

MÔ HÌNH HÓA PHÁT THẢI TỪ ĐỘNG CƠ DIESEL THỂ HỆ CỬ KHI TRẠNG BỊ HỆ THỐNG LƯÂN HỒI KHÍ THẢI

Nguyễn Trung Kiên¹, Nguyễn Thanh Bình¹, Trịnh Xuân Phong¹, Nguyễn Đức Khánh²

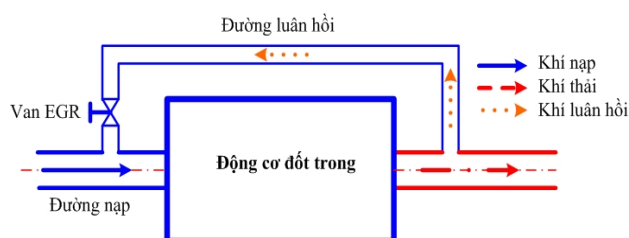
Tóm tắt: Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu mô hình hóa các thành phần phát thải độc hại trên động cơ diesel thể hệ cử khi trang bị hệ thống luân hồi khí thải (EGR). Quá trình nghiên cứu được thực hiện trên cộng cụ tính toán mô phỏng AVL Boost. Hệ thống luân hồi khí thải được thực hiện bằng cách trích một phần khí thải sau khi ra khỏi động cơ đưa trở lại đường nạp. Tỷ lệ luân hồi được điều chỉnh bằng cách thay đổi độ mở của van luân hồi. Quá trình mô phỏng được thực hiện ở các chế độ tải 25, 50, 75% và tốc độ 1000, 1600 và 2200 v/ph. Các kết quả thu được bao gồm các thành phần phát thải NO_x , CO và soot cũng như các thông số liên quan tới tính năng kỹ thuật của động cơ. Trên cơ sở những thông số thu được, xây dựng được mối quan hệ giữa tốc độ động cơ, chế độ tải và tỷ lệ luân hồi phù hợp để đạt mục tiêu giảm thiểu NO_x và không làm tăng nhiều thành phần phát thải CO và soot.

Từ khóa: Phát thải động cơ diesel, giảm thiểu NO_x , luân hồi khí thải EGR.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Phát thải ô-xit ni-tơ (NO_x) là một trong những thành phần phát thải độc hại chính của động cơ diesel, đặc biệt trên động cơ diesel tăng áp. NO_x được hình thành nhờ hàm lượng ôxy dư thừa trong buồng cháy và nhiệt độ quá trình cháy cao. Nhiều công nghệ giảm NO_x đã được nghiên cứu phát triển và ứng dụng thành công, trong đó phải kể đến giải pháp luân hồi khí thải (EGR – Exhaust Gas Recirculation). Luân hồi khí thải được biết đến là một biện pháp hữu hiệu để giảm sự hình thành NO_x trên động cơ diesel. Về nguyên tắc, khí thải sau khi ra khỏi động cơ được trích một phần trở lại đường nạp và hòa trộn với khí nạp trước khi vào động cơ. Khí luân hồi bao gồm chủ yếu ô xit các bon (CO_2), ni tơ (N_2) và hơi nước sẽ được đưa trở lại xylanh để làm loãng hỗn hợp cháy và giảm nồng độ ôxy trong buồng cháy. Ngoài ra, nhiệt dung riêng của khí luân hồi lớn hơn rất nhiều so với không khí nạp nên khí luân hồi làm tăng nhiệt dung riêng của khí nạp, do đó sẽ làm giảm độ tăng nhiệt độ trong buồng cháy với cùng lượng nhiệt

giải phóng của quá trình cháy. Hình 1 thể hiện sơ đồ chung của một hệ thống luân hồi khí thải (Hitoshi Yokomura et al. 2005).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống luân hồi khí thải EGR

Luân hồi khí thải một biện pháp kinh tế giảm thiểu phát thải NO_x , tuy nhiên có nhiều hạn chế như làm tăng hàm lượng phát thải dạng hạt và khói đen, đặc biệt là ở chế độ tải lớn (Ladommatos et al. 1996; Kreso et al. 1998). Điều này làm giảm chất lượng dầu bôi trơn (Leet et al. 1998) và gây mài mòn piston, xylanh, giảm độ bền của động cơ (Dennis et al. 1999; Nagai 1983; Nagaki and Korematsu 1995). Một số nhược điểm có thể kể đến khi áp dụng phương pháp luân hồi khí thải như: khí nạp bẩn hơn do các chất thải dạng hạt trong khí thải luân hồi; tuổi thọ và độ bền

¹ Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định.

² Viện Cơ khí Động lực, Đại học Bách Khoa Hà Nội.

của động cơ giảm do ảnh hưởng của axit trong khí luân hồi; khí luân hồi có nhiệt độ cao sẽ giảm hệ số nạp; động cơ làm việc kém ổn định; dao động giữa các chu kỳ lớn. Để cải thiện được chất lượng làm việc của động cơ khi áp dụng giải pháp này, cần bố trí kết làm mát khí luân hồi, van điều chỉnh tỷ lệ luân hồi và bộ lọc chất thải dạng hạt và hợp chất của lưu huỳnh trước khi đưa khí luân hồi quay trở lại đường nạp.

Trong nghiên cứu này, mô hình tính toán một chiều được áp dụng để mô phỏng sự ảnh hưởng của luân hồi khí thải đến các thành phần phát thải của động cơ diesel tăng áp thể hệ cũ. Mô hình tính toán được xây dựng trên phần mềm mô phỏng một chiều AVL Boost. Phần mềm cho phép tính toán

mô phỏng được chu trình làm việc của động cơ cũng như tính toán được các thành phần phát thải độc hại. Kết quả nghiên cứu đánh giá được ảnh hưởng của phương pháp tới các thông số kỹ thuật và phát thải độc hại của động cơ, nhất là phát thải NO_x và soot.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Xây dựng mô hình mô phỏng

Đối tượng nghiên cứu là động cơ diesel D1146Ti, tăng áp bằng tua bin máy nén. Các thông số cơ bản của động cơ thể hiện trong bảng 2. Dựa trên các thông số kỹ thuật của nhà sản xuất cũng như các thông số đo đạc trên động cơ thực tế. Mô hình một chiều của động cơ D1146Ti được xây dựng trên AVL Boost như thể hiện trên Hình 2.

Bảng 1. Các thông số cơ bản của động cơ

TT	Thông số	Đơn vị
1	Tên	D1146Ti
2	Số xy lanh (-)	6 xy lanh thẳng hàng, tăng áp
3	Kiểu (-)	Cháy do nén
4	Đường kính x hành trình (mm)	111x139
6	Công suất định mức/tốc độ (kW/v/ph)	154/2200
7	Mô men lớn nhất/tốc độ (Nm/v/ph)	880/1600
8	Tỷ số nén	16,7

2.2. Mô hình cháy

Mô hình tính toán phát thải độc hại của động cơ sử dụng trong nghiên cứu này là mô hình AVL MCC. Mô hình MCC có thể dự đoán được tốc độ tỏa nhiệt và tính toán được các thành phần phát thải độc hại chính của động cơ diesel như NO_x , bồ hóng (soot) và mônô xít cacbon (CO). Theo mô hình MCC, tốc độ tỏa nhiệt được xác định từ quá trình cháy đồng nhất và quá trình cháy khuếch tán theo phương trình 2:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} \quad (2)$$

Hàm Viber được sử dụng để xác định tốc độ tỏa nhiệt từ quá trình cháy hỗn hợp đồng nhất như thể hiện trong phương trình 3 và 4:

$$\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}} \right) \frac{d\alpha}{d\alpha_c} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{id}}{\Delta\alpha_c} \quad (4)$$

Trong đó: Q_{PMC} là lượng nhiệt trong giai đoạn cháy đồng nhất, Q_{MCC} là nhiệt trong giai đoạn cháy khuếch tán, α là góc quay trục khuỷu (độ trục khuỷu), $\Delta\alpha_c$ là thời gian cháy đồng nhất, α_{id} thời gian cháy trễ, m và a là hai hệ số xác định của phương trình Viber.

Quá trình cháy trễ được mô hình hóa theo phương pháp Arrhenius and Magnussen

(Magnussen and Hjertager 1976, Chmela et al. 2007). Trong đó, thời gian cháy trễ α_{id} được tính từ thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu tới khi quá trình cháy diễn ra. Tốc độ tỏa nhiệt trong giai đoạn cháy khuếch tán được xác định là hàm số của lượng nhiên liệu (f_1) và mật độ năng lượng rôi trong buồng cháy (f_2) như thể hiện trong phương trình 5:

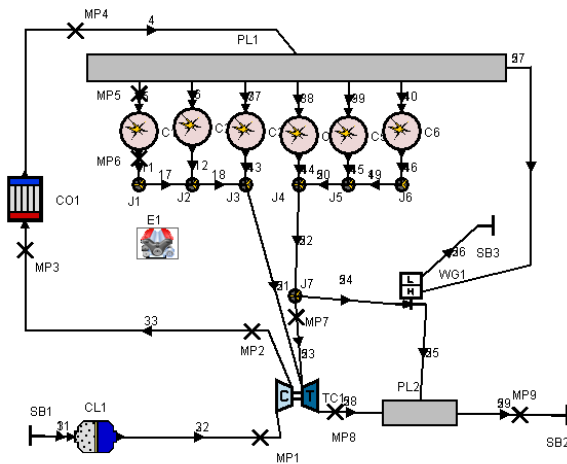
$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} \cdot f_1(M_F, Q) \cdot f_2(k, V) \quad (5)$$

Trong đó:

$$f_1(M_F, Q) = M_F - \frac{Q}{LHV};$$

$$f_2(k, V) = \exp(C_{rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}), \quad C_{Comb} \text{ là hằng số}$$

cháy, C_{rate} hằng số tốc độ hòa trộn, k là mật độ năng lượng rôi, M_F là lượng nhiên liệu bay hơi, LHV là nhiệt trị thấp của nhiên liệu, Q là lượng nhiệt tích lũy, và V là thể tích xy lanh.



Hình 2. Mô hình động cơ D1146Ti nguyên bản

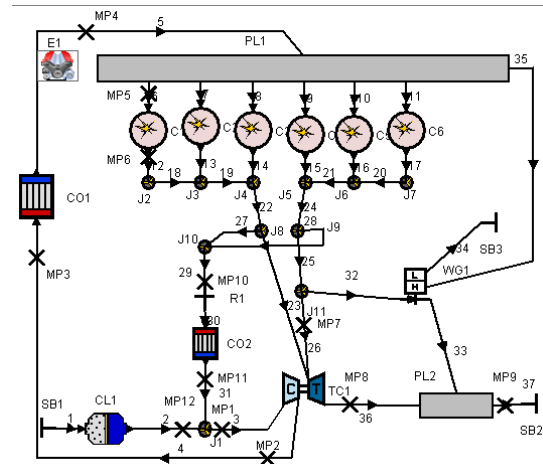
• **Bước 3:** Tiến hành mô phỏng quá trình làm việc của động cơ khi trang bị hệ thống EGR ở chế độ tốc độ 1000, 1600 và 2200 v/ph, tải thay đổi lần lượt từ 25%, 50% và 75% tương ứng lượng nhiên liệu cung cấp trên chu trình là 22, 44 và 66 mg/c. Lượng khí luân hồi được điều chỉnh nhờ thay đổi độ mở của phần tử cân (R1 trên Hình 3) để đạt được các tỷ lệ luân hồi khác nhau. Thông số chung để đánh giá tỷ lệ EGR là $\alpha(\%)$ – hệ số tỷ

2.3. Quy trình nghiên cứu

Quy trình nghiên cứu được thực hiện theo các bước sau đây:

• **Bước 1:** Xây dựng mô hình động cơ D1146Ti nguyên bản, tiến hành đánh giá độ chính xác bằng cách so sánh một số kết quả tính toán mô phỏng với kết quả đo đạc và tiến hành những hiệu chỉnh để mô hình đạt được độ tin cậy cần thiết.

• **Bước 2:** Tiến hành điều chỉnh lại kết cấu đường nạp, thải của động cơ sau khi kiểm nghiệm để có được hai mô hình giảm phát thải bằng phương pháp luân hồi khí thải như thể hiện trên Hình 3. Trong mô hình động cơ trang bị hệ thống luân hồi khí thải áp suất thấp, khí thải sau khi ra khỏi động cơ được trích một phần trước tua bin (TC1) để đưa qua két làm mát trung gian (CO2) trở lại đường nạp, sau đó trộn với không khí trước khi được hút vào máy nén (TC1).



Hình 3. Mô hình động cơ trang bị EGR

lệ được xác định theo phương trình 1:

$$\alpha = \frac{m_{EGR}}{m_{kk}} \times 100\% = \frac{m_{MP1}}{m_{MP2}} \times 100\% \quad (1)$$

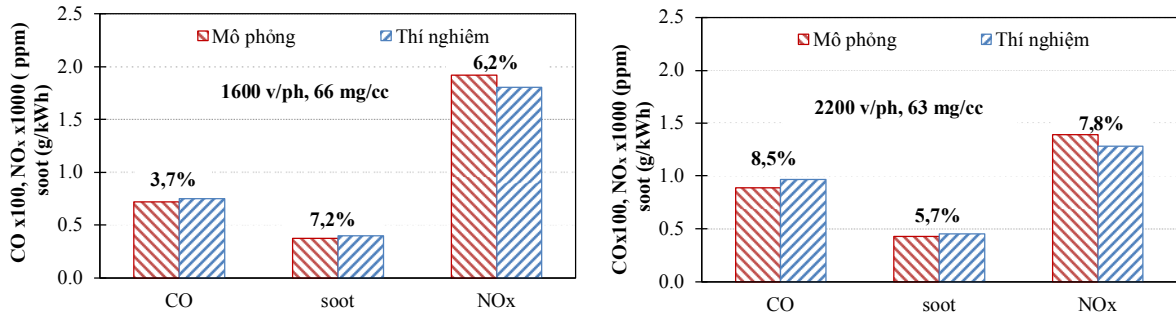
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

3.1. Đánh giá độ chính xác của mô hình

Độ tin cậy của mô hình được đánh giá bằng cách so sánh kết quả mô phỏng và thí nghiệm như thể hiện trên Hình 4. Trong đó các thành phần phát thải CO, soot và NO_x được so sánh giữa mô

phòng và thí nghiệm ở hai chế độ tốc độ 1600 v/ph và 2200 v/ph ứng với tải 75%. Kết quả mô phỏng thu được giá trị sai lệch của NO_x là 6,2% và 7,8%, CO là 3,7% và 8,5%; soot là 7,2% và 5,7% tại tốc độ 1600 và 2200 v/ph (Khổng Vũ Quảng

nnk. 2012). Nhìn chung, giữa kết quả mô phỏng và thí nghiệm có sự sai lệch ở mức độ cho phép với sai lệch lớn nhất là 8,5%. Mô hình được sử dụng để thực hiện các tính toán, nghiên cứu tiếp theo.

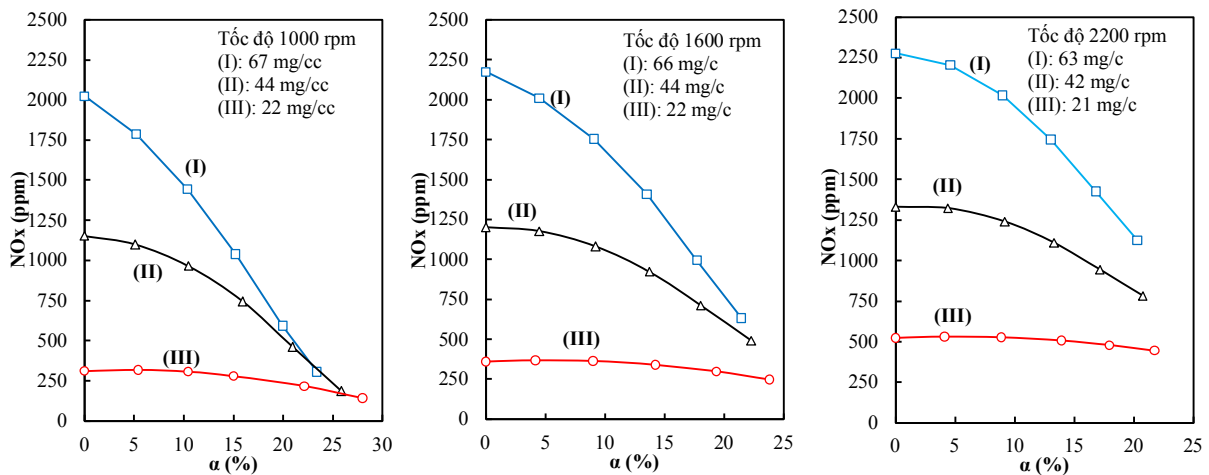


Hình 4. So sánh các thành phần phát thải tại chế độ tải 75%

3.2. Ảnh hưởng của luân hồi khí thải tới phát thải độc hại của động cơ

Kết quả mô phỏng ảnh hưởng của tỷ lệ luân hồi khí thải đến các thành phần phát thải độc hại của động cơ được thể hiện trên hình 5 đến 7.

Khí luân hồi có ảnh hưởng mạnh đến diễn biến các thành phần phát thải độc hại, đặc biệt là phát thải NO_x , khi mà nhiệt độ cháy và nồng độ ô xy trong buồng cháy có sự thay đổi theo xu hướng giảm.



Hình 5. So sánh phát thải NO_x theo tỷ lệ luân hồi

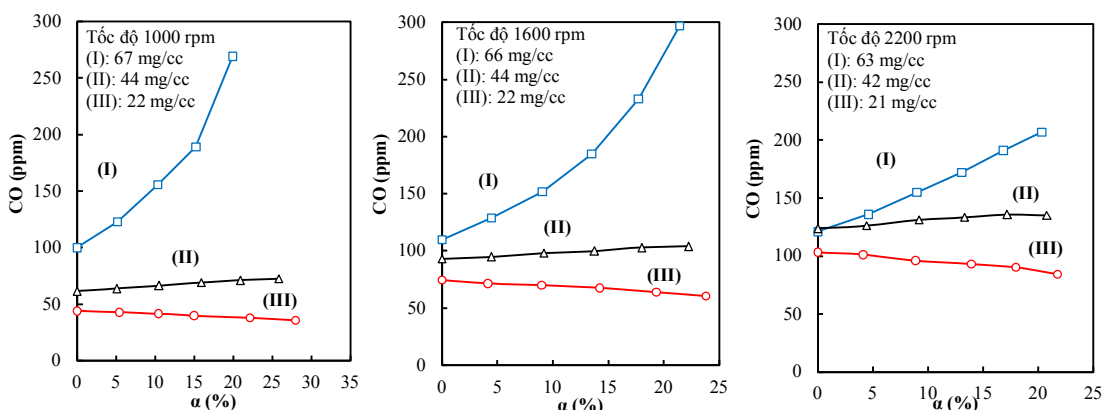
Hình 5 thể hiện diễn biến của phát thải NO_x theo tỷ lệ luân hồi ở các chế độ mô phỏng. Kết quả cho thấy khả năng giảm thiểu NO_x của giải pháp luân hồi khí thải, đặc biệt là ở chế độ tải lớn. Lý do chính làm giảm phát thải NO_x giảm mạnh là do sự suy giảm nhiệt độ quá trình cháy và hàm lượng ô xy như đã phân tích ở trên.

Mối tương quan giữa thành phần phát thải NO_x và tỷ lệ luân hồi được thể hiện qua phương trình hồi quy tổng hợp trong bảng 2 (x là tỷ lệ luân hồi). Các phương trình thể hiện trong bảng 2 được xây dựng bằng công cụ hồi quy tuyến tính (Linear regression) và hồi quy logarit (Logarithmic regression) dựa trên kết quả tính toán mô phỏng

sự thay đổi của NO_x theo tỷ lệ luân hồi x. Dựa vào phương trình hồi quy trong bảng 2 có thể dễ dàng xác định được mức giảm NO_x theo tỷ lệ luân hồi ở từng chế độ tốc độ và tải trọng.

Bảng 2. Mối quan hệ giữa NO_x và tỷ lệ luân hồi x

Tốc độ (v/ph)	Tải (%)		
	25	50	75
1000	$y = -0,3116x^2 + 2,6509x + 311,49$ $R^2 = 0,9997$	$y = -1,2098x^2 - 6,847x + 1159,3$ $R^2 = 0,9987$	$y = -1,2567x^2 - 45,714x + 2037,9$ $R^2 = 0,9988$
1600	$y = -0,3444x^2 + 3,4736x + 360,56$ $R^2 = 0,9998$	$y = -1,3908x^2 - 1,5855x + 1207,6$ $R^2 = 0,9991$	$y = -1,9978x^2 - 30,064x + 2180,1$ $R^2 = 0,9994$
2200	$y = -0,3137x^2 + 3,2249x + 523,1$ $R^2 = 0,9997$	$y = -1,3758x^2 + 1,4799x + 1335,7$ $R^2 = 0,9986$	$y = -2,3608x^2 - 10,065x + 2286,1$ $R^2 = 0,9987$



Hình 6. So sánh phát thải CO theo tỷ lệ luân hồi

Ngược lại so với xu hướng của phát thải NO_x , luân hồi khí thải làm tăng phát thải CO ở chế độ tải vừa và lớn như thể hiện trên hình 6. Khi tăng tỷ lệ luân hồi, phát thải CO tăng lên do ảnh hưởng chiếm chỗ khí nạp của khí luân hồi. Điều này làm giảm nồng độ ô xy trong buồng cháy dẫn đến tăng sản phẩm của quá trình ô xy hóa không hoàn toàn. Ngoài ra, tổng lượng khí nạp cũng giảm do nhiệt độ môi chất nạp tăng. Tất cả các yếu tố trên đều dẫn tới xu hướng tăng hàm lượng phát thải CO. Tuy nhiên,

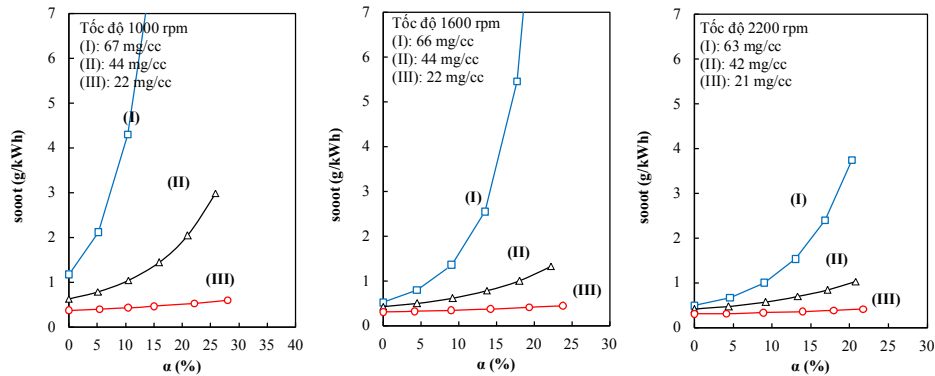
ở vùng tải nhỏ khi lượng nhiên liệu cung cấp là 22mg/cc, thì hàm lượng phát thải CO có xu hướng giảm khi thực hiện biện pháp luân hồi khí thải. Ở chế độ này, hàm lượng không khí nạp là dư thừa nên khí luân hồi không gây ảnh hưởng xấu quá trình cháy, mà ngược lại quá trình cháy được cải thiện một phần ở các vùng hỗn hợp nghèo nhờ việc gia nhiệt cho khí nạp mới. Mối tương quan giữa thành phần phát thải CO và tỷ lệ luân hồi được thể hiện qua phương trình hồi quy tổng hợp trong bảng 3.

Bảng 3. Mối quan hệ giữa CO và tỷ lệ luân hồi x

Tốc độ (v/ph)	Tải (%)		
	25	50	75
1000	$y = -0,2999x + 44,513$ $R^2 = 0,9918$	$y = 0,4307x + 61,849$ $R^2 = 0,9934$	$y = 0,3554x^2 + 0,9853x + 103,13$ $R^2 = 0,9886$
1600	$y = -0,5618x + 74,697$ $R^2 = 0,9847$	$y = 0,5182x + 92,987$ $R^2 = 0,9907$	$y = 0,3566x^2 + 0,7188x + 113,51$ $R^2 = 0,9959$
2200	$y = -0,8362x + 104$ $R^2 = 0,9779$	$y = 0,6042x + 124,41$ $R^2 = 0,9242$	$y = 4,291x + 118,11$ $R^2 = 0,9959$

Như thể hiện trên hình 7, phát thải soot tăng mạnh khi thực hiện luân hồi khí thải, đặc biệt là ở chế độ 75% tải. Như đã trình bày ở trên, khi sử dụng luân hồi khí thải, các chất thải dạng hạt chứa trong khí thải làm tăng khả năng hình thành phát

thải soot. Ở chế độ tốc độ thấp, ảnh hưởng của khí luân hồi là lớn hơn so với vùng tốc độ cao. Mối tương quan giữa thành phần phát thải soot và tỷ lệ luân hồi được thể hiện qua phương trình hồi quy tổng hợp trong bảng 4.



Hình 7. So sánh phát thải soot theo tỷ lệ luân hồi

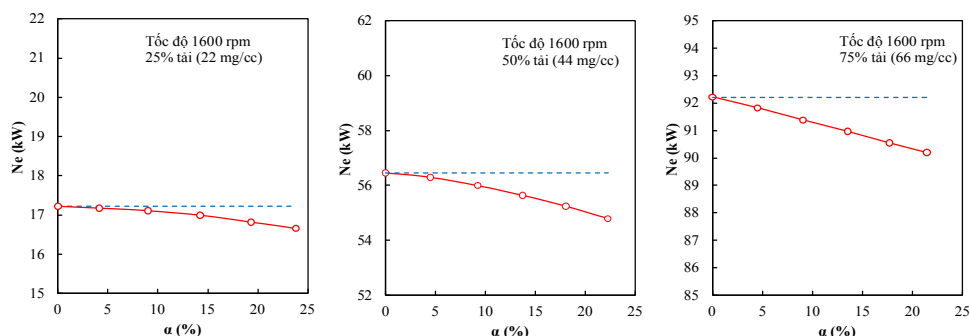
Bảng 4. Mối quan hệ giữa soot và tỷ lệ luân hồi x

Tốc độ (v/ph)	Tải (%)		
	25	50	75
1000	$y = 0,0078x + 0,3675$ $R^2 = 0,9802$	$y = 0,0037x^2 - 0,0075x + 0,6791$ $R^2 = 0,9958$	$y = 0,9967e^{0,1542x}$ $R^2 = 0,9939$
1600	$y = 0,0059x + 0,3013$ $R^2 = 0,9847$	$y = 0,0016x^2 + 0,0034x + 0,4447$ $R^2 = 0,9979$	$y = 0,4299e^{0,1458x}$ $R^2 = 0,9745$
2200	$y = 0,005x + 0,3015$ $R^2 = 0,9709$	$y = 0,0011x^2 + 0,0062x + 0,4248$ $R^2 = 0,9993$	$y = 0,0098x^2 - 0,0473x + 0,5731$ $R^2 = 0,992$

3.3. Ảnh hưởng của luân hồi khí thải tới tính năng kỹ thuật của động cơ

Hình 8 thể hiện diễn biến công suất có ích của động cơ theo tỷ lệ tỷ lệ luân ở chế độ tốc độ 1600 v/ph ứng với chế độ tải 25, 50 và 75%. Kết quả cho thấy, khi thực hiện luân hồi khí thải thì công

suất có ích của động cơ giảm xuống, càng tăng tỷ lệ luân hồi công suất càng giảm. Nguyên nhân là do chất lượng quá trình cháy kém đi vì thiếu oxy cũng như do nhiệt độ cháy giảm xuống bởi thành phần CO_2 và N_2 trong khí thải làm tăng nhiệt dung riêng của môi chất.



Hình 8. Mức độ suy giảm công suất có ích theo tỷ lệ luân hồi

Cụ thể, tại chế độ 25% tải, công suất giảm 3,25% ở tỷ lệ luân hồi 23,8%; tại chế độ 50% tải, công suất giảm 2,96% ở tỷ lệ luân hồi 22,25%; tại chế độ 75% tải, công suất giảm 2,19% ở tỷ lệ luân hồi 21,44%. Nhìn chung, ở chế độ tải vừa và nhỏ, luân hồi khí thải với tỷ lệ dưới 25% không gây ảnh hưởng nhiều tới tính năng kỹ thuật của động cơ.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của luân hồi khí thải tới các thành phần phát thải của động cơ diesel thể hệ cũ đã được thực hiện trên công cụ mô phỏng AVL Boost. Kết quả nghiên cứu một lần nữa khẳng định hiệu quả giảm phát thải NO_x của phương pháp luân hồi khí thải. Phát thải NO_x giảm mạnh ở vùng tải

vừa và lớn so với vùng tải nhỏ. Hai thành phần phát thải soot và CO tăng khi sử dụng luân hồi khí thải đặc biệt ở chế độ tải lớn. Giải pháp luân hồi khí thải có thể dễ dàng áp dụng trên động cơ diesel thể hệ cũ, tuy nhiên công suất có ích của động cơ có suy giảm do quá trình cháy kém hơn. Tùy theo yêu cầu về mức độ cắt giảm nồng độ phát thải NO_x, tỷ lệ luân hồi có thể được lựa chọn dựa vào phương trình hồi quy mô tả quan hệ giữa các thành phần phát thải và tỷ lệ luân hồi. Tỷ lệ này có thể được lựa chọn đảm bảo hài hòa giữa các tiêu chí như cắt giảm được lượng lớn NO_x nhưng không gây ảnh hưởng nhiều tới công suất có ích của động cơ cũng như làm tăng quá nhiều hàm lượng phát thải CO và soot.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Khổng Vũ Quảng, Lê Anh Tuấn, Nguyễn Đức Khánh, Nguyễn Duy Tiến, Đinh Xuân Thành (2012), "Nghiên cứu giảm phát thải độc hại cho động cơ diesel lắp trên xe buýt bằng phần mềm AVL – Boost", Tạp chí Khoa học và Công nghệ các trường Đại học kỹ thuật, số 91, ISSN 0868-3980.
- Chmela, F. G., Pirker, G. H., & Wimmer, A. (2007), "Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines – A generic approach", Energy Conversion and Management, 48(11), 2942–2950. doi:10.1016/j.enconman.2007.07.004
- Dennis, A.J., C.P. Garner, and D.H.C. Taylor (1999), "The Effect of EGR on Diesel Engine Wear," SAE Paper 1999-01-0839. doi:10.4271/1999-01-0839.
- Hitoshi Yokomura, Susumu Kohketsu and Koji Mori (2005), "EGR System in a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine – Expansion of EGR Area with Venturi EGR System" – Mitsubishi Technical Review.
- Kreso, A.M., J.H. Johnson, L.D. Gratz, S.T. Bagley, and D.G. Leddy (1998), "A Study of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Heavy-Duty Diesel Engine Emissions", SAE Paper 981422. doi:10.4271/981422.
- Ladommatos, N., R. Balian, R. Horrocks, and L. Cooper (1996), "The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine", SAE Paper 960841. doi:10.4271/960841.
- Leet, J.A., A. Matheaus, and D. Dickey (1998), "EGR's Effect on Oil Degradation and Intake System Performance", SAE Paper 980179. doi:10.4271/980179.
- Magnussen BF, Hjertager BH (1976), "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", Symposium (International) on Combustion, Volume 16, Issue 1, 1977, Pages 719-729. doi:10.1016/S0082-0784(77)80366-4
- Nagai, T., H. Endo, H. Nakamura, and H. Yano (1983), "Soot and Valve Train Wear in Passenger Car Diesel Engine", SAE Paper 831757. doi:10.4271/831757.

Nagaki, H., and K. Korematsu (1995), “Effect of Sulfur Dioxide in Recirculated Exhaust Gas on Wear within Diesel Engines”, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 38(3), Pages 465-474. doi: 10.1299/jsmeb.38.465

Abstract:

**A PREDICTION MODEL OF POLLUTANT FROM OLD GENERATION
DIESEL ENGINE RETROFITTED EXHAUST GAS RECIRCULATION SYSTEM**

This paper presents a simulation study of an old generation diesel engine's pollutant utilizing an exhaust gas recirculation method. The study process was conducted on the simulation tool AVL Boost. The exhaust gas recirculation was executed by introducing an amount of exhaust gas from the engine into the intake manifold before the compressor, thanks to the pressure difference between exhaust gas and intake air. The recirculation ratio was adjusted by the recirculation valve. The simulation was conducted at various operating load conditions of 25, 50, 75% and speeds of 1000, 1600, and 2200 rpm. The simulation results were used to develop the relationship between the speed, load condition, and exhausted recirculation rate for NO_x reduction and less affects to CO and soot pollutants.

Keywords: Diesel emission, NO_x reduction, EGR.

Ngày nhận bài: 24/9/2021

Ngày chấp nhận đăng: 02/11/2021