

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRUYỀN NHIỆT CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL SỬ DỤNG LƯỢNG NHIÊN LIỆU DIESEL-ETHANOL

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

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

TÓM TẮT

Việc nghiên cứu phát triển và ứng dụng các loại nhiên liệu thay thế đang là xu hướng chung của nhiều nước trên thế giới nhằm làm giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch, đảm bảo an ninh năng lượng cũng như giảm tác động tới môi trường đặc biệt là khí gây hiệu ứng nhà kính. Trong đó, ethanol được xem là một trong các nhiên liệu tiềm năng sử dụng cho động cơ diesel. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu xây dựng mô hình truyền nhiệt của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu như diesel-LPG, diesel-CNG. Tuy nhiên chưa có nghiên cứu nào xây dựng mô hình truyền nhiệt của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol có đặc tính lý hóa khác với các nhiên liệu trên. Bài báo này trình bày nghiên cứu xây dựng mô hình truyền nhiệt của động cơ diesel sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol bằng phần mềm Matlab simulink. Kết quả cho thấy diễn biến áp suất trong xy lanh động cơ giữa mô hình và thực nghiệm đảm bảo chính xác, do đó có thể sử dụng mô hình này để xây dựng mô hình cháy của động cơ sử dụng lượng nhiên liệu diesel-ethanol.

Từ khóa: *Lượng nhiên liệu diesel-ethanol; lượng nhiên liệu; mô hình truyền nhiệt; mô hình cháy; mô hình động cơ diesel-ethanol.*

ABSTRACT

The research, development and application of alternative fuels are general trend in many countries around the world to reduce dependence on fossil fuels, energy security as well as reducing environmental impact particularly the greenhouse gases. In particular, ethanol is considered as one of the potential fuel used for diesel engines. There have been many projects in the world and Vietnam to study the construction of the heat transfer model of diesel engines used dual-fuel such as diesel LPG, diesel-CNG. However, no study to model heat transfer of diesel engine used dual fuel diesel-ethanol has different physical and chemical characteristics which are quite different with those of the above-mentioned ones. This paper presents the study of the construction heat transfer model of diesel engines using dual fuel diesel-ethanol by Matlab simulink software. The results show that the pressure variation in the engine cylinder between the model and the experiment is accurate, so model can be used to build a combustion model of diesel engines using dual fuel diesel-ethanol.

Keywords: *Dual fuel diesel-ethanol; dual fuel; heat transfer model; combustion model; diesel-ethanol engine 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.haui.hust@gmail.com

Ngày nhận bài: 15/01/2018

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 30/3/2018

Ngày chấp nhận đăng: 25/10/2018

KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
A	m ²	Diện tích tức thời của thành buồng công tác xy lanh
dm _{in} /dt	kg/s	Tốc độ thay đổi lượng khí nạp
dm _{out} /dt	kg/s	Tốc độ thay đổi lượng khí thải
dQ _{hr} /dt	J/s	Tốc độ tỏa nhiệt
dQ _{ht} /dθ	J/s	Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh
dQ _{hr} /dθ	J/°	Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh
dU/dt	J/s	Tốc độ biến thiên nội năng do nhiệt độ khí thay đổi
dV/dt	m ³ /s	Tốc độ thay đổi thể tích công tác của xy lanh
γ	-	Chỉ số gama
h _g	W/m ² .K	Hệ số truyền nhiệt
h _{in}	J	Entanpi của khí nạp
h _{out}	J	Entanpi của khí thải
m _{air}	kg	Lượng không khí
p	N/m ²	Áp suất xy lanh
θ	°	Góc quay trục khuỷu
R	J/kg.K	Hằng số khí
S _p	m/s	Tốc độ trung bình của piston
T	K	Nhiệt độ xy lanh
T _w	K	Nhiệt độ vách xy lanh
V	m ³	Thể tích xy lanh
ω _e	rad/s	Tốc độ góc của động cơ

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 gián 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 [2]. Đã có nhiều công trình trong và ngoài nước nghiên cứu xây dựng mô hình truyền nhiệt 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 truyền nhiệt 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 truyền nhiệt cho 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. Mô hình này được đưa vào mô hình động cơ, trên cơ sở đánh giá áp suất xy lanh của mô hình với thực nghiệm để đánh giá tính chính xác của mô hình.

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.

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của nhiên liệu diesel và ethanol [7]

Thông số	Diesel	Ethanol
Khối lượng riêng ở 20°C (kg/m ³)	856	785
Hệ số không khí lý thuyết (kg _{kk} /kg _{nl})	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
Hàm lượng các bon (% khối lượng)	87	52,2
Hàm lượng hydro (% khối lượng)	13	13
Hàm lượng ô xy (% khối lượng)	0	34,8

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 bảng 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 [8] 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.

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.

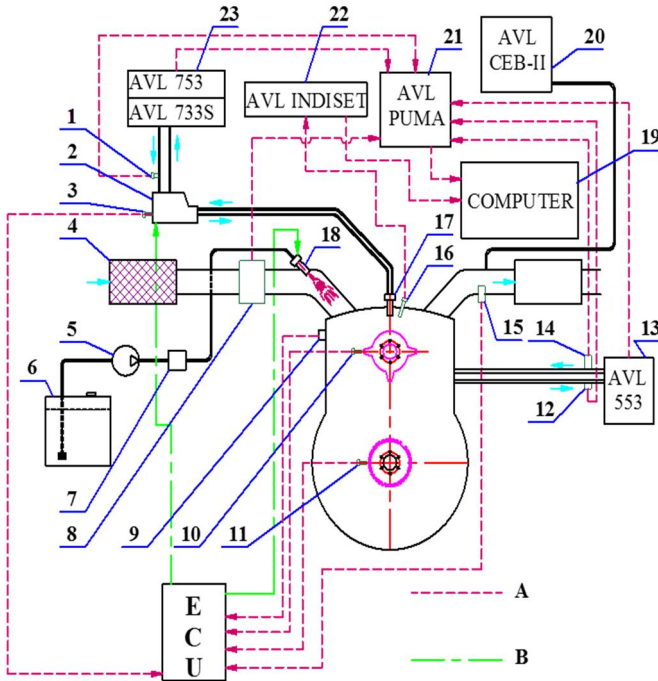
Thứ hai: thời điểm bắt đầu phun ethanol của từng vòi phun được điều khiển độc lập tại vị trí cuối nén đầu cháy của mỗi xy lanh và phun lên xupáp nạp nhằm tận dụng nhiệt của xupáp giúp ethanol bay hơi tốt hơn.

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 lẫn 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 áp suất trong xy lanh trong quá trình thực nghiệm được ghi nhận bằng 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.

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 xu páp, buồng cháy gián 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 khiển 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.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRUYỀN NHIỆT

3.1. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình truyền nhiệt

Nhiệt truyền cho xy lanh được xác định theo định luật Newton, theo các nghiên cứu [3-5] nhiệt lượng truyền cho xy lanh được xác định như sau:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{dQ_{ht}}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} = A \cdot h_g \cdot (T - T_w) \cdot \frac{1}{\omega_e} \quad (1)$$

Trong đó:

A: Diện tích tức thời của thành buồng làm công tác xy lanh (m^2);

h_g : Hệ số truyền nhiệt ($W/m^2.K$);

T: Nhiệt độ khí thể trong xy lanh (K);

T_w : Nhiệt độ vách xi lanh (K);

ω_e : Vận tốc góc của trục khuỷu động cơ (rad/s).

Hệ số truyền nhiệt h_g có nhiều phương pháp tính khác nhau như: Annand, Woschni, Le Feuvre, Nusselt, Briling, Elser, Eichelberg,... Trong bài báo này, nhóm tác giả sử dụng phương pháp Eichelberg vì phương pháp này đơn giản, phù hợp với động cơ buồng cháy ngăn cách, đồng thời khi áp dụng vào mô hình đảm bảo chính xác.

Theo phương pháp này hệ số truyền nhiệt được xác định theo nghiên cứu [6] như sau:

$$h_g = 2,43 \cdot (p \cdot T)^{1/2} \cdot (S_p)^{1/3} \quad (W/m^2.K) \quad (2)$$

Trong đó:

p: Áp suất xy lanh (kN/m^2);

T: Nhiệt độ khí thể trong xy lanh (K);

S_p : Tốc độ trung bình của piston (m/s).

Từ đó ta xác định được nhiệt lượng truyền qua vách xy lanh theo biểu thức (1).

3.2. Cơ sở lý thuyết tính toán áp suất xy lanh

Để tính toán áp suất xy lanh ta sử dụng phương trình nhiệt động thứ nhất cho môi chất trong xy lanh được giới thiệu trong công thức sau:

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{dU}{dt} + p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} \quad (J/s) \quad (3)$$

Trong đó: dQ_{hr}/dt : Tốc độ tỏa nhiệt (J/s); dU/dt : Tốc độ biến thiên nội năng do nhiệt độ khí thay đổi (J/s); p: Áp suất xy lanh (N/m^2); dV/dt : Tốc độ thay đổi thể tích công tác của xy lanh (m^3/s); dQ_{ht}/dt : Tốc độ truyền nhiệt cho xy lanh (J/s); h_{in} : Entanpi của khí nạp (J/kg); h_{out} : Entanpi của khí thải (J/kg); dm_{in}/dt : Tốc độ thay đổi lượng khí nạp (kg/s); dm_{out}/dt : Tốc độ thay đổi lượng khí thải (kg/s).

Sử dụng phương trình trạng thái khí lí tưởng $p \cdot V = m_{air} \cdot R \cdot T$, vi phân hai vế rồi thế vào phương trình (3) ta được:

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} \quad (J/s) \quad (4)$$

Hay:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\frac{dQ_{hr}}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt}}{\frac{1}{\gamma - 1} \cdot V} \quad (N/m^2.s) \quad (5)$$

Trong đó:

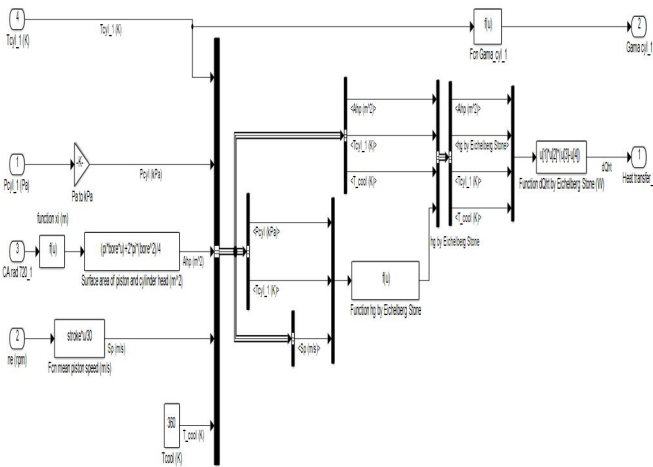
γ : Chỉ số đoạn nhiệt;

V: Thể tích công tác của xy lanh.

4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

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

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



Hình 2. Mô hình truyền nhiệt

Tcyl_1- Nhiệt độ xy lạnh số 1 (K); ne- Tốc độ động cơ (vg/ph); Sp- Tốc độ trung bình của piston; function xi- Hàm xác định chuyển vị của piston; Ahp- Diện tích truyền nhiệt (m²); Tcool- Nhiệt độ nước làm mát; Function hg by Eichelberg stone- Khối xác định hệ số truyền nhiệt theo phương pháp Eichelberg hg; Function dQht by Eichelberg stone (W/m².K)- Khối xác định tốc độ truyền nhiệt theo phương pháp Eichelberg (J/rad).

Để đánh giá độ tin cậy của mô hình truyền nhiệt, nhóm tác giả tiến hành so sánh áp suất xy lạnh từ mô hình mô phỏng với áp suất đo từ thực nghiệm. Để đánh giá sai số trung bình của áp suất xy lạnh trong một chu kỳ ta sử dụng biểu thức (6).

$$\text{Sai số trung bình } p = \frac{\int_0^{720} P_{\text{model}} - \int_0^{720} P_{\text{exp}}}{\int_0^{720} P_{\text{exp}}} \cdot 100\% \quad (6)$$

Trong đó:

p_{model} : Áp suất xy lạnh trên mô hình động cơ (N/m²);

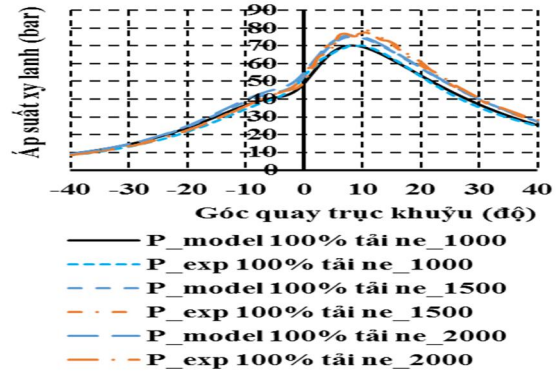
p_{exp} : Áp suất xy lạnh thực nghiệm động cơ (N/m²).

Đánh giá sai số trung bình của áp suất xy lạnh động cơ được thực hiện trong hai trường hợp sau: Động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nguyên bản và động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol. Hai trường hợp này lần lượt được trình bày sau đây.

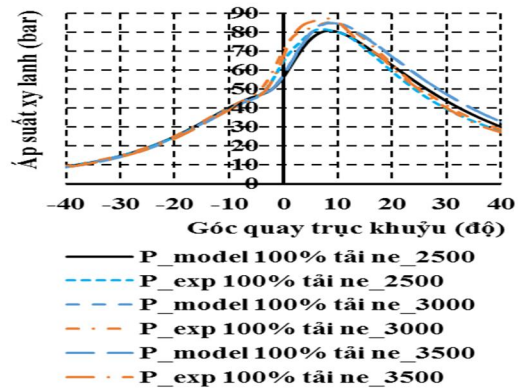
Trường hợp động cơ sử dụng nhiên liệu diesel gốc:

Diễn biến áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nguyên bản theo tốc độ động cơ thay đổi trong khoảng từ 1000 vg/ph đến 3500 vg/ph ở chế độ 100% tải được thể hiện cụ thể trên hình 3.

Kết quả cho thấy: Thời điểm bắt đầu cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm là phù hợp có sai lệch không đáng kể. Sườn tăng và giảm của đường diễn biến áp suất giữa mô phỏng và thực nghiệm bám sát nhau. Sai số trung bình của áp suất xy lạnh đều nhỏ hơn 1,24% giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nguyên bản trên toàn dải tốc độ động cơ ở chế độ 100% tải.



a) Tại các tốc độ động cơ lần lượt là 1000; 1500; 2000 (vg/ph)



b) Tại các tốc độ động cơ lần lượt là 2500; 3000; 3500 (vg/ph)

Hình 3. Diễn biến áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nguyên bản

P_{model} - Áp suất xy lạnh trên mô hình; P_{exp} - Áp suất xy lạnh thực nghiệm

Trường hợp động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol:

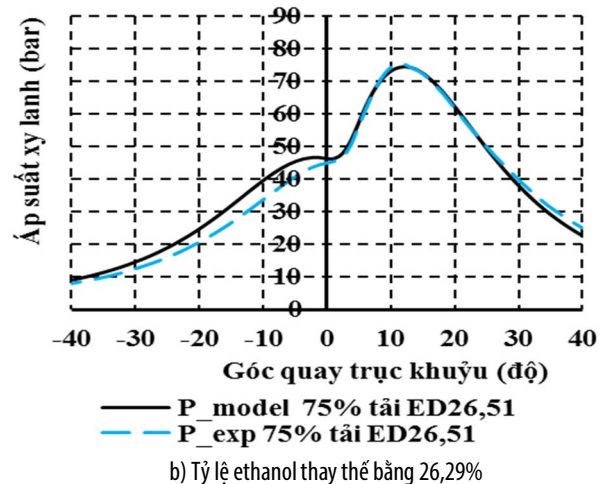
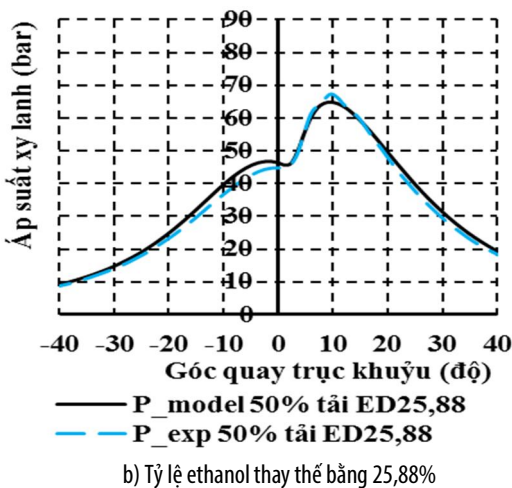
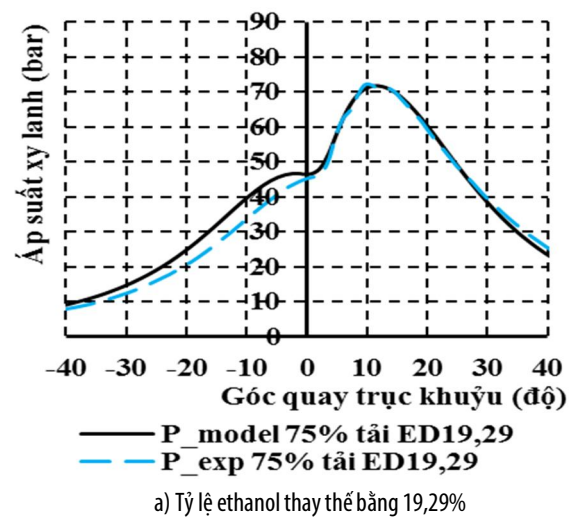
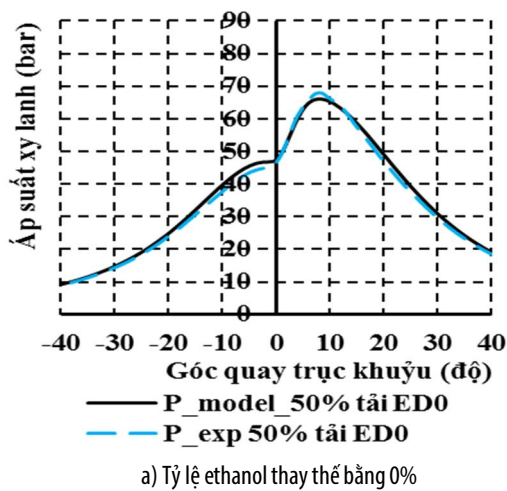
Diễn biến áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol tại tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) ở các chế độ 50%, 75%, 100% tải với các tỷ lệ ethanol thay thế khác nhau được thể hiện cụ thể lần lượt trên các hình 4 đến 6 và bảng 3.

Trong trường hợp động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol, kết quả cho thấy thời điểm bắt đầu cháy là phù hợp sai lệch không đáng kể; sườn tăng và giảm áp suất bám sát nhau; sai số trung bình của áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ tại tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) với các tỷ lệ ethanol thay thế khác nhau ở các chế độ 50%, 75%, 100% tải đạt 2,76% tại 50% tải, 3,65% tại 75% tải và 2,41% tại 100% tải. Từ đó cho thấy sai số trung bình của áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm trong cả ba chế độ tải đạt 2,94%.

Từ các phân tích trên cho thấy mô hình truyền nhiệt đảm bảo tin cậy, từ đó cho phép có thể sử dụng mô hình này để xây dựng mô hình cháy và mô hình động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol.

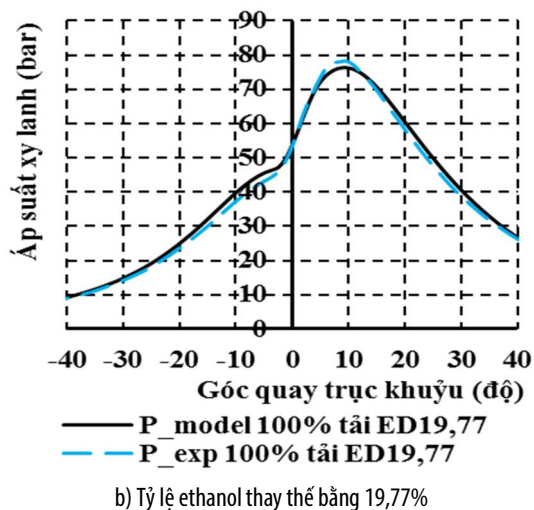
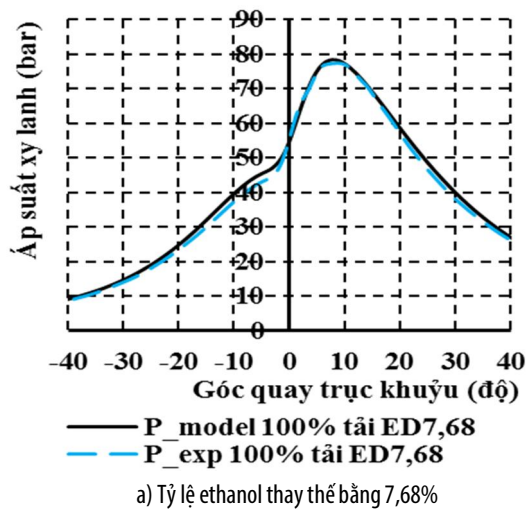
Bảng 3. Diễn biến áp suất xy lanh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol tại chế độ tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) với các chế độ tải 50%, 75% và 100%

Tải:		50%				75%				100%			
Tỷ lệ thay thế (%):		0		25,88		19,29		26,51		7,68		19,77	
TT	CA (deg)	model (bar)	exp (bar)	model (bar)	exp (bar)	model (bar)	exp (bar)	model (bar)	exp (bar)	model (bar)	exp (bar)	model (bar)	exp (bar)
1	-40	9,39	9,27	9,39	8,92	9,39	8,03	9,39	8,07	9,39	8,96	9,39	8,98
2	-30	14,79	14,50	14,79	14,01	14,79	12,38	14,79	12,45	14,79	14,13	14,79	14,12
3	-20	24,38	23,62	24,38	22,82	24,38	20,19	24,38	20,21	24,38	23,05	24,38	23,04
4	-10	40,31	38,33	40,31	37,23	40,31	34,30	40,31	34,27	40,31	37,95	40,31	37,86
5	0	47,40	46,73	46,37	44,87	46,53	45,33	46,38	44,96	54,79	55,43	53,68	53,57
6	10	65,55	66,52	64,85	67,38	70,90	72,22	72,70	73,70	77,74	77,44	76,33	78,37
7	20	48,24	46,10	48,77	47,19	59,60	58,47	61,26	60,60	57,94	56,44	59,59	57,28
8	30	30,94	29,62	31,34	29,56	38,53	39,52	38,06	39,70	40,10	38,32	40,54	38,62
9	40	19,52	18,92	19,78	18,80	23,98	25,94	23,21	25,37	27,54	26,73	27,13	26,53



Hình 4. Diễn biến áp suất xy lanh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol tại chế độ tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) và 50% tải EDxx- Tỷ lệ ethanol thay thế với xx là số % ethanol theo khối lượng.

Hình 5. Diễn biến áp suất xy lanh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol tại chế độ tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) và 75% tải



Hình 6. Diễn biến áp suất xy lạnh giữa mô phỏng và thực nghiệm động cơ lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol tại chế độ tốc độ động cơ 2000 (vg/ph) và 100% tải

5. KẾT LUẬN

Từ các kết quả nghiên cứu đã phân tích ở trên, cho thấy mô hình truyền nhiệt đã xây dựng đảm bảo chính xác, có thể sử dụng mô hình để xây dựng mô hình cháy, đồng thời là cơ sở cho xây dựng mô hình động cơ diesel D4BB khi sử dụng lưỡng 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 lưỡng nhiên liệu diesel-ethanol". Số đặc biệt tháng 9 - Tạp chí Cơ khí Việt Nam, tr. 27-32.
- [2]. F. G. Kremer and A. Fachetti, 2000. "Alcohol as automotive Fuel – Brazilian Experience". Presented at CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, France.
- [3]. John B. Heywood, 1988. "Internal combustion engine fundamentals". New York McGraw-Hill, Inc.
- [4]. P.A. Lakshminarayanan và Yogesh V. Aghav, 2011. "Modelling diesel combustion". Springer Science + Business Media B.V.
- [5]. Lars Eriksson, Lars Nielsen, (2014) "Modeling and control of engines and drivelines", John Wiley and Sons Ltd.
- [6]. Carlos Adolfo Finol Parra, 2008. "Heat transfer investigations in a modern diesel engine". Department of Mechanical Engineering University of Bath.
- [7]. Andrzej Kowalewicz và Zbigniew Pajączek, 2003. "Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel". Journal of KONES Internal Combustion Engines, vol.10, No1-2
- [8]. Woodward, 2015. "MotoHawk ECM-0565-128-0702-C". Woodward, ed.