

ĐÁNH GIÁ CÁC THÔNG SỐ KỸ THUẬT VÀ PHÁT THẢI CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL CHUYỂN ĐỔI TỪ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU CƠ KHÍ THÔNG THƯỜNG SANG HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU COMMON RAIL HÌNH THÀNH HỖ HỢP KIỂU RCCI

INVESTIGATION ON PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS OF DIESEL ENGINE CONVERTING FROM MECHANICAL FUEL TO COMMON RAIL SYSTEM USING RCCI COMBUSTION MECHANISM

Trần Anh Trung¹, Nguyễn Duy Tiến^{2*}, Nguyễn Thế Trực², Nguyễn Tuấn Thành², Đinh Xuân Thành³, Bùi Nhật Huy¹

TÓM TẮT

Động cơ diesel sử dụng trong máy nông nghiệp đang dần trở thành một trong những nguồn phát thải chính gây ô nhiễm môi trường không khí. Nguyên nhân là do sự gia tăng nhanh chóng về số lượng nhưng lại ít có sự thay đổi về công nghệ cũng như áp dụng các biện pháp xử lý khí thải. Những nghiên cứu gần đây cho thấy, cơ chế cháy RCCI có những ưu điểm nổi trội trong việc giảm tiêu hao nhiên liệu cũng như phát thải Soot và NO_x trong động cơ diesel sử dụng hệ thống nhiên liệu common rail. Nội dung bài báo này sẽ trình bày kết quả thực nghiệm đối chứng trên động cơ diesel máy nông nghiệp, chuyển đổi từ hệ thống nhiên liệu cơ khí thông thường sang sử dụng hệ thống nhiên liệu common rail áp dụng cơ chế cháy RCCI (chế độ RCCI). Ở chế độ RCCI, xăng RON92 được lựa chọn làm nhiên liệu hoạt tính thấp (LRF) phun trên đường ống nạp, diesel được sử dụng với vai trò nhiên liệu hoạt tính cao (HRF) và phun trực tiếp vào buồng cháy động cơ. Kết quả nghiên cứu cho thấy, chế độ RCCI phát huy hiệu quả rõ rệt tại vùng tải trọng trung bình khi chênh lệch tiêu thụ nhiên liệu so với chế độ nguyên bản không đáng kể. Trong khi đó hàm lượng phát thải Soot và NO_x được giảm thiểu đáng kể.

Từ khóa: RCCI, lưỡng nhiên liệu, phát thải động cơ, động cơ diesel.

ABSTRACT

Diesel engines used in agricultural machinery are gradually becoming one of the main emission sources causing air pollution. The reason is due to the rapid increase in number but there is little change in technology as well as the application of measures to treat emissions. Recent studies show that the RCCI combustion engine has outstanding advantages in reducing fuel consumption as well as Soot and NO_x emissions in diesel engines using common rail fuel system. The content of this paper will present the experimental results of agricultural machines diesel engines, converting from conventional mechanical fuel systems to using common rail fuel systems using the RCCI combustion mechanism (RCCI). In RCCI, RON92 gasoline is selected as a Low Reactivity Fuel (LRF) injection on the intake pipe, diesel is used as a High Reactivity Fuel (HRF) and directly injected into the combustion chamber. The results of the study showed that RCCI mode is effective in the area of average load when the difference in fuel consumption compared to the original model is not significant. Meanwhile, Soot and NO_x emissions are significantly reduced.

Keywords: RCCI, dual fuel, engine emission, diesel engine.

¹Khoa Kỹ thuật ô tô và năng lượng, Trường Đại học phenikaa

²Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

³Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: Tien.nguyenduy@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 15/7/2020

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/9/2020

Ngày chấp nhận đăng: 21/10/2020

1. GIỚI THIỆU

Áp lực về chi phí nhiên liệu cũng như yêu cầu cắt giảm khí nhà kính đã và đang thúc đẩy nhu cầu nghiên cứu

nhằm nâng cao các tính năng làm việc và phát thải của động cơ đốt trong (ĐCĐT). Động cơ diesel hoàn toàn vượt trội so với động cơ xăng về khía cạnh hiệu suất nhiệt nhờ tỷ

số nén lớn và giảm thiểu công bơm do không tồn tại bướm ga trên đường nạp [1]. Tuy nhiên, mức độ kém đồng nhất của hỗn hợp nhiên liệu - không khí làm cho phát thải NO_x và Soot trong động cơ diesel cao hơn nhiều so với động cơ xăng thông thường [2].

Trang bị bộ lọc khí thải DPF có thể giảm đáng kể phát thải Soot. Tuy nhiên, DPF yêu cầu phải được tái sinh định kỳ cũng như sẽ làm tăng lượng nhiên liệu tiêu thụ do làm tăng cản trên đường thải [3]. Trong khi đó, giảm thiểu phát thải NO_x trong động cơ diesel phức tạp hơn rất nhiều so với động cơ xăng. Nguyên nhân, do khí thải thiếu môi trường khử (phát thải CO, HC thấp, hệ số dư lượng không khí λ thường lớn hơn 1) nên động cơ diesel không thể sử dụng bộ xúc tác ba thành phần (TWCs) như trên động cơ xăng. Các phương pháp khác như sử dụng bộ xúc tác hấp thụ hỗn hợp nghèo LNT hay SCR sẽ làm tăng chi phí trang bị cũng như phức tạp trong quá trình điều khiển.

Động cơ cháy do nén có kiểm soát hoạt tính nhiên liệu (RCCI) là một biến thể của động cơ HCCI (cháy do nén hỗn hợp đồng nhất) và PCCI (cháy với hỗn hợp hòa trộn trước) sử dụng lưỡng nhiên liệu, trong đó hai loại nhiên liệu được sử dụng bao gồm một nhiên liệu hoạt tính cao HRF (tính chất cháy giống diesel) và một nhiên liệu phản ứng thấp LRF (tính chất cháy giống xăng), nhiên liệu LRF được phun trên đường ống nạp giống động cơ HCCI, nhiên liệu HRF được phun trực tiếp vào buồng cháy. Khác với động cơ HCCI, trong động cơ RCCI thời điểm bắt đầu cháy độc lập với thời điểm kết thúc phun nhiên liệu. Bằng cách này động cơ RCCI có thể đạt hiệu suất nhiệt lên tới 60% cao hơn hẳn động cơ HCCI và PCCI trong khi NO_x và Soot giảm [4, 5]. Hơn nữa, động cơ RCCI dễ dàng điều khiển quá trình cháy hơn HCCI và PCCI là nhờ việc điều chỉnh hoạt tính nhiên liệu theo chế độ làm việc của động cơ [6].

Các nghiên cứu về động cơ RCCI đa số đều được thực hiện trên động cơ Common Rail (CR) nên việc chuyển đổi sang RCCI khá đơn giản vì động cơ CR thời điểm phun được điều khiển bằng điện tử, tuy nhiên với những động cơ sử dụng hệ thống nhiên liệu cơ khí thông thường như động cơ máy nông nghiệp thì việc hình thành cơ chế RCCI trong buồng cháy sẽ rất phức tạp. Một số nghiên cứu đã xem xét chuyển đổi loại động cơ này sang động cơ CR [7] bằng việc lắp thêm bơm cao áp, ống tích áp và vòi phun CR, kết quả cho thấy chất lượng khí thải và hiệu suất nhiệt của động cơ đều được cải thiện, tuy nhiên việc tăng cao áp suất phun cũng làm tăng tổn thất cơ giới, tiêu hao nhiên liệu và giảm công suất động cơ. Trong các nghiên cứu [8, 9] cho thấy động cơ RCCI vẫn đạt hiệu quả cao khi áp suất phun thấp, điều này có thể cho thấy nếu chuyển đổi RCCI kết hợp với CR trên động cơ máy nông nghiệp cỡ nhỏ 1 xy lanh sẽ cho hiệu quả cao hơn trường hợp chỉ chuyển đổi sang CR.

Từ những trình bày ở trên, nội dung bài báo này sẽ tập trung đánh giá các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và phát thải giữa động cơ diesel nguyên bản và động cơ sau khi chuyển đổi sang sử dụng hệ thống nhiên liệu CR, hình thành hỗn hợp RCCI với cặp nhiên liệu hoạt tính thấp - cao là xăng

RON92 và dầu Diesel DO 0,001S-V của Petrolimex. Nghiên cứu được thực hiện tại Trung tâm nghiên cứu động cơ, nhiên liệu và khí thải, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

2. TRANG THIẾT BỊ THỬ NGHIỆM

2.1. Đối tượng thử nghiệm

Động cơ thử nghiệm là động cơ diesel 1 xy lanh mã hiệu Yanmar 178F sử dụng hệ thống phun nhiên liệu cơ khí thông thường, đây là động cơ đang được ứng dụng phổ biến trong các máy phát điện hoặc các máy nông nghiệp, các thông số cơ bản được thể hiện trong bảng 1.

Nhiều nghiên cứu cho thấy tỷ số nén của động cơ RCCI thường nằm trong khoảng từ 11 đến 17 [10]. Tỷ số nén thấp sẽ giúp giảm phát thải NO_x tuy nhiên nó cũng làm giảm tốc độ cháy, hiệu suất nhiệt và phát thải HC của động cơ [12]. Do đó trong bài báo này nhóm tác giả lựa chọn tỷ số nén của động cơ RCCI là 17, việc giảm tỷ số nén từ 20 ở động cơ nguyên bản xuống 17 bằng cách tăng chiều dày của đệm nắp máy.

Bảng 1. Các thông số của động cơ Yanmar 178F

Kiểu động cơ	Bốn kỳ, phun trực tiếp
Đường kính xilanh × Hành trình piston	78 (mm) × 62 (mm)
Thể tích công tác	296 (cm ³)
Tỷ số nén (Nguyên bản)	20:1
Tỷ số nén (RCCI)	17:1
Góc phun sớm (Nguyên bản)	13°±1
Áp suất phun (Nguyên Bản)	20MPa

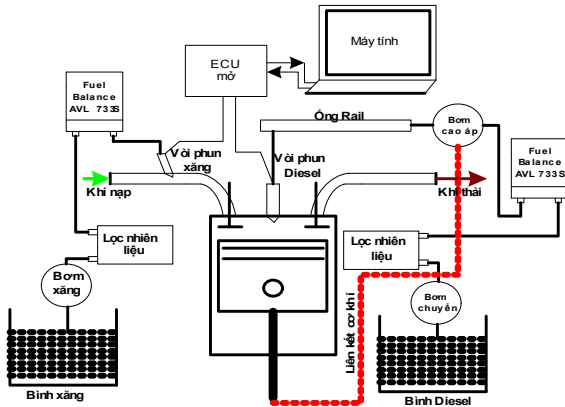
Để thay đổi được thời điểm phun nhiên liệu, hệ thống nhiên liệu diesel nguyên bản được chuyển đổi sang hệ thống CR điều khiển điện tử. Tuy nhiên, nếu thay thế toàn bộ hệ thống nhiên liệu nguyên bản bằng hệ thống CR bao gồm bơm cao áp, vòi phun và ống rail sẽ làm tăng chi phí và độ phức tạp trong quá trình hoán đổi, do đó trong nghiên cứu này vẫn sử dụng lại bơm cao áp nguyên bản kết hợp sử dụng ống rail và thay vòi phun nguyên bản bằng vòi phun điện tử của hãng DENSO, các thông số cơ bản của vòi phun được giới thiệu trong bảng 2.

Bảng 2. Các thông số của vòi phun diesel

	Vòi phun nguyên bản	Vòi phun điện tử
Mã hiệu	YANMA 150P 214B0	Denso 095000-5550
Số lỗ phun	4	6
Đường kính lỗ phun (mm)	0,22	0,18
Góc phun	150°	150°

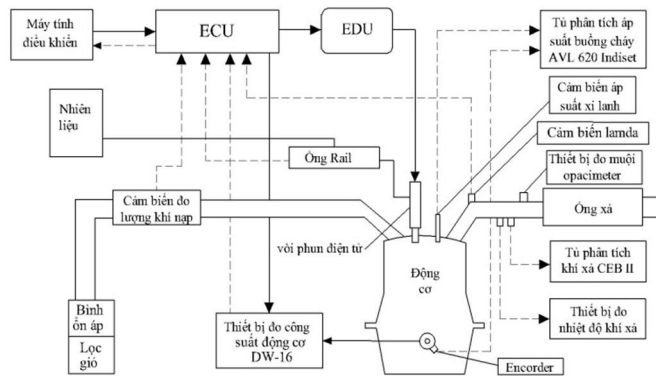
2.2. Trang thiết bị thử nghiệm

Để động cơ hoạt động ở chế độ RCCI đòi hỏi cần bổ sung hệ thống phun nhiên liệu hoạt tính thấp, vòi phun nhiên liệu xăng được lựa chọn là vòi phun Piaggio 3V ie injector nguyên bản được lắp trên xe Medley 300, áp suất phun được giữ cố định ở 2,8bar. Vòi phun được lắp ngay trước xu páp nạp nhằm tận dụng nhiệt để hóa hơi nhiên liệu (hình 1).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu

Quá trình điều khiển phun nhiên liệu xăng - diesel được điều khiển bởi thiết bị Motohawk ECM-0565-128 (ECM). Cảm biến lambda dải rộng LSU 4.9 được sử dụng để đo lượng ô xy dư trong khí thải. Khối lượng không khí nạp được đo bằng cảm biến HFM5.



Hình 2. Sơ đồ trang thiết bị thử nghiệm

Hình 2 thể hiện trang thiết bị thử nghiệm, toàn bộ động cơ được đặt trên bệ thử công suất sử dụng phanh thử Eddy-current DW-16 để đo mô men và tốc độ động cơ. Các thành phần phát thải bao gồm CO, HC, NO_x, CO₂ và O₂ được xác định bởi tủ phân tích khí thải CEBII, độ khói được đo bằng thiết bị AVL 439 Opacimeter.

Áp suất xy lanh được ghi nhận bằng cảm biến kiểu áp điện AVL QC33C làm mát nước có dải đo từ 0 đến 200 bar, góc quay trục khuỷu được đo bằng encoder kiểu quang Autonic E50S8. Giá trị áp suất được lấy trung bình trong 100 chu kỳ làm việc của động cơ.

2.3. Chế độ và điều kiện thử nghiệm

Trong nghiên cứu này, chế độ thử nghiệm của động cơ được thực hiện tại tốc độ 2000v/ph, tải được thể hiện thông qua áp suất có ích trung bình (BMEP) thay đổi lần lượt ở 0,84; 2,75 và 4,24bar, tương ứng với ba mức tải thấp, trung bình và cao.

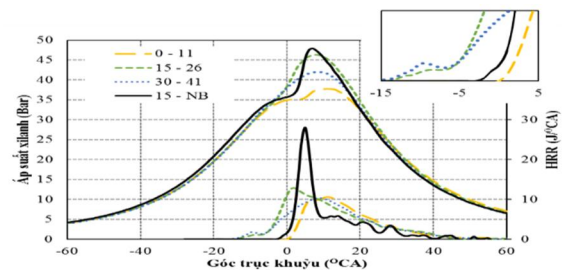
Tại chế độ RCCI, áp suất phun diesel được cố định tại 20 Mpa nhằm đảm bảo an toàn cho bơm cao áp, số lần phun là 2 lần. Tại BMEP 0,84 và 2,75bar khoảng cách giữa lần phun thứ nhất (phun mỗi) và lần phun thứ hai được giữ cố định 11° góc quay trục khuỷu (CA). Tại BMEP 4,24bar hai lần

phun trùng nhau. Tại tất cả các chế độ nhiên liệu diesel đóng vai trò kích hoạt quá trình cháy trong khi nhiên liệu xăng RON95 được sử dụng để điều khiển tải. Do đó lượng nhiên liệu diesel được giữ cố định và điều chỉnh ở mức thấp nhất đủ để động cơ làm việc được ở chế độ không tải.

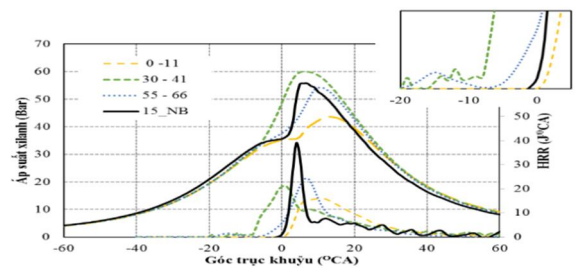
3. KẾT QUẢ THỬ NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN

3.1. Đặc tính cháy của động cơ

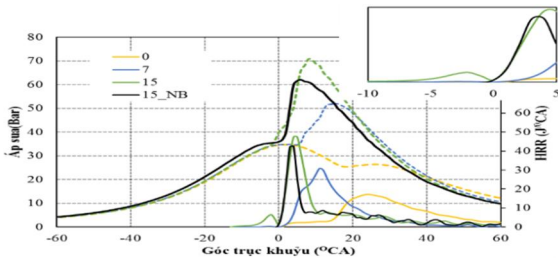
Áp suất xy lanh và tốc độ tỏa nhiệt (HRR) được giới thiệu trong hình 3. Tại BMEP = 0,84bar (hình 3a), ở chế độ RCCI thời điểm của xung phun diesel thứ hai ÷ thứ nhất lần lượt là 0° ÷ 11°, 15° ÷ 26° và 30° ÷ 41° góc quay trục khuỷu trước điểm chết trên (CA BTDC). Kết quả cho thấy, ở chế độ diesel nguyên bản áp suất xy lanh cực đại và tốc độ tăng áp suất lớn hơn 3 trường hợp RCCI. Ở chế độ RCCI, trường hợp thời điểm phun 15° ÷ 26° và 30° ÷ 41° có tốc độ tăng áp suất thấp hơn và đều xuất hiện đỉnh tốc độ tỏa nhiệt thứ nhất (LTC) tại 10° BTDC. Sự khác biệt này là do khi phun diesel sớm hơn sẽ tạo hỗn hợp giữa xăng - diesel trong xy lanh khá đồng nhất, piston nén làm nhiệt độ và áp suất trong xy lanh tăng dần, diesel bắt đầu cháy ở vào khoảng 17° CA BTDC. Khi góc phun sớm giảm, hỗn hợp giữa diesel và xăng dần ở dạng phân lớp do thời gian hòa trộn giảm, mức độ phân lớp tăng sẽ tạo ra các khu vực có mức độ đậm nhạt khác nhau, điều này giúp tăng khả năng tự cháy của hỗn hợp [12], cũng vì vậy đỉnh áp suất và đỉnh HRR trường hợp 15° ÷ 26° cao hơn trường hợp 30° ÷ 41°. Giai đoạn tiếp theo, nhờ nhiệt tỏa ra do sự đốt cháy diesel sẽ kích hoạt quá trình cháy của xăng, do đó xuất hiện đỉnh tỏa nhiệt thứ 2 ở khoảng 12-13° CA ATDC. Có thể nhận thấy, đỉnh tỏa nhiệt thứ 2 cao hơn đỉnh thứ nhất do tác động của sự cháy nhanh của hỗn hợp nhiên liệu xăng [13]. Khi tiếp tục giảm thời điểm phun xuống 0° ÷ 11°, thời điểm bắt đầu cháy xuất hiện tại 0° và không xuất hiện đỉnh LTC trong khi đó đỉnh áp suất và đỉnh HRR đều giảm. Nguyên nhân thời điểm phun tương ứng với pít tông đang ở gần sát TDC nên nhiệt độ và áp suất cao dẫn đến diesel cháy ngay sau khi phun.



(a) Tại BMEP = 0,84bar



(b) Tại BMEP = 2,75bar



(c) Tại BMEP = 4,24bar

Hình 3. Diễn biến áp suất và tốc độ tỏa nhiệt

Hình 3b thể hiện kết quả của áp suất xilanh và HRR ở BMEP = 2,75bar. Trong đó, trường hợp diesel nguyên bản nhiên liệu được phun tại 15° CA BTDC. Trong ba trường hợp RCCI, nhiên liệu diesel được phun hai lần tại 55° - 66°, 30° - 41° và 0° - 11°CA BTDC. Kết quả cho thấy tốc độ tăng áp suất của trường hợp diesel nguyên bản cao, tuy nhiên đỉnh áp suất vẫn thấp hơn trường hợp RCCI 30° - 41°, đỉnh HRR trường hợp diesel nguyên bản cũng cao hơn 3 trường hợp RCCI. Với các trường hợp RCCI, đỉnh LTC xuất hiện sớm hơn khi giảm góc phun sớm, đỉnh LTC của 55° - 66° là 15° CA BTDC và 30° - 41° là 12° CA BTDC (hình 3b), tuy nhiên đỉnh của áp suất lớn nhất và HRR lại có xu hướng ngược lại, đỉnh của 30° - 41° xuất hiện trước đỉnh 55° - 66°. Nguyên nhân là do khi tăng tải, lượng xăng phun tăng lên, hỗn hợp đậm hơn nhờ đó tăng khả năng tự cháy của hỗn hợp. Khi thời điểm phun giảm sẽ làm giảm thời gian hòa trộn do đó làm tăng mức độ phân lớp, điều này giúp cho khả năng tự cháy sẽ dễ dàng hơn, do đó đỉnh áp suất và HRR xuất hiện sớm hơn.

Với BMEP = 4,24bar (hình 3c), trường hợp này nhiên liệu diesel phun 1 lần giống các động cơ lượng nhiên liệu thông thường, thời điểm phun lớn nhất ở chế độ RCCI đạt được là 15° CA BTDC, sớm hơn thời điểm này sẽ xuất hiện kích nổ. Đỉnh LTC trường hợp phun tại 15° CA BTDC xuất hiện khá rõ tại 3° CA BTDC, sau đó do hỗn hợp đậm nên cháy rất nhanh với đỉnh HRR cao và sát điểm chết trên (TDC). Khi thời điểm phun giảm xuống 7° CA BTDC, đường tốc độ tỏa nhiệt thể hiện hai đỉnh cực trị với đỉnh thứ nhất do nhiên liệu diesel cháy tại ~7° sau điểm chết trên (CA ATDC) và đỉnh thứ hai do nhiên liệu xăng tại ~12° CA ATDC. Khi phun tại 0° CA, kết quả là thời gian cháy trễ lớn với đỉnh áp suất và đỉnh HRR đều giảm.

Từ những phân tích ở trên cho thấy chế độ cháy RCCI thể hiện rõ nhất ở mức tải trung bình BMEP = 2,75bar, ở mức tải nhỏ phần hỗn hợp đồng nhất (xăng/không khí) quá nghèo, do đó ngọn lửa khó lan truyền đốt cháy hỗn hợp xăng - không khí khi nhiên liệu diesel bắt cháy. Trong khi đó, ở tải lớn BMEP = 4,24bar, hỗn hợp xăng - không khí đậm nên tốc độ lan truyền ngọn lửa nhanh, dễ xảy ra kích nổ nếu thời điểm phun diesel muộn.

3.2 Tiêu thụ nhiên liệu và phát thải

Hình 4 thể hiện phát thải và tiêu hao nhiên liệu theo thời điểm phun khi thử nghiệm ở chế độ diesel nguyên bản và các chế độ RCCI.

Với phát thải HC, lượng HC cao nhất ở vùng tải thấp và giảm dần khi tăng tải, nguyên nhân là do khi tải thấp hỗn hợp giữa xăng và không khí nghèo, do đó có những vùng

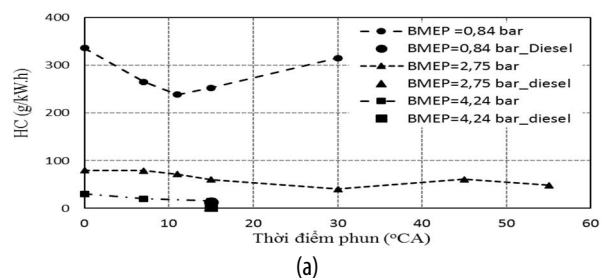
màng lửa không lan tràn tới. Khi tăng tải lượng xăng phun vào tăng lên do đó hỗn hợp đồng nhất do xăng và không khí tạo ra sẽ đậm dần lên, khả năng cháy tốt hơn vì thế HC sẽ giảm dần. Xét riêng tại từng mức tải, với BMEP = 0,84bar, lượng HC thấp nhất tại trường hợp phun diesel 10° CA BTDC. Trong khi đó với BMEP = 2,75bar là 30° CA BTDC và BMEP = 4,24bar là 15° CA BTDC. Phát thải HC của RCCI ở cả ba mức tải đều cao hơn trường hợp diesel nguyên bản.

Lượng phát thải CO phụ thuộc chủ yếu vào nhiệt độ cháy và lượng ô xi trong buồng cháy. Ở mức tải thấp, hỗn hợp nghèo nên có nhiệt độ cháy thấp nên CO cao nhất, khi tăng tải hỗn hợp xăng - không khí đậm dần lên do đó nhiệt độ cháy tăng lên làm CO giảm. Xét ở từng mức tải phát thải CO khá tương đồng với HC (hình 4 a,b). Phát thải CO trong cả ba trường hợp RCCI đều cao hơn trường hợp diesel nguyên bản.

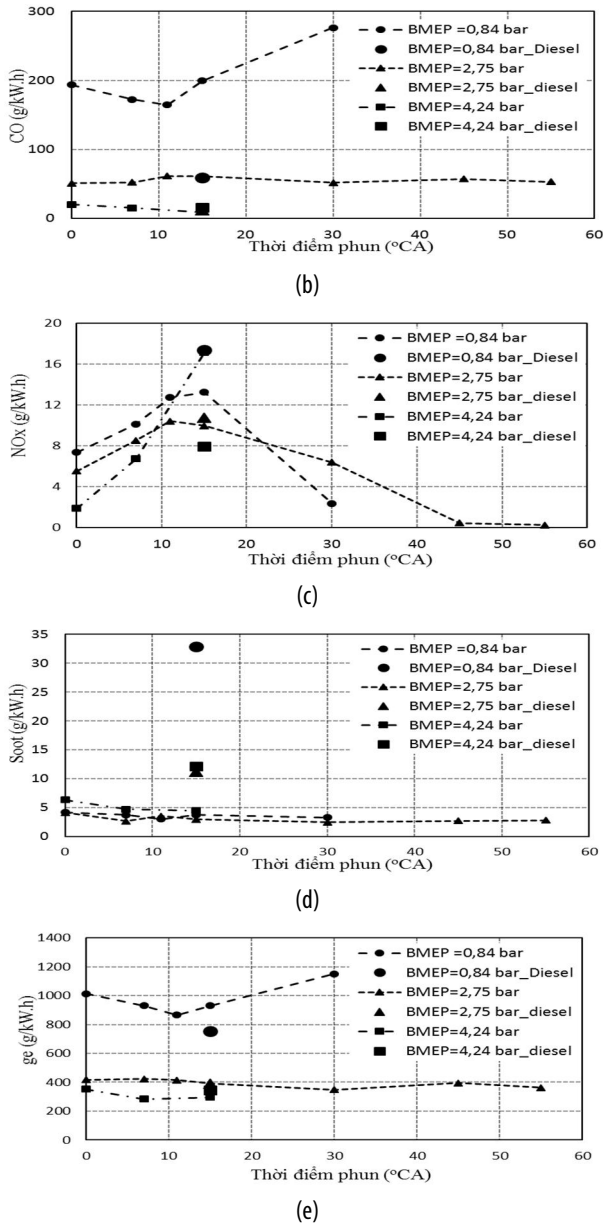
Phát thải NO_x phụ thuộc chủ yếu vào lượng ô xi và nhiệt độ cháy trong xy lanh, kết quả cho thấy ở cả ba mức tải ở khu vực thời điểm phun trong khoảng 10° đến 20° CA BTDC NO_x đạt mức cao nhất. Nguyên nhân chính là do khi giảm dần thời điểm phun diesel sẽ làm tăng mức độ phân lớp của hỗn hợp dẫn đến nhiệt độ cháy có xu hướng tăng dần và đạt cực trị, nếu tiếp tục giảm góc phun sớm sẽ làm cho thời điểm cháy diễn ra quá muộn dẫn đến nhiệt độ cháy giảm dần. So với trường hợp diesel nguyên bản, tại hai mức tải thấp và trung bình phát thải NO_x ở chế độ RCCI thấp hơn, tuy nhiên tại tải cao hàm lượng NO_x của chế độ RCCI khi phun 15° CA BTDC tăng cao hơn trường hợp diesel nguyên bản, kết quả này cũng tương đồng với đỉnh HRR ở hình 4b.

Phát thải Soot được thể hiện trong hình 4d, lượng soot ở chế độ RCCI thấp hơn rất nhiều trường hợp diesel nguyên bản. Kết quả này là do sự có mặt của nhiên liệu hoạt tính thấp (xăng) giúp cho hỗn hợp đồng nhất hơn, giảm những khu vực có hỗn hợp đậm và nhiệt độ cao do đó soot giảm mạnh. Lưu ý, ở chế độ RCCI, khi giảm góc phun sớm nhiên liệu diesel sẽ làm tăng mức độ phân lớp trong hỗn hợp, đây là yếu tố sẽ làm soot tăng. Tuy nhiên khi phun muộn sẽ làm nhiệt độ cháy tăng làm tăng khả năng ô xy hóa soot. Do đó ở trường hợp phun muộn lượng soot có tăng nhưng không đáng kể.

Lượng tiêu hao nhiên liệu g_e theo thời điểm phun như thể hiện trong hình 4e, do chế độ RCCI hàm lượng CO và HC lớn hơn nên làm giảm hiệu suất cháy, do đó suất tiêu hao nhiên liệu chế độ RCCI ở tải thấp tăng cao hơn trường hợp diesel nguyên bản. Tuy nhiên, ở vùng tải trung bình và tải cao, chênh lệch tiêu thụ nhiên liệu không đáng kể thậm chí thấp hơn như ở trường hợp phun 30° CA BTDC tải trung bình và 7° CA BTDC tải cao.



(a)



Hình 4: Phát thải và tiêu thụ nhiên liệu tại 3 mức tải BMEP là 0,84; 2,75 và 4,24bar

4. KẾT LUẬN

Chế độ RCCI đạt hiệu quả rõ rệt ở vùng tải trung bình nhờ hỗn hợp đồng nhất giữa xăng và không khí đủ đậm để đảm bảo quá trình bắt cháy từ màng lửa kích thích từ hỗn hợp diesel/không khí. Ở tải nhỏ phần hỗn hợp đồng nhất xăng/không khí quá nghèo, do đó ngọn lửa kích thích khó lan truyền do trong buồng cháy xuất hiện nhiều khu vực quá nhạt. Trong khi đó ở tải lớn hỗn hợp xăng/không khí đậm nên tốc độ lan truyền ngọn lửa nhanh, dễ xảy ra kích nổ nếu thời điểm phun diesel muộn.

Việc kiểm soát hoạt tính của hỗn hợp nhiên liệu thông qua điều chỉnh tỷ lệ xăng/diesel và thời điểm cấp nhiên liệu giúp cho tốc độ quá trình cháy RCCI thấp hơn động cơ nguyên bản qua đó làm giảm áp suất trong xilanh giúp động cơ làm việc êm dịu hơn. Việc giảm nhiệt độ quá trình

cháy và tăng mức độ đồng nhất của hỗn hợp do một phần được hòa trộn trước (xăng-không khí) giúp phát thải NO_x và Soot giảm mạnh. Phát thải HC và CO tăng là một trong những nhược điểm chính của động cơ RCCI. Tuy nhiên các thành phần có thể giảm dễ dàng bằng các biện pháp xử lý trên đường thải.

LỜI CẢM ƠN

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn đề tài cấp bộ Giáo dục và Đào tạo B2018-BKA-59 đã hỗ trợ kinh phí để nhóm tác giả hoàn thành nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Tất Tiến, 2000. *Nguyên lý động cơ đốt trong*. NXB Giáo dục.
 [2]. Phạm Minh Tuấn, 2013. *Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*. NXB Khoa học và kỹ thuật.
 [3]. I. A. Resitoglu, K. Altinisik and A. Keskin, 2015. *The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems*. Clean Tech Environ Policy. 17, pp 15 - 27.
 [4]. S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, R. M. Hanson and R. D. Reitz, 2010. *Experiments and modeling of dual fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder blending*. SAE Int. J. Engines. 2, no.2, pp. 24-39.
 [5]. R. Hasegawa and H. Yanagihara, 2003. *HCCI combustion in DI diesel engine*. Journal of Engines. 112, pp 1070 – 1077.
 [6]. R. D. Reitz and G. Duraisamy, 2015. *Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines*. Progress in Energy and Combustion Science. 46, pp. 12-71.
 [7]. Bessonette PW, Schleyer CH, Duffy KP, Hardy WL, Liechty MP, 2007. *Effects of fuel property changes on heavy-duty HCCI combustion*. SAE paper 2007-01-0191.
 [8]. Nazemi, M., & Shahbakhti, M., 2016. *Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine*. Applied Energy, 165, 135–150.
 [9]. Poorghasemi, K., Saray, R. K., Ansari, E., Irdmoussa, B. K., Shahbakhti, M., Naber, J. D., 2017. *Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine*. Applied Energy, 199, 430–446.
 [10]. Li, J., Yang, W., Zhou, D., 2017. *Review on the management of RCCI engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 69, 65–79.
 [11]. Benajes, J., Pastor, J. V., García, A., Boronat, V., 2016. *A RCCI operational limits assessment in a medium duty compression ignition engine using an adapted compression ratio*. Energy Conversion and Management, 126, 497–508.
 [12]. Dec J, Sjöberg M., 2004. *Isolating the effects of fuel chemistry on combustion phasing in an HCCI engine and the potential of fuel stratification for ignition control*. SAE paper 2004-01-0557.
 [13]. Liu, H., Wang, X., Zheng, Z., Gu, J., Wang, H., Yao, M., 2014. *Experimental and simulation investigation of the combustion characteristics and emissions using n-butanol/biodiesel dual-fuel injection on a diesel engine*. Energy, 74, 741–752. DOI:10.1016/j.energy.2014.07.041.

AUTHORS INFORMATION

Tran Anh Trung¹, Nguyen Duy Tien², Nguyen The Truc², Nguyen Tuan Thanh², Dinh Xuan Thanh³, Bui Nhat Huy²

¹Faculty of Materials Science and Engineering, Phenikaa University

²School of Transportation Engineering, Hanoi University of Science and Technology

³Hanoi University of Industry