháy bắt đầu sớm hơn (CA10 của tăng áp sớm hơn), với phát triển cháy của phun mồi hình hành rõ rêt. Tuy nhiên, pha cháy chính của động cơ, phụ thuộc vào quá trình phun chính, với 70% nhiên liệu được cung cấp ở giai đoạn này, thì với tăng áp, pha cháy chính (CA50) muộn hơn, khoảng 1.3 CAD, với $SOI_2 = -$ 3, -6 CAD ATDC, và sớm hơn, khoảng 5.1 CAD, với SOI₂= -9 CAD ATDC. Do bắt đầu phát triển cháy từ giai đoan phun mồi với điều kiên tăng áp suất nạp, nên giá trị độ trễ cháy ở đây thể hiện là của giai đoạn phun mồi, tính từ khi phun mồi đến khi bắt đầu cháy, ID₁ giảm khi tăng áp. Thời gian cháy (CA90-CA10) chỉ ra trên Hình 8 cho thấy tăng áp nạp làm giảm thời gian cháy, có thể làm giảm tổn thất nhiệt của quá trình cháy. Với điều kiên tăng áp suất nap, nhiệt đô và áp suất của môi chất ở cuối quá trình nén tăng lên làm cho thúc đẩy các phản ứng cháy và quá trình phát triển ngon lửa nhanh hơn nên thời gian cháy giảm đi.





3.3. Ánh hưởng của luân hồi khí thải đến quá trình cháy

Hình 9 giới thiệu diễn biến áp suất xy lanh và tốc tộ tỏa nhiệt, với ảnh hưởng của tỷ lệ luân hồi khí thải, cho trường hợp tăng áp và không tăng áp, với các thời điểm phun chính khác nhau: (a) $SOI_2 = -3 CAD ATDC$, (b) $SOI_2 = -6 CAD ATDC$, (c) $SOI_2 = -9 CAD ATDC$.

Với tăng tỷ lệ luân hồi khí thải từ 0% lên 20% thì quá trình bắt đầu cháy pha cháy chính thể hiện bằng đỉnh của đường cong tốc độ tỏa nhiệt đều muộn đi, ví dụ trường hợp $SOI_2 = -9$ CAD ATDC, Hình 9 c, khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải 0%, 10% và 20% thì đỉnh của đường cong tốc độ tỏa nhiệt, đều sau điểm chết trên và muộn dần: từ 0.5 CAD, 3.5 CAD, 5.5 CAD, khi không tăng áp và từ 0 CAD, 1.5 CAD, 3 CAD, khi tăng áp.

Điều này có thể nói rằng, luân hồi khí thải có thể kiểm soát được giai đoạn cháy hòa trộn trước và cháy khuếch tán của động cơ GPPC. Khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, thì giai đoạn cháy hòa trộn trước, của hỗn hợp: tia phun mồi và một phần tia phun chính, tăng lên.

Đầu tiên, với trường hợp không tăng áp suất nạp, quá trình cháy của tia phun chính gần như giống nhau khi kết thúc quá trình phun nhiên liệu, với từng thời điểm phun khác nhau. Khi sử dung luân hồi khí thải làm trễ quá trình cháy đi, đặc biệt là quá trình cháy của hỗn hợp tạo bởi tia phun mồi, hơn nữa, với thành phần nhiên liệu được cung cấp giai đoạn đầu của tia phun chính. Quá trình làm trơ hòa khí làm tăng lượng nhiên liệu hòa trộn trong hỗn hợp trước khi cháy, để khi pha cháy hòa trộn trước hình thành sau điểm chết trên thì vẫn mãnh liệt, dù trễ hơn, thể hiện ở áp suất cực đại trong xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt không giảm nhiều. Ví dụ trường hợp $SOI_2 = -3$ CAD ATDC và không tăng áp suất nạp, Hình 9 a, khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải 0%, 10% và 20% thì giá trị cực đại của áp suất xy lanh: 56 bar, 54.5

bar và 53.5 bar; giá trị lớn nhất của tốc độ tăng áp suất: 70 J/ CAD, 69 J/CAD và 68 J/CAD.





Với các đánh giá ảnh hưởng của tăng áp suất nạp ở phần trước, khi tăng áp suất nạp làm thúc đẩy quá trình cháy sớm, có thể làm tổn hao công nén và tổn thất nhiệt. Vậy nên tiềm năng kiểm soát quá trình cháy tối ưu với tăng tỷ lệ luân hồi khí thải được xem xét, ví dụ trường hợp SOI₂= -6 CAD ATDC và tăng áp suất nạp, Hình 9 b, khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải lên 10% và 20% thì đường cong tốc độ tỏa nhiệt chỉ còn 1 đỉnh duy nhất, thể hiện không còn quá trình cháy trước khi piston đến điểm chết trên của hỗn hợp hòa trộn trước với tia phun đầu tiên, như với trường hợp không thực hiện luân hồi khí thải.

Khi thực hiện luân hồi khí thải với trường hợp tăng áp suất nạp, pha cháy chính đều trễ đi và áp suất cực đại trong xy lanh không giảm nhiều, giống với trường hợp không tăng áp, và đặc biệt giá trị lớn nhất của tốc độ tỏa nhiệt tăng lên, với quá trình cháy gần như của hỗn hợp hòa trộn trước với tia phun mồi và tia phun chính, ở trường hợp luân hồi khí thải 20% ở hai trường hợp SOI₂ = -6 CAD và -9 CAD. Ví dụ, trường hợp SOI₂ = -9 CAD ATDC và tăng áp suất nạp, Hình 9 c, khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải 0%, 10% và 20% thì giá trị cực đại của tốc độ tỏa nhiệt đạt: 60 J/CAD, 81 J/CAD và 94 J/CAD. Điều này cho thấy, kết hợp tăng áp và luân hồi khí thải có thể kiểm soát tốt quá trình cháy.

Từ dữ liệu về áp suất trong xy lanh, có thể thực hiện tính toán nhiệt độ trong xy lanh, để có thể giải thích về tác động của các nhân tố: thời điểm phun chính, tăng áp suất nạp và luân hồi khí thải đến phát thải độc hại sinh ra từ quá trình cháy.

Nhiệt độ cực đại trong xy lanh theo mức độ luân hồi khí thải khác nhau, với các chế độ: tăng áp và không tăng áp, các thời điểm phun chính khác nhau được giới thiệu trên Hình 10.



 \bigcirc SOI₂=-3 CAD, p_{int}=1 bar \oplus SOI₂=-6 CAD, p_{int}=1 bar \oplus SOI₂=-9 CAD, p_{int}=1 bar

Hình 10. Nhiệt độ cực đại trong xy lanh theo mức độ luân hồi khí thải khác nhau, với các chế độ: tăng áp và không tăng áp, các thời điểm phun chính khác nhau.

Kết quả thí nghiệm cho thấy, nhiệt độ cực đại của quá trình cháy khi thực hiện tăng áp suất nạp thì giảm đi, có thể làm giảm NO_x tạo thành trong thành phần khí thải.

Khi thực hiện phun chính muộn đi, ở cả điều kiện tăng áp và không tăng áp, với các điều kiện luân hồi khí thải khác nhau, thì nhiệt độ của quá trình cháy giảm đi, cho thấy tỷ lệ nhiên liệu tham gia quá trình cháy khuếch tán của tia phun chính tăng lên. Quá trình cháy với áp suất và nhiệt độ cực đại trong xy lanh đều giảm đi.

Số: 01(01)-2023



Hình 11. Ảnh hưởng của luân hồi khí thải đến đặc tính cháy. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính (a) $SOI_2 = -3 \text{ CAD}$; (b) $SOI_2 = -6 \text{ CAD}$; (c) $SOI_2 = -9 \text{ CAD} \text{ ATDC}$, áp suất khí nạp: 1 bar, 1.2 bar.

Nhìn chung, nhiệt độ cao nhất trong xy lanh đều giảm khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, vì rằng pha cháy chính muộn đi, khi mà piston đã xa điểm chết trên. Đặc biệt, cũng với lý giải pha cháy chính muộn đi, nhiệt độ trong xy lanh giảm mạnh hơn, với trường hợp thời điểm phun chính muộn, SOI₂=-3 CAD ATDC. Ngược lại, với thời điểm phun chính sớm, SOI₂=-9 CAD ATDC, thì tia phun chính vẫn có nhiều phần nhiên liệu thực hiện hòa trộn với nhiên liệu phun vào từ tia phun mồi, tạo quá trình cháy đa phần cháy hòa trộn trước, mà khi tăng tỷ lệ luân hồi, thì tỷ lệ nhiên liệu tham gia cháy hòa trộn trước có thể tăng lên, nên nhiệt độ cực đại trong xy lanh không giảm

Các ảnh hưởng đến nhiệt độ cực đại trong xy lanh mô tả trên Hình 10 theo các xu hướng như sau: Nhiệt độ cực đại trong xy lanh tăng khi: (1) Phun chính sớm; (2) Giảm mức độ luân hồi khí thải (3) Tăng nhẹ áp suất nạp.

Hình 11 mô tả ảnh hưởng của luân hồi khí thải đến đặc tính cháy với các điều kiện thí nghiệm: các thời điểm phun chính khác nhau (a) $SOI_2 = -3$ CAD; (b) $SOI_2 = -6$ CAD; (c) $SOI_2 = -9$ CAD ATDC và áp suất khí nạp khác nhau 1 bar, 1.2 bar.

Đầu tiên, với CA10, thì giảm CA10 hay quá trình cháy sớm lên khi thực hiện: (1) tăng áp nhẹ, (2) giảm tỷ lệ luân hồi khí thải và (3) phun chính sớm hơn. Điều này hoàn toàn phù hợp với các nghiên cứu trước đây (Manente et al., 2010b).

Với CA50, thì tăng CA50 hay quá trình cháy muộn đi khi thực hiện: (1) tăng áp nhẹ, (2) tăng tỷ lệ luân hồi khí thải và (3) Phun chính muộn hơn. Khi CA10 tăng thì thông thường CA50 cũng tăng, do sự hình thành và phát triển cháy có cùng xu hướng với các nhân tố tác động (Shen et al., 2013). Tuy nhiên trong trường hợp thời điểm phun muộn (a) $SOI_2 = -3$ CAD ATDC, thì khi tăng áp suất nạp, CA10 giảm còn CA50, tăng. Điều này có thể lý giải, do quá trình cháy phát triển từ khi phun mồi nên CA10 sớm hơn với điều kiện tăng áp, còn CA50 chịu ảnh hưởng lớn của phần nhiên liệu phun ở giai đoạn phun chính, khi tia phun thâm nhập thì quá trình cháy của nhiên liệu phun mồi đã kết thúc nên sự phát triển cháy chậm hơn so với điều kiện không tăng áp suất nạp.

Với thời gian cháy CA90-CA10, thời gian cháy giảm đi khi: (1) không tăng áp, (2) khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải và (3) Phun chính sớm hơn, khi pha cháy hỗn hợp hòa trộn trước tăng lên (Jia et al., 2017).

Với độ trễ cháy, tính từ khi phun mồi, thì thời gian trễ cháy giảm đi khi: (1) tăng áp nhẹ, (2) giảm tỷ lệ luân hồi khí thải và (3) Phun chính muộn đi. Độ cháy trễ và CA10 có cùng xu hướng thay đổi khi EGR thay đổi.



Hình 12. Hiệu suất chỉ thị, hiệu suất cháy theo các tỷ lệ luân hồi khí thải. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính $SOI_2 = -3$; -6; -9 CAD ATDC, áp suất khí nạp: 1 bar, 1.2 bar.

Hiệu suất chỉ thị, hiệu suất cháy theo các tỷ lệ luân hồi khí thải được đánh giá với các thời điểm phun, áp suất khí nạp khác nhau và tỷ lệ luân hồi khí thải, được thể hiện trên Hình 12. Khi tăng nhẹ áp suất nạp từ 1 bar lên 1.2 bar, thì hiệu suất nhiệt và hiệu suất cháy tăng lên đáng kể, với các tỷ lệ luân hồi khí thải khác nhau và các thời điểm phun chính khác nhau. Xu hướng giảm hiệu suất nhiệt và hiệu suất cháy có giảm khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, tuy nhiên với điều kiện tăng áp thì giảm ít hơn. Trường hợp phối hợp tăng áp và luân hồi khí thải, cho thấy hiệu quả chu trình tăng lên, giảm thiểu được các yếu tố bất lợi của thời gian phun chính, ví dụ ở thời điểm phun chính SOI_2 = -3 CAD ATDC, tỷ lệ luân hồi khí thải 20% và 25%, hiệu suất cháy được cải thiện đáng kể khi tăng áp suất nạp.

Khí thải và phát thải dạng hạt theo các tỷ lệ luân hồi khí thải với điều kiện thời điểm phun chính (a) SOI_2 = -3 CAD; (b) SOI_2 = -6 CAD; (c) SOI_2 = -9 CAD ATDC, áp suất khí nạp: 1 bar, 1.2 bar được chỉ ra trên **Hình** *13*.

Khi thực hiện tăng áp nhẹ, thì các thành phần phát thải đều giảm. Khi thực hiện luân hồi khí thải, CO, HC và PM đều tăng còn NO_x giảm.

Phát thải HC hình thành từ quá trình cháy của động cơ GCI được hình thành từ các nguồn chính như sau: (1) Các vùng hỗn hợp nghèo tại các vùng khe hở, khe kẽ quanh xung quanh buồng cháy và vùng xung quanh thành vách xy lanh với hiện tượng "tôi nhiệt", (2) Các vùng xung quanh kim phun, (3) Các vùng màng ở rãnh khe hở trên đầu piston và xéc măng và (4) Nhiên liệu trong quá trình phun rớt nhỏ giọt gần vòi phun. Phát thải CO thì tăng lên khi nhiệt độ quá trình cháy giảm và nồng độ ô xy trong hỗn hợp giảm, phản ứng ô xy hóa không hoàn toàn chiếm ưu thế (Heywood, n.d.). Về cơ bản, khi động cơ GCI thực hiện đốt cháy với hỗn hợp hòa trộn trước một phần, tồn tại các vùng hỗn hợp nghèo và giảm nhiệt độ của quá trình cháy, thì CO và HC

cao hơn so với động cơ Diesel truyền thống (Musculus et al., 2007).



Hình 13. Khí thải và phát thải dạng hạt theo các tỷ lệ luân hồi khí thải. Điều kiện thí nghiệm: Thời điểm phun chính (a) $SOI_2 = -3$ CAD; (b) $SOI_2 = -$

6 CAD; (c) SOI₂ = -9 CAD ATDC, áp suất khí nạp: 1 bar, 1.2 bar.

Các thành phần phát thải HC và CO tăng khi thời điểm phun chính muộn đi, đặc biệt với thời điểm phun chính SOI₂=-3 CAD ATDC, đặc biệt khi thực hiện luân hồi khí thải với thời điểm phun này. Tuy nhiên, khi tăng áp suất nạp lên 1.2 bar thì HC và CO đều giảm ở các trường hợp, đặc biệt khi xem xét nhiệt độ cực đại trong xy lanh, trên Hình 10, thì nhiệt độ trong xy lanh giảm. Điều này cho thấy lợi ích của tăng áp suất nạp với động cơ GCI.

Ngoài nguyên nhân về nhiệt độ cháy giảm, HC và CO đều tăng khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải, còn do giảm thành phần ô xy có trong hồn hợp nhiên liệu không khí, điều này cũng phù hợp với nghiên cứu (Huang et al., 2019).

Với khí thải NO_x, ở các trường hợp thí nghiệm thì đều khá nhỏ, NO_x giảm khi tỷ lệ luân hồi khí thải tăng vì nhiệt độ quá trình cháy giảm đi. Khi quá trình cháy thực hiện với vùng hỗn hợp phân lớp, có vùng hỗn hợp nghèo, đặc biệt với trường hợp phun chính muộn $SOI_2 = -3$ CAD ATDC, thì NO_x cũng giảm.

Với phát thải dạng hạt PM, là kết quả của quá trình cháy khuếch tán. Khi phân tích quá trình cháy, những đường cong tốc độ tỏa nhiệt cho nhiều đỉnh, thể hiện việc tia phun chính thực hiện cháy khuếch tán. Khi tăng áp suất nạp, phát thải PM cũng có xu hướng giảm đi, chủ yếu do hiệu suất nhiệt cao hơn nên, thí nghiệm thực hiện giảm lượng cung cấp nhiên liệu cho chu trình, để giữ IMEP = 5bar vậy nên phát thải dạng hạt giảm do thời gian phun chính giảm.

Khi thực hiện phun chính muộn đi từ -9 CAD đến -3 CAD, thì phát thải dạng hạt PM đều giảm ở các trường hợp thí nghiệm, vì rằng thực hiện phun muộn, thì giai đoạn cháy khuếch tán tăng lên. Khi thực hiện luân hồi khí thải, quá trình cháy của tia phun chính phun với lượng ô xy có trong hỗn hợp nhiên liệu không khí hòa trộn giảm đi, làm cho tăng khả năng hình thành PM.

Trong trường hợp không luân hồi khí thải, với tăng áp và không tăng áp, quan sát đồng thời phát thải PM và phát thải NO_x thì đa phần xu hướng cùng giảm PM và NO_x, thậm chí HC và CO cũng giảm, khi thực hiện thay đổi thời điểm phun chính. Điều này cho thấy chiến lược điều khiển phun chính hợp lý sẽ góp phần giảm thiểu phát thải độc hại với động cơ GCI. Tuy nhiên, khi thực hiện thay đổi tỷ lệ luân hồi khí thải, thì PM và NO_x có xu hướng thay đổi ngược nhau: Khi giảm NO_x thì tăng PM và ngược lại.

4. KÉT LUÂN

Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của thời điểm phun chính (SOI₂), tăng áp (p_{int}) và luân hồi khí thải (EGR) đến đặc tính cháy và khí thải của động cơ GCI được thực hiện với nhiên liệu xăng E20. Một số kết luận chính của bài báo như sau:

+ Hiệu quả cháy và hiệu suất chỉ thị tăng lên khi thực hiện thời điểm phun sớm tối ưu, và được cải thiện đáng kể khi phối hợp tăng áp và luân hồi khí thải.

+ Thời điểm phun chính ảnh hưởng mạnh mẽ đến đặc tính cháy và phát thải của động cơ GCI. Thời điểm phun chi phối đến pha cháy hòa trộn trước và pha cháy khuếch tán của phương án phun kép của động cơ GCI.

+ Phối hợp tăng áp nhẹ và luân hồi khí thải cũng có thể kiểm soát tốt pha cháy hòa trộn trước và pha cháy khuếch tán, từ đó có thể kiểm soát được phát thải hình thành trong quá trình cháy.

+ Luân hồi khí thải có tác động lớn đến đặc tính phát thải của động cơ GCI, khí thải NO_x ở mức khá nhỏ và giảm khi tăng tỷ lệ luân hồi khí thải. Tăng áp suất nạp, có thể hỗ trợ kiểm soát quá trình cháy cùng với luân hồi khí thải, cho các thành phần khí thải HC, CO và NO_x giảm mà hiệu suất nhiệt không thay đổi nhiều.

LỜI CẢM ƠN

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

Aleiferis, P. G., Malcolm, J. S., Todd, A. R., Cairns, A., & Hoffmann, H. (2008). An Optical Study of Spray Development and Combustion of Ethanol, Iso-Octane and Gasoline Blends in a DISI Engine. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2008-01-0073

Andersson, M., Warnberg, J., Hemdal, S., Dahlander, P., & Denbratt, I. (2011, August 30). Evaporation of Gasoline-Like and Ethanol-Based Fuels in Hollow-Cone Sprays Investigated by Planar Laser-Induced Fluorescence and Mie Scattering. https://doi.org/10.4271/2011-01-1889

Anselmi, P., Kashdan, J., Bression, G., Ferrero-Lesur, E., Thirouard, B., & Walter, B. (2010). Improving emissions, noise and fuel economy trade-off by using multiple injection strategies in diesel low temperature combustion (LTC) mode. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2010-01-2162

Belgiorno, G., Dimitrakopoulos, N., Di Blasio, G., Beatrice, C., Tuner, M., & Tunestal, P. (2017). Parametric Analysis of the Effect of Pilot Quantity, Combustion Phasing and EGR on Efficiencies of a Gasoline PPC Light-Duty Engine. *SAE Technical Papers*, 2017-*September*(September).

https://doi.org/10.4271/2017-24-0084

Busch, S., Zha, K., & Miles, P. C. (2014). Investigations of Closely Coupled Pilot and Main Injections as a Means to Reduce Combustion Noise. 1–20.

Chen, R., & Nishida, K. (2014). Spray evaporation of ethanol-gasoline-like blend and combustion of ethanol-gasoline blend injected by hole-type nozzle for direct-injection spark ignition engines. *Fuel*, *134*, 263–273. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.05.082

Cho, K., Zhao, L., Ameen, M., Zhang, Y.,

Số: 01(01)-2023

Pei, Y., Moore, W., & Sellnau, M. (2019, April 2). Understanding Fuel Stratification Effects on Partially Premixed Compression Ignition (PPCI) Combustion and Emissions Behaviors. https://doi.org/10.4271/2019-01-1145

D'Ambrosio, S., & Ferrari, A. (2016). Effects of pilot injection parameters on low temperature combustion diesel engines equipped with solenoid injectors featuring conventional and rate-shaped main injection. *Energy Conversion and Management*, *110*(x), 457–468. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.014

Dec, J. E. (2009). Advanced compressionignition engines - Understanding the in-cylinder processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32 *II*(2), 2727–2742. https://doi.org/10.1016/j.proci.2008.08.008

Ehleskog, R., Ochoterena, R. L., & Andersson, S. (2007). Effects of Multiple Injections on Engine-Out Emission Levels Including Particulate Mass from an HSDI Diesel Engine. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2007-01-0910

Heywood, J. B. (n.d.). *Internal combustion engine fundamentals*. New York : McGraw-Hill, [1988] ©1988. https://search.library.wisc.edu/catalog/999610484 402121

Huang, H., Li, Z., Teng, W., Huang, R., Liu, Q., & Wang, Y. (2019). Effects of EGR rates on combustion and emission characteristics in a diesel engine with n-butanol/PODE3-4/diesel blends. *Applied Thermal Engineering*, *146*, 212–222. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.1 26

Jia, G., Wang, H., Tong, L., Wang, X., Zheng, Z., & Yao, M. (2017). Experimental and numerical studies on three gasoline surrogates applied in gasoline compression ignition (GCI) mode. *Applied Energy*, *192*, 59–70. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.069

Kalghatgi, G. T., Risberg, P., & Ångström, H. (2006). Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion. *SAE Technical Papers*, 724, SAE 2006-01-3385. https://doi.org/10.4271/2006-01-3385

Kalghatgi, G. T., Risberg, P., & Ångström, H. E. (2007). Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NOx at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel. *SAE Technical Papers*, 724. https://doi.org/10.4271/2007-01-0006

Kitano, K., Nishiumi, R., Tsukasaki, Y., Tanaka, T., & Morinaga, M. (2003). Effects of Fuel Properties on Premixed Charge Compression Ignition Combustion in a Direct Injection Diesel Engine. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2003-01-1815

Kook, S., Park, S., & Bae, C. (2008). Influence of Early Fuel Injection Timings on Premixing and Combustion in a Diesel Engine. *Energy & Fuels*, 22(1), 331–337. https://doi.org/10.1021/ef700521b

Labreche, A., Foucher, F., & Rousselle, C. (2014). Impact of the Second Injection Characteristics and Dilution Effect on Gasoline Partially Premixed Combustion. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2014-01-2673

Lee, J., Hong, K., Choi, S., Yu, S., Choi, H., & Min, K. (2013). Comparison of the effects of multiple injection strategy on the emissions between moderate and heavy EGR rate conditions: part 1-pilot injections. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(4), 1135–1141. https://doi.org/10.1007/s12206-013-0220-x

Lewander, M. (2011). Characterization and Control of Multi-Cylinder Partially Premixed Combustion. In *Sciences-New York* (Issue May).

Maiboom, A., Tauzia, X., & Hétet, J. F. (2008). Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy*, *33*(1), 22–34. https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2007.08.010

Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., & Cannella, W. (2010a). Effects of different type of gasoline fuels on heavy duty partially premixed combustion. *SAE International Journal of Engines*, 2(2), 71–88. https://doi.org/10.4271/2009-01-2668

Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., & Cannella, W. J. (2010b, May 5). Influence of Inlet Pressure, EGR, Combustion Phasing, Speed and Pilot Ratio on High Load Gasoline Partially Premixed Combustion. https://doi.org/10.4271/2010-01-1471

Musculus, M. P. B., Lachaux, T., Pickett, L. M., & Idicheria, C. A. (2007). End-of-Injection and Unburned **Over-Mixing** Hydrocarbon in Low-Temperature-Combustion Emissions Diesel Engines. SAE **Technical** Papers, 2007(724), 776-0790. https://doi.org/10.4271/2007-01-0907

Reșitoilu, I. A., Altinișik, K., & Keskin, A. (2015). The pollutant emissions from dieselengine vehicles and exhaust aftertreatment systems. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 17(1), 15–27. https://doi.org/10.1007/S10098-014-0793-9/FIGURES/4

Rickard Solsjö, Mehdi Jangi, B. J. and X.-S. B. (2020). The Role of Multiple Injections on Combustion in a Light-Duty PPC Engine. *Energies*.

Rousselle, C. M., Foucher, F., & Labreche, A. (2013). Optimization of gasoline partially premixed combustion mode. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2013-01-2532

Sellnau, M. C., Sinnamon, J., Hoyer, K., & Husted, H. (2012). Full-Time Gasoline Direct-Injection Compression Ignition (GDCI) for High Efficiency and Low NOx and PM. *SAE International Journal of Engines*, 5(2), 2012-01–0384. https://doi.org/10.4271/2012-01-0384

Sellnau, M., Foster, M., Moore, W., Sinnamon, J., Hoyer, K., & Klemm, W. (2019). Pathway to 50% brake thermal efficiency using gasoline direct injection compression ignition. *SAE Technical Papers*, 2019-April(April), 1–23. https://doi.org/10.4271/2019-01-1154

Sellnau, M., Moore, W., Sinnamon, J., Hoyer, K., Foster, M., & Husted, H. (2015). GDCI Multi-Cylinder Engine for High Fuel Efficiency and Low Emissions. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 775–790. https://doi.org/10.4271/2015-01-0834

Shamun, S., Shen, M., Johansson, B., Tuner, M., Pagels, J., Gudmundsson, A., & Tunestal, P. (2016). Exhaust PM Emissions Analysis of Alcohol Fueled Heavy-Duty Engine Utilizing PPC. *SAE International Journal of Engines*, 9(4), 2142–2152. https://doi.org/10.4271/2016-01-2288

Shen, M., Tuner, M., Johansson, B., & Cannella, W. (2013). Effects of EGR and intake pressure on PPC of conventional diesel, gasoline and ethanol in a heavy duty diesel engine. *SAE Technical Papers*, *11*(X). https://doi.org/10.4271/2013-01-2702

Timothy V. Johnson. (n.d.). *Diesel Emission Control in Review*. Retrieved May 28, 2023, from https://www.jstor.org/stable/44650845

Xu, L., Bai, X.-S., Li, C., Tunestål, P., Tunér, M., & Lu, X. (2019). Emission characteristics and engine performance of gasoline DICI engine in the transition from HCCI to PPC. *Fuel*, 254, 115619.

https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115619

Yao, M., Zheng, Z., & Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5), 398–437. https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.05.001

Yunus A. Çengel, M. A. B. (n.d.). *Thermodynamics An Engineering Approach 8th Edition*. Retrieved May 28, 2023, from https://studylib.net/doc/25885968/thermodynamic s-an-engineering-approach-8th-edition-by-yun...