

Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo bộ điều khiển hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ thủy động khi tải trọng, vận tốc thay đổi

Studying, designing and manufacturing the lubrication system control for hydrodynamics journal bearings with variable load and variable speed

Nguyễn Văn Thắng*, Nguyễn Anh Tú

Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

**Email: nguyenvanthang@hau.edu.vn; thangspsbstu@mail.ru*

Tel: +84 946360383

Tóm tắt

Từ khóa:

Bôi trơn; Hệ thống điều khiển; Lưu lượng dầu; Ổ đỡ thủy động; Vi điều khiển.

Bài báo trình bày nghiên cứu thiết kế và chế tạo bộ điều khiển hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ thủy động. Đối tượng nghiên cứu là loại ổ đỡ thủy động có tải đặt lên bạc, tâm trục được cố định bởi các ổ lăn. Tải thay đổi (từ 400 tới 700) N trong khi vận tốc quay của trục thay đổi (từ 600 tới 1400) vg/ph. Bài báo cũng trình bày việc chế tạo hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ, xây dựng sơ đồ vi điều khiển trên nền tảng ATmega328 từ tín hiệu của hệ thống cảm biến áp suất, nhiệt độ gắn trong lớp màng dầu và thiết kế phần mềm hiển thị bằng MATLAB. Kết quả của bài báo cũng chỉ ra được lưu lượng của dòng dầu thay đổi linh hoạt, chính xác khi thay đổi tốc độ quay của trục và tải đặt lên ổ.

Abstract

Keywords:

Control system; Hydrodynamic journal bearing; Lubrication; Lubricant consumption; Microcontrol.

This paper presents a study in designing and manufacturing the lubrication system control for hydrodynamics journal bearings. The object of study are hydrodynamics journal bearings with the load on the bearing, while the center of the shaft is fixed by roller bearings. The load can be changed (from 400 to 700) N and the speed of shaft varies (from 600 to 1400) rpm. The article also presents the manufacturing of a lubrication system for hydrodynamics journal bearings, establishing a microcontroller schematic based on an ATmega328 microprocessor and the signal of the pressure/temperature sensor installed in the slick. The display software for such system was created by MATLAB programming software. The results also showed that the lubricant consumption can be changed accurately with the variation of load and speed.

Ngày nhận bài: 01/8/2018

Ngày nhận bài sửa: 14/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

1. GIỚI THIỆU

Mặc dù ổ lăn (ổ bi) đã được chế tạo hàng loạt với nhiều chủng loại và chất lượng ngày càng cao, nhưng trong một số trường hợp như tải trọng, tốc độ quay lớn việc sử dụng ổ bi là không phù hợp vì lý do tuổi thọ và độ tin cậy thấp. Đối với các trường hợp này, việc sử dụng ổ trượt là giải pháp hợp lý. Trong điều kiện bôi trơn thích hợp các bề mặt làm việc của ổ trượt được ngăn cách bằng màng dầu và ổ làm việc trong điều kiện ma sát ướt. Khi đó, tiêu hao năng

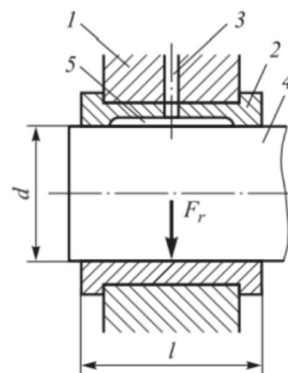
lượng cho ma sát trong ổ là rất nhỏ. Thông thường, ổ đỡ thủy động chịu tải trọng nhỏ, tốc độ quay cao, hoặc tải trọng lớn tốc độ quay nhỏ. Cũng có một số trường hợp kết hợp cả tải trọng và tốc độ lớn nhưng các trường hợp này là rất hạn chế vì chi phí khá cao. Tuy nhiên với các tốc độ và tải trọng khác nhau thì chế độ bôi trơn, lưu lượng dầu cung cấp cho ổ là khác nhau. Nếu chế độ bôi trơn không phù hợp sẽ xảy ra hiện tượng ma sát giữa ngõng trục và bạc dẫn tới mòn, bong tróc lớp bề mặt vật liệu. Nguy hiểm hơn, bôi trơn không đúng sẽ làm mất cân bằng động lực học dẫn tới sự mất ổn định chuyển động ngõng trục trong ổ. Do đó, cần phải nghiên cứu, thiết kế và chế tạo hệ thống điều khiển cấp dầu cho ổ đỡ thủy động để phát huy hết hiệu suất làm việc của ổ và giảm thiểu các sự cố do chế độ bôi trơn không phù hợp gây nên. Năm 1959, Коровчинский [1] đã nghiên cứu ổ đỡ thủy động với cả hai trường hợp không kể đến và kể đến (ổ đỡ thực) dòng chảy dầu ra hai đầu ổ. Năm 1963, Чернавский [2] tính toán lưu lượng dầu thoát ra từ đầu ổ đỡ thủy động cho nhiều trường hợp như: ổ đỡ nhiều cửa, ổ đỡ có khuyên an toàn... Năm 1971, Tondl [3] nghiên cứu bằng phương pháp lý thuyết kết hợp thực nghiệm kiểm chứng về động lực học và ổn định của rotor có xét đến ảnh hưởng của các chế độ bôi trơn khác nhau. Năm 2011, Нгуен Ван Тханг [4] đã tính toán lực và mô men tác dụng lên trục trong ổ đỡ thủy động vận tốc lớn có kể đến lực ly tâm của lớp màng dầu.

Ở Việt Nam chưa có nhiều nghiên cứu và thiết bị thực nghiệm về bôi trơn thủy động. Năm 2005, tác giả Phạm Văn Hùng [5] dùng một cảm biến áp suất để đo áp suất bên trong lớp màng dầu của ổ đỡ thủy động. Năm 2015, Trần Thị Thanh Hải và cộng sự [6] đã nghiên cứu xây dựng hệ thống giám sát các đặc tính áp suất và nhiệt độ của ổ đỡ thủy động bằng việc sử dụng năm cảm biến áp suất, năm cảm biến nhiệt độ đặt xen kẽ, cách đều nhau trên một nửa ổ.

Bài báo trình bày nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ, xây dựng sơ đồ vi điều khiển lưu lượng dầu trên nền tảng ATmega328 từ tín hiệu của hệ thống cảm biến áp suất, nhiệt độ gắn trong lớp màng dầu và thiết kế phần mềm hiển thị bằng MATLAB.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Cấu tạo ổ đỡ thủy động



Hình 1. Cấu tạo chung của ổ đỡ thủy động
1 - Thân ổ, 2 - lót ổ, 3 - lỗ cấp dầu, 4 - trục và 5 - rãnh dẫn dầu.

Thân ổ có thể là một khối nguyên hoặc là gồm các phần rời ghép lại. Thân ổ có thể làm liền với thân máy hoặc chế tạo riêng bằng đúc hoặc hàn rồi ghép vào thân máy. Ổ nguyên có ưu điểm đơn giản và độ cứng cao hơn ổ ghép, nhưng có nhược điểm là không điều chỉnh được khe hở. Đối với những ổ có đường kính lớn hoặc cần lắp ổ vào ngõng trục giữa thì không thể dùng ổ nguyên được.

Lót ổ là bộ phận quan trọng của ổ trượt do tiếp xúc trực tiếp với ngõng trục. Vật liệu của lót ổ phải đảm bảo giảm được mất mát công suất do ma sát, giảm bớt chi phí cho việc sửa chữa do mòn. Thông thường, trục đắt tiền hơn lót ổ rất nhiều. Vì vậy, cần tối trực để có độ rắn bề mặt trục cao, ít bị mòn, đồng thời phải chọn được lót ổ đảm bảo những yêu cầu nhất định về mòn và ma sát.

Rãnh dầu dùng để phân phối đều dầu bôi trơn ổ. Rãnh dầu có thể phân bố dọc trục hay vòng theo chu vi, ở ngoài vùng chịu tải của ổ, để không làm giảm khả năng tải của ổ. Thường rãnh dầu được bố trí trùng với chỗ lắp ghép. Đối với rãnh dầu dọc trục thường lấy bằng 0,8 chiều dài ổ. Tỷ số l/d giữa chiều dài ổ với đường kính trục cần chọn theo điều kiện làm việc cụ thể của ổ. Nếu yêu cầu phải hạn chế kích thước dọc trục hoặc ổ có khe hở nhỏ, làm việc với vận tốc lớn thì l/d nhỏ. Khi đường tâm ngõng trục có độ nghiêng nhỏ so với đường tâm lót ổ thì lấy l/d lớn. Nếu lấy l nhỏ quá, dầu sẽ chảy ra ngoài mép ổ, làm giảm khả năng tải của ổ. Thông thường, tỷ số l/d lấy từ 0,4 đến 1,0.

2.1 Cơ sở lý thuyết ổ đỡ thủy động

Sự thay đổi áp suất trong lớp màng dầu được mô tả bằng phương trình Reynolds:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h-h_m}{h^3} \quad (1)$$

Trong đó: μ - độ nhớt động lực của chất lỏng;

h_m - chiều dày lớp bôi trơn tại tiết diện có áp suất lớn nhất;

h - chiều dày lớp bôi trơn;

p - áp suất của dầu trong ổ đỡ thủy động;

v - vận tốc dài của ngõng trục.

Chiều dày của lớp màng dầu tại tiết diện ứng với góc φ :

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi) \quad (2)$$

Trong đó: $\delta = D - d$ - độ hở đường kính;

D - đường kính lót ổ;

d - đường kính ngõng trục;

e - độ lệch tâm tuyệt đối;

χ - độ lệch tâm tương đối.

Chiều dày lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ_m , có $p = p_{max}$:

$$h_m = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_m) \quad (3)$$

Sau khi thay (2), (3) vào phương trình (1) ta lấy tích phân và thu được kết quả:

$$\Phi_F = \frac{F_r}{dl} \cdot \frac{\psi^2}{\mu \omega} = \frac{p_m \psi^2}{\mu \omega}, \quad (4)$$

Trong đó: p_m - áp suất trung bình của dầu;

ω - vận tốc góc của trục;

ψ - độ hở đường kính tương đối;

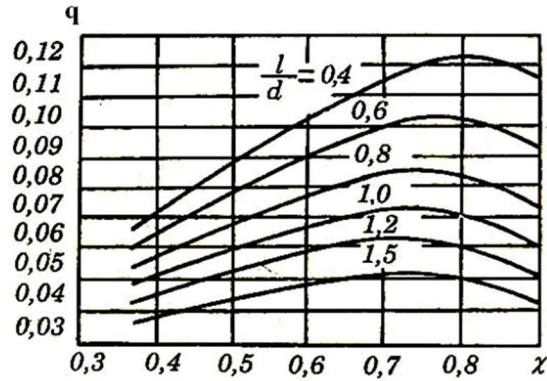
Φ_F - hệ số khả năng tải;

F_r - tải.

Vì dòng dầu liên tục, nên lưu lượng dầu qua khe hở bất kỳ h bằng lượng dầu chảy qua khe hở h_m (tại h_m có $\frac{dp}{dx} = 0$):

$$Q = \frac{1 + \chi \cos \varphi}{8} \psi \omega l d^2 = q \psi \omega l d^2, \quad (5)$$

Trong đó: q - hệ số tiêu thụ chất bôi trơn, phụ thuộc vào χ , xác định theo đồ thị hình 2.



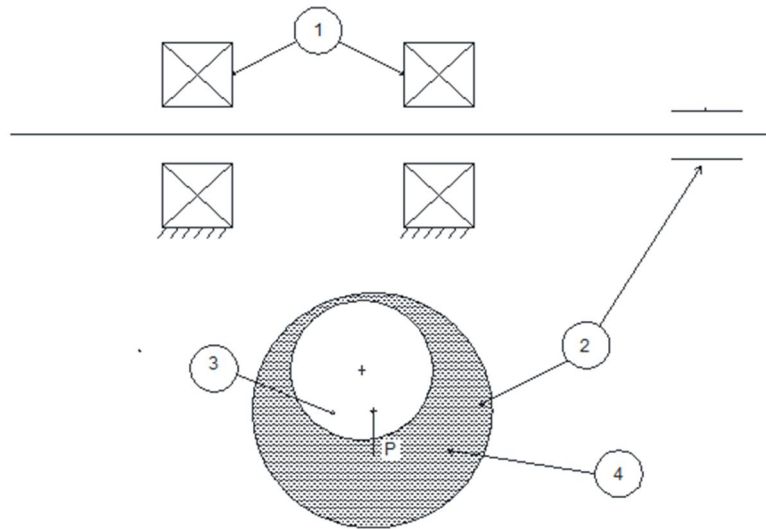
Hình 2. Quan hệ giữa hệ số tiêu thụ chất bôi trơn và độ lệch tâm tương đối của ổ [1]

Qua công thức (5) ta có $Q = q \psi \omega l d^2$. Trong đó các thông số không đổi là: l - chiều dài của trục, d - đường kính của trục và ψ - độ hở đường kính tương đối. Do đó, lưu lượng Q sẽ phụ thuộc vào q và ω . Trong đó ω là vận tốc góc của ngõng trục, q là hệ số tiêu thụ chất bôi trơn. q được xác định dựa trên đồ thị hình 2, nó phụ thuộc vào tỉ số $\frac{l}{d}$ và độ lệch tâm tương đối χ . Trong khi đó χ phụ thuộc vào hệ số khả năng tải ϕ_F . Mặt khác, hệ số khả năng tải ϕ_F lại phụ thuộc vào F_r, ω, μ theo công thức (4). Độ nhớt động học của dầu bôi trơn μ phụ thuộc vào nhiệt độ làm việc của dầu trong ổ. Như vậy qua cơ sở lý thuyết đã nêu trên, ta đi tới kết luận rằng lưu lượng dòng dầu Q sẽ phụ thuộc vào 3 đại lượng sau: tốc độ quay của trục, tải trọng tác dụng lên trục và nhiệt độ làm việc của dầu.

3. LƯU LƯỢNG DÒNG DẦU

3.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là ổ đỡ thủy động có tải đặt lên bạc, tâm trục được cố định bởi các ổ lăn. Tải thay đổi (từ 400 tới 700) N trong khi vận tốc quay của của trục thay đổi (từ 600 tới 1400) vg/ph, hình 3. Cụm ổ đỡ thủy động - trục trên thực tế chế tạo có các thông số: đường kính ngõng trục $d = 100$ mm, tỷ số giữa chiều dài ổ và ngõng trục $l/d = 0,4$ hình 4.



Hình 3. Sơ đồ khảo sát ổ đỡ thủy động: 1 - ổ bi đỡ, 2 - ổ đỡ thủy động, 3 - trục và 4 - lớp màng dầu.



Hình 4. Cụm ổ đỡ thủy động - trục

3.2. Lưu lượng dòng dầu cung cấp cho ổ

Từ cơ sở lý thuyết ta tính được lưu lượng dòng dầu Q [l/ph] bôi trơn cho ổ thể hiện trên các bảng 2 ÷ 5. Dầu bôi trơn được sử dụng là loại Shell Tellus S2 M22 có độ nhớt thay đổi theo nhiệt độ thể hiện trên bảng 1.

Bảng 1. Thông số độ nhớt động lực của dầu Shell Tellus S2 M22

T (°C)	30	35	40	45	50	55	60
μ (cP)	32	27	22	18	16	14	12

Bảng 2. Lưu lượng dầu với tải trọng $Fr = 400N$

Nhiệt độ (°C)	Độ nhớt (cP)	F=400(N)																			
		600(vg/ph)				800(vg/ph)				1000(vg/ph)				1200(vg/ph)				1400(vg/ph)			
		Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q
30	32	0.213	0.49	0.088	0.28	0.159	0.42	0.072	0.30	0.128	0.37	0.66	0.34	0.106	0.38	0.068	0.42	0.09	0.38	0.068	0.50
35	27	0.252	0.52	0.092	0.29	0.189	0.46	0.082	0.34	0.152	0.41	0.072	0.37	0.126	0.39	0.07	0.44	0.108	0.39	0.07	0.51
40	22	0.309	0.55	0.095	0.30	0.232	0.5	0.088	0.37	0.186	0.46	0.082	0.43	0.155	0.41	0.072	0.45	0.132	0.4	0.07	0.51
45	18	0.379	0.58	0.1	0.31	0.284	0.54	0.092	0.38	0.227	0.48	0.082	0.45	0.189	0.46	0.082	0.51	0.162	0.42	0.072	0.52
50	16	0.426	0.64	0.1	0.31	0.319	0.55	0.094	0.39	0.255	0.5	0.09	0.47	0.213	0.49	0.09	0.56	182	0.45	0.08	0.58
55	14	0.487	0.67	0.11	0.34	0.365	0.58	0.1	0.42	0.292	0.52	0.092	0.48	0.243	0.5	0.09	0.56	0.208	0.49	0.088	0.64
60	12	0.568	0.7	0.114	0.36	0.426	0.64	0.108	0.45	0.341	0.55	0.094	0.49	0.284	0.54	0.092	0.57	0.243	0.5	0.09	0.66

Bảng 3. Lưu lượng dầu với tải trọng $Fr = 500N$

Nhiệt độ (°C)	Độ nhớt (cP)	F=500(N)																			
		600(vg/ph)				800(vg/ph)				1000(vg/ph)				1200(vg/ph)				1400(vg/ph)			
		Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q
30	32	0.266	0.52	0.092	0.29	0.199	0.47	0.082	0.34	0.159	0.42	0.072	0.37	0.133	0.39	0.07	0.44	0.114	0.39	0.07	0.51
35	27	0.316	0.55	0.095	0.30	0.236	0.51	0.09	0.37	0.189	0.46	0.082	0.43	0.158	0.41	0.072	0.45	0.135	0.4	0.07	0.51
40	22	0.387	0.59	0.1	0.31	0.29	0.54	0.092	0.38	0.232	0.48	0.086	0.45	0.194	0.47	0.082	0.51	0.166	0.42	0.072	0.52
45	18	0.473	0.66	0.11	0.34	0.355	0.57	0.098	0.41	0.284	0.5	0.09	0.47	0.236	0.5	0.09	0.56	0.203	0.48	0.086	0.63
50	16	0.533	0.68	0.112	0.35	0.399	0.6	0.102	0.42	0.319	0.54	0.092	0.48	0.266	0.52	0.092	0.57	0.228	0.5	0.09	0.66
55	14	0.609	0.71	0.114	0.36	0.456	0.66	0.11	0.46	0.365	0.56	0.098	0.51	0.304	0.54	0.092	0.57	0.261	0.52	0.092	0.67
60	12	0.71	0.73	0.116	0.36	0.532	0.69	0.114	0.47	0.426	0.61	0.102	0.53	0.355	0.57	0.098	0.61	0.304	0.55	0.094	0.69

Bảng 4. Lưu lượng dầu với tải trọng $Fr = 600N$

Nhiệt độ (°C)	Độ nhớt (cP)	F=600(N)																			
		600				800				1000				1200				1400			
		Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q
30	32	0.32	0.55	0.095	0.30	0.239	0.51	0.09	0.37	0.192	0.47	0.082	0.43	0.16	0.42	0.072	0.45	0.137	0.4	0.07	0.51
35	27	0.379	0.58	0.1	0.31	0.284	0.53	0.092	0.38	0.227	0.5	0.09	0.47	0.189	0.46	0.082	0.51	0.162	0.42	0.072	0.52
40	22	0.465	0.66	0.11	0.34	0.348	0.57	0.098	0.41	0.279	0.52	0.092	0.48	0.232	0.5	0.09	0.56	0.199	0.48	0.086	0.63
45	18	0.568	0.7	0.114	0.36	0.426	0.64	0.108	0.45	0.341	0.56	0.098	0.51	0.284	0.54	0.092	0.57	0.244	0.52	0.092	0.67
50	16	0.639	0.72	0.116	0.36	0.479	0.66	0.102	0.46	0.383	0.59	0.1	0.52	0.319	0.55	0.094	0.59	0.274	0.53	0.092	0.67
55	14	0.731	0.74	0.118	0.37	0.548	0.69	0.114	0.47	0.438	0.62	0.102	0.53	0.365	0.58	0.1	0.62	0.313	0.55	0.094	0.69
60	12	0.852	0.76	0.12	0.37	0.639	0.72	0.116	0.48	0.511	0.68	0.112	0.58	0.426	0.64	0.108	0.67	0.365	0.58	0.1	0.73

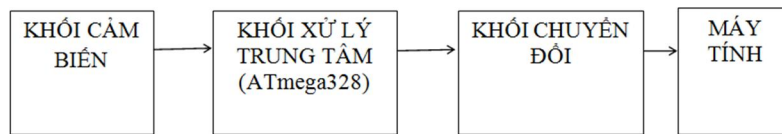
Bảng 5. Lưu lượng dầu với tải trọng $Fr = 700N$

Nhiệt độ (°C)	Độ nhớt (cP)	F=700(N)																			
		600				800				1000				1200				1400			
		Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q	Φ	χ	q	Q
30	32	0.373	0.58	0.1	0.31	0.279	0.53	0.092	0.38	0.224	0.5	0.09	0.47	0.186	0.46	0.082	0.51	0.16	0.42	0.072	0.52
35	27	0.44	0.65	0.11	0.34	0.331	0.56	0.098	0.41	0.265	0.52	0.092	0.48	0.221	0.5	0.09	0.56	0.189	0.46	0.082	0.60
40	22	0.542	0.688	0.114	0.36	0.407	0.61	0.102	0.42	0.325	0.55	0.094	0.49	0.271	0.52	0.092	0.57	0.232	0.5	0.09	0.66
45	18	0.663	0.72	0.116	0.36	0.497	0.67	0.11	0.46	0.398	0.6	0.102	0.53	0.331	0.56	0.098	0.61	0.284	0.55	0.094	0.69
50	16	0.746	0.74	0.118	0.37	0.559	0.69	0.114	0.47	0.447	0.65	0.11	0.57	0.372	0.58	0.1	0.62	0.319	0.55	0.094	0.69
55	14	0.852	0.76	0.12	0.37	0.639	0.72	0.116	0.48	0.511	0.68	0.112	0.58	0.426	0.64	0.108	0.67	0.365	0.58	0.1	0.73
60	12	0.99	0.78	0.122	0.38	0.746	0.74	0.118	0.49	0.596	0.69	0.114	0.59	0.497	0.67	0.11	0.69	0.426	0.64	0.108	0.79

4. THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG TIẾP ĐẦU

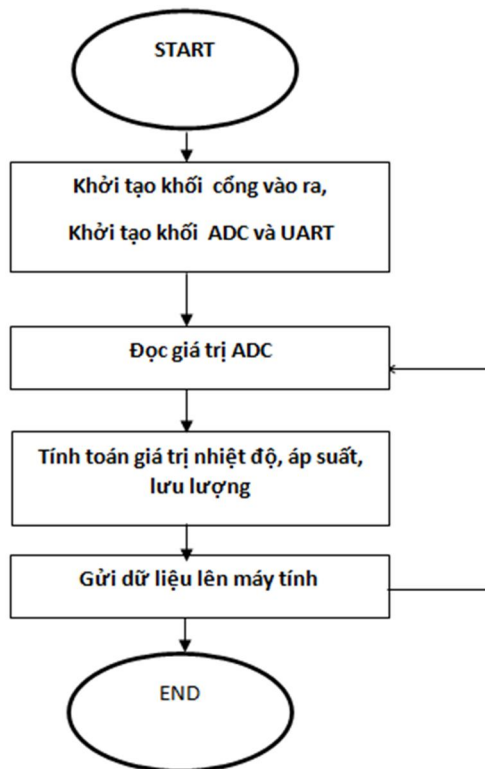
4.1. Hệ thống đo và lưu đồ thuật toán điều khiển

Trên hình 5 thể hiện sơ đồ hệ thống đo và xử lý tín hiệu. Trong đó, các cảm biến được kết nối đến bộ vi xử lý trung tâm. Sau khi xử lý tín hiệu đo, bộ vi xử lý sẽ truyền tín hiệu ra máy tính thông qua khối chuyển đổi bằng cổng USB.



Hình 5. Sơ đồ khối hệ thống đo và xử lý tín hiệu

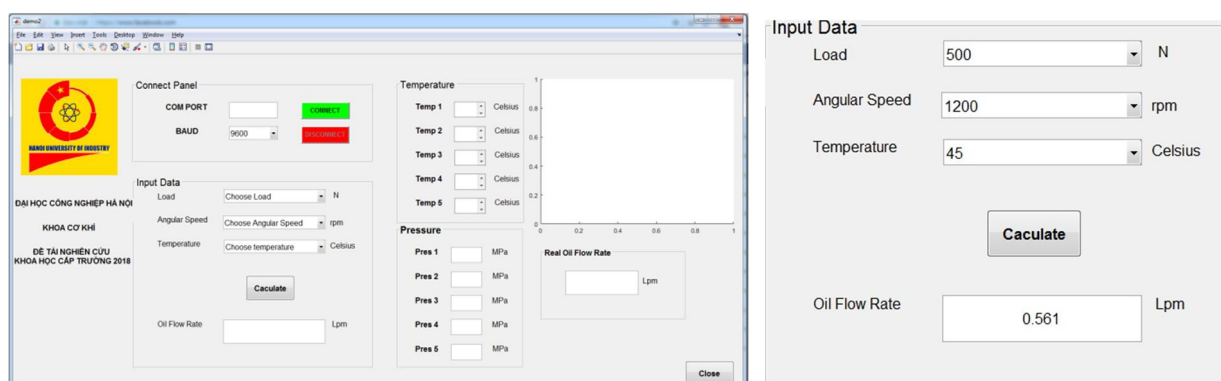
Vi điều khiển sẽ nhận tín hiệu, tính toán và xử lý và gửi tín hiệu ra máy tính theo lưu đồ thuật toán hình 6.



Hình 6. Sơ đồ khối vi điều khiển

4.2. Thiết kế và thử nghiệm bộ điều khiển lưu lượng dầu

Model được nhóm nghiên cứu sử dụng là Board Arduino UNO R3 nền tảng vi điều khiển ATmega328 với 1 cổng giao tiếp USB, 6 cổng Analog, 14 cổng I/O. Với vi điều khiển ATmega328 có thể xử lý được các tác vụ: đọc tín hiệu từ cảm biến và trả về giá trị nhiệt độ và áp suất; hiển thị kết quả lên máy tính. Giao diện điều khiển được thiết kế bởi Matlab GUI, hình 7.



Hình 7. Giao diện chương trình điều khiển

Kết quả hiển thị trên giao diện hình 7 cũng cho thấy lưu lượng dầu thực tế cung cấp cho ổ đỡ được kiểm tra bởi cảm biến lưu lượng YF-201, gần như tương đồng với kết quả lý thuyết đã tính toán trong bảng 3 và được điều khiển bởi hệ thống. Nhóm tác giả đã thử nghiệm với điều kiện tải đặt và vận tốc khác cũng cho kết quả khá chính xác so với lý thuyết.

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày nghiên cứu thiết kế và chế tạo bộ điều khiển hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ thủy động. Khi tải thay đổi (từ 400 tới 700) N, vận tốc quay của trục thay đổi (từ 600 tới 1400) vg/ph, nhóm tác giả đã tính toán và đưa ra lưu lượng dòng dầu cần cung cấp như kết quả trong bảng 2 ÷ 5. Trên cơ sở đó, bài báo cũng trình bày việc lựa chọn sơ đồ hệ thống đo phù hợp chế tạo hệ thống tiếp dầu cho ổ đỡ, xây dựng sơ đồ vi điều khiển trên nền tảng ATmega328 từ tín hiệu của hệ thống cảm biến áp suất, nhiệt độ gắn trong lớp màng dầu và thiết kế phần mềm hiển thị bằng MATLAB. Kết quả cho thấy lưu lượng dầu thực tế cung cấp cho ổ đỡ gần như tương đồng với kết quả lý thuyết đã tính toán và được điều khiển bởi hệ thống.

LỜI CẢM ƠN

Nhóm tác giả cảm ơn sự hỗ trợ của Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội trong nghiên cứu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Коровчинский М. В., 1965. *Теоретические основы работы подшипников скольжения*. Москва: Машгиз.
- [2]. Чернавский С.А., 1963. *Подшипники скольжения*, Москва: Машгиз.
- [3]. Tondl A., 1971. *Some Problems in Rotor Dynamics*. John Wiley & Sons.
- [4]. Нгуен Ван Тханг, 2011. Силы и моменты, действующие на ротор в упорном подшипнике скольжения, с учетом гидродинамики смазки и центробежных сил. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*. Физико-математические науки, № 1(116), 116 –122.
- [5]. Phạm Văn Hùng, 2005. *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo thiết bị đo áp suất ổ thủy động dùng các phương pháp biểu thị và đánh giá hiện đại*. Đề tài cấp Bộ, Mã số B2005-28-216.
- [6]. Phạm Trung Thiên, Trần Thị Thanh Hải, 2015. Nghiên cứu xây dựng hệ thống giám sát các đặc tính áp suất và nhiệt độ của ổ đỡ thủy động. *Kỷ yếu Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - Lần thứ IV*.