JST: Engineering and Technology for Sustainable Development
Volume 31, Issue 2, April 2021, 040-046

Phân tích dòng năng lượng trong động cơ diesel trên AVL-Boost

An Analysis of Energy Flow in Diesel Engine on AVL-Boost

Khổng Vũ Quảng, Nguyễn Duy Tiến*, Nguyễn Thế Trực
Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, Hà Nội, Việt Nam
**Email: tien.nguyenduy@hust.edu.vn*

Tóm tắt

Năng lượng do đốt cháy nhiên liệu trong động cơ đốt trong (ĐCĐT) được chia thành các phần chính như công suất trên trục, nhiệt truyền cho hệ thống làm mát, nhiệt khí thải, tổn hao cơ giới, nhiên liệu không cháy hết. Việc xác định chi tiết lượng và phân bố các thành phần này thường được tiến hành theo phương pháp cân bằng nhiệt. Tuy nhiên, phương pháp cân bằng nhiệt thường được tiến hành bằng thực nghiệm với hệ thống thử nghiệm và thiết bị đo rất phức tạp. Để giảm thời gian, chi phí trong quá trình nghiên cứu, trong bài báo này nhóm tác giả trình bày quá trình tính toán phân bố năng lượng của động cơ diesel D243 thông qua mô phỏng trên phần mềm AVL-Boost. Kết quả cho thấy hiệu suất nhiệt trung bình của ĐCĐT trong toàn giải làm việc là 25,8%. Tổng nhiệt lượng truyền cho hệ thống làm mát và khí thải trung bình là 63,54% và đạt tới 103,7 kW ở chế độ định mức. Các kết quả thu được trong nghiên cứu này có thể sử dụng làm cơ sở cho các nghiên cứu nhằm nâng cao các tính năng kinh tế, kỹ thuật của ĐCĐT như tối ưu hóa các điều kiện làm việc của hệ thống làm mát, bôi trơn, cũng như tính toán trang bị hệ thống tua-bin máy nén hoặc các hệ thống tận dụng năng lượng khí thải – nước làm mát nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng nhiệt của ĐCĐT.

Từ khóa: Động cơ diesel, phân bố năng lượng, hiệu suất nhiệt, phát thải.

Abstract

The energy from burning fuel in internal combustion engines (ICE) is divided into major components such as power on the shaft, heat transferred to the coolant system, exhaust heat, mechanical losses, and unburnt fuel. The detailed determination of the amount and distribution of these components is usually carried out by thermal equilibrium. However, the method of thermal equilibrium is usually achieved experimentally with very complex systems and measuring devices. To reduce the time and cost of the research, in this paper, the authors present the process of calculating the energy distribution of diesel D243 engine by AVL-Boost simulation software. The results show that the average temperature performance of the ICE during the whole working range is 25.8%. The total heat transfer for the cooling and exhaust systems averages at 63.54% and reaches 103.7 kW in rated mode. The obtained results can be used as a basis for studies to improve the economical and technical characteristics of the ICE such as optimizing the working conditions of the cooling and lubrication systems, as well as calculating the compressor turbine systems or systems utilizing exhaust gas - cooling water to improve the thermal efficiency of the ICE.

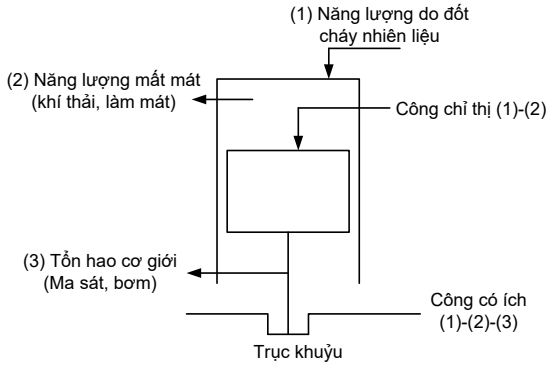
Keywords: Diesel engines, energy distributions, thermal efficiency, exhaust emissions.

1. Đặt vấn đề

Động cơ đốt trong (ĐCĐT) hiện nay vẫn đóng vai trò quan trọng, là nguồn động lực chính cho các phương tiện giao thông vận tải. Mặc dù xe điện và hybrid đang ngày càng trở lên phổ biến nhưng trong tương lai gần phương tiện sử dụng ĐCĐT vẫn sẽ chiếm đa số. Thách thức lớn nhất hiện nay trong nghiên cứu phát triển ĐCĐT là đáp ứng các tiêu chuẩn phát thải và mục tiêu giảm lượng nhiên liệu tiêu thụ [1,2]. Nguồn năng lượng từ ĐCĐT truyền cho máy công tác hoàn toàn xuất phát từ sự đốt cháy nhiên liệu, chuyển hóa từ nhiệt năng thành cơ năng theo định luật nhiệt động thứ nhất như thể hiện trên hình 1. Trên thực tế, phần năng lượng nhiệt chuyển thành công có ích là tương đối thấp chỉ khoảng 21 ÷ 33% đối với động cơ xăng, 25 ÷ 40% đối với động cơ diesel [3]. Như vậy, rõ ràng xấp xỉ 2/3 phần năng lượng còn lại đã bị hao phí và thường bị mất mát do truyền nhiệt ra môi trường xung quanh, trong đó chủ yếu là nhiệt truyền cho nước làm mát (chiếm khoảng 25 ÷ 30%) và nhiệt khí thải (khoảng 30 ÷ 40%). Do vậy, tận dụng phần năng lượng hao phí này đang là hướng nghiên cứu triển vọng và được nhiều nhà khoa học trong và ngoài nước tập trung nghiên cứu.

So với nhiệt tổn thất cho hệ thống làm mát, nhiệt khí thải luôn chiếm tỷ lệ lớn hơn và có tiềm năng cao trong việc tận dụng làm tăng hiệu suất sử dụng nhiệt tổng thể của ĐCĐT và hệ thống thu hồi năng lượng. Phương pháp phổ biến nhất hiện nay nhằm thu hồi một phần năng lượng nhiệt khí thải đó là trang bị hệ thống tăng áp sử dụng Tua-bin - Máy nén, phương pháp này có thể thu hồi 30% lượng nhiệt khí thải và tăng hiệu suất chung của hệ thống tới 10%. Các công nghệ tiên tiến hiện nay như tận dụng nhiệt khí thải sử dụng cho động cơ điện nhiệt (TEG) [4-6].

ISSN: 2734-9381
https://doi.org/10.51316/jst.149.etsd.2021.31.2.7
Received: July 29, 2019; accepted: March 04, 2020



Hình 1. Phân bố năng lượng trong ĐCĐT

Nhiều nghiên cứu cho thấy lưu lượng nước làm mát thường cao hơn giá trị yêu cầu. Do đó, nó làm tăng mất mát nhiệt cho hệ thống làm mát dẫn đến giảm hiệu suất nhiệt ĐCĐT và tăng lượng khí thải độc hại [7]. Ngoài ra, việc không kiểm soát chính xác nhiệt độ nước làm mát và dầu bôi trơn cũng dẫn tới ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy trong xy-lanh, quá trình làm mát xi lanh sâu hơn cũng làm tăng mất mát công do ma sát [8]. Chanfreau M đã chứng minh rằng khi tăng nhiệt độ nước làm mát từ 90°C đến 110°C sẽ giúp giảm 2÷5% lượng nhiên liệu tiêu thụ, giảm 10% HC và 20% CO [9].

Qua các công trình nghiên cứu như giới thiệu ở trên cho thấy kiểm soát tốt các thông số làm việc cũng như sử dụng các phương pháp tận dụng nhiệt khí thải – nước làm mát sẽ góp phần tăng hiệu suất, giảm tiêu thụ nhiên liệu và phát thải của ĐCĐT. Tuy nhiên, để tận dụng hiệu quả phần năng lượng nhiệt này cần xác định chính xác lượng và tỷ lệ phân bố của chúng theo các chế độ làm việc của ĐCĐT vì đây là những thông số đầu vào để tính toán lựa chọn cũng như thiết kế các hệ thống, thiết bị tận dụng nhiệt. Do vậy, trong bài báo này nhóm tác giả sẽ trình bày các bước nhằm xác định lượng cũng như tỷ lệ phân bố năng lượng nhiệt của động cơ D243 tại các chế độ làm việc khác nhau thông qua phần mềm mô phỏng AVL-Boost.

Nhằm tăng độ tin cậy của các kết quả mô phỏng, một số thông số đầu vào của mô hình như mô hình tổn hao cơ giới được nhóm tác giả xây dựng bằng thực nghiệm tại trung tâm nghiên cứu Động cơ, nhiên liệu và khí thải – Viện Cơ khí Động lực – Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

2. Xây dựng mô hình động cơ trên AVL-Boost

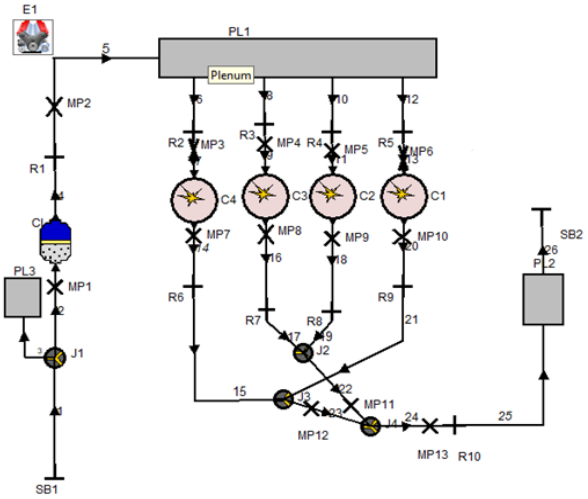
2.1. Xây dựng mô hình động cơ

Động cơ diesel D243 được sản xuất bởi Cộng hòa Belarus đã và đang được sử dụng trong rất nhiều lĩnh vực khác nhau như đường bộ, đường sông, nông nghiệp, phát điện, … Các thông số kỹ thuật của động cơ được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ D243

TT	Thông số	Giá trị
1	Thứ tự làm việc	1-3-4-2
2	Thể tích làm việc	4,75 l
3	Đường kính x hành trình piston	110mm x 125mm
4	Tỷ số nén	16,7
5	Chiều dài thanh truyền	230 mm
6	Tốc độ định mức	2200 v/ph
7	Công suất cực đại	56 kW/2200 v/ph
8	Mômen cực đại	285 Nm/1400 v/ph
9	Góc phun sớm	24° trước ĐCT
10	Số lượng lỗ phun	5
11	Áp suất phun	180 bar

Dựa trên các thông số kết cấu, các tài liệu liên quan về động cơ D243 thực tế, từ những phần tử có sẵn tương ứng trong AVL-Boost, mô hình động cơ D243 được xây dựng như thể hiện trên hình 2.



Hình 2. Mô hình động cơ trên AVL-Boost

Trong ĐCĐT quá trình cháy là quá trình không thuận nghịch nhằm biến đổi hoá năng thành nhiệt năng. Việc xác định trạng thái của môi chất tại từng thời điểm trong chu trình cần phải biết cụ thể các phản ứng trung gian biến đổi từ hỗn hợp ban đầu thành sản phẩm cháy cuối cùng, tuy nhiên đây là vấn đề rất khó và phức tạp. Việc sử dụng định luật nhiệt động học thứ nhất có thể giúp xác định được mối tương quan giữa trạng thái đầu và cuối mà không cần phải biết diễn biến các giai đoạn trung gian [10]. Việc tính toán quá trình cháy trong ĐCĐT theo định luật nhiệt động học thứ nhất được thể hiện như phương trình (1)

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

trong đó: $\frac{d(m_c.u)}{d\alpha}$ là biến đổi nội năng 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 enthalpi do lọt khí; $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ là biến thiên khối lượng lọt khí; α là góc quay trục khuỷu; h_{BB} là trị số enthalpi riêng của khí lọt khí; m_c là khối lượng môi chất trong xy-lanh; u là nội năng; p_c là áp suất 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 vách buồng cháy.

Quá trình biến đổi khối lượng trong xy-lanh m_c được xác định theo định luật bảo toàn khối lượng như thể hiện trong phương trình (2).

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2)$$

trong đó $\sum \frac{dm_i}{d\alpha}$: lưu lượng khối lượng đi vào xy-lanh; $\sum \frac{dm_e}{d\alpha}$: lưu lượng khối lượng đi ra xy-lanh; $\frac{dm_{ev}}{dt}$: lượng nhiên liệu bay hơi.

Sau khi thực hiện biến đổi phương trình (1), ta có phương trình (3) xác định biến thiên nhiệt độ trong xy-lanh theo góc quay trục khuỷu:

$$\frac{dT_c}{d\alpha} = \frac{1}{m_c.\left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p}.\frac{p_c}{T_c}\right)}\left[\frac{dQ_F}{d\alpha}\left(1 - \frac{u_c + \frac{\partial u}{\partial p}p_c}{H_u}\right) - \frac{dQ_w}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha}\right.$$
$$\left.\cdot\left(h_{BB} - u_c - p_c\frac{\partial u}{\partial p}\right) - m_c\frac{\partial u}{\partial \lambda}\frac{\partial \lambda}{\partial \alpha} - p_c\frac{dV_c}{d\alpha}\left(1 - \frac{\partial u}{\partial p}\frac{m_c}{V_c}\right)\right] \quad (3)$$

trong đó: T_c là nhiệt độ môi chất trong xy-lanh; u_c là nội năng riêng của khối lượng môi chất bên trong xy-lanh; H_u là nhiệt trị thấp của nhiên liệu; λ là hệ số dư lượng không khí.

Việc giải phương trình trên phụ thuộc vào mô hình quá trình cháy, quy luật toả nhiệt và quá trình truyền nhiệt qua thành xy-lanh, cũng như áp suất, nhiệt độ và thành phần hỗn hợp khí. Việc giải phương trình (3) nhằm xác định nhiệt độ trong xy-lanh theo phương pháp Runge-Kutta. Sau đó kết hợp với phương trình trạng thái (4) để xác định áp suất trong xy-lanh p_c.

$$p_c = \frac{1}{V} m_c.R_c.T_c \quad (4)$$

trong đó: R là hằng số chất khí trong xy-lanh

Với động cơ D243 là động cơ diesel, 4 kỳ không tăng áp, buồng cháy thống nhất các mô hình tính toán cụ thể được xác định và lựa chọn như sau:

+ Mô hình truyền nhiệt

Năng lượng truyền cho hệ thống làm mát được xác định thông qua quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua nắp xy-lanh, pit-tông, và lót xy-lanh theo phương trình truyền nhiệt qua vách.

$$Q_{wi} = A_i\alpha_w(T_c - T_{wi}) \quad (5)$$

Với Q_{wi} là nhiệt lượng truyền cho thành, A_i là diện tích truyền nhiệt, α_w là hệ số truyền nhiệt, T_c là nhiệt độ môi chất trong xy-lanh, T_{wi} là nhiệt độ thành vách.

Có nhiều mô hình xác định hệ số truyền nhiệt như Woshni 1978, Woshni 1990, Hihenberg, Lorenz,… [10]. Trong đó mô hình Woschni 1978 phù hợp với động cơ diesel buồng cháy thống nhất, trong mô hình này hệ số truyền nhiệt α_w được xác định theo công thức (6).

$$\alpha_w = 130p^{0,8}D^{-0,2}T^{-0,53}\left[C_1c_m + C_2V_hT_1\frac{p - p_{kc}}{p_1V_1}\right]^{0,8} \quad (6)$$

+ Mô hình cháy

Với động cơ D243 (động cơ cháy do nén), mô hình cháy phù hợp là mô hình AVL MCC. Trong mô hình này, tốc độ tỏa nhiệt là hàm số của lượng nhiên liệu (f_1) và năng lượng động học rối (f_2), như thể hiện trong phương trình (7).

$$\frac{dQ}{d\phi} = C_{Comb}\cdot f_1(M_F, Q)\cdot f_2(k, V) \quad (7)$$

trong đó:

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

$f_2(k,V) = \exp(C_{rate}\frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}})$ C_{Comb} là hằng số đặc trưng cho quá trình cháy, C_{rate} là hệ số hòa trộn, k là năng lượng động học rối, 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.

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{comb}.f_1(m_F, Q_{MCC}).f_2(k, V) \quad (8)$$

+ Mô hình tổn hao cơ giới

Tổn hao cơ giới trong ĐCĐT bao gồm tổn hao ma sát do các ổ trục, pit-tông – xy-lanh và công dẫn động các thiết bị phụ trợ (cơ cấu phối khí, công nạp-thải, bơm nước, quạt gió…). AVL-Boost đưa ra các mô hình PNH, SML và mô hình thực nghiệm. Trong đó mô hình thực nghiệm thường được sử dụng do ưu điểm đơn giản mà vẫn đảm bảo độ chính xác cần thiết. Có nhiều phương pháp thực nghiệm xác định tổn hao cơ giới như: kéo ĐCĐT; ngoại suy theo tiêu

thụ nhiên liệu không tải; hãm tự do; tắt dần từng xy-lanh; phân tích đồ thị công. Trong nghiên cứu này nhóm tác giả lựa chọn phương pháp kéo ĐCĐT, kết quả được thể hiện trong Bảng 2:

Bảng 2. Công tổn hao cơ giới của động cơ D243

TT	n (v/ph)	N_m (kW)
1	1000	2,67
2	1600	10,76
3	2200	17,41

Từ kết quả trên Bảng 2, công thức xác định công suất tổn hao cơ giới N_m (kW) theo tốc độ n (v/ph) cho mô hình tổn hao cơ giới theo phương pháp tuyến tính hóa như sau: $N_m = a.n+b$ với a = 0,0123; b = - 9,3733.

+ Nhiệt khí thải

Quá trình thải được thể hiện thông qua lưu lượng khối lượng khí ra khỏi xy-lanh trong phương trình định luật nhiệt động học 1:

$$\frac{d\left(m_{cyl}.u\right)}{d\alpha} = -p_{cyl}.\frac{dV}{d\alpha} - \sum\frac{dQ_W}{d\alpha} - \sum\frac{dm_{out}}{d\alpha}h_{out} \quad (9)$$

trong đó: $p_{cyl}.\frac{dV}{d\alpha}$ là công thải, $\sum\frac{dQ_w}{d\alpha}$ tổng lượng nhiệt trao đổi với thành vách, h_{out} là enthalpy của khí ra khỏi xy-lanh, dm_{out} là lưu lượng khối lượng đi ra khỏi xy-lanh.

Q_w là tổn thất nhiệt qua xupap thải thông qua mô hình truyền nhiệt qua vách, trong AVL-Boost mô hình Zapf được sử dụng để tính toán cho quá trình này với hệ số truyền nhiệt được xác định theo công thức:

$$\alpha_p = \left[C_4 + C_5T_u - C_6T_u^2\right].T_u^{0,44}.\dot{m}^{0,5}.d_{vi}^{-1,5}.\left[1 - 0,797\frac{h_v}{d_{vi}}\right]$$

Với: α_p là hệ số trao đổi nhiệt tại cửa thải, T_d là thiệt độ sau cửa, T_u là nhiệt độ trước cửa thải, T_W là nhiệt độ thành cửa thải, A_W là diện tích tiết diện lưu thông $\dot{m}$ là lưu lượng khối lượng, h_v là độ nâng xu-pap, d_{vi} là đường kính trong của đế xu-pap.

Nhiệt khí thải được xác định theo công thức:

$$\frac{dQ_{exh}}{d\alpha} = \frac{dm_{out}}{d\alpha}C_p(T_{exh} - T_0) \quad (10)$$

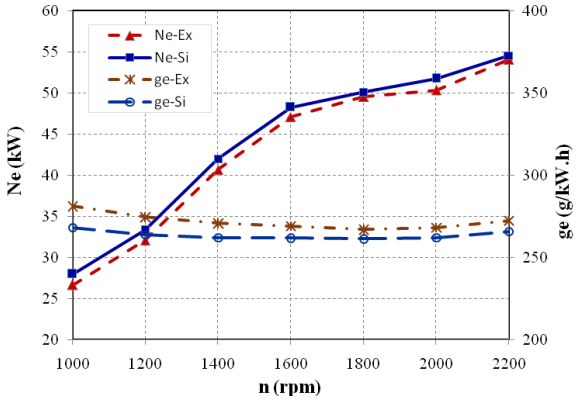
trong đó:

$$C_p = a + b.T_{exh} + c.T_{exh}^2 + d.T_{exh}^2 \quad (11)$$

Với a, b, c, d là các hệ số phụ thuộc vào thành phần của khí thải [11].

2.2. Đánh giá độ tin cậy của mô hình

Độ tin cậy của mô hình được đánh giá thông qua mức độ sai lệch giữa mô phỏng và thực nghiệm, cụ thể nhóm tác giả đánh giá sai lệch của các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật giữa mô phỏng và thực nghiệm tại đường đặc tính ngoài. Kết quả giữa thực nghiệm (Ex) và mô phỏng (Si) là khá tương đồng như thể hiện trên hình 3, sai lệch công suất và suất tiêu thụ nhiên liệu đều nhỏ hơn 5% (sai lệch lớn nhất là 4,9% ở số vòng quay 1000 v/ph), sai lệch trung bình trên toàn phạm vi tốc độ là 0,95% đối với công suất và 0,82% đối với suất tiêu thụ nhiên liệu. Như vậy mô hình mô phỏng đã đảm bảo độ tin cậy cần thiết và chúng ta có thể sử dụng mô hình này để tính toán, mô phỏng ở các chế độ làm việc khác của động cơ.



Hình 3. So sánh công suất và tiêu thụ nhiên liệu ở đường đặc tính ngoài

3. Kết quả và thảo luận

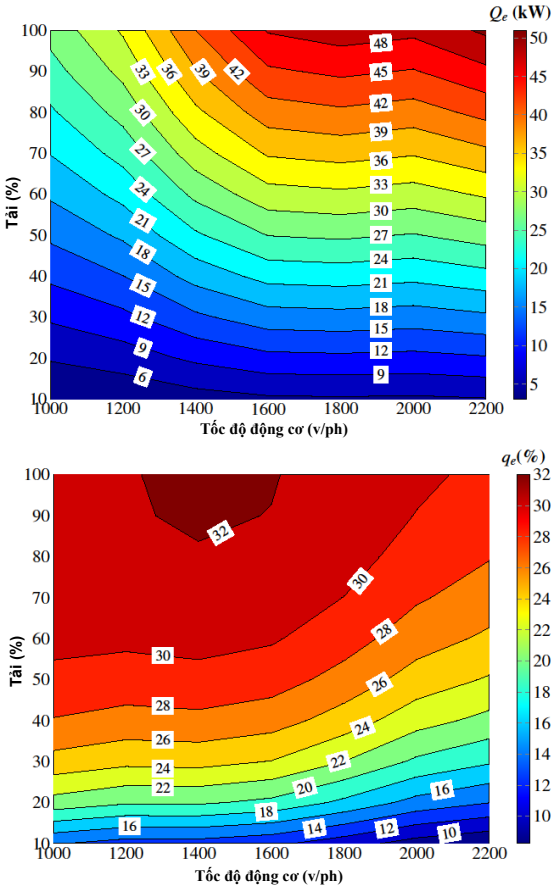
Trong nghiên cứu này, quá trình chuyển hóa năng lượng trong động cơ được phân chia thành các thành phần gồm lượng nhiệt chuyển đổi thành công có ích (Q_e), tổng năng lượng nhiệt truyền qua thành vách (Q_{lm}), năng lượng nhiệt do khí thải mang đi (Q_{th}) và tổng năng lượng mất mát cho các tổn hao khác trong động cơ (Q_{cl}) theo phương trình sau:

$$Q_0 = Q_e + Q_{lm} + Q_{th} + Q_{cl} \quad (12)$$

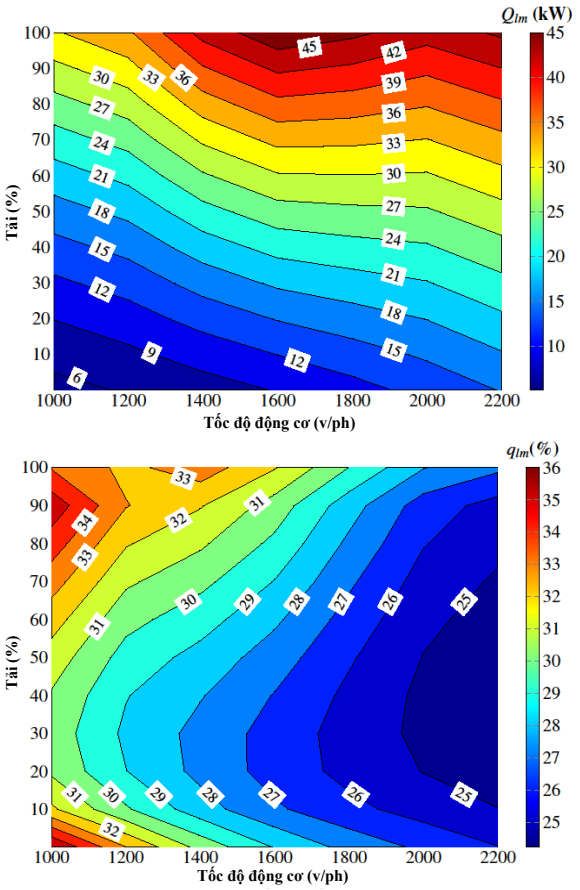
Với $Q_0 = Q_H . G_{nl}$ trong đó G_{nl} là lượng nhiên liệu tiêu thụ (kg/s); Q_H là nhiệt trị thấp của nhiên liệu. Lượng và tỷ lệ phân bố các thành phần nhiệt theo chế độ làm việc của ĐCĐT sẽ được trình bầy cụ thể như các nội dung dưới đây.

3.1. Năng lượng nhiệt chuyển đổi thành công có ích

Lượng và tỷ lệ năng lượng nhiệt chuyển đổi thành công có ích của ĐCĐT được thể hiện trên hình 4. Kết quả cho thấy khi tăng từ tải nhỏ đến toàn tải, lượng và tỷ lệ năng lượng nhiệt chuyển đổi thành công có ích tăng dần và đạt giá trị lớn nhất tại toàn tải. Tỷ lệ năng lượng nhiệt chuyển thành công có ích q_e (%) đạt giá trị lớn nhất tại toàn tải (29,5 ÷ 32%). Tại mỗi vị trí tải, khi tốc độ động cơ tăng q_e có xu hướng giảm dần. Tuy nhiên, do chế độ làm việc của động cơ trong điều kiện vận hành thực tế thường ở chế độ tải nhỏ và trung bình. Kết quả là hiệu suất có ích chỉ đạt khoảng 12 ÷ 27% khi tải thay đổi từ 10 đến 50%.



Hình 4. Lượng và tỷ lệ năng lượng nhiệt chuyển thành công có ích



Hình 5. Lượng và tỷ lệ năng lượng nhiệt truyền qua thành vách

3.2. Năng lượng nhiệt truyền qua thành vách

Phần lớn lượng nhiệt truyền qua thành vách sẽ truyền cho môi chất làm mát, thông qua bộ phận tản nhiệt (quạt, két) trong hệ thống lượng nhiệt này được phân tán ra môi trường xung quanh. Lượng nhiệt này phụ thuộc rất nhiều vào các điều kiện hoạt động của ĐCĐT. Với động cơ D243, dầu bôi trơn được làm mát bằng nước, do đó lượng nhiệt mang đi bởi nước làm mát chiếm khoảng 96% tổng lượng nhiệt truyền qua thành vách ĐCĐT, phần còn lại do quá trình đối lưu tự nhiên và truyền nhiệt bức xạ [12]. Hình 5 cho thấy tỷ lệ tổn thất năng lượng qua thành vách ở các điều kiện vận hành khác nhau của ĐCĐT. Tỷ lệ này là hơn 50% khi ĐCĐT hoạt động ở điều kiện tải nhỏ và khoảng gần 30% với điều kiện ở tải và tốc độ cao.

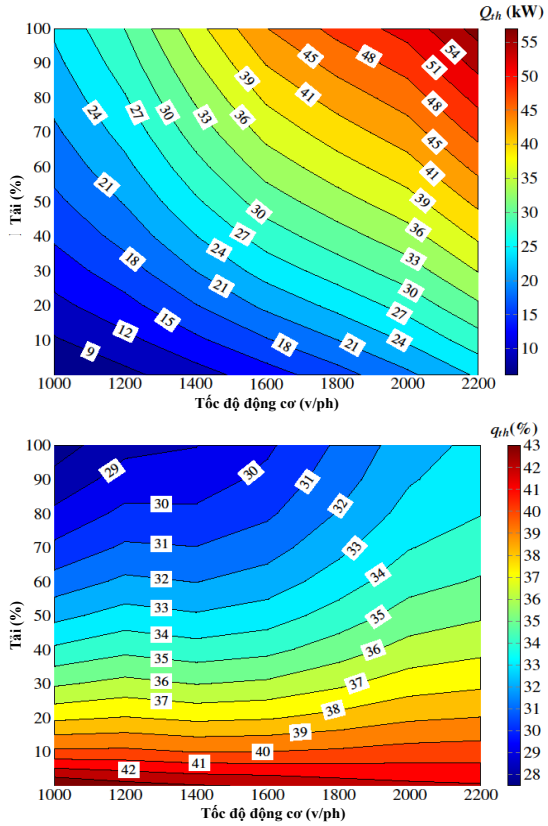
Mất mát nhiệt cho hệ thống làm mát cao dẫn đến hiệu suất có ích thấp. Nguyên nhân chính của vấn đề này đó là do trong quá trình tính toán thiết kế hệ thống làm mát truyền thống các chi tiết trong hệ thống được tính toán trong điều kiện mất nhiệt tối đa. Trong khi đó, tốc độ dòng nước làm mát tỷ lệ thuận với tốc độ của bơm nước dẫn đến làm tăng mất mát nhiệt ở các chế độ tải bộ phận [12]. Làm mát quá mức sẽ làm giảm hiệu suất nhiệt đồng thời lưu lượng nước tăng lên cũng làm tăng công tổn hao dẫn động bơm nước.

3.3. Năng lượng nhiệt do khí thải mang đi

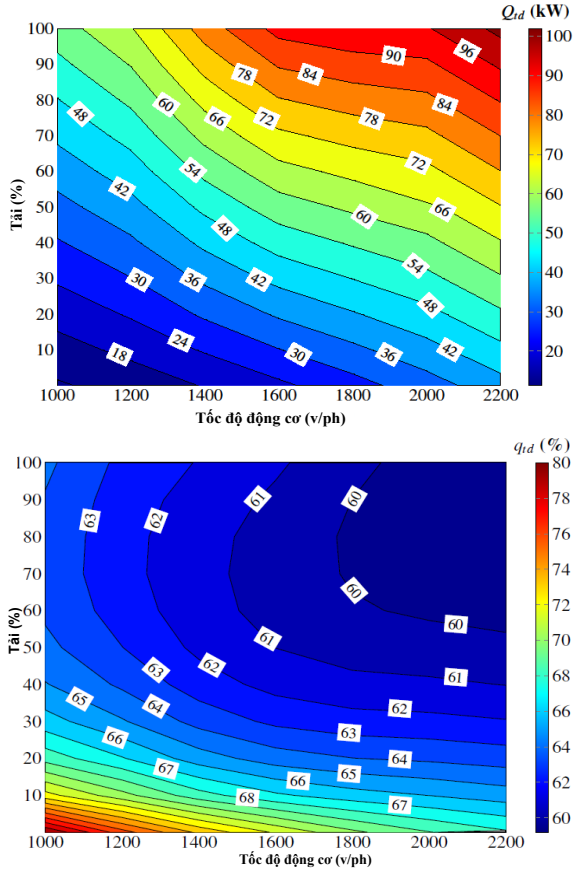
Năng lượng do khí thải mang đi chi phối phần lớn tổn thất năng lượng của động cơ diesel. Sự phân bố năng lượng khí thải được thể hiện trên Hình 6. Có thể nhận thấy lượng và tỷ lệ năng lượng tăng theo tốc độ và tải trọng ĐCĐT. Tỷ lệ phần trăm năng lượng dao động từ 28% đến 44%, tương đương hoặc lớn hơn hiệu suất có ích của ĐCĐT ở cùng chế độ. Nhiệt độ và tốc độ lưu động của dòng khí thải cao ở vùng tốc độ cao của ĐCĐT sẽ làm tăng tỷ lệ năng lượng nhiệt mang đi bởi khí thải. Tuy nhiên, phần trăm năng lượng nhiệt này có xu hướng giảm dần khi tải trọng ĐCĐT tăng dần.

3.4. Tổng năng lượng nhiệt truyền cho thành vách và nhiệt khí thải mang đi

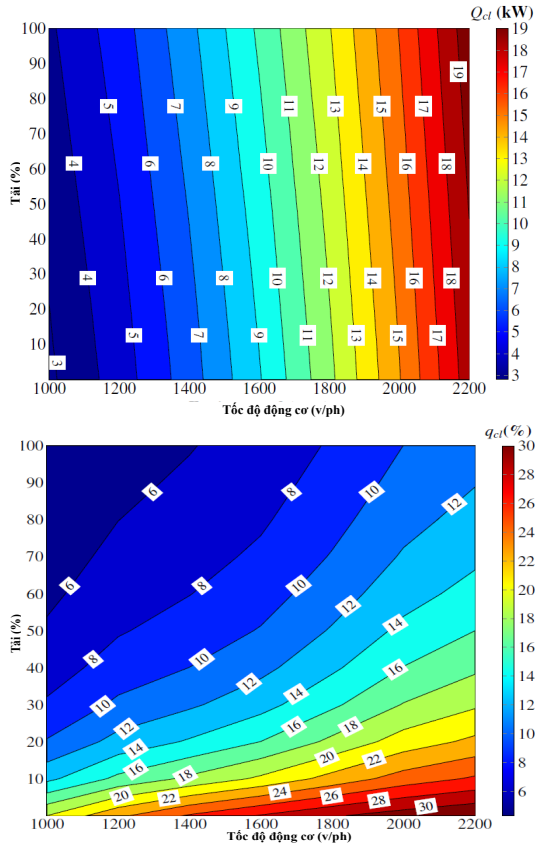
Hình 7 thể hiện tổng năng lượng truyền cho thành vách và nhiệt khí thải mang đi, đây là phần năng lượng mà chúng ta có thể tận dụng nhằm tăng hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT. Kết quả cho thấy, khi tăng từ không tải đến toàn tải, Tổng lượng nhiệt Q_{td} (kW) tăng dần và đạt giá trị lớn nhất tại toàn tải. Tỷ lệ phần trăm q_{td} (%) thay đổi chủ yếu trong khoảng 60 ÷ 65% và có xu hướng giảm dần khi tải, tốc độ động cơ tăng dần.



Hình 6. Lượng nhiệt do khí thải mang đi theo từng chế độ tải



Hình 7. Tổng năng lượng nhiệt truyền cho thành vách và nhiệt khí thải mang đi



Hình 8. Tổng năng lượng mất mát do các tổn hao khác của ĐCĐT

3.5. Tổng năng lượng mất mát do các tổn hao khác của động cơ

Toàn bộ năng lượng nhiệt do đốt cháy nhiên liệu trong ĐCĐT được chia thành: nhiệt chuyển thành công có ích, nhiệt truyền cho nước làm mát, nhiệt do khí thải mang đi và các tổn thất nhiệt khác (phần lớn là do tổn hao cơ giới, ngoài ra là tổn thất do đường nạp, thải, do bức xạ nhiệt, do nhiên liệu không cháy hết, …). Kết quả mô phỏng phần nhiệt này được thể hiện trong Hình 8, Tỷ lệ lượng nhiệt này q_{cl} (%) thay đổi trong phạm vi khá rộng từ 5 ÷ 35%, có xu hướng tỷ lệ thuận với tốc độ và tỷ lệ nghịch với tải động cơ.

4. Kết luận

Bài báo đã xây dựng thành công mô hình mô phỏng động cơ D243 trên phần mềm AVL Boost. Kết quả nghiên cứu cho thấy:

- Năng lượng chuyển đổi thành công có ích tối đa chỉ chiếm khoảng 1/3 tổng năng lượng do đốt cháy nhiên liệu. Trung bình ở tất cả các chế độ làm việc hiệu suất có ích của động cơ chỉ đạt khoảng 25,8%, đạt giá trị lớn nhất là 32,16% ở tốc độ 1400 v/ph, 100% tải.
- Tổng năng lượng truyền cho nước làm mát và nhiệt khí thải dao động từ 11 kW đến 103 kW và luôn chiếm tỷ lệ lớn trong toàn miền làm việc của động cơ (chiếm tới 60% đến 80% tổng năng lượng do đốt cháy nhiên liệu). Như vậy có thể

thấy tiềm năng rất lớn trong việc tận dụng nguồn năng lượng này nhằm nâng cao hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT.

Các kết quả trong nghiên cứu này sẽ là tiền đề để nhóm thực hiện các nghiên cứu nhằm nâng cao các tính năng kinh tế, kỹ thuật của động cơ như tối ưu hóa quá trình làm việc của hệ thống làm mát, bôi trơn cũng như nghiên cứu thiết kế, chế tạo các hệ thống tận dụng nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng nhiệt của ĐCĐT.

Tài liệu tham khảo

[1]. Johnson TV, Review of vehicular emissions trends, SAE Int J Engines 2015;8:1152–67. https://doi.org/10.4271/2015-01-0993

[2]. Novelli V, Geatti P, Ceccon L, Toscani L, Low environmental impact of alternatively supplied cars. Results of an investigation carried out in the north-east of Italy, Environ Eng Manage J (EEMJ) 2017;16.

[3]. H.chen, C.Ma, An analysis of energy flow in a turbocharged diesel engine of a heavy truck and potentials of improving fuel economy and reducing exhaust emissions, Energy conversion and Management 184 (2019) 456-565. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.01.053

[4]. Kim TY, Negash AA, Cho G, Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules, Energy Convers Manage, vol.124, pp. 280–286. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.013.

[5]. Kim TY, Lee S, Lee J. Fabrication of thermoelectric modules and heat transfer analysis on internal plate fin structures of a thermoelectric generator. Energy Convers Manage, vol. 124 (2016), pp. 470–479. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.040.

[6]. Kim TY, Assmelash a. Nagash and Gyubaek Cho. Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules. Energy Conversion and Management 124 (2016), pp 280-286. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.013.

[7]. Cipollone R, Battista DD, Gualtieri A. A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures, Energy Convers Manage, vol. 75 (2013), pp. 581–592. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.010.

[8]. Castiglione T, Bova S, Belli M. A model predictive controller for the cooling system of internal combustion engines, Energy Procedia, vol. 101 (2016), pp. 582 –589. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.074.

[9]. Chanfreau M, Gessier B, Farkh A, Geels PY. The need for an electrical water valve in a Thermal management intelligent system (THEMIS™), SAE International, Vol. 112 (2003), pp. 243-252, https://www.jstor.org/stable/44745394

[10]. AVL-List GmbH (2009), BOOST v.2009 Users Guide & Theory, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria.

[11]. M. Hatami et al, Numerical study of finned type heat exchangers for ICEs exhaust waste heat recovery, case studies in Thermal engineering, vol. 4(2014) pp. 53-64. http://doi.org/10.1016/j.csite.2014.07.002.

[12]. Jung D, Yong J, Choi H, Song H, Min K. Analysis of engine temperature and energy flow in diesel engine using engine thermal management, Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 27 (2013), pp. :583–592. http://doi.org/10.1007/s12206-012-1235-4.