

Mô hình hóa động học và động lực học cho động cơ Diesel 4 kỳ

Modelling and simulation of a 4-stroke diesel engine

Đình Xuân Thành

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

Email: thanhdx1969@gmail.com

Mobile: 0985899969

Tóm tắt

Từ khóa:

Mô hình động lực học; Nhiệt động lực học, tính toán mô phỏng số; động học và động lực học; động cơ diesel.

Mô hình hóa mô phỏng là một quá trình quan trọng trong nghiên cứu và phát triển các sản phẩm kỹ thuật, đặc biệt là trong nghiên cứu phát triển xe cơ giới và xe quân sự. Động cơ đốt trong là đóng vai trò quan trọng và ảnh hưởng trực tiếp tới chuyển động của các phương tiện. Tuy nhiên, quá trình làm việc của động cơ đốt trong là rất phức tạp và khắc nghiệt, do vậy việc nghiên cứu phát triển và tối ưu hóa quá trình làm việc của động cơ là rất khó khăn. Việc sử dụng phương pháp mô hình hóa có thể giải quyết được các vấn đề nêu trên. Nghiên cứu này tập trung vào mô hình hóa hoạt động của động cơ diesel, cụ thể là xác định động học và động lực học các chi tiết quan trọng như piston, thanh truyền, trục khuỷu. Thông qua quá trình xây dựng mô hình toán học này, ta có thể xác định được lực kéo và công suất cũng như các thông số động học và động lực học khác của động cơ. Kết quả của nghiên cứu là cơ sở quan trọng cho việc xây dựng mô hình mô phỏng cho phương tiện xe cơ giới cũng như việc tính toán kiểm nghiệm bền các chi tiết của động cơ trong quá trình hoạt động.

Abstract

Keywords:

Internal combustion engine; mechanical stress; fine element method; Thermodynamic; friction force; in-cylinder pressure.

Modelling and simulation play an important role in the research and development of technological products, especially in the development of automobile and military vehicles. Internal combustion engines also play an important role and directly affect the movement of vehicles. Nonetheless, the operation of these engines are harsh and complicated, thus the research in developing and optimizing their operations faces many challenges. The use of modelling methods can assist in solving the aforementioned problems. This research focuses on the modelling of the internal combustion engine's operations, particularly to determine the kinetic and dynamics of the engine's the main components, such as a rod, crankshaft and piston. To conduct this research, the thermodynamic process was simulated to calculate the in-cylinder pressure distribution. In addition, this research also modelled the friction forces for calculating the test engine's net force. The results showed that the net force changes according to the crank angle and reaches to the maximum values near the top dead center (TDC). As a result, it is necessary to analyze the stress of the crankshaft, rod and piston in these areas. The research results serve as the foundation to design the simulation models for vehicles, as well as to calculate and to test the strength of engines' components during operation.

Ngày nhận bài: 20/7/2018

Ngày nhận bài sửa: 07/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong hoạt động của động cơ đốt trong, cơ cấu trục khuỷu - thanh truyền và piston đóng vai trò vô cùng quan trọng và quyết định trực tiếp tới hiệu quả và hiệu suất động cơ đốt trong. Thêm vào đó, các chi tiết này đều vận hành trong điều kiện khắc nghiệt, chịu các tải trọng cơ và nhiệt độ cao [1-5]. Do đó trong nghiên cứu phát triển động cơ cần thiết phải tính toán phân tích và tối ưu hóa làm việc của các chi tiết này để đảm bảo tính hiệu quả và độ bền làm việc. Đây là việc rất khó khăn do đặc điểm làm việc phức tạp của các cơ cấu này. Trên thế giới đã có nhiều nghiên cứu sử dụng mô hình hóa và kết hợp phương pháp phần tử hữu hạn (PPPTH) để giải quyết các vấn đề nêu trên [6-10]. Việc mô hình hóa sẽ tiết kiệm được thời gian và chi phí qua đó rút ngắn thời gian nghiên cứu phát triển.

Trong nghiên cứu phát triển động cơ, thông thường các động cơ được bán trên thị trường đã được tính toán để đảm bảo hiệu quả cũng như độ bền trong quá trình làm việc. Tuy nhiên trong quá trình khai thác thực tế, có nhiều bất thường xảy ra có thể xảy ra làm cho tải trọng cơ và nhiệt tăng lên. Thêm vào đó, để đáp ứng yêu cầu khai thác, nhiều động cơ cũ được cường hóa như thay đổi kết cấu kích thước xilanh hay được tăng áp để tăng công suất. Do vậy, việc mô hình hóa để xác định được các tải trọng tác dụng lên động cơ là hết sức cần thiết trước khi áp dụng trong thực tế. Trong nghiên cứu này, một dòng động cơ thể hệ cũ được mô hình hóa sử dụng phần mềm chuyên dụng để tính toán các thông số quá trình cháy, đồng thời lực tác dụng lên các chi tiết được mô hình theo điều kiện làm việc thực tế. Kết quả của nghiên cứu là cơ sở để đưa ra phương pháp hiệu quả, bớt tốn kém trong việc nghiên cứu phát triển và cải tiến động cơ đốt trong.

2. MÔ HÌNH HÓA ĐỘNG CƠ D243

2.1. Giới thiệu động cơ nghiên cứu

Động cơ nghiên cứu là động cơ diesel D243, được lắp ráp trên dây chuyền công nghệ của cộng hòa Belarus, đây là loại động cơ được chế tạo chủ yếu lắp trên máy kéo. Trong một thời gian dài, loại động cơ này đã khẳng định được vị trí của mình trên thị trường Việt Nam, vì giá thành chế tạo tương đối rẻ, phụ tùng thay thế sẵn có.

Động cơ D243 là động cơ diesel không tăng áp, 4 kỳ, 4 xilanh thẳng hàng, thứ tự làm việc là: 1-3-4-2. Động cơ sử dụng hệ thống làm mát bằng nước cưỡng bức một vòng tuần hoàn kín, với bơm nước tuần hoàn kiểu li tâm, có cơ cấu phớt khí xupap treo, trục cam đặt trong thân máy và có biên dạng cam là cam lồi ba cung.

Động cơ D243 sử dụng phương pháp tạo hỗn hợp kiểu thể tích màng có dạng buồng cháy tam giác đỉnh lồi do viện nghiên cứu về động cơ diesel của Liên Xô cũ thiết kế. Ưu điểm cơ bản của loại động cơ có phương pháp tạo hỗn hợp thể tích màng là làm việc êm, tính kinh tế cao và đường đặc tính suất tiêu hao nhiên liệu tương đối phẳng trong dải rộng của chế độ tốc độ khi động cơ làm việc theo đặc tính ngoài. Các thông số kỹ thuật của động cơ D243 được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật chung của động cơ thí nghiệm

TT	Thông số/ Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Mã hiệu D243	DSC 80	
2	Thứ tự đánh số các xilanh (từ phía quạt gió)	1-2-3-4	
3	Thứ tự công tác	1-3-4-2	
4	Thể tích công tác (V_h)	4,75	dm ³

5	Đường kính xilanh(D)	110	mm
6	Hành trình piston (S)	125	mm
7	Tỷ số nén (ϵ)	16	
8	Công suất định mức(N_{emax})	80	Mã lực
9	Tốc độ quay ứng với N_{emax}	2200	v/ph
10	Góc phun sớm nhiên liệu	20 ÷ 24	$^{\circ}$ ggtk
11	Áp suất nâng kim phun	180 ÷ 220	KG/cm ²
12	Trọng lượng khô động cơ	430	Kg
13	Suất tiêu hao nhiên liệu	180	g/ml.h
14	Lượng tiêu thụ nhiên liệu	13,5 ÷ 16,2	Kg/h
15	Áp suất có ích trung bình (p_c)	6,5 ÷ 7,7	KG/cm ³

2.2. Mô hình hóa nhiệt động lực học động cơ D243

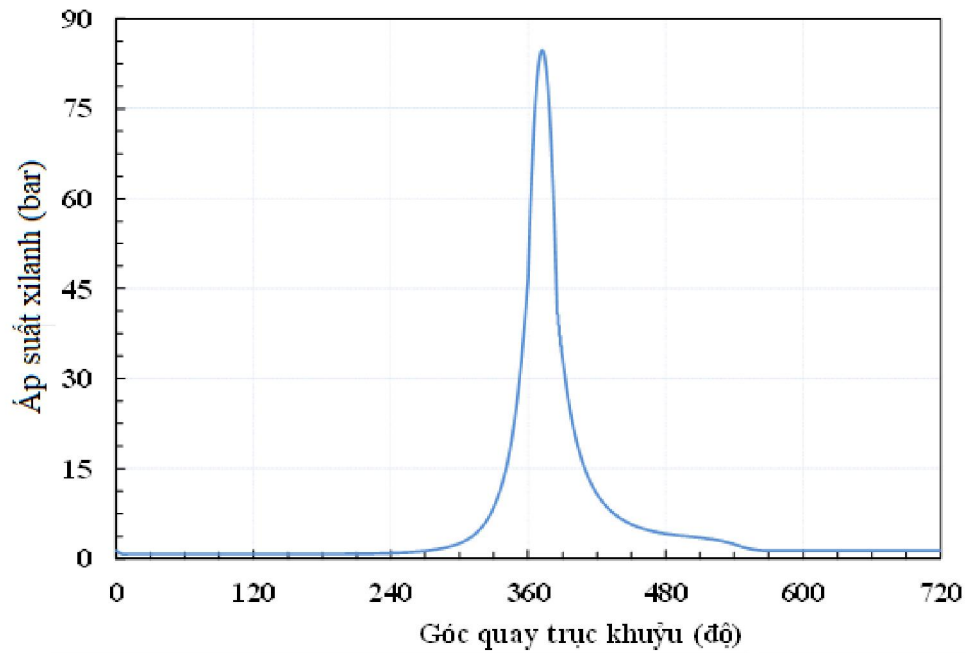
Trong nghiên cứu này sử dụng phần mềm chuyên dụng để mô phỏng nhiệt động lực học động cơ D243. Mô hình động cơ được xây dựng trên cơ sở đặc điểm kết cấu của động cơ thực tế và các tài liệu liên quan. Các phần tử của mô hình được lựa chọn theo đặc điểm kết cấu của động cơ.

Mô hình động cơ được xây dựng trên cơ sở động cơ D243 thực tế, các phần tử cũng như các thông số của mô hình được xác định từ thực nghiệm. Bảng 2 thể hiện các phần tử và các thông số cho mô hình.

Bảng 2. Thông số chính nhập cho mô hình

TT	Thông số nhập	Giá trị
1	Tốc độ động cơ n (v/ph)	1200 ÷ 2200
2	Áp suất môi trường p (bar)	1
3	Nhiệt độ môi trường t ($^{\circ}$ C)	25
4	Chu kỳ tính	50
5	Lượng nhiên liệu chu trình (g/cyc)	0,055 ÷ 0,074
6	Bước xuất kết quả	1
7	Nhiệt trị thấp Q (kJ/kgnl)	42800
8	Tỷ lệ A/F	14,7
9	Mô hình cháy	AVL MCC
10	Loại động cơ	4 kỳ
11	Thứ tự nổ	1-3-4-2

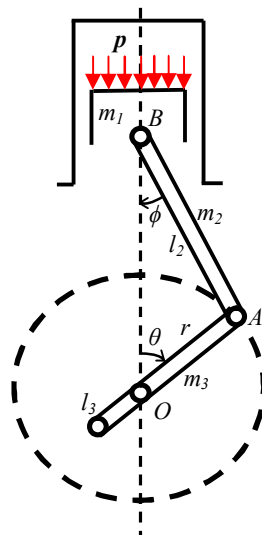
Hình 1 thể hiện diễn biến áp suất trong xilanh của động cơ có được từ quá trình mô phỏng. Có thể thấy rằng áp suất thay đổi đáng kể theo góc quay trục khuỷu và giá trị cực đại đạt được trong quá trình cháy lân cận điểm chết trên. Giá trị áp suất có được từ Hình 1 sẽ được sử dụng để tính toán tổng áp lực tác dụng lên các chi tiết của động cơ đốt trong.



Hình 1. Diễn biến áp suất trong xilanh theo góc quay trục khuỷu

2.3. Phân tích động học

Mô hình lực tác dụng và chuyển động của các cơ cấu của động cơ đốt trong được thể hiện trong Hình 2.



Hình 2. Mô hình cơ cấu piston - trục khuỷu - thanh truyền đơn giản

Do dịch chuyển của piston theo phương ngang là rất nhỏ, áp dụng định lý hàm sin đối với tam giác OAB , ta có:

$$\frac{l_2}{\sin \theta} = \frac{r}{\sin \phi} \Rightarrow \sin \phi = \frac{r}{l_2} \sin \theta \quad (1)$$

Chuyển vị z của piston theo phương thẳng đứng được xác định bởi

$$z = r \cos \theta + l_2 \cos \phi \quad (2)$$

Do vậy ta có thể xác định được vận tốc và gia tốc của piston bằng cách đạo hàm cấp 1 và cấp 2 phương trình 2.

$$\dot{z} = -r\dot{\theta} \sin \theta - l_2\dot{\phi} \sin \phi \quad (3)$$

$$\ddot{z} = -(r\ddot{\theta} \sin \theta + r\dot{\theta}^2 \cos \theta) - (l_2\ddot{\phi} \sin \phi + l_2\dot{\phi}^2 \cos \phi) \quad (4)$$

Thanh truyền là cơ cấu nối piston với trục khuỷu. Đầu trên của thanh truyền gắn với chốt piston và đầu dưới gắn với trục khuỷu. Thanh truyền chịu ứng suất lớn từ tải tương tác của piston. Trong quá trình chuyển động song phẳng, thanh truyền chịu lực kéo, nén lớn đặc biệt trong quá trình tăng tốc cũng như chế độ toàn tải. Gia tốc của thanh truyền tại trọng tâm được xác định theo gia tốc của đầu thanh truyền gắn với piston $\mathbf{a}_R = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{R/B}$ và chiếu theo phương ngang và dọc lần lượt ta được :

$$a_{RX} = \dot{\theta}^2 (1-j)r \sin \theta - \ddot{\theta} (1-j)r \cos \theta \quad (5)$$

$$a_{RY} = \dot{\theta}^2 \left[j \frac{(r \cos \theta)^2}{l_2 \cos^3 \phi} - r \cos \theta - jr \sin \theta \tan \phi \right] + \ddot{\theta} (jr \cos \theta \tan \phi - r \sin \theta) \quad (6)$$

Trục khuỷu chuyển đổi chuyển động lên và xuống (tịnh tiến) của các piston thành chuyển động quay và truyền động ra bộ truyền động bên ngoài. Trục khuỷu được kết nối với các piston thông qua các thanh truyền. Vật liệu làm trục khuỷu thường được làm từ thép hoặc gang.

Tương tự với cách xác định gia tốc thanh truyền, ta xác định gia tốc trục khuỷu tại trọng tâm thông qua gia tốc tại điểm chung giữa thanh truyền và trục khuỷu:

$$a_{CX} = -\dot{\theta}^2 hr \sin \theta + \ddot{\theta} hr \cos \theta \quad (7)$$

$$a_{CY} = \dot{\theta}^2 hr \cos \theta + \ddot{\theta} hr \sin \theta \quad (8)$$

3. MÔ HÌNH HÓA CÁC LỰC TÁC DỤNG LÊN CÁC CHI TIẾT CỦA ĐỘNG CƠ

3.1. Mô hình hóa lực tác dụng lên piston

Các lực tác dụng lên Piston bao gồm: $Q(t)$ - tổng ngoại lực tác động lên piston, $m_p g$ - trọng lực piston, các phản lực liên kết F_{BX} , F_{BY} . Vì piston không chuyển động theo phương X nên tổng lực tác dụng lên phương X bằng 0, nên ta có :

$$\sum F_X = F_{BX} - S = 0 \Rightarrow F_{BX} = S \quad (9)$$

Tổng các lực tác dụng theo phương Y xác định bằng phương trình dưới đây:

$$\sum F_Y = F_{BY} - m_p g - Q(t) = m_p a_{PY} \quad (10)$$

Trong đó, $Q(t)$ là tổng ngoại lực tác động lên piston bao gồm: lực do áp suất tác động lên mặt trên piston (PT), ma sát do xéc măng (F_r), ma sát do phần bề mặt piston và xilanh (μS), lực do áp suất tác động lên mặt dưới piston (PB - crankcase pressure). Lưu ý, ta xác định lực $P_T = p_c A$ thông qua mô hình quá trình cháy để đưa ra áp suất xilanh.

Ngoài ra, lực P_B sinh ra do áp suất của dầu tác động lên mặt dưới và được xác định từ thực nghiệm, lực này rất nhỏ so với lực do áp suất gây ra ở mặt trên của piston. Các lực ma sát F_r và μS là các hàm thay đổi theo thời gian.

Như vậy phản lực tác dụng lên piston theo phương Y:

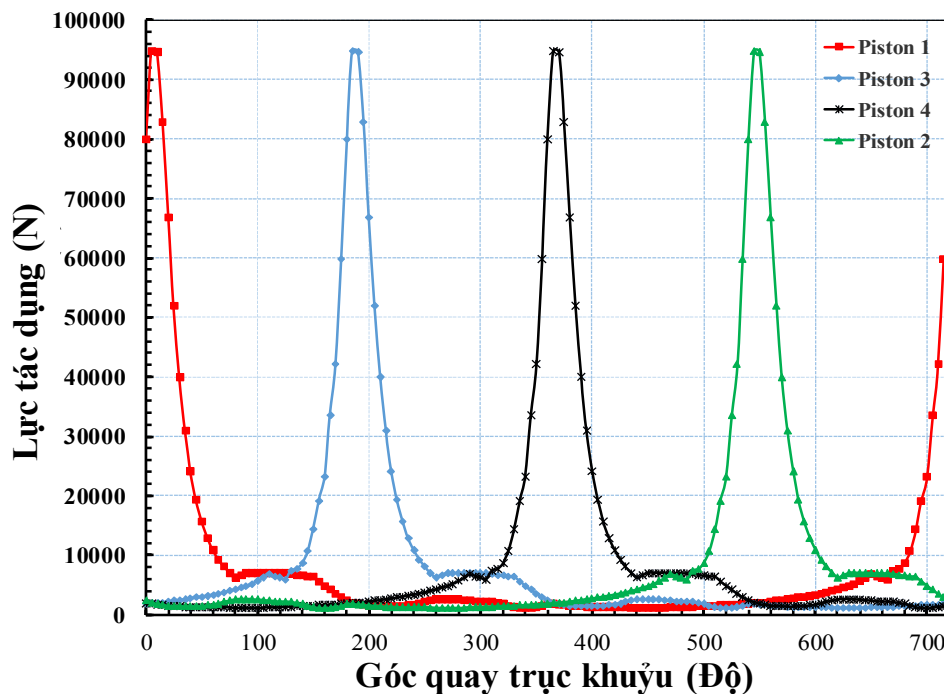
$$F_{BY} = m_P g + Q(t) + m_P a_{PY} \quad (11)$$

Trong đó

$$Q(t) = P_T + F_r \pm \mu S + P_B \quad (12)$$

Với chú ý rằng dấu của μS phụ thuộc theo hướng chuyển động của piston.

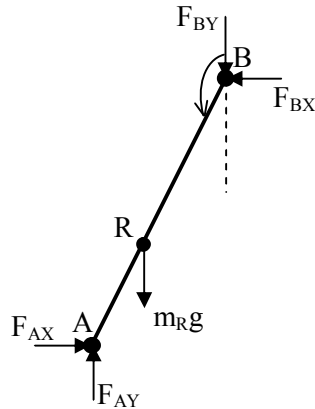
Từ đó công thức (12) kết hợp với thứ tự nổ của các piston là 1-3-4-2, ta xác định được lực tác dụng lên 4 piston như hình 3.



Hình 3. Tổng lực tác dụng lên các piston

3.2. Tổng các lực tác dụng lên thanh truyền

Đối với động cơ một hàng xilanh, khi động cơ làm việc thân thanh truyền chịu các lực khí thể, lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến, lực quán tính chuyển động lắc (chuyển động song phẳng) của thanh truyền. Vì vậy trạng thái chịu lực của thân thanh truyền thường là: chịu nén và uốn dọc do hợp lực khí thể và lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến, chịu kéo do tác dụng của lực quán tính chuyển động tịnh tiến và chịu uốn ngang do tác dụng của lực quán tính chuyển động lắc của thanh truyền.



Hình 4. Mô hình các lực tác dụng lên thanh truyền

Các lực tác dụng lên thanh truyền bao gồm trọng lực đặt tại trọng tâm của thanh và các phản lực liên kết đặt ở hai đầu thanh. Từ đó ta xác định được:

Tổng lực tác dụng theo phương X:

$$\sum F_X = F_{AX} - F_{BX} = m_R a_{RX} \quad (13)$$

Tổng lực tác dụng theo phương Y:

$$\sum F_Y = F_{AY} - F_{BY} - m_R g = m_R a_{RY} \quad (14)$$

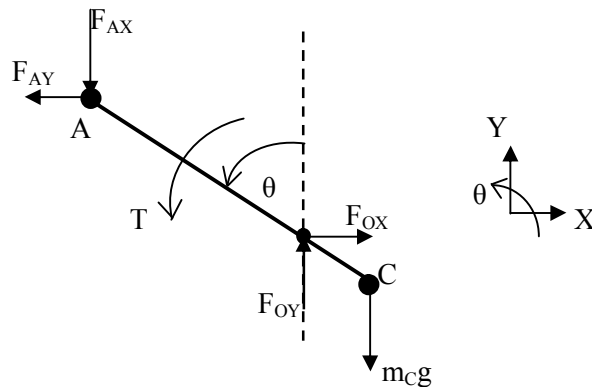
Tổng mô men tác dụng theo trục đi qua tâm R

$$\sum M_R = I_R \ddot{\phi}_R \quad (15)$$

hay

$$-F_{BX} (1-j) l \cos \phi - F_{BY} (1-j) l \sin \phi - F_{AX} j l \cos \phi - F_{AY} j l \sin \phi = I_R \ddot{\phi}_R \quad (16)$$

3.3. Tổng các lực tác dụng lên trục khuỷu



Hình 5. Các lực tác dụng lên trục khuỷu

Tổng lực tác dụng theo phương X

$$\sum F_X = F_{OX} - F_{AX} = m_C a_{CX} \quad (17)$$

Tổng lực tác dụng theo phương Y

$$\sum F_Y = F_{OY} - F_{AY} - m_C g = m_C a_{CY} \quad (18)$$

Tổng mô men quanh chốt trục khuỷu

$$\sum M_C = I_C \ddot{\theta}_C \quad (19)$$

Do vậy ta có:

$$T + F_{AX}(1+h)r \cos \theta + F_{AY}(1+h)r \sin \theta - F_{OX}hr \cos \theta - F_{OY}hr \sin \theta = I_C \ddot{\theta}_C \quad (20)$$

3.4. Xác định lực ma sát

Kết hợp các phương trình trên và thế các gia tốc từ các phương trình ta được:

$$\begin{aligned} S = -r\ddot{\theta} & \left[\frac{I_R \cos \theta}{(l \cos \phi)^2} + m_P \tan \phi (\cos \theta \tan \phi - \sin \theta) + \right. \\ & \left. + jm_R \left(\frac{j \cos \theta}{\cos^2 \phi} - \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) \right] - \\ & -r\dot{\theta}^2 \left[\frac{I_R}{(l \cos \phi)^2} \left(\frac{r \cos^2 \theta \tan \phi}{l \cos \phi} - \sin \theta \right) + m_P \tan \phi \left(\frac{r \cos^2 \theta}{l \cos^3 \phi} - \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) + \right. \\ & \left. + jm_R \left(\frac{jr \cos^2 \theta \tan \phi}{l \cos^3 \phi} - \cos \theta \tan \phi + \sin \theta - \frac{j \sin \theta}{\cos^2 \phi} \right) \right] - g \tan \phi (m_P + jm_R) - Q(t) \tan \phi \quad (21) \end{aligned}$$

Thế các lực đã biết ta được mô men phản lực tác động lên trục khuỷu:

$$\begin{aligned} T = I_C \ddot{\theta} + m_C a_{CX} hr \cos \theta - m_R a_{RX} r \cos \theta + m_C a_{CY} hr \sin \theta - m_R a_{RY} r \sin \theta - m_P a_{PY} r \sin \theta + \\ + m_C hgr \sin \theta - m_R gr \sin \theta - m_P gr \sin \theta - Q(t) r \sin \theta - Sr \cos \theta \quad (22) \end{aligned}$$

Thế các gia tốc đã biết vào biểu thức trên, ta được:

$$T = \ddot{\theta} I(\theta) + \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \dot{I}(\theta) + g(\theta) + Q(t, \theta) \quad (23)$$

trong đó, $I(\theta)$ là hàm quán tính được xác định bởi

$$\begin{aligned} I(\theta) = I_C + m_C h^2 r^2 + I_R \left(\frac{r \cos \theta}{l \cos \phi} \right)^2 + m_P r^2 (\cos \theta \tan \phi - \sin \theta)^2 + \\ + m_R r^2 \left[(1-j)^2 \cos^2 \theta + (j \cos \theta \tan \phi - \sin \theta)^2 \right] \quad (24) \end{aligned}$$

$\dot{I}(\theta)$ là tỉ lệ biến thiên quán tính dựa vào góc quay θ của trục khuỷu.

$$\begin{aligned} \dot{I}(\theta) = & 2I_R \left(\frac{r \cos \theta}{l \cos \phi} \right)^2 \left(\frac{r \cos \theta}{l \cos \phi} \tan \phi - \tan \theta \right) + \\ & + 2m_p r^2 (\cos \theta \tan \phi - \sin \theta) \left(\frac{r \cos^2 \theta}{l \cos^3 \phi} - \cos \theta - \sin \theta \tan \phi \right) - \\ & - 2m_R r^2 (1 - j)^2 \sin \theta \cos \theta + \\ & + 2m_R r^2 (j \cos \theta \tan \phi - \sin \theta) \left(\frac{j r \cos^2 \theta}{l \cos^3 \phi} - \cos \theta - j \sin \theta \tan \phi \right) \end{aligned}$$

4. TỔNG MÔ MEN TẢI LỚN NHẤT TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC KHUYỬ

Với đầu vào là áp suất P tác động lên mặt trên Piston và tốc độ vòng quay là 2200 v/p. Với thứ tự nổ của các động cơ là 1-3-4-2, trong chu kì đầu tiên từ $0-180^\circ$ của trục khuỷu 1 đối với xilanh 1 thì xilanh 4 đang nổ. Ta xác định được đồ thị tổng mô men tải tác động lên trục khuỷu phụ thuộc vào góc quay trục khuỷu của xilanh 4 như sau:

Ta xác định được mô men tải trung bình tác động lên trục khuỷu trên toàn chu kì là

$$T_{tb} = \int_0^{4\pi} T(\theta) d\theta = 310 \quad (Nm) \quad (25)$$

Đồng thời, dựa vào đồ thị nhận thấy mô men tải lên trục khuỷu lớn nhất khi góc quay trục khuỷu của xilanh 4 nằm trong khoảng $360-370^\circ$ (ngay sau điểm chết trên). Tương tự đối với các xilanh khác. Vì vậy, ta chọn khoảng dao động này của trục khuỷu xilanh 4 để xác định ứng suất lớn nhất trên trục khuỷu.

Theo thứ tự nổ các xilanh là 1-3-4-2, ta có đồ thị mô men xoắn tác động lên trục khuỷu của 4 xilanh theo góc quay trong một chu kỳ ($0-720^\circ$) của xilanh thứ nhất.

Từ các đồ thị trên, suy ra mô men tác động lên cổ khuỷu. Do tính đối xứng của trục khuỷu nên mô men tác động lên cổ khuỷu 1 tương đương với cổ 5 và bằng tổng mô men tác động lên trục khuỷu, cổ 2 tương đương với cổ 4.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày phương pháp mô hình hóa động cơ diesel 4 kỳ không tăng áp để xác định các lực tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu, thanh truyền và piston của động cơ. Quá trình cháy trong động cơ được thực hiện trên phần mềm chuyên dụng để đưa ra trường áp suất biến đổi theo góc quay trục khuỷu. Các lực ma sát và phản lực liên kết được xác định dựa trên việc mô hình hóa các lực tác dụng và tính toán dựa vào thông số kết cấu và chế độ hoạt động của động cơ D243. Nghiên cứu cũng đã chỉ ra lực tác dụng lên các cổ khuỷu, chốt khuỷu và mô men tại đầu ra trục khuỷu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Khanh Nguyen Duc, Han Nguyen Tien, Vinh Nguyen Duy: *A Study of Operating Characteristics of Old-Generation Diesel Engines Retrofitted with Turbochargers* (2017)

- [2]. A L Guzzomi, D C Hesterman, B J Stone: *Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset*, Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering (2008)
- [3]. D C Hesterman, B J Stone: *A systems approach to the torsional vibration of multi-cylinder reciprocating engines and pumps*, Journal of Mechanical Engineering Science, Part C, Proc Instn Mech Engrs Vol 208 (1994)
- [4]. Nguyễn Duy Vinh: *Ứng dụng phần mềm AVL BOOST để nghiên cứu tăng áp bằng tuabin máy nén cho động cơ D243*, luận văn Thạc sĩ, Đại học Bách Khoa Hà Nội (2011)
- [5]. Nguyễn Văn Khang: *Động lực học hệ nhiều vật* (in lần thứ 2), NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội (2007)
- [6]. Khanh N.D, Han N.T, Vinh N.D: *Performance enhancement and emission reduction of used motorcycles using flexible fuel technology*, J. Energy Inst (2016)
- [7]. Mohamed Kamal Ahmed Ali, Hou Xianjun, Richard Fiifi Turkson, Muhmmad Ezzat: *An analytical study of tribological parameters between piston ring and cylinder liner in internal combustion engines*, Proc IMechE Part K: J Multi-body Dynamics (2015)
- [8]. Zissimos P. Mourelatos: *A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines*, Computers and Structures 79 2009-2027 (2001)
- [9]. Mohammad Reza Asadi Asad Abad, Mohammad Ranjbarkohan, Behnam Nilforooshan Dardashti: *Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod of Samand Engine*, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 5(12) 1830-1838 (2011)
- [10]. Lucjan Witek, Michal Sikora, Feliks Stachowicz, Tomasz Trzepiecinski: *Stress and failure analysis of the crankshaft of diesel engine*, Engineering Failure Analysis (2017)