

# SO SÁNH KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM ÁP SUẤT MÀNG DẦU CỦA Ổ ĐỖ THỦY ĐỘNG TRONG THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

## COMPARISON OF THE SIMULATION AND EXPERIMENTAL RESULTS OF THE OIL FILM PRESSURE OF THE HYDRODYNAMIC BEARING IN THE EXPERIMENTAL DEVICE

Trịnh Thị Mai, Phạm Trung Thiên, Nguyễn Ngọc Thế, Đỗ Văn Tĩnh

*Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp*

Đến Tòa soạn ngày 09/03/2021, chấp nhận đăng ngày 14/05/2021

**Tóm tắt:** Bài báo so sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm áp suất màng dầu bôi trơn trong ổ dầu to đỡ thủy động. Mô phỏng bôi trơn áp suất thủy động cho ổ dầu to thanh truyền trên cơ sở giải các phương trình Reynolds, phương trình chiều dày màng dầu, phương trình cân bằng tải kết hợp mô phỏng số bôi trơn cho ổ bằng phương pháp mô hình hoá bài toán áp suất cho màng dầu áp dụng phần tử hữu hạn. Thiết bị thực nghiệm với ổ đỡ thủy động chịu tải tác dụng trực tiếp lên ổ. Áp suất được đo bằng năm cảm biến đặt tại năm vị trí phân bố đều ở vùng áp suất dương và tại tiết diện giữa ổ theo phương chiều dài ổ. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng áp suất màng dầu bôi trơn trong ổ đỡ thủy động tăng lên khi tải tác dụng lên ổ tăng. Khi tải tác dụng lên ổ tăng lên thì áp suất màng dầu tại vị trí chiều dày màng dầu nhỏ nhất đạt giá trị lớn nhất và khi tăng tốc độ quay thì áp suất màng dầu tại vị trí lớn nhất giảm đi.

**Từ khóa:** Áp suất màng dầu, ổ thủy động, bôi trơn.

**Abstract:** The paper compares the simulation and experimental results of the lubricating oil pressure in the hydrodynamic bearing. Simulating hydrodynamic lubrication for the hydrodynamic bearing based on solving Reynolds equations, oil film thickness equations, load balancing equations with numerical lubrication simulation for bearings method of modeling thermal problems for oil films using finite elements. The experimental device with the hydrodynamic bearing has the direct load on the bearing. The pressure is measured by five pressure sensors locating at five positions distributing equally at the positive pressure area and at the area in the centre of the bearing in terms of the vertical direction. Research results indicate that the pressure of the lubricating oil film in the hydrodynamic bearing increases as the load of the bearing increases. When the pressure on the bearing increases, the pressure of the lubricating oil film at the position where the oil film thickness is the smallest reaches the maximum value and when the speed of the rotating increases, the pressure of the lubricating oil film at the highest point decreases.

**Keywords:** Oil film pressure, hydrodynamic bearing, lubrication.

### 1. GIỚI THIỆU

Bôi trơn thủy động là một trong những vấn đề được quan tâm nghiên cứu sâu và rộng trên

thế giới. Các nghiên cứu bôi trơn ổ thủy động chia làm hai hướng chính là nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Các

nghiên cứu mô phỏng số bôi trơn thủy động hoặc bôi trơn thủy động đàn hồi sử dụng các phương pháp số như phương pháp phần tử hữu hạn hay phương pháp sai phân hữu hạn để tính toán mô phỏng. Trong những năm 1930, với những nghiên cứu của Swift [1] đã đưa ra điều kiện biên gọi là điều kiện biên Swift-Stieber. Nó được dùng rộng rãi trong các tính toán bôi trơn. Chaitanya K Desai và Dilip C Patel [2] đã mô hình hóa và thực nghiệm trường áp suất của một ổ đỡ thủy động ở các tải trọng và vận tốc khác nhau, kết quả tính toán và thực nghiệm chỉ ra áp suất lớn nhất tại nơi chiều dày màng dầu nhỏ nhất và bằng không trong vùng gián đoạn của màng dầu. Năm 1969 các nhà khoa học trên thế giới đã bắt đầu sử dụng phương pháp số để giải các bài toán bôi trơn với ổ chịu tải trọng tĩnh. Điển hình năm 1969, Reddy và các cộng sự [3] là những người đầu tiên giới thiệu phương pháp phần tử hữu hạn trong các nghiên cứu về bôi trơn. Năm 1973, OH và Huebrer [4] lần đầu tiên tính tới biến dạng của cấu trúc. Các tác giả đã sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để giải phương trình Reynolds với các phương trình đàn hồi, chất lỏng với giả thiết là đẳng nhớt. Tác giả đã biểu diễn lực nút  $\{F\}$  như hàm  $\{\sigma\}$  bởi ma trận độ cứng  $[K]$ . Các lực nút được xác định bằng cách tích phân trường áp suất bỏ qua áp suất âm. Nghiên cứu sử dụng phương pháp Newton-Rapson để xác định và sau đó nghịch đảo ma trận Jacobin [J]. Tuy nhiên phương pháp này có hạn chế là thời gian tính toán lâu. Hơn nữa sơ đồ lặp cho bài toán phân kỳ nhanh khi biến dạng của bề mặt lớn so với khe hở bán kính. Năm 2015 H. Shahmohamadi và các cộng sự [5] nghiên cứu hiệu ứng nhiệt trong dòng chất lỏng bôi trơn ổ đầu to. Nghiên cứu phân tích dòng chảy với hiệu ứng nhiệt thủy động kết hợp giải pháp Navier-Stokes cho

phương trình dòng chảy và phương trình năng lượng. Nghiên cứu đưa ra giải pháp mô phỏng dòng chảy chất lỏng. Năm 2018, N. Morris và các cộng sự [6] nghiên cứu ảnh hưởng của hư hỏng giữa trục và bạc trong ổ đầu to thanh truyền đến hiệu suất làm việc, nghiên cứu chỉ ra khi trục và bạc không có màng dầu thủy động sinh ra hư hỏng và làm giảm hiệu suất làm việc cho tới khi bị phá hủy.

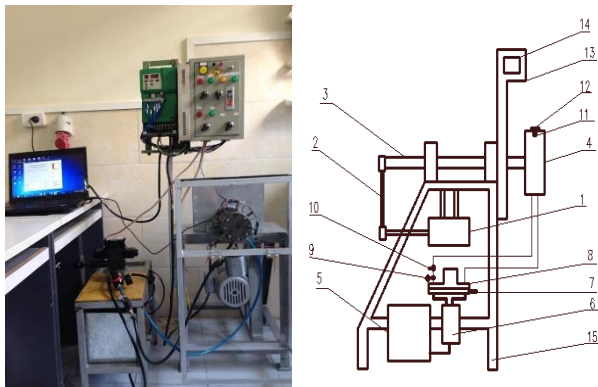
Nghiên cứu thực nghiệm bôi trơn ổ được chia làm hai hướng nghiên cứu là nghiên cứu trên ổ mô hình và nghiên cứu trên ổ đỡ thật. Năm 1983, Pierre-Eugene [7] và các cộng sự đã nghiên cứu biến dạng đàn hồi của ổ dưới tác dụng của tải cố định. Để thực hiện hiện các phép đo, các tác giả sử dụng các phương pháp quang học, đặc biệt là phương pháp đốm tia lase. Thanh truyền được lắp với trục bằng thép, trục quay với tốc độ 50 đến 200 v/ph, tải tác dụng thay đổi từ 60 N đến 300 N. Năm 2001, Moreau [8] tiến hành đo chiều dày màng dầu của ba ổ của trục khuỷu của động cơ xăng 4 xilanh. Tác giả nghiên cứu ảnh hưởng của độ nhớt dầu bôi trơn, khe hở bán kính tới chiều dày màng dầu. Các kết quả đo được so sánh với các quả tính toán số và cho kết quả tương thích. Năm 2005, Michaud [9] và Fatu [10] đã tham gia xây dựng băng thử Megapascal để nghiên cứu bôi trơn ổ trong điều kiện làm việc thực và khắc nghiệt. Tốc độ tối đa của động cơ đạt 20.000 v/ph với tải nén và kéo tác dụng là 90 kN và 60 kN. Năm 2015, M'hammed El Gadari, Aurelian Fatu, Mohamed Hajjam [11] đã nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm hiệu ứng thủy động đàn hồi trên ổ thủy động. Nghiên cứu chỉ ra ảnh hưởng của lực uốn tới chiều dày màng dầu và sinh ra hiệu ứng thủy động đàn hồi trên bề mặt đàn hồi.

Trong bài báo này nhóm tác giả so sánh kết quả nghiên cứu mô phỏng và kết quả thực nghiệm áp suất màng dầu bôi trơn trong ổ đỡ

thủy động nhằm đánh giá ảnh hưởng của tải trọng tác dụng lên ổ đỡ thủy động và chỉ ra ảnh hưởng của tải trọng tác dụng lên áp suất màng dầu bôi trơn. Nghiên cứu thông số áp suất màng dầu bôi trơn là thông số quan trọng trong các yếu tố ảnh hưởng tới hiệu suất bôi trơn và làm việc của ổ đỡ thủy động.

## 2. THIẾT BỊ THỰC NGHIỆM

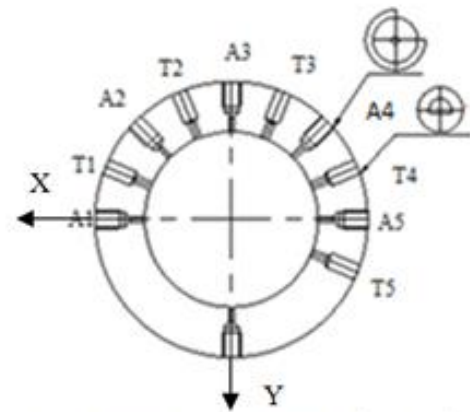
Nguyên lý thiết bị thực nghiệm dùng cho nghiên cứu này tuân theo nguyên lý hoạt động của ổ đỡ thủy động, gồm trục và bạc. Sơ đồ nguyên lý và ảnh chụp thiết bị được giới thiệu trên hình 1.



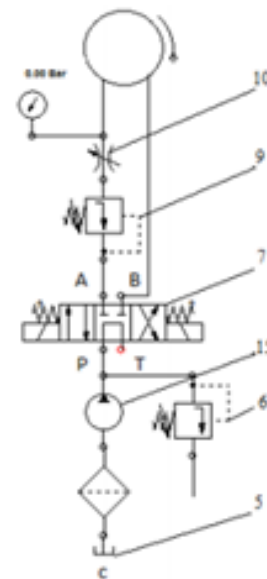
### Hình 1. Sơ đồ khối nguyên lý hệ thống

Động cơ điện (1) (công suất 0,55 kW, tốc độ 1390 vg/ph) truyền chuyển động cho trục (3) qua bộ truyền đai (2). Khi trục quay tạo ra màng dầu giữa trục (3) và bạc (4), các cảm biến áp suất và nhiệt độ (11), (12) được lắp trên bạc để đo áp suất và nhiệt độ tại các điểm khác nhau của màng dầu. Ổ đỡ nghiên cứu gồm trục (3), bạc (4) và tải đặt lên bạc. Các thông số hình học của ổ: chiều dài ổ  $L=50$  mm, đường kính ổ  $D=70$  mm, trục được mài với cấp chính xác 8, bạc được tiện cấp chính xác 6, khe hở bán kính  $C=0.05$  mm. Dầu bôi trơn có độ nhớt động học  $\mu=0.015$  Pa.s và khối lượng riêng  $\rho=850$  kg/m<sup>3</sup>. Tốc độ quay của ổ có thể thay đổi trong phạm vi 0÷1000 vg/ph nhờ sự điều chỉnh của biến tần

(13). Năm cảm biến áp suất tại vị trí A1, A2, A3, A4, A5 lắp xen kẽ và cách đều năm cảm biến nhiệt độ T1, T2, T3, T4, T5 để đo áp suất và nhiệt độ màng dầu tại mặt giữa ổ theo phương chu vi (hình 2).



A1, A2, A3, A4, A5: vị trí cảm biến áp suất  
T1, T2, T3, T4, T5: vị trí cảm biến nhiệt độ



### Hình 3. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thủy lực

Áp suất và lưu lượng dầu cấp vào ổ được điều chỉnh nhờ hệ thống thủy lực (hình 3). Bơm dầu (6) (công suất 150 W và tốc độ 294 rad/s) cấp dầu qua van tiết lưu (10) và van giảm áp (9) để thay đổi lưu lượng và áp suất dầu vào ổ. Dầu cấp vào ổ tuần hoàn liên tục. Lượng dầu cấp vào và hồi về qua van đảo chiều.

### 3. MÔ HÌNH HÓA ÁP SUẤT MÀNG DẦU

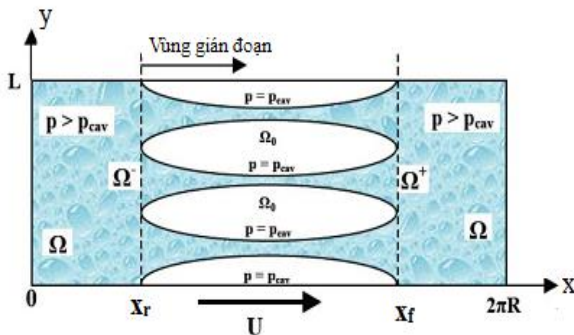
#### 3.1. Phương trình Reynolds

Phương trình Reynolds cho một ổ đỡ chịu tải trọng động được viết như sau [8]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

Phương trình (1) được giải cùng với điều kiện biên Reynolds có tính tới hiện tượng gián đoạn màng dầu (hình 1). Trong miền khai triển màng dầu  $\Omega$  bao gồm vùng làm việc (vùng màng dầu liên tục) và vùng màng dầu bị gián đoạn.

- Vùng liên tục  $\Omega$  có  $p > p_{cav}$  ( $p_{cav}$  là hằng số) là vùng mà bề mặt trục và bạc được phân cách hoàn toàn bởi màng dầu bôi trơn.
- Vùng gián đoạn  $\Omega_0$  có  $p = p_{cav}$  là vùng có xen lẫn các lỗ khí. Tại vùng này bề mặt trục và bạc được phân cách bởi hỗn hợp dầu bôi trơn - khí.



Hình 4: Miền khai triển ổ

Tại vùng gián đoạn phương trình (1) được viết lại dưới dạng:

$$U \frac{\partial p h}{\partial x} + 2 \frac{\partial p h}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

Trong đó  $\rho$  là khối lượng riêng của hỗn hợp dầu bôi trơn - khí

Đặt  $r = \frac{\partial p h}{\rho_0}$  là chiều dày của màng dầu bôi

trơn, với  $\rho_0$  là khối lượng riêng của hỗn hợp

dầu bôi trơn - khí, phương trình (2) trở thành:

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

Giữa các vùng  $\Omega$  và  $\Omega_0$  là các đường biên  $\Omega^+$  và  $\Omega^-$  tại đây bắt đầu xảy ra hiện tượng gián đoạn và phục hồi màng dầu bôi trơn. Như vậy, để xác định được phân bố áp suất và tìm ra vùng gián đoạn của màng dầu phải giải hệ hai phương trình (1) và (3) với hai ẩn số là  $p$  và  $r$ , ẩn số  $D$  đại diện cho cả hai biên trên trong hai miền liên tục và gián đoạn:

- Đối với vùng màng dầu liên tục

$$\begin{cases} D = p, D \geq 0 \\ F = 1 \end{cases} \quad (4)$$

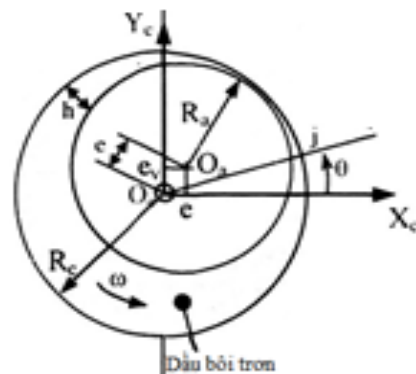
- Đối với vùng gián đoạn

$$\begin{cases} D = r - h, D < 0 (p < p_0) \\ F = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Như vậy hai phương trình (1) và (3) được viết dưới dạng:

$$F \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + F \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + (1-F) \left( \frac{U}{2} \frac{\partial D}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial t} \right) \quad (6)$$

#### 3.2. Phương trình chiều dày màng dầu



Hình 5: Mặt cắt ổ thủy động

Chiều dày màng dầu h trong ổ bạc tròn và cứng như hình 5 được xác định như sau:

$$h = C - e_{xe} \cos \theta - e_{ye} \sin \theta \quad (7)$$

Trong phương trình này  $C = R_c - R_a$  (khe hở hướng kính),  $e_x$ , và  $e_y$  là tọa độ của tâm trục  $O_a$ .  $\theta = x/R$  là vị trí góc của một điểm M. Biến đổi phương trình (7) về dạng:

$$h = C(1 - \varepsilon_{xe} \cos \theta - \varepsilon_{ye} \sin \theta) \quad (8)$$

Trong đó  $\varepsilon_{xe} = e_{xe}/C$ ,  $\varepsilon_{ye} = e_{ye}/C$  là độ lệch tâm tương đối theo các trục tọa độ của tâm trục.

### 3.3. Phương trình cân bằng tải

Bỏ qua lực quán tính, phương trình cân bằng lực tác dụng lên thanh truyền như sau:

$$\vec{F}_{ext} + \vec{F}_p = \vec{F}_{ext} + \int_S p \vec{n} dS = \vec{0} \quad (9)$$

Trong đó  $F_{ext}$  là ngoại lực;  $F_p$  là lực thủy động sinh ra.

Chiếu phương trình (9) lên hai trục  $X_e$ ,  $Y_e$  ta được hệ phương trình cân bằng tải:

$$\begin{cases} \int_S p \cos \theta dS - F_{xe} = 0 \\ \int_S p \sin \theta dS - F_{ye} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

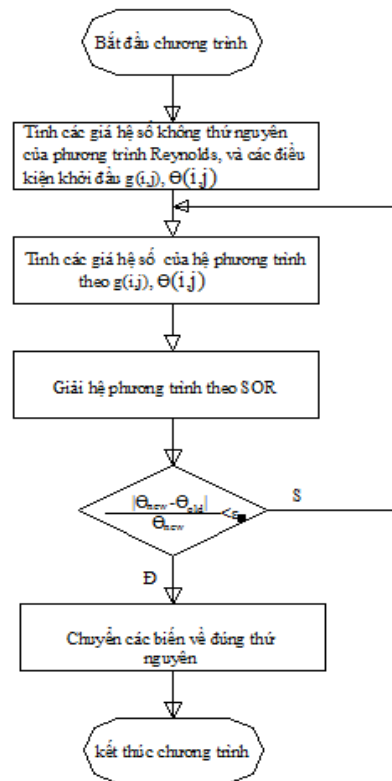
### 3.4. Mô hình hóa

Áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn cho phương trình (6) trên miền khai triển (hình 3) ta có:

$$E(D) = \int_n W \left( -F \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) \right) \right)$$

$$M_{jk} = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left( \frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nne} \left( \left( \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial N_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) F_k + \sum_{k=1}^{nne} \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} N_{mk} (1-F) - 2 \frac{1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nne} N_{mj} N_{mk} (1-F_k(t)) \right) \right) \Delta \Omega_m \quad (14)$$

$$U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + (1-F) \left( \frac{U}{2} \frac{\partial D}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial t} \right) d\Omega = 0 \quad (11)$$



Hình 6. Sơ đồ thuật toán tính áp suất

Sử dụng công thức tích phân từng phần cho phương trình (11):

$$\begin{aligned} E(D) = & \int_n F \left( \frac{\partial w}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + \frac{\partial w}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) \right) \\ & + W \left( U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) + (1-F) \left( \frac{U}{2} \frac{\partial w}{\partial x} D \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial t} \int_n (1-F) W D d\Omega = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Phương trình (12) được viết dưới dạng hệ phương trình:

$$R = [M] D + B = 0 \quad (13)$$

Trong đó:

$$B_j = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left( N_{mj} \left( U \frac{\partial h_m}{\partial x} + 2 \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right) - 2 \frac{1}{\Delta t} \sum_{k=1}^{mne} N_{mj} N_{mk} \left( (1 - F_k(t - \Delta t)) D_k(t - \Delta t) \right) \right) \Delta \Omega_m \quad (15)$$

Trong miền liên tục  $F_k=1$ , khi đó ta có:

$$M_{jk} = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left( \frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{mne} \left( \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial N_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) \right) F_k \quad (16)$$

$$B_j = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left( N_{mj} \left( U \frac{\partial h_m}{\partial x} + 2 \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right) \right) \quad (17)$$

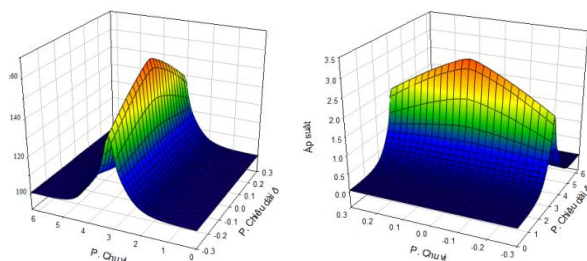
Áp dụng giải thuật như hình 6 để tính áp suất màng dầu bôi trơn ổ đỡ thủy động.

#### 4. KẾT QUẢ

Ổ nghiên cứu với các thông số thực tế làm điều kiện đầu vào cho chương trình tính toán mô phỏng số với cùng điều kiện biên.

##### 4.1. Kết quả mô phỏng

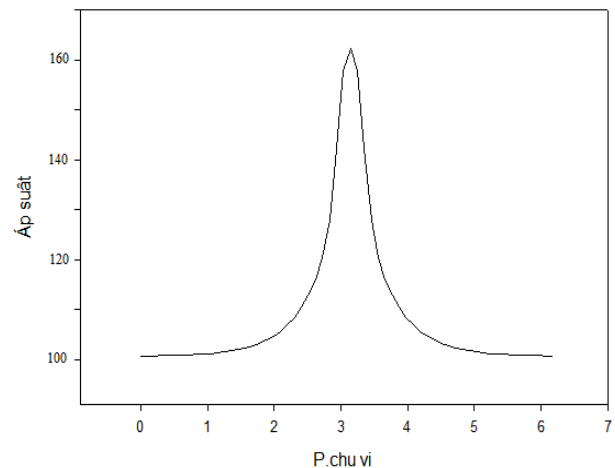
Hình 7 biểu diễn kết quả tính toán mô phỏng số áp suất màng dầu bôi trơn ổ đỡ thủy động với tải tác dụng 30 N ở tốc độ quay 400 vg/ph. Từ kết quả mô phỏng ta có thể thấy được áp suất màng dầu lớn nhất tại vị trí giữa ổ theo phương chu vi, vị trí áp suất màng dầu lớn nhất tương ứng với vị trí treo tải có chiều dày màng dầu nhỏ nhất. Theo phương chiều dài ổ, áp suất màng dầu lớn nhất tại vị trí giữa ổ và giảm dần về hai phía. Kết quả mô phỏng hoàn toàn phù hợp với lý thuyết bôi trơn thủy động.



Hình 7. Kết quả mô phỏng áp suất màng dầu bôi trơn ổ đỡ thủy động với tải tác dụng 30 N ở tốc độ quay 400 vg/ph

Hình 8 biểu diễn kết quả mô phỏng áp suất

màng dầu bôi trơn ổ đỡ thủy động với tải tác dụng 30 N ở tốc độ quay 400 vg/ph cắt tại tiết diện giữa ổ theo phương chiều dài. Giá trị áp suất lớn nhất đạt 158.8275 kPa và giảm dần về hai phía.

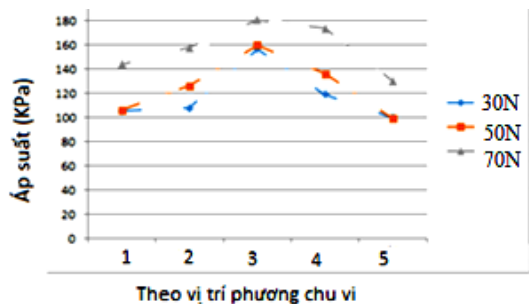


Hình 8. Mô phỏng áp suất màng dầu bôi trơn ổ đỡ thủy động với tải tác dụng 30 N ở tốc độ quay 400 vg/ph tại tiết diện giữa ổ

##### 4.2. Kết quả thực nghiệm

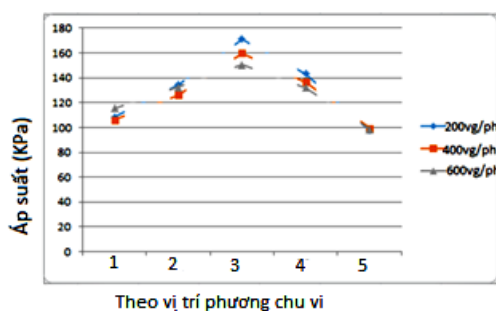
Hình 9 đưa ra so sánh áp suất của ổ theo tải trọng 30 N, 50 N, 70 N ở tốc độ 400 vg/ph. Ở mỗi giá trị tải, áp suất màng dầu đạt giá trị lớn nhất khi chiều dày màng dầu nhỏ nhất và ngược lại tại vùng chiều dày màng dầu lớn thì áp suất nhỏ. Các vị trí khác khi tăng tải thì áp suất của màng dầu cũng tăng lên. Điều này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết. Tại vị trí A1 áp suất màng dầu lần lượt bằng 105.53 kPa, 115.51 kPa, 144.125 kPa ứng với tải trọng 30 N, 50 N, 70 N. Tương ứng tại vị trí A3, áp suất màng dầu lần lượt bằng 156.625 kPa, 158.325 kPa, 180.85 kPa khi tải trọng bằng 30 N, 50 N, 70 N. Tại vị trí A5 áp suất màng dầu lần lượt bằng 100.0 kPa, 98.475 kPa, 130.0125 kPa.





Hình 9. Áp suất của màng dầu theo màng dầu theo tải tác dụng ở tốc độ quay 400 vg/ph

Hình 10 biểu diễn sự thay đổi áp suất của màng dầu theo vận tốc khi tải tác dụng là 50 N. Khi tốc độ tăng 200 vg/ph đến 600 vg/ph thì áp suất màng dầu giảm ở vị trí A3. Khi đó, áp suất tại vị trí A1 lần lượt bằng 106.2 kPa, 115.51 kPa, tại vị trí A3 là 169.9375 kPa, 150.325 kPa, tại vị trí A5 là 99.175 kPa, 98.475 kPa. Khi ở tải 50 N vận tốc 200 vg/ph thì giá trị áp suất tại vị trí A3 cao nhất, các giá trị trừ A1 đến A5 tạo thành đường cong dạng chêm đầu phù hợp lý thuyết. Khi ở cùng giá trị tải 50 N, giá trị vận tốc tăng dần thì giá trị áp suất tại vị trí A3 giảm dần, vì khi vận tốc tăng thì độ lệch tâm trục và bạc giảm do đó sự chênh lệch áp suất tại A3 giảm đi



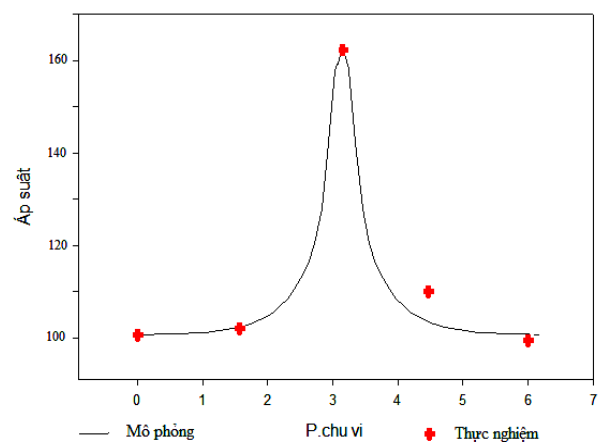
Hình 10. Áp suất màng dầu theo tốc độ ở tải 50 N

#### 4.3. So sánh kết quả mô phỏng số và kết quả thực nghiệm

Kết quả nghiên cứu áp suất màng dầu mô phỏng và áp suất màng dầu thực nghiệm hình 11 tương đồng về dạng, tuy nhiên có sự khác nhau về giá trị.

Tại vị trí A3 kết quả mô phỏng 156.625 kPa

và kết quả thực nghiệm là 159.025 kPa. Tại các vị trí A1, A2, A5 kết quả thực nghiệm tương đương kết quả mô phỏng và chênh lệch 2 kPa. Tại vị trí A4 kết quả thực nghiệm cao hơn kết quả mô phỏng 5 kPa. Sự sai khác chênh lệch có thể giải thích do thiết bị thực nghiệm có sai số trong quá trình thực nghiệm và chương trình tính toán mô phỏng số chưa xét tới hết tất cả các hiệu ứng có thể ảnh hưởng tới chất lượng bôi trơn như hiệu ứng thủy động đàn hồi, hiệu ứng quán tính, hiệu ứng nhiệt. Tuy nhiên kết quả nghiên cứu từ chương trình mô phỏng và kết quả thực nghiệm tương đồng về dạng cho thấy các kết quả nghiên cứu cả về lý thuyết và thực nghiệm đáng tin cậy cả về dạng phân bố áp suất theo lý thuyết bôi trơn thủy động; cả về mức độ sai lệch giữa mô phỏng và thực nghiệm thực tế, có thể sử dụng làm tiền đề nghiên cứu cho các công trình khoa học nghiên cứu sâu hơn về bôi trơn thủy động cho ổ đỡ.



Hình 11. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm áp suất màng dầu ở tốc độ 400 vg/ph với tải tác dụng 30 N

#### 5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã trình bày một thiết bị thực nghiệm nhằm khảo sát và phân tích các đặc tính bôi trơn trong ổ đỡ thủy động. Kết quả nghiên cứu áp suất màng dầu mô phỏng và áp

suất màng dầu thực nghiệm tương đồng về dạng, tuy nhiên có sự khác nhau về giá trị. Khi cùng một tốc độ quay tải trọng tác dụng lên ổ tăng thì giá trị áp suất thủy động của màng dầu tăng theo. Tại vùng màng dầu chịu

tải (áp suất màng dầu lớn) tương ứng với chiều dày màng dầu nhỏ nhất. Khi tăng tốc độ quay, áp suất lớn nhất của màng dầu giảm. Các kết quả đo phù hợp với lý thuyết bôi trơn thủy động [7].

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Nguyễn Xuân Toàn, Trần Thị Thanh Hải, Dương Minh Tuấn, "Xây dựng chương trình tự động tính toán bôi trơn thủy động (ổ đỡ và ổ chặn) có tính đến các sai số hình dạng hình học", Hội nghị khoa học 45 năm thành lập Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 10-2001.
- [2] Thi Thanh Hai Tran, T.Zeghloul, D.Bounneau, "Experimental of the interaction between the different bodies of a connecting-rod big end bearing", World Congress, Besancon, June 18-21, 2007.
- [3] Dinh Tan Nguyen, Trong Thuan Luu, Thi Thanh Hai Tran, "Establishment of automatic calculation program for greasing pillow in consideration of oil film disruption", Vietnam mechanical engineering magazine, no 3, 2014.
- [4] Reddi, M.M, 1969, "Finite Element Solution of the Incompressible Lubrication problem". ASME, Journal of Lubrication Technology, pp.262 – 270.
- [5] Oh, K.P., Huebner, K.H., 1973, "Solution of the Elastohydrodynamic Finite Journal Bearing Problem". ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 3, pp.342 – 352.
- [6] H. Shahmohamadi, R. Rahmani, H. Rahnejat, C.P. Garner, D. Dowson (2015), "Big End Bearing Losses with Thermal Cavitation Flow Under Cylinder Deactivation". Tribol Lett (2015) 57:2.
- [7] N. Morris, M. Mohammadpour, R. Rahmani, P.M. Johns-Rahnejat, H. Rahnejat<sup>1</sup>, D. Dowson (2018), "Effect of Cylinder Deactivation on tribological performance of piston compression ring and connecting rod bearing", Tribology International (2018), doi: 10.1016/j.triboint.2017.12.045.
- [8] Pierre-Eugene J. (1983), "Contribution à l'Etude de la Déformation Élastique d'un Coussinet de Tête de Bielle en Fonctionnement Hydrodynamique Permanent", Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers.
- [9] Moreau H. (2001), "Mesures des Epaisseurs du Film d'Huile dans les Paliers de Moteur Automobile et Comparaisons avec les Résultats Théoriques", Thèse de Doctorat de Université de Poitiers.
- [10] Michaud P. (2004), "Modélisation thermoélastohydrodynamique tridimensionnelle des paliers de moteurs. Mise en place d'un banc d'essais pour paliers sous conditions sévères", Thèse de Doctorat à Université de Poitiers.
- [11] Fatu A. (2005), "Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification de palier de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers.
- [12] M'hammed El Gadari, Aurelian Fatu, Mohamed Hajjam (2016), "Shaft roughness effect on elasto-hydrodynamic lubrication of rotary lip seals: Experimentation and numerical simulation", journal homepage: [www.elsevier.com/locate/triboint](http://www.elsevier.com/locate/triboint)

---

Thông tin liên hệ: **Phạm Trung Thiên**

Điện thoại: 0963284444 - Email: [ptthien.ck@uneti.edu.vn](mailto:ptthien.ck@uneti.edu.vn)

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp.





