

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ PHÁT THẢI ĐỘC HẠI CỦA ĐỘNG CƠ MÁY NÔNG NGHIỆP RV165-2 VÀ ĐỘNG CƠ KUBOTA RT155 THEO TIÊU CHUẨN ISO 8178

Lê Việt Hùng¹, Không Vũ Quảng², Nguyễn Đức Khánh², Phạm Văn Trọng³

Tóm tắt: Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu ảnh hưởng đánh giá mức phát thải độc hại của động cơ máy nông nghiệp RV165-2 do Sveam sản xuất và động cơ Kubota RT155 do Thái Lan sản xuất. Quá trình nghiên cứu được thực hiện trên phần mềm mô phỏng chuyên dụng AVL Boost. Kết quả nghiên cứu đưa ra được hàm lượng phát thải độc hại của hai động cơ theo tiêu chuẩn khí thải ISO 8178. Ngoài ra nghiên cứu cũng chỉ ra được mức độ chênh lệch về chất lượng khí thải của hai mẫu động cơ máy nông nghiệp sử dụng phổ biến ở Việt Nam, trên cơ sở đó đề xuất được các phương án cải tiến để chất lượng khí thải của động cơ RV165-2 có thể để đạt hoặc tiệm cận với tiêu chuẩn ISO 8178.

Từ khóa: ISO 8178, Tier 2, Kubota RT155, RV165-2

1. MỞ ĐẦU

Ô nhiễm môi trường từ các phương tiện giao thông vận tải là vấn đề mà các nhà khoa học đã và đang tìm các giải pháp để khắc phục và thu được những kết quả tích cực. Ngoài ra, các thành phần phát thải độc hại từ số lượng lớn các máy móc nông nghiệp tăng một cách đáng kể, khi mà ngành nông nghiệp đang từng bước được cơ giới hóa. Tương tự như các nguồn động lực khác, sản phẩm cháy thải ra từ động cơ đốt trong lắp trên các máy nông nghiệp bao gồm NO_x, CO, HC và PM. Phát thải HC có nguồn gốc từ dầu bôi trơn hoặc nhiên liệu chưa cháy hết trong động cơ. Ngoài ra phát thải HC chiếm tỷ trọng lớn do ảnh hưởng của góc trùng điệp, khi một phần môi chất nạp mới kèm nhiên liệu theo khí thải ra ngoài. Đối với động cơ diesel, khí nạp mới chỉ có không khí nên không sinh ra phân phát thải HC theo cơ chế này. Trong khi đó, phát thải CO là sản phẩm của quá trình oxy hóa nhiên liệu trong điều kiện thiếu oxy. Phát thải NO_x được sinh ra trong buồng cháy trong quá trình cháy do phản

ứng hóa học giữa nguyên tử oxy và nitơ của không khí ở điều kiện nhiệt độ cao. Phát thải dạng hạt PM (Particular Matter) bao gồm các nhân carbon (muội than), bám dính trên nó là các hợp chất hữu cơ, là kết quả của quá trình cháy không hoàn toàn nhiên liệu dạng lỏng và một phần dầu bôi trơn. Đối với động cơ diesel nói chung và động cơ diesel nông nghiệp nói riêng, phát thải CO, NO_x và PM là những thành phần phát thải chính. Vì vậy, để giảm các phát thải độc hại này từ động cơ máy nông nghiệp ra môi trường cần có những tiêu chuẩn nhất định được áp dụng để hạn chế việc sử dụng một số động cơ đã cũ hoặc không đạt yêu cầu về phát thải.

Hiện tại, trên thế giới có nhiều tiêu chuẩn yêu cầu về phát thải áp dụng cho nguồn động lực máy nông nghiệp, có thể kể đến đó là tiêu chuẩn Tier, tham chiếu theo ISO 8178. Các tiêu chuẩn liên bang đầu tiên (Tier 1) cho động cơ diesel máy nông nghiệp được thông qua vào năm 1994. Cho đến nay, tiêu chuẩn này tiếp tục được nâng cấp và áp dụng trên phạm vi toàn cầu. Bảng 1 thể hiện tiêu chuẩn về phát thải EPA Tier 1-3 của Hoa Kỳ (<https://www.dieselnet.com/standards/us/nonroad.php>) đối với các máy nông nghiệp có công suất lên tới 130kW.

¹ Khoa Xây dựng, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh

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

³ Trường Đại học Sao đỏ

Bảng 1. Tiêu chuẩn phát thải EPA Tier 1-3 cho động cơ diesel máy nông nghiệp

Công suất động cơ	Tier	Năm	CO	HC	NMHC+NO _x	NO _x	PM
kW<8	Tier 1	2000	8,0	-	10,5	-	1,0
	Tier 2	2005	8,0	-	7,5	-	0,8
8≤kW<19	Tier 1	2000	6,6	-	9,5	-	0,8
	Tier 2	2005	6,6	-	7,5	-	0,8
19≤kW<37	Tier 1	1999	5,5	-	9,5	-	0,8
	Tier 2	2004	5,5	-	7,5	-	0,6
37≤kW<75	Tier 1	1998	-	-	-	9,2	-
	Tier 2	2004	5,0	0,6	7,5	6,9	0,4
	Tier 3	2008	5,0	0,3	4,7	4,4	-
75≤kW<130	Tier 1	1997	-	-	-	9,2	-
	Tier 2	2003	5,0	0,5	6,6	6,1	0,3
	Tier 3	2007	5,0	0,3	4,0	3,7	-

-: Không được thông qua, động cơ phải đáp ứng tiêu chuẩn Tier 2 PM

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu lý thuyết, đánh giá chất lượng khí thải của hai mẫu động cơ máy nông nghiệp (Kubota RT155 do Thái Lan sản xuất và RV165-2 do Công ty TNHH MTV Động cơ và Máy nông nghiệp Miền Nam (Sveam) sản xuất theo tiêu chuẩn Tier 2. Kết quả nghiên cứu đưa ra được so sánh tương đối về chất lượng khí thải của hai mẫu động cơ máy nông nghiệp có dải công suất và tốc độ tương đương, so với tiêu chuẩn khí thải đang được áp dụng. Quá trình nghiên cứu được thực hiện trên công cụ mô phỏng AVL Boost (Boost user's guide, Version 3.2). AVL Boost là phần mềm mô phỏng chuyên sâu về động cơ đốt trong được trang bị tại Phòng thí nghiệm động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Phần mềm do hãng AVL của Áo đã xây dựng và phát triển bao gồm nhiều mô đun như AVL Boost, AVL Excite, AVL Fire... để tính toán và mô phỏng các quá trình xảy ra trong động cơ. Trong đó, phần mềm AVL Boost là phần mềm một chiều cho phép mô phỏng các quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi chất cho động cơ từ đó có thể tối ưu quá trình làm việc của động cơ. Các thông số kỹ thuật của động cơ lựa chọn làm đối tượng trong nghiên cứu này do Sveam cung cấp để xây dựng mô hình tính toán chu trình nhiệt động và phát thải của động cơ.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Xây dựng mô hình mô phỏng

Đối tượng nghiên cứu là động cơ máy nông nghiệp Kubota RT155 và RV165-2 với các thông số cơ bản của được trình bày trong bảng 2. Nghiên cứu mô phỏng sử dụng phương trình nhiệt động học thứ nhất để tính toán quá trình cháy trong động cơ đốt trong (Heywood, 1988). Định luật nhiệt động học thứ nhất thể hiện mối quan hệ giữa sự biến thiên của nội năng (hay enthalpy) với sự biến thiên của nhiệt và công:

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (1)$$

Trong đó: $\frac{d(m_c u)}{d\alpha}$ là biến đổi nội năng bên trong xy lanh; $-p_c \frac{dV}{d\alpha}$ là công chu trình thực hiện; $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ là nhiệt lượng cấp vào; $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ là tổn thất nhiệt qua vách; $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ là tổn thất enthalpy do lọt khí; m_c là khối lượng môi chất bên trong xy lanh; u là nội năng; p_c là áp suất bên trong xy lanh; V là thể tích xy lanh; Q_F là nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp; Q_w là nhiệt lượng tổn thất cho thành; α là góc quay trục khuỷu; h_{BB} là trị số enthalpy lọt khí; $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ là biến thiên khối lượng dòng chảy lọt khí.

Quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành buồng cháy cũng như nắp xy lanh,

piston và lót xy lanh được tính dựa vào phương trình truyền nhiệt như thể hiện trên phương trình (2):

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (2)$$

Trong đó: Q_{wi} là nhiệt lượng truyền cho thành (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh); A_i là diện tích truyền nhiệt (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh); α_w là hệ số truyền nhiệt; T_{wi} là nhiệt độ thành (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh); T_c là nhiệt độ trong xy lanh.

Mô hình Woschni 1978 phù hợp cho động cơ diesel sử dụng buồng cháy thống nhất, áp dụng cho động cơ diesel, được sử dụng để tính toán hệ số truyền nhiệt (Woschni, et al, 1967).

Mô hình cháy sử dụng trong nghiên cứu là mô hình AVL MCC (Boost user's guide, Version 3.2). Tốc độ tỏa nhiệt là hàm số của lượng nhiên liệu (f_1) và năng lượng động học rôi (f_2), như thể hiện trong phương trình (3):

$$\frac{dQ}{d\phi} = C_{Comb} \cdot f_1(M_F, Q) \cdot f_2(k, V) \quad (3)$$

Trong đó:

$$f_1(M_F, Q) = M_F - \frac{Q}{LVC}; \quad f_2(k, V) = \exp(C_{rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}),$$

C_{Comb} là hằng số đặc trưng cho quá trình cháy, C_{rate} là hệ số hòa trộn, k là năng lượng động học rôi, M_F là lượng nhiên liệu hóa hơi, LVC là nhiệt trị thấp của nhiên liệu, Q là lượng nhiệt tích lũy và V là dung tích xy lanh

CO là sản phẩm cháy của quá trình cháy thiếu O_2 , tức là CO chủ yếu sinh ra từ quá trình cháy không hoàn toàn các hydro cacbon. Quá trình tính toán hàm lượng phát thải CO được trình bày chi tiết trong tài liệu tham khảo (H.A.M Knoef, 2005; Valério, et al, 2003).

Cơ chế hình thành NO_x trong mô phỏng Boost dựa trên cơ sở Patta và Hafner (Lavoie, et al, 1970). Quá trình hình thành NO_x được thể hiện qua sáu phương trình phản ứng theo cơ chế Zeldovich. Sự hình thành của NO_x được tính toán theo thông số nhập đầu vào như tốc độ động cơ, nhiên liệu cũng như áp suất, nhiệt độ, hệ số dư lượng không khí λ , thể tích và khối lượng, thời gian cũng như số vùng cháy.

Thành phần phát thải PM có thể xác định dựa

trên hai cấu thành chính trong PM của động cơ diesel là muội than (soot) và các hydrocarbon không cháy được hấp phụ trên bề mặt của soot. Ngoài ra, trong thành phần của PM còn có thể có sunfates (liên quan đến hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu) và hàm lượng rất nhỏ các chất như nitro dioxit, kẽm... hấp phụ trên bề mặt soot. Phát thải soot thường dựa theo cơ chế được đề xuất bởi Hiroyasu và cộng sự (Hiroyasu, et al, 1976, 1983). Cơ chế này còn được gọi là cơ chế hai bước, mô tả sự hình thành và ôxy hoá của các phân tử bồ hóng bởi hai hoặc nhiều phản ứng.

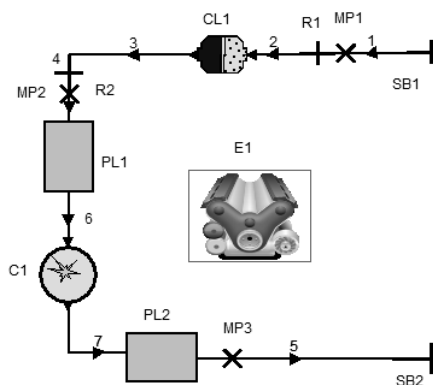
Sự hình thành phát thải HC trong động cơ đốt trong đã được các nhà nghiên cứu quan tâm từ lâu (Hiroyasu H, et al, 1983, Yu, et al, 1980). Nhiều lý thuyết khác nhau về sự hình thành HC đã được đề cập, nhưng hiện tại có ba cơ chế cơ bản của sự hình thành phát thải HC trong động cơ được hầu hết các nhà nghiên cứu chấp nhận. Đó là sự nén HC vào các khe hẹp (trong quá trình nén) và sự thoát của HC ra khỏi các khe hẹp ở hành trình giãn nở và thải; Sự hấp thụ và giải phóng của nhiên liệu trong màng dầu bôi trơn và trong lớp cặn trên thành buồng cháy; Sự đốt cháy không hoàn toàn của hỗn hợp nhiên liệu và không khí do điều kiện cháy không thuận lợi. Trong động cơ diesel thì nhân tố chính ảnh hưởng đến mức độ tạo HC là do sự cháy không hoàn toàn của hỗn hợp không khí nhiên liệu trong vùng cháy (Yu, et al, 1980). Do hàm lượng phát thải HC của động cơ diesel nói chung là rất nhỏ nên trong nghiên cứu này, mô hình cháy MCC bỏ qua thành phần phát thải HC.

Dựa trên các thông số kết cấu và các nguồn tài liệu liên quan, mô hình mô phỏng một chiều của động cơ được thể hiện trên Hình 1. Kết quả kiểm chứng hai mô hình bằng cách so sánh công suất và suất tiêu hao nhiên liệu ở đường đặc tính ngoài giữa mô phỏng và thực nghiệm được thể hiện trên Hình 2. Nhìn chung, sai số giữa mô phỏng và thực nghiệm nằm trong phạm vi cho phép (<5%), đảm bảo độ tin cậy của mô hình để thực hiện các nghiên cứu tiếp theo.

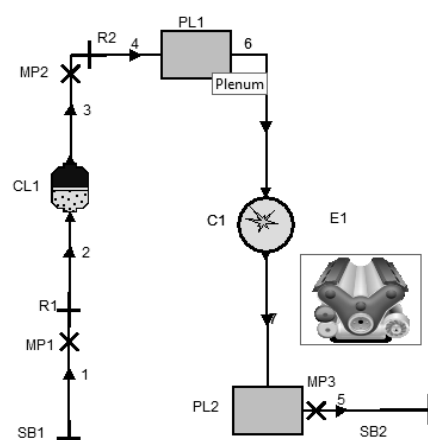
Bảng 2. Thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ nghiên cứu

Thông số	Giá trị		Đơn vị
	RV165-2	RT155	
Tên động cơ	RV165-2	RT155	
Loại động cơ	Diesel 4 kỳ, không tăng áp		-
Số xylanh	1	1	-
Đường kính x hành trình	105x97	100x98	mm
Dung tích	839	769	cm ³
Tỷ số nén	18:1	18:1	
Công suất cực đại	12,1/2400	11,4/2400	kW/rpm
Mô men cực đại	59,0/1600	53,9/1600	Nm/rpm
Tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất	275	240	g/kW.h
Góc phun sớm	16	16	Độ trục khuỷu
Áp suất phun	185	185	kg/cm ²
Hệ thống bôi trơn	Hỗn hợp	Hỗn hợp	-
Hệ thống làm mát	Đổi lưu tự nhiên	Đổi lưu tự nhiên	-

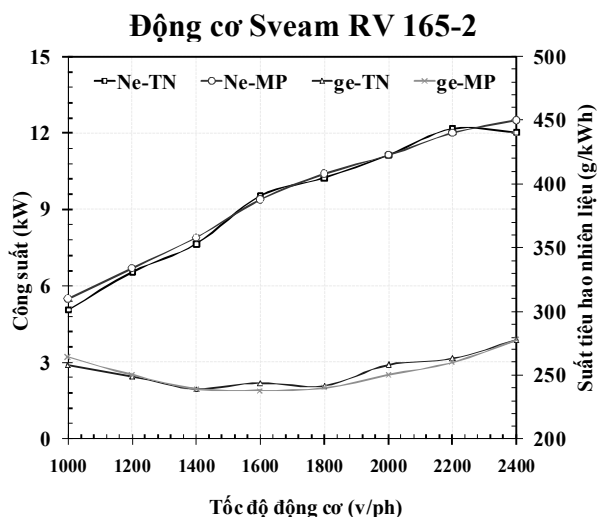
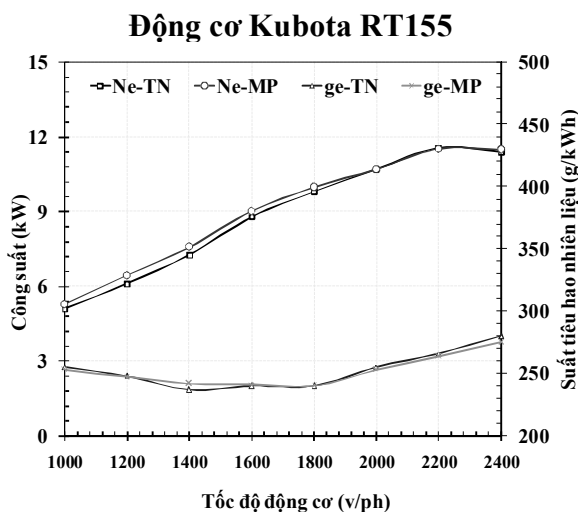
Mô hình động cơ Kubota RT155



Mô hình động cơ Sveam RV 165-2



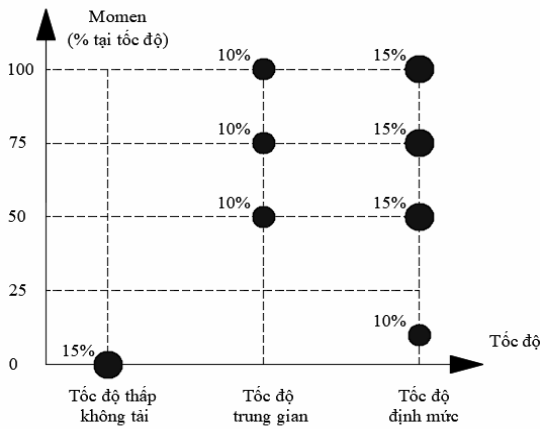
Hình 1. Mô hình mô phỏng động cơ RV165-2 and Kubota RT155 trên phần mềm AVL Boost



Hình 2. Kết quả kiểm chứng mô hình động cơ RV165-2 and Kubota RT155

2.2 Quy trình mô phỏng

Quy trình mô phỏng đánh giá phát thải động cơ dựa trên quy trình thử nghiệm ở trạng thái tĩnh theo tiêu chuẩn ISO 8178-C1 (<https://www.dieselnet.com/standards/us/nonroad.php#cycles>) bao gồm 8 mode như thể hiện trên Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ thể hiện các chế độ thử nghiệm và trọng số tương ứng của chu trình thử ISO 8178-C1

Ở mỗi chế độ mô phỏng, các thông số đặc trưng cho tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ được xác định để tính toán lượng phát thải theo tiêu chuẩn (<https://www.dieselnet.com/standards/us/nonroad.php>). Lượng phát thải trung bình (g/kWh) được tính theo công thức (2):

$$CO_{TB} = \frac{\sum CO_i \cdot WF_i}{\sum Ne_i \cdot WF_i} \quad NOx_{TB} = \frac{\sum NOx_i \cdot WF_i}{\sum Ne_i \cdot WF_i}$$

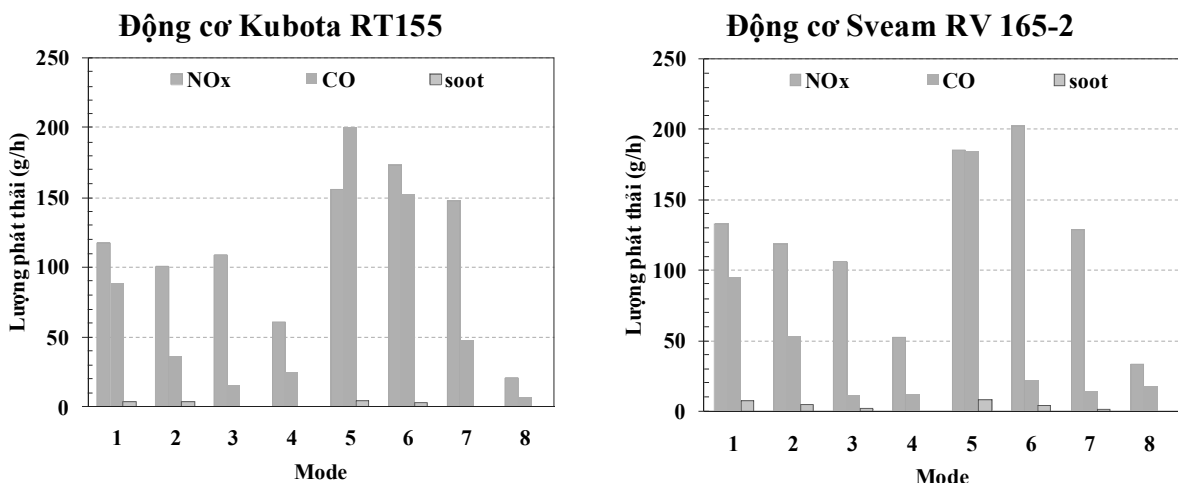
$$PM_{TB} = \frac{\sum PM_i \cdot WF_i}{\sum Ne_i \cdot WF_i} \quad (2)$$

Trong đó: WF_i là trọng số tại mode thứ i ; Ne_i là công suất tại mode i [kW]; CO_i , NOx_i , PM_i là phát thải tương ứng tại mode thứ i [g/h], $i = 1 \div 8$.

Trong nghiên cứu này, mô hình cháy MCC bỏ qua thành phần khí thải HC nên lượng phát thải PM được xác định theo kinh nghiệm theo thành phần soot. Thông thường trong PM của động cơ chứa 40% dầu bôi trơn; 31% muội than (soot); 14% muối sunfat ngậm nước; 7% nhiên liệu diesel; 8% các loại còn lại (Bùi Văn Ga, nnc, 1997). Vì vậy, lượng phát thải dạng hạt được xác định gần đúng qua công thức $PM = soot/0,31$.

2.3. Kết quả nghiên cứu và thảo luận

Kết quả mô phỏng các thành phần phát thải của hai động cơ theo chu trình thử ISO 8178-C1 được thể hiện trên Hình 3 ứng với 8 mode thử ở tốc độ có công suất lớn nhất (mode 1-4), tốc độ có mô men lớn nhất (mode 5-7) và tốc độ không tải (mode 8). Kết quả tính toán các hàm lượng phát thải trung bình theo trọng số từng mode được thể hiện trên Hình 4.

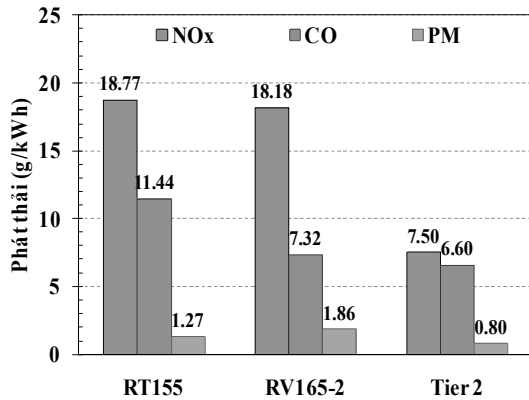


Hình 4. Kết quả mô phỏng các thành phần phát thải của hai động cơ theo ISO 8178-C1

Kết quả đánh giá cho thấy, cả hai động cơ đều có hàm lượng phát thải lớn hơn so với mức

tiêu chuẩn cho dải công suất từ 8kW đến 19kW. Hàm lượng phát thải NOx của hai động cơ cao

hơn so với tiêu chuẩn từ 2,4 đến 2,5 lần. Hàm lượng phát thải CO của động cơ RT155 cao hơn 1,7 lần so với tiêu chuẩn, trong khi đó hàm lượng này của động cơ RV165-2 chỉ cao hơn 1,1 lần so với tiêu chuẩn. Phát thải dạng hạt PM của cả hai động cơ đều lớn hơn so với mức tiêu chuẩn nhưng có xu hướng ngược lại, giá trị này là 1,6 lần đối với động cơ RT155 và 2,3 lần đối với động cơ RV165-2. Điều này cho thấy chất lượng khí thải của hai mẫu động cơ này còn cách khá xa so với mức phát thải tiêu chuẩn.



Hình 5. So sánh mức phát thải trung bình của hai động cơ với giá trị tiêu chuẩn

Hai động cơ có thông số kỹ thuật và gam công suất tương đương nhưng chất lượng khí thải của động cơ RV165-2 và RT155 có sự khác nhau nhất định, đặc biệt là phát thải dạng hạt. Sự khác biệt này thể hiện tương đối chất lượng của động cơ do Việt Nam sản xuất so với Thái Lan. Điều này cũng có thể nhận thấy khi so sánh tính năng kinh tế (g) của hai mẫu động cơ (275 g/kW.h đối với RV165-2 và 240g/kW.h đối với RT155). Để có thể cải thiện chất lượng khí thải của động cơ đạt tiêu chuẩn Tier 2 hoặc tiến tới tiệm cận với giá trị tiêu chuẩn thì

cần thiết phải thực hiện các giải pháp giảm phát thải cho động cơ. Một số biện pháp giảm phát thải có thể kể đến như các giải pháp liên quan tới động cơ (điều chỉnh áp suất phun, góc phun sớm, luân hồi khí thải...) hoặc các giải pháp liên quan tới xử lý khí thải sau khi ra khỏi động cơ (trang bị bộ xử lý khí thải DOC, DPF...).

3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu mô phỏng đánh giá chất lượng khí thải của hai động cơ máy nông nghiệp RT155 do Kubota Thái Lan sản xuất và RV165-2 do Sveam sản xuất đã được thực hiện trên phần mềm AVL Boost, các kết quả chính được tóm tắt dưới đây:

- Hai mô hình mô phỏng của động cơ đã được xây dựng và kiểm chứng với số liệu thực nghiệm để đảm bảo độ tin cậy trước khi thực hiện các mô phỏng đánh giá chất lượng khí thải.

- Kết quả mô phỏng cho thấy, cả hai động cơ đều có hàm lượng phát thải lớn hơn so với mức tiêu chuẩn cho dải công suất từ 8kW đến 19kW: phát thải NOx cao hơn từ 2,4 lần đối với động cơ RT155 và 2,5 lần đối với động cơ RV165-2; phát thải CO tương ứng cao hơn 1,7 và 1,1 lần; phát thải dạng hạt PM có xu hướng ngược lại, giá trị này là 1,6 lần đối với động cơ RT155 và 2,3 lần đối với động cơ RV165-2.

- Để có thể cải thiện chất lượng khí thải của động cơ đạt tiêu chuẩn Tier 2 hoặc tiến tới tiệm cận với giá trị tiêu chuẩn thì cần thiết phải thực hiện các giải pháp giảm phát thải cho động cơ như điều chỉnh áp suất phun, góc phun sớm, luân hồi khí thải hoặc các giải pháp liên quan tới xử lý khí thải sau khi ra khỏi động cơ như trang bị bộ xử lý khí thải DOC, DPF...

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Bùi Văn Ga, Văn Thị Bông, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng, *Ô tô và ô nhiễm môi trường*, NXB Giáo dục, 1997.
 AVL: *Thermodynamic cycle simulation Boost, Boost user's guide*, Version 3.2
 H.A.M Knoef (2005) *Handbook biomass gasification*. Gasnet
 Heywood, J. B. (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc Graw Hill, New York
 Hiroyasu, H. and T. Kadota (1976) *Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines*. SAE paper 760129

- Hiroyasu H, Kadota T, Arai M (1983) *Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions*. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, vol. 26, p569–75
- Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck, J.C (1970), *Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*. Combustion Science and Technology, Vol.1, p313-326
- Valério, M., Raggi, K., and Sodr , J, (2003) *Model for Kinetic Formation of CO Emissions in Internal Combustion Engines*. SAE Paper 2003-01-3138
- Yu, R. C., V. W. Wong and S. M (1980) *Shahed. Sources of hydrocarbon emissions from direct injection dieselEngines*. SAE paper 800048
- Woschni. G, A Universally, *Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines*, SAE paper 6700931
- <https://www.dieselnets.com/standards/us/nonroad.php>
- <https://www.dieselnets.com/standards/us/nonroad.php#cycles>

Abstract:

SIMULATION STUDY ON EXHAUST EMISSIONS OF NONROAD DIESEL ENGINE RV165-2 AND KUBOTA RT155 FOLLOWING THE EMISSION STANDARD ISO 8178

This paper present simulation study on emission characteristics of nonroad diesel engines RV165-2 (made by Sveam) and Kubota RT155 (made in Thailand). The simulation study was conducted on dedicate simulation software AVL Boost. The emission characteristics of simulated engines following the emission standard ISO 8178 calculated for comparison. The study results show that all of exhaust emissions of both engine were above the standard limits. To solve this issue, its necessary to make some effective solution to enhance exhaust emission quality of the RV165-2 engine.

Keywords: ISO 8178, Tier 2, Kubota RT155, RV165-2

Ngày nhận bài: 30/01/2019

Ngày chấp nhận đăng: 14/3/2019