

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH MA SÁT CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL SỬ DỤNG LŨNG NHIÊN LIỆU DIESEL-ETHANOL

THE STUDY OF THE CONSTRUCTION FRICTION MODEL OF DIESEL ENGINES USING DUAL FUEL DIESEL-ETHANOL

Nguyễn Thành Bắc^{1,*}, Trần Anh Trung²

TÓM TẮT

Kỹ thuật sử dụng mô hình mô phỏng động cơ đốt trong để đánh giá đặc tính động cơ đã và đang được rất nhiều nhà khoa học quan tâm. Sử dụng mô hình này, chúng ta có thể dự đoán chính xác và hợp lý về cơ chế tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ. Đồng thời kết hợp với tốc độ biến thiên thể tích buồng cháy có thể xác định được công suất chỉ thị của động cơ. Tuy nhiên, để xác định được công suất có ích của động cơ, chúng ta phải xác định được tổn thất cơ khí mà phần lớn là tổn thất ma sát của động cơ. Theo các nghiên cứu trước đây cho biết tổn thất áp suất trung bình do sát là một hàm phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ, tải của động cơ và áp suất xy lanh. Vì vậy nhóm tác giả nghiên cứu xây dựng mô hình ma sát của động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol. Kết quả cho thấy rằng, mô hình dự đoán chính xác tổn thất ma sát tại các chế độ thực nghiệm và kiểm tra của động cơ thông qua việc đánh giá công suất và mô men động cơ.

Từ khóa: Tổn thất cơ khí, tổn thất áp suất do ma sát, tổn thất ma sát, mô hình ma sát.

ABSTRACT

Techniques use simulation internal combustion engine model to determine engine performance have been greatly researchers interested in. Using this model, we can predict with reasonable accuracy the heat release rate inside the engine cylinder. Also in conjunction with the volume change rate of the combustion chamber, we can then estimate the indicated power output of the engine. However, in order to obtain the brake engine power output we must have an indication for the mechanical losses, a great part of which are friction losses. According to previous studies that the the frictional mean effective pressure as a function mainly of engine speed, load and cylinder pressure. So the authors study friction modeling of diesel engines using dual fuel diesel-ethanol. The results show that the model accurately predicts the friction loss at the experimental and test regimes of the engine by evaluating the power and torque of the engine.

Key words: Mechanical losses, frictional mean effective pressure, frictional losses, friction model.

¹Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

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

*Email: ntbac.hau.hust@gmail.com

Ngày nhận bài: 15/01/2018

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 03/04/2018

Ngày chấp nhận đăng: 25/04/2018

KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
A_{hp}	m^2	Diện tích đỉnh piston
B	m	Đường kính xy lanh
C_1	-	Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào hình dạng xéc măng
C_2	-	Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào sự tăng thêm ma sát của xéc măng khí đầu tiên do thiếu dầu bôi trơn
C_3	-	Hệ số thực nghiệm tính đến ảnh hưởng của sự thay đổi của chiều dày màng dầu do sự nghiêng của piston
C_4	-	Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào cam hoặc bề mặt dẫn động
C_5	-	Hệ số thực nghiệm
C_6	-	Hệ số thực nghiệm
$d\omega/dt$	rad/s^2	Gia tốc góc của trục khuỷu
h	m	Chiều dày của màng dầu bôi trơn
I_e	$kg.m^2$	Mô men quán tính của động cơ
L	m	Chiều dài thanh truyền
L_{ps}	m	Chiều dài đuôi piston
μ	kg/ms	Độ nhớt động học của dầu bôi trơn động cơ
n_c	-	Số xy lanh
n_{cr}	-	Số lượng xéc măng khí
n_e	vg/s	Tốc độ động cơ
n_{or}	-	Số lượng xéc măng khí
n_R	-	Số vòng quay hoàn thành một chu kỳ công tác của động cơ
n_{vpc}	-	Số xupáp của một xy lanh
N_{vpl}	N	Lực đàn hồi của lò xo xupáp

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
p	N/m^2	Áp suất xy lanh
P	W	Công suất động cơ
P_b	W	Công suất có ích của động cơ
p_e	N/m^2	Áp suất đàn hồi tác dụng lên xéc măng
P_{ind}	W	Công suất chỉ thị của động cơ
θ	rad	Góc quay trục khuỷu
r	m	Bán kính quay trục khuỷu
R_1	-	Tham số không thứ nguyên
r_{jb}	mm	Bán kính cổ trục khuỷu
S_p	m/s	Tốc độ trung bình của piston
T_{aub}	N.m	Tổn thất mô men ma sát do tải và phụ tải truyền lên các cổ trục
T_b	N.m	Mô men có ích của động cơ
T_{b_exp}	N.m	Mô men động cơ thực nghiệm
T_{b_model}	N.m	Mô men động cơ trên mô hình
T_{fr}	N.m	Tổng tổn thất mô men do ma sát của động cơ
$T_{fr_1_cyl}$	N.m	Tổng tổn thất mô men do ma sát của một xy lanh
T_{ind}	N.m	Mô men chỉ thị của động cơ
T_{lb}	N.m	Tổn thất mô men ma sát do tải tác dụng lên các ổ đỡ
T_{load}	N.m	Mô men tải của động cơ
T_{ps}	N.m	Mô men ma sát của đuôi piston
T_{rml}	N.m	Mô men ma sát hỗn hợp của dầu bôi trơn xéc măng
T_{rvi}	N.m	Mô men ma sát do độ nhớt của dầu bôi trơn
T_{val}	N.m	Tổn thất mô men ma sát do dẫn động xupáp
ω	rad/s	Tốc độ góc của động cơ
w_{cr}	m	Chiều cao của xéc măng khí
w_{or}	m	Chiều cao của xéc măng dầu

CHỮ VIẾT TẮT

APA 100	Bảng thử động lực học cao
AVL 553	thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát
AVL 733S	Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu
AVL 735S	Thiết bị điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu
CNG	Khí thiên nhiên (Compressed Natural Gas)

D4BB	Động cơ diesel 4 kỳ 4 xy lanh
DME	Dimethyl Ether
ECU	Bộ điều khiển điện tử
IDI	Buồng cháy ngăn cách (Indirect Injection)
LPG	Khí hóa lỏng (Liquefied Petroleum Gas)
QC33C	Cảm biến áp suất xy lanh

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cho đến nay một số nhiên liệu tiềm năng và có khả năng thay thế cho nhiên liệu truyền thống của động cơ đốt trong đã được tìm ra như biogas, dầu thực vật, cồn, khí thiên nhiên CNG, khí hóa lỏng LPG, DME và hydro.

Trong đó cồn êtylic thường được gọi ethanol là nhiên liệu sinh học có thể sử dụng thay thế cho nhiên liệu của động cơ diesel [5]. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu xây dựng mô hình ma sát của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào xây dựng mô hình ma sát của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol có đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên.

Trong khuôn khổ bài báo này, nhóm tác giả trình bày phương pháp xây dựng mô hình ma sát của động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol, đây là một mô hình phức tạp ảnh hưởng nhiều đến độ chính xác của mô hình động cơ. Từ mô hình ma sát này đưa vào mô hình động cơ giúp xác định chính xác công suất và mô men động cơ diesel sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol.

2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU VÀ CHẾ ĐỘ THỰC NGHIỆM

Nghiên cứu sử dụng hai loại nhiên liệu là diesel và ethanol với một số tính chất cơ bản được trình bày trong bảng 1.

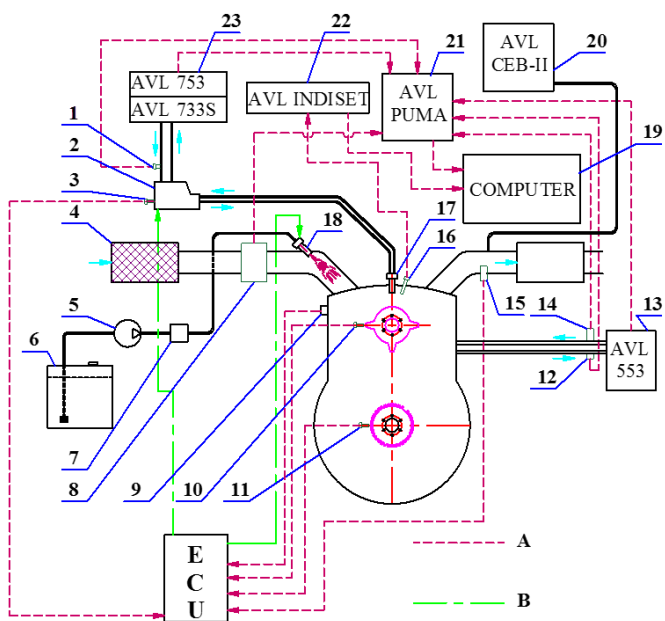
Động cơ thử nghiệm được lựa chọn là loại động cơ diesel D4BB 4 xy lanh, 4 kỳ, buồng cháy phân chia IDI (Indirect Injection), sử dụng bơm phân phối lắp trên xe tải 1,25 tấn của hãng Hyundai, các thông số cơ bản của động cơ được trình bày trong bảng 2. Động cơ được đặt trên băng thử động lực học cao APA 100 thuộc Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Đi kèm là các thiết bị đo kiểm bao gồm: thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu kiểu khối lượng AVL 733S và 735S; cảm biến áp suất xy lanh QC33C và thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin có chức năng đo diễn biến áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu; thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát AVL 553; vòi phun ethanol được điều khiển bởi ECU MotoHawk ECM-0565-128-0702-C [10] của hãng Woodward, đặc tính mối quan hệ giữa thời gian phun và lượng phun được xây dựng trước khi lắp lên động cơ. Các thông số đầu vào của ECU, hệ thống cung cấp và vị trí lắp vòi phun ethanol được giới thiệu trên hình 1.

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của nhiên liệu diesel và ethanol [9]

Thông số	Diesel	Ethanol
Khối lượng riêng ở 20°C (kg/m ³)	856	785
Hệ số không khí lý thuyết (kg _{kk} /kg _n)	14,7	8,96
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	41,66	26,8
Nhiệt hóa hơi (kJ/kg)	270	840
Nhiệt độ tự cháy (K)	500	665
Trị số xê tan	45 ÷ 50	5 ÷ 8

Bảng 2. Những thông số cơ bản của động cơ D4BB

Thông số	Giá trị
Kiểu động cơ	Động cơ diesel 4 kỳ, 4 xy lanh thẳng hàng, 8 xupáp, buồng cháy ngăn cách.
Đường kính/hành trình D/S (mm)	91.1/100
Dung tích xy lanh (cm ³)	2607
Công suất lớn nhất (kW - vg/ph)	59 - 4000
Mô men lớn nhất (N.m - vg/ph)	165 - 2200
Tỷ số nén ε	22



Hình 1. Sơ đồ bố trí thiết bị thực nghiệm

1- Cảm biến nhiệt độ nhiên liệu diesel; 2- Bơm cao áp; 3- Cảm biến vị trí ga; 4- Lọc không khí; 5- Bơm ethanol; 6- Thùng chứa ethanol; 7- Lọc ethanol; 8- Cảm biến lưu lượng không khí; 9- Cảm biến kích nổ; 10- Cảm biến trục cam; 11- Cảm biến tốc độ động cơ; 12- Cảm biến nhiệt độ dung dịch làm mát ra khỏi động cơ; 13- Thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ dung dịch làm mát động cơ; 14- Cảm biến nhiệt độ dung dịch làm mát vào động cơ; 15- Cảm biến λ; 16- Cảm biến áp suất xy lanh; 17- Vòi phun diesel; 18- Vòi phun ethanol; 19- Máy tính; 20- Thiết bị phân tích khí xả; 21- Thiết bị xử lý trung tâm; 22- Thiết bị đo áp suất xy lanh; 23- Thiết bị cung cấp, đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu; A- Tín hiệu vào; B- Tín hiệu ra; ECU- Bộ điều khiển điện tử.

Chế độ thực nghiệm:

Thứ nhất: tải của động cơ được lựa chọn ở 100%, 75% và 50% của giá trị mô men lớn nhất khi thực nghiệm động

cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc, cụ thể là 165, 121 và 81(Nm) trong hai trường hợp: tốc độ động cơ được cố định tại vùng mô men lớn nhất 2000 vg/ph và tốc độ động cơ thay đổi từ 1000 ÷ 3500 vg/ph với bước nhảy 500 vg/ph.

Thứ hai: thời điểm bắt đầu phun ethanol của từng vòi phun được điều khiển độc lập tại vị trí cuối nén đầu cháy của mỗi xy lanh và phun lên xupáp nạp nhằm tận dụng nhiệt của xupáp giúp ethanol bay hơi tốt hơn.

Thứ ba: lượng ethanol thay thế được điều khiển tăng lên bao nhiêu thì lượng diesel được điều khiển giảm đi tương ứng và ngược lại bằng cách điều khiển ga để đảm bảo cố định mô men lần lượt ở 100%, 75% và 50%. Đồng thời lượng ethanol thay thế lớn nhất được giới hạn tại hệ số λ lớn hơn hoặc bằng 1,2 và hiện tượng kích nổ xác định từ cảm biến kích nổ gắn trên động cơ. Góc phun sớm diesel bằng 15 (độ) trước điểm chết trên.

Thứ tư: Giá trị mô men và công suất động cơ được đo bằng băng thử tính năng động lực cao AVL APA 100.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MA SÁT

3.1. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình ma sát

Xây dựng mô hình ma sát là cơ sở để xác định tổn thất ma sát của động cơ đốt trong nói chung trong đó có động cơ diesel. Tổn thất ma sát theo góc quay trục khuỷu bao gồm hai nhóm sau:

- Nhóm ma sát do piston chuyển động bao gồm ba loại sau: ma sát do độ nhớt của dầu bôi trơn xéc măng, ma sát hỗn hợp của dầu bôi trơn xéc măng; ma sát của vảy piston.

- Nhóm ma sát do chuyển động của các trục gồm ba loại sau: ma sát của các xupáp, ma sát do tải và phụ tải truyền lên các cổ trục, ma sát do tải tác dụng lên các ổ đỡ.

Mô men ma sát do độ nhớt của dầu bôi trơn được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{m1} = c_1 \sqrt{\mu |S_p| w_{or} (p + p_e)} \cdot (n_{or} + 0,4n_{cr}) \cdot B \cdot r \cdot |R_1| \quad (N.m) \quad (1)$$

Trong đó: c₁ - Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào hình dạng xéc măng; μ - Độ nhớt động học của dầu bôi trơn động cơ (kg/ms); S_p - Tốc độ trung bình của piston (m/s); w_{or} - Chiều cao của xéc măng dầu (m); p - Áp suất xy lanh (N/m²); p_e - Áp suất đàn hồi tác dụng lên xéc măng (N/m²); n_{or} - Số lượng xéc măng dầu; n_{cr} - Số lượng xéc măng khí; B - Đường kính xy lanh (m); r - Bán kính quay trục khuỷu (m); R₁ - Tham số không thứ nguyên, được xác định theo biểu thức (2):

$$R_1 = \left[1 + \frac{\left(\frac{r}{L}\right) \cos \theta}{\left\{ 1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2 \theta \right\}^{1/2}} \right] \quad (2)$$

Trong đó: θ - Góc quay trục khuỷu (rad); L - Chiều dài thanh truyền (m).

Khi piston ở vị trí điểm chết trên ở kỳ cháy, màng dầu giữa piston và lót xy lanh bắt đầu bị phá vỡ do nhiệt độ và

áp suất tăng lên. Do đó, ma sát là khá lớn trở thành ma sát hỗn hợp.

Mô men ma sát hỗn hợp của dầu bôi trơn xéc măng được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{rml} = c_2 \pi B n_{cr} w_{cr} (p + p_e) (1 - |\sin \theta|) r |R_1| \quad (\text{N.m}) \quad (3)$$

Trong đó: c_2 - Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào sự tăng thêm ma sát của xéc măng khí đầu tiên do thiếu dầu bôi trơn; w_{cr} - Chiều cao của xéc măng khí (m);

Mô men ma sát của đuôi piston được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{ps} = c_3 \mu \frac{(r \omega R_1)}{h} B L_{ps} r |R_1| \quad (\text{N.m}) \quad (4)$$

Trong đó: c_3 - Hệ số thực nghiệm tính đến ảnh hưởng của sự thay đổi của chiều dày màng dầu do sự nghiêng của piston; ω - Tốc độ góc của động cơ (rad/s); h - Chiều dày của màng dầu bôi trơn (m); L_{ps} - Chiều dài đuôi piston (m).

Tổn thất mô men ma sát do dẫn động xupáp được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{val} = c_4 n_{vpc} N_{vsl} r |R_1| \omega^{-0.5} \quad (\text{N.m}) \quad (5)$$

Trong đó: c_4 - Hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào cam hoặc bề mặt dẫn động; n_{vpc} - Số xupáp của một xy lanh; N_{vpl} - Lực đàn hồi của lò xo xupáp (N).

Tổn thất mô men ma sát do tải và phụ tải truyền lên các cổ trục được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{aub} = c_5 \mu \omega \quad (\text{N.m}) \quad (6)$$

Trong đó: c_5 - Hệ số thực nghiệm.

Tổn thất mô men ma sát do tải tác dụng lên các ổ đỡ được xác định theo các nghiên cứu [2-4]:

$$T_{lb} = c_6 \frac{\pi B^2}{4} r_{jb} p |\cos \theta| \omega^{-0.5} \quad (\text{N.m}) \quad (7)$$

Trong đó: c_6 - Hệ số thực nghiệm; r_{jb} - Bán kính cổ trục khuỷu (mm).

Từ đó, tổng tổn thất mô men do ma sát của một xy lanh có thể được xác định như sau:

$$T_{fr,1_cyl} = T_{rml} + T_{ps} + T_{val} + T_{aub} + T_{lb} \quad (\text{N.m}) \quad (8)$$

Tổng tổn thất mô men do ma sát của động cơ được xác định bằng biểu thức sau:

$$T_{fr} = n_c T_{fr,1_cyl} \quad (\text{N.m}) \quad (9)$$

Trong đó: n_c - Số xy lanh.

Tổn thất mô men do ma sát trung bình của động cơ được xác định theo biểu thức sau:

$$\overline{T_{fr}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} T_{fr} d\theta \quad (\text{N.m}) \quad (10)$$

Theo các nghiên cứu [6, 7], khi động cơ diesel làm việc ở chế độ chuyển tiếp thì tốc độ và tiêu hao nhiên liệu thay đổi liên tục theo góc quay trục khuỷu. Mô men ma sát cần được xác định nhằm xây dựng mô hình dự đoán chính xác tốc độ tức thời của động cơ từ phương trình cân bằng mô men của trục khuỷu (11).

$$I_e \frac{d\omega}{dt} = T_{ind} - T_{load} - T_{fr} \quad (11)$$

$$\Rightarrow n_e = \left(\int \frac{d\omega}{dt} \right) \cdot \frac{30}{\pi} = \left(\int \frac{T_{ind} - T_{load} - T_{fr}}{I_e} \right) \cdot \frac{30}{\pi} \quad (\text{vg/ph})$$

Trong đó: I_e - Mô men quán tính của động cơ (kg.m²); $d\omega/dt$ - Gia tốc góc của trục khuỷu (rad/s²); T_{ind} - Mô men chỉ thị của động cơ (N.m); T_{load} - Mô men tải của động cơ (N.m);

3.2. Cơ sở lý thuyết tính toán mô men và công suất động cơ

Mô men chỉ thị của động cơ T_{ind} được xác định theo nghiên cứu [8], cụ thể là:

$$T_{ind} = (p - p_a) A_{hp} r \left[\sin \theta + \frac{\left(\frac{r}{L} \right) \cdot \sin(2\theta)}{2 \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \cdot \sin^2 \theta}} \right] \quad (\text{N.m}) \quad (12)$$

Trong đó: A_{hp} - Diện tích đỉnh piston (m²).

Mặt khác mô men chỉ thị được xác định bằng biểu thức sau:

$$T_{ind} = T_b + T_{fr} \quad (\text{N.m}) \quad (13)$$

Trong đó: T_b - Mô men có ích của động cơ (N.m).

Công suất chỉ thị của động cơ P_{ind} được xác định như sau:

$$P_{ind} = 2\pi n_e T_{ind} \quad (\text{W}) \quad (14)$$

Trong đó: n_e - Tốc độ động cơ (vg/s);

Công suất có ích của động cơ được xác định bằng biểu thức sau:

$$P_b = 2\pi n_e T_b \quad (\text{W}) \quad (15)$$

4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

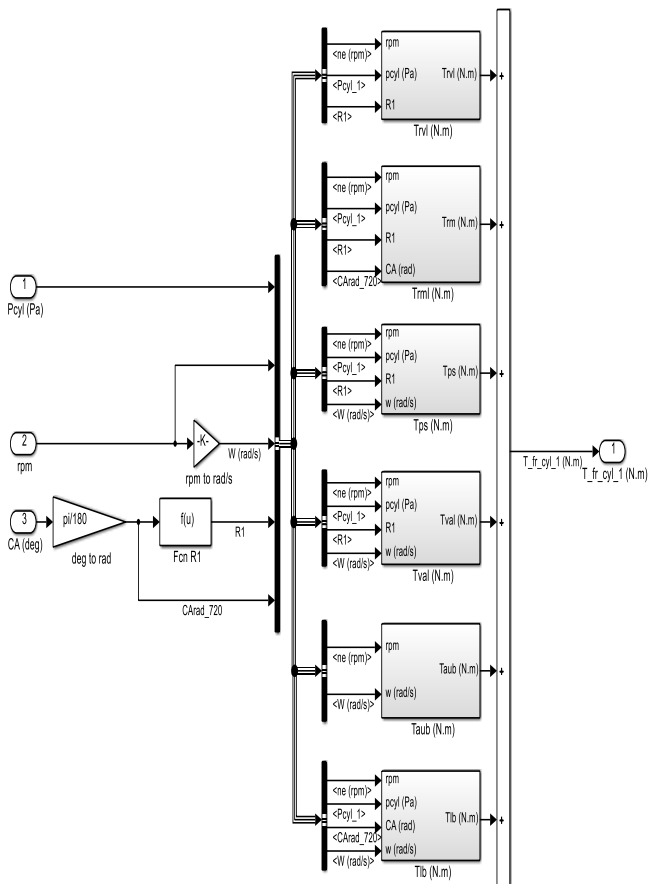
Trên cơ sở lý thuyết trên, nhóm tác giả đã xây dựng được mô hình ma sát của động cơ diesel D4BB khi sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol bằng phần mềm Matlab simulink, cụ thể được thể hiện trên hình 2.

Sau khi xây dựng được mô hình ma sát, nhóm tác giả tiến hành xây dựng mô hình cháy [1], từ đó xây dựng mô hình động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol.

Để đánh giá độ tin cậy của mô hình ma sát, nhóm tác giả tiến hành so sánh mô men, công suất động cơ từ mô hình mô phỏng với mô men, công suất động cơ đo từ thực nghiệm.

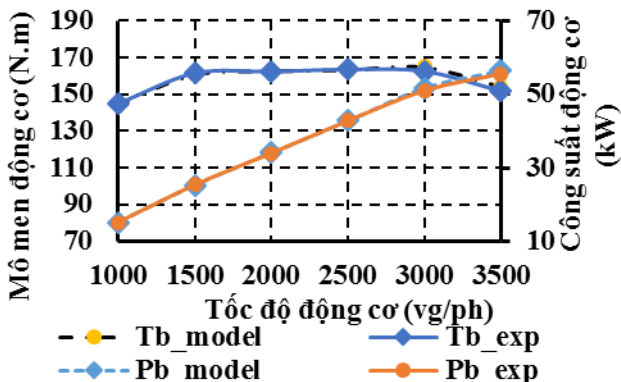
Kết quả đặc tính mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm theo tốc độ động cơ thay đổi trong khoảng từ 1000 vg/ph đến 3500 vg/ph với bước nhảy 500 vg/ph tại chế độ tải 100% trong trường hợp động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc không phun ethanol được thể hiện trên hình 3.

Kết quả đặc tính mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm tại tốc độ động cơ bằng 2000 (vg/ph) tại các chế độ tải 50%, 75%, 100% với các tỷ lệ ethanol thay thế khác nhau từ 0 ÷ 60,09% được thể hiện cụ thể lần lượt trên các hình 4 và 5.



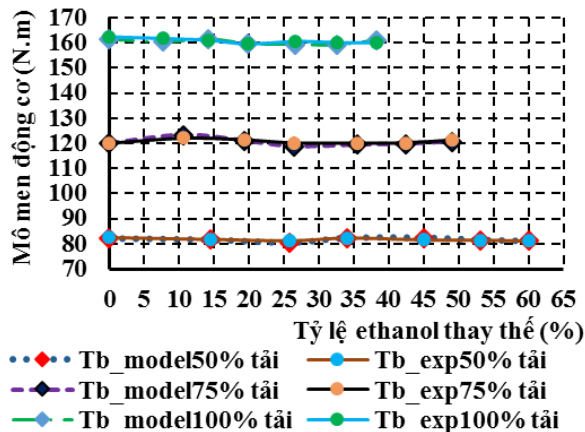
Hình 2. Mô hình ma sát

Trvl- Mô men ma sát do độ nhớt của dầu bôi trơn (N.m); Trm- Mô men ma sát hỗn hợp của dầu bôi trơn xéc măng (N.m); Tps- Mô men ma sát của đuôi piston (N.m); Tval- Mô men ma sát do dẫn động xupáp (N.m); Taub- Mô men ma sát do tải và phụ tải truyền lên các cổ trục (N.m); Tlb- Mô men ma sát do tải tác dụng lên các ổ đỡ (N.m); rpm to rad/s- Khối qui đổi tốc độ từ vg/ph sang rad/s; Fcn R1- Hàm tính tham số không thứ nguyên R₁; deg to rad- Khối qui đổi đơn vị góc quay từ độ sang rad; T_fr_cyl_1- Mô men ma sát của xy lạnh số 1. Các xy lạnh còn lại làm tương tự.



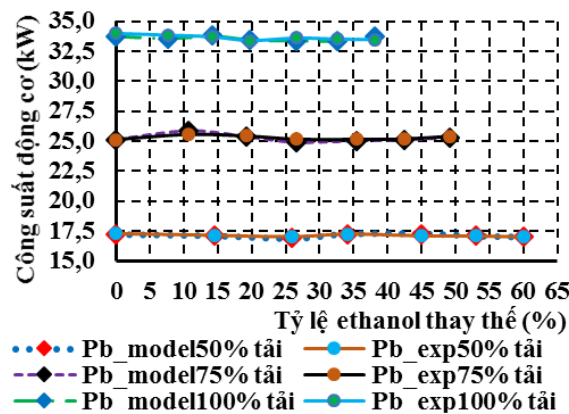
Hình 3. Đặc tính ngoài của động cơ giữa mô hình và thực nghiệm theo tốc độ động cơ

Tb_model- Mô men động cơ trên mô hình; Tb_exp- Mô men động cơ thực nghiệm; Pb_model- Mô men động cơ trên mô hình; Pb_exp- Mô men động cơ thực nghiệm.



Hình 4. Mô men động cơ của mô hình và thực nghiệm tại các chế độ tải 50%, 75% và 100%

Tb_xyz_xy%- Mô men động cơ của mô hình hoặc thực nghiệm tại các chế độ tải khác nhau với qui ước xyz là model hoặc exp trong đó model là mô hình, exp là thực nghiệm, xy% là phần trăm tải.



Hình 5. Công suất động cơ của mô hình và thực nghiệm tại các chế độ tải 50%, 75% và 100%

Pb_xyz_xy%- Mô men động cơ của mô hình hoặc thực nghiệm tại các chế độ tải khác nhau với qui ước xyz là model hoặc exp trong đó model là mô hình, exp là thực nghiệm, xy% là phần trăm tải.

Từ kết quả trên cho thấy cần phải đánh giá sai số mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm. Sai số của mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm được xác định theo biểu thức (16) và (17), với qui ước nếu giá trị sai số mang dấu âm có nghĩa là mô men hay công suất động cơ trên mô hình nhỏ hơn thực nghiệm và ngược lại.

$$\text{Sai số } T_b = \frac{T_{b_model} - T_{b_exp}}{T_{b_exp}} (\%) \quad (16)$$

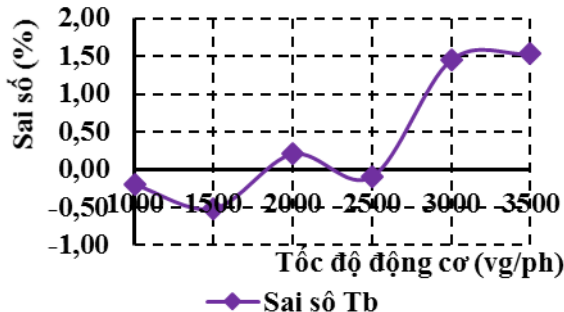
$$\text{Sai số } P_b = \frac{P_{b_model} - P_{b_exp}}{P_{b_exp}} (\%) \quad (17)$$

Trong đó:

T_{b_model}- Mô men động cơ trên mô hình (N.m);

T_{b_exp}- Mô men động cơ thực nghiệm (N.m).

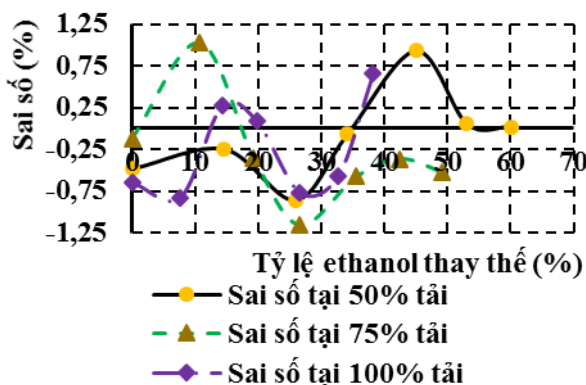
Kết quả sai số đặc tính mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm theo tốc độ động cơ thay đổi trong khoảng từ 1000 vg/ph đến 3500 vg/ph với bước nhảy 500 vg/ph tại chế độ tải 100%, trong trường hợp động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc không phun ethanol được thể hiện trên hình 6.



Hình 6. Sai số đặc tính mô men, công suất động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc giữa mô hình và thực nghiệm

Qua hình 6 cho thấy, sai số mô men và công suất động cơ nhỏ nhất bằng -0,09% tại tốc độ 2500 vg/ph, sai số mô men và công suất động cơ lớn nhất bằng 1,52% tại tốc độ 3500 vg/ph; Từ kết quả sai số này cho thấy sai số mô men và công suất động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc không phun ethanol giữa mô hình và thực nghiệm đều nhỏ hơn 1,53%.

Kết quả sai số đặc tính mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm ở tốc độ động cơ bằng 2000 (vg/ph) tại các chế độ tải 50%, 75%, 100% với các tỷ lệ ethanol thay thế khác nhau từ 0 ÷ 60,09% được thể hiện trên hình 7.



Hình 7. Sai số đặc tính mô men, công suất động cơ sử dụng nhiên liệu diesel-ethanol giữa mô hình và thực nghiệm tại các chế độ tải 50%, 75% và 100%

Qua hình 7 cho thấy, sai số mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm tại chế độ tải 50% đạt giá trị lớn nhất bằng 0,02% tương ứng với tỷ lệ ethanol thay thế bằng 60,09%, đạt giá trị lớn nhất bằng 0,93% tương ứng tỷ lệ ethanol thay thế bằng 44,98%.

Sai số mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm tại chế độ tải 75% đạt giá trị lớn nhất bằng -0,12% tương ứng với tỷ lệ ethanol thay thế bằng 0%, đạt giá trị lớn nhất bằng -1,16% tương ứng tỷ lệ ethanol thay thế bằng 26,51%.

Sai số mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm tại chế độ tải 100% đạt giá trị lớn nhất bằng 0,09% tương ứng với tỷ lệ ethanol thay thế bằng 19,77%, đạt giá trị lớn nhất bằng -0,83% tương ứng tỷ lệ ethanol thay thế bằng 7,68%.

Từ những phân tích trên cho thấy sai số mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm đều nhỏ hơn 1,17% ở tốc độ động cơ bằng 2000 (vg/ph) tại các chế độ tải 50%, 75%, 100% với các tỷ lệ ethanol thay thế khác nhau.

Vậy sai số đặc tính mô men, công suất động cơ giữa mô hình và thực nghiệm đều nhỏ hơn 1,53% trong các trường hợp động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nguyên bản và sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol. Sai số này có thể chấp nhận được khi nghiên cứu xây dựng mô hình động cơ. Do đó mô men và công suất động cơ của mô hình động cơ lượng nhiên liệu diesel-ethanol đảm bảo tin cậy.

5. KẾT LUẬN

Từ các kết quả nghiên cứu đã phân tích ở trên, cho thấy mô hình ma sát đã xây dựng đảm bảo chính xác, có thể sử dụng mô hình để xây dựng mô hình động cơ diesel D4BB khi sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Thành Bắc, Phạm Minh Tuấn và Trần Anh Trung, 2016. "Nghiên cứu xây dựng mô hình cháy động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol". Số đặc biệt tháng 9 - Tạp chí Cơ khí Việt Nam, tr. 27-32.
- [2]. D.T. Hountalas C.D. Rakopoulos, A.P. Koutroubousis and T.C. Zannis, 2002. "Application and evaluation of a detailed friction model on a DI diesel engine with extremely high peak combustion pressures". SAE TECHNICAL PAPER SERIES(SAE TECHNICAL PAPER SERIES).
- [3]. Constantine D. Rakopoulos và Evangelos G. Giakoumis, 2009. "Diesel engine transient operation principles of operation and simulation analysis". Springer-Verlag London Limited.
- [4]. C. D. Rakopoulos D. A. Kouremenos, D. T. Hountalas and T. K. Zannis, 2001. "Development of a detailed friction model to predict mechanical losses at elevated maximum combustion pressures". SAE TECHNICAL PAPER SERIES(SAE World Congress Detroit, Michigan).
- [5]. F. G. Kremer and A. Fachetti, 2000. "Alcohol as automotive Fuel – Brazilian Experience". Presented at CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, France.
- [6]. C.D. Rakopoulos and E.G. Giakoumis, 2009. "Diesel Engine Transient Operation". Springer-Verlag London Limited.
- [7]. Rezeki SF and Henein NA, 1984. "A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines". SAE Paper No. 840179.
- [8]. Yuh-Yih Wu et al., 2009. "New charging model imparting the valve timing for real-time simulation". Proceedings of ASME Internal Combustion Engine Division.
- [9]. Andrzej Kowalewicz, Zbigniew Pajczek, 2003. "Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel". Journal of KONES Internal Combustion Engines, vol.10, No1-2
- [10]. Woodward, 2015. "MotoHawk ECM-0565-128-0702-C". Woodward, ed.