

THE TORSIONAL VIBRATION CHARACTERISTICS OF OF ULTRA - LONG - STROKE MARINE DIESEL ENGINE WITH FEWER CYLINDERS APPLIED THE DINAMIC LIMITER FUNCTION DURING BARRING BARRED RANGE QUICK PASSING

XUAN DUONG PHAM¹, QUANG DAO VUONG^{1,*}

¹ Faculty of Marine Engineering, Vietnam Maritime University, Vietnam

Abstract.

Nowadays, the maritime industry has witnessed the rise of large and super large vessels equipped with the ultra-long-stroke engines such as the MAN Energy Solutions (MAN ES) G-type (Green) and Winterthur & Gas Diesel (WinGD) X-type models. Having fewer (5-7) cylinders, these engines offer lower maximum revolution rate, high propulsion efficiency as well as low repair and maintenance costs. In the current design tendency of the propulsion system, the time required to pass the barred speed range becomes longer. It leads to shortening the shaft operation lifetime due to the increasing of torsional stress fatigue accumulation. The dynamic limiter function has been developed by MAN ES to faster the barred speed range passage, improve the passing behavior. A series of experiments were carried out during the official sea trial of a newly-built vessel with a G-type main engine to confirm the effect of this new technology. In addition, the accumulated fractional fatigue damage of intermediate shaft caused by transient torsional vibration in the course of each speed acceleration was calculated in relation with the fatigue lifetime of the shafting system.

Keywords: Transient torsional vibration, fewer-cylinder, dynamic limiter function, barred speed range, fatigue.

1 Introduction

Most of marine propulsion systems have a barred speed range (BSR). This range is often placed at the middle of the DEAD SLOW (or SLOW) and HALF FULL speeds. The current trend of the marine diesel engine designs is optimizing the fuel consumption [1] with the introduction of the Energy Efficiency Design Index (EEDI). The impact of the EEDI has been positive, but on the other hand, the engine power capacity for acceleration has been reduced as well. It results in some ships being too slow to pass the BSR. A too slow BSR passage makes negative consequences for ship maneuvering; furthermore, the shaft operation lifetime is shortened.

In the actual operating, especially maneuvering in port or at sea in the adverse conditions, the engineer does not have enough time for ship accelerating. Developed by MAN ES, the dynamic limiter function (DLF) supports the engine generating more power to pass the BSR quickly even at low or zero ship speed; maintains the speed in heavy weather conditions [2, 3]. The ability to pass the BSR quickly is much influenced by the dynamic torque capability of the engine.

2 Experiments and discussion

2.1 Experiments

A series of experiments were performed during official sea trial of the 160,000 DWT newly-built oil carrier applied the MAN B&W 6G70ME-C9.5 (G-type) main engine with 6 cylinders. To confirm the effect of DLF technology on the acceleration performance, the engine power and torsional stress was measured by a strain gage installed on the intermediate shaft. The measurement data was recorded and analyzed by our self-developed program named EvamosM (Engine/rotor Vibration And Monitoring System using Matlab) [4].

The BSR passage time comparison is shown in **Fig. 1**. In case of DLF full setting the passing time is shortened by 30% compared to condition with no DLF setting. This improvement is achieved by increasing torque and output power generated from the main engine during acceleration. DLF can utilize the maximum flexibility of the ME-C engine type which is characterized by fully integrated electronic control. With higher torque generated, it may or may not increase the torsional vibration stress (TVS) level. The torsional vibration should be confirmed.

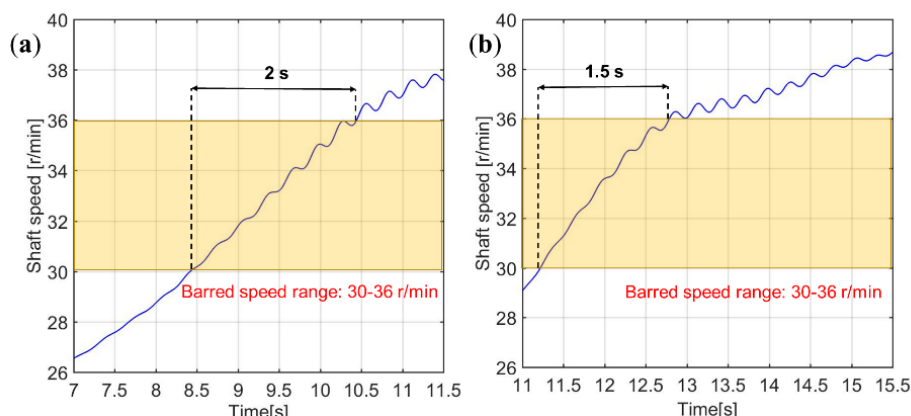


Fig. 1. Performances of BSR quick passages, (a) Without DLF; (b) With DLF.

During accelerating without DLF, the mean torque (engine power) in red color increases slowly while the vibration amplitude levels are higher (see Fig. 2). The peak to peak amplitudes of TVS are up to 70 N/mm² and the maximum of torsional stress reaches near to 100 N/mm². In case of operation with DLF, the TVS peak to peak amplitudes are lower than 60 N/mm². Focus on the mean torque lines, the generated power with DLF increases more quickly than the case without DLF, the BSR passages are significantly improved.

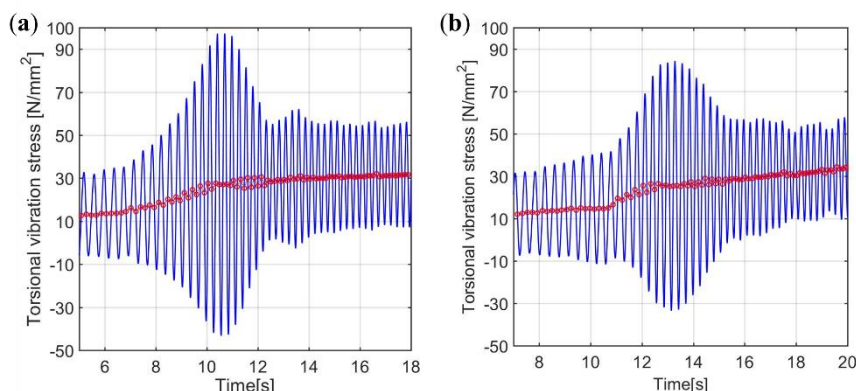


Fig. 2. Torsional stress vibrations at intermedia shaft during BSR quick passages, (a) Without DLF; (b) With DLF.

Every machine part will be broken due to fatigue after a limited number of loading cycles corresponding to the accumulated fractional damage reaching the value of 1 [5, 6]. The fractional fatigue damage is proportional to the TVS amplitudes [7, 8]. Table 1 shows the fractional damage of intermediate shaft during BSR acceleration in concern with torsional fatigue strength. According to measurement results, using DLF enhances the fatigue strength by 15 times; the shaft operation lifetime is prolonged accordingly.

Table 1. The fractional damage calculation results

Name of test	Fractional damage ($\times 10^{-5}$)
BSR passage without DLF	0.6
BSR passage with DLF full	0.04

2.2 Discussion

Why the generated torques is higher but the TVS is smaller? The answer is the benefit achieved from time reduced during passing BSR. By applying DLF, the time spent in speed range near or at the resonance frequency is shortened. There is not enough time to build up the heavier vibration during passage. On the other hand, faster acceleration makes heavier load for propeller. It results the propeller damping increased. Another reason for this phenomenon is that the gases harmonic is changed by applying DLF, it makes the TVS resonance being different.

The development of the DLF based on new dynamics simulation environment. Applying DLF can improve the BSR passage performance. Furthermore, the DLF increases the power then helps the engine generate more torque in up to 30 minutes, but it does not increase the torque that the engine can continuously deliver. Basically, the DLF consists of the new limiters and adaptive engine tuning [2]. The old and new limiters for the governor index during accelerating to the ordered speed are

illustrated in **Fig. 3**. This new technology helps to faster the engine acceleration by applying higher limiters. The main engine can generate more power to improve the acceleration performance.

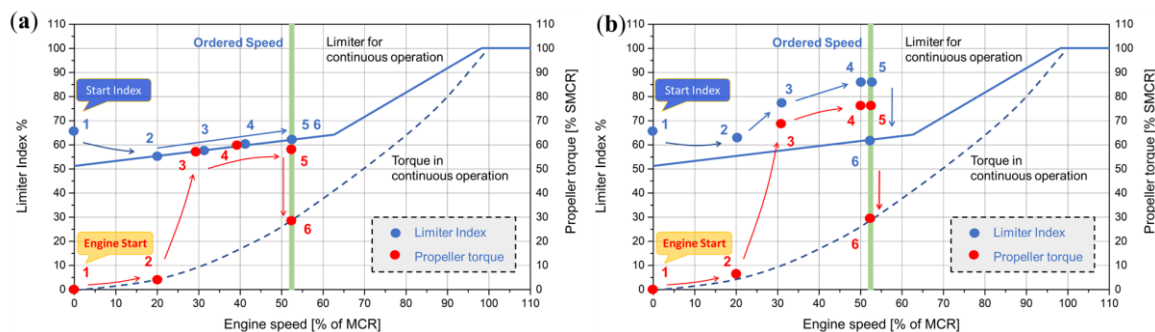


Fig. 3. Governor index comparison between old, (a), and new limiters, (b), during speed acceleration from engine start to ordered speed.

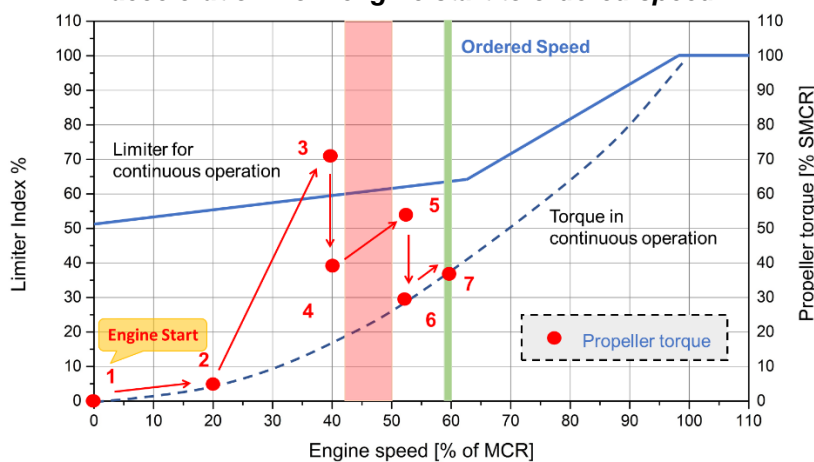


Fig. 4. The new governor index limiters for BSR quick passage

The new limiters setting as shown in **Fig. 4** is recommended to pass the BSR easier and safely. The operating procedure is divided into 3 steps:

1. Start engine (point nos. 1, 2), speed up to right below BSR (point no. 3); wait until vessel moving reaches a certain speed corresponding to the engine speed (point no. 4).
2. Set engine speed right to right above the BSR (point no. 5); wait until engine speed reaches setting speed (point no. 6).
3. Set desired speed (point no. 7).

3 Conclusion

The ultra-long-stroke fewer-cylinder diesel engine with lower maximum rate of revolution provides the high efficiency for marine propulsion shafting system. Having low repair and maintenance costs, the compromise for such things is the slower BSR passage that negatively affects the fatigue strength of shafting system. To improve the engine acceleration performance, the DLF had been developed by MAN ES. Through a series of experiments during the official sea trial and the comprehensive review, the results can be summarized as follows:

1. The DLF helps the BSR passed through rapidly to prevent the TVS from reaching full stress level, maintain the speed in heavy weather conditions. By applying DLF, the main engine can generate more power, then the BSR passing time is shortened by 30 %.
2. The accumulated fractional damages due to TVS were calculated for each experiment concerning fatigue lifetime estimation. The DLF enhances the shaft fatigue strength by 15 times during BSR quick passing. More power generated but smaller TVS, the BSR passage behavior is really improved.
3. The higher limiters and adaptive engine tuning are included in the DLF technology. The new limiters setting and the procedure for acceleration operation are recommended to pass the BSR easier and safely, prolong the shaft operation lifetime.

References

- [1] Lloyd's Register Marine (LR) (2014), *Global Marine Fuel Trends 2030*, © Lloyd's Register Group Services Limited, UK
- [2] MAN Energy Solutions (2013), *Dynamic Limiter Function (DLF) Process Development*, MAN Energy Solutions, Copenhagen, Denmark
- [3] MAN Energy Solutions (2018). *Dynamic limiter function-New Engine Control Technology for Faster Ship Acceleration*, MAN Energy Solutions, Copenhagen, Denmark
- [4] Song M.H., Vuong Q.D., Lee, D.C. (2019), *Acoustic Emission Signal Monitoring Software for Marine Diesel Engine using MATLAB*. Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering (2019) doi.org/10.5050/KSNVE.2019.29.5.571
- [5] Miner M.A. (1945), *Cumulative Damage in Fatigue*, Journal of Applied Mechanics
- [6] Campbell F.C. (2008), *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys*, Chapter 14: Fatigue. ASM International
- [7] DNV-GL(2015), *Calculation of shafts in marine applications*, © DNV-GL AS
- [8] DNV-GL (2018), *Rules for classification - Ships – Part 4 System and components – Chapter 4 Rotating machinery - power transmission*, © DNV-GL AS
-

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỖN HỢP NHIÊN LIỆU DẦU THỰC VẬT- DO ĐẾN ĐẶC TÍNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

RESEARCHING INFLUENCE OF MIXING FUEL BIODIESEL-DO ON THE COMBUSTION PROCESS OF DIESEL ENGINES

NGUYỄN ĐẠI AN, NGUYỄN HUY HÀO

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Nhiên liệu sinh học có ảnh hưởng nhất định đến chất lượng công tác của động cơ diesel. Nội dung bài báo giới thiệu một số kết quả nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu dầu thực vật - DO đến đặc tính cháy của động cơ diesel.

Từ khóa: Nhiên liệu sinh học, động cơ diesel, mô phỏng, thực nghiệm, dầu thực vật, đặc tính cháy...

Abstract

Biofuels has influences on the performance of diesel engines. The article introduces simulation and experiment results when researching influence of mixing Biodiesel - DO on the combustion process of diesel engines.

Keywords: Biofuels, diesel engine, simulation, experiment, Biodiesel, combustion process...

1. Đặt vấn đề

Nhiên liệu sinh học là một trong những nguồn nhiên liệu tiềm năng để thay thế cho nhiên liệu hóa thạch sử dụng trên các động cơ diesel hiện nay. Việc sử dụng nhiên liệu sinh học thay thế cho nhiên liệu diesel là giải pháp chiến lược góp phần giải quyết bài toán an ninh năng lượng đồng thời giảm thiểu ô nhiễm môi trường. Điều này đặc biệt có ý nghĩa đối với các động cơ diesel tàu thủy với lượng tiêu thụ nhiên liệu hóa thạch khá lớn.

Mặc dù vậy, nhiên liệu sinh học vẫn chưa được sử dụng nhiều trên các động cơ diesel. Nguyên nhân có thể do các vấn đề về kĩ thuật của động cơ diesel, hoặc do các vấn đề khác quan khác. Vì vậy, việc phân tích đánh giá ảnh hưởng của hỗn hợp dầu thực vật - DO đến đặc tính cháy là rất cần thiết giúp hiểu rõ hơn về nhiên liệu sinh học và cách khắc phục những nhược điểm của nó khi áp dụng cho động cơ diesel.

Để có thể đưa ra những đánh giá chính xác hơn về ảnh hưởng của nhiên liệu sinh học và hỗn hợp của nó với nhiên liệu diesel, các phương pháp tính toán, mô phỏng lý thuyết cũng như các mô hình thực nghiệm đã được sử dụng để so sánh tác động tới quá trình cháy của nhiên liệu sinh học so với nhiên liệu diesel truyền thống.

2. Nội dung

2.1. Tính chất của nhiên liệu sinh học

Diesel sinh học được chiết xuất từ dầu thực vật nguyên gốc hay mỡ động vật. Nhiên liệu diesel sinh học có các tính chất tương đương như nhiên liệu diesel khoáng do vậy rất thích hợp cho việc sử dụng trên các động cơ diesel nói chung và diesel tàu thủy nói riêng. Một số tính chất của diesel sinh học sinh học được so sánh với nhiên liệu diesel trong Bảng 1.

Bảng 1. So sánh một số đặc tính của nhiên liệu sinh học và nhiên liệu diesel [1]

Đặc tính nhiên liệu	Loại nhiên liệu	
	DO (ASTM D975)	Diesel sinh học (ASTM PS121)
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	41.6	37.1
Khối lượng riêng ở 15°C (kg/dm ³)	0.85	0.88
Độ nhớt ở 40°C (cST)	1.3 ~ 4.1	1.9 ~ 6.0
Hàm lượng nước (mg/kg)	161	0.05
Thành phần carbon (% theo khối lượng)	87	77
Thành phần oxy (% theo khối lượng)	13	12
Thành phần hydro (% theo khối lượng)	0	11
Thành phần lưu huỳnh (% theo khối lượng)	0.05	0 ~ 0.0024
Nhiệt độ sôi (°C)	188 ~ 343	182 ~ 338
Nhiệt độ chớp cháy (°C)	60 ~ 80	100 ~ 170
Chỉ số cetan	40 ~ 55	48 ~ 65

Nhiên liệu sinh học có chỉ số cetan cao hơn dầu DO do có thành phần oxy trong nhiên liệu. Chỉ số cetan là đại lượng đặc trưng cho khả năng tự cháy của nhiên liệu, mức độ cháy trễ và chất lượng quá trình cháy trong xilanh động cơ. Bên cạnh đó, do có tỷ trọng và độ nhớt lớn hơn so với nhiên liệu diesel nên việc sử dụng nhiên liệu sinh học cũng sẽ có những ảnh hưởng nhất định đến thời điểm phun nhiên liệu, khả năng bay hơi và thời điểm bắt đầu cháy của hỗn hợp nhiên liệu trong xilanh động cơ.

2.2. Kết quả mô phỏng ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu dầu thực vật - DO đến đặc tính cháy của động cơ diesel

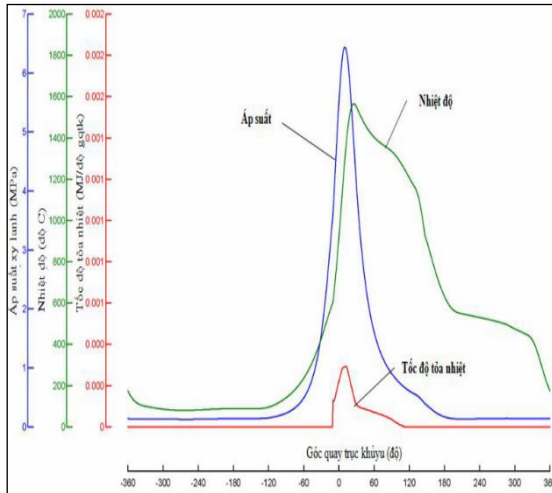
Đối tượng được sử dụng cho nghiên cứu mô phỏng là động cơ diesel D243, được sản xuất trong nước, đồng thời cũng là sản phẩm có nguồn cung cấp ổn định, được sử dụng nhiều trên các tàu, thuyền cỡ nhỏ. Các thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ D243 được cho trong Bảng 2.

Bảng 2. Thông số kỹ thuật của động cơ diesel D243 [2]

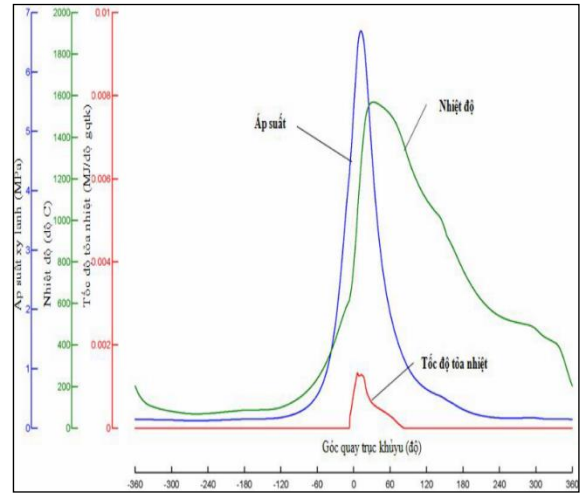
STT	Thông số kỹ thuật	Giá trị
1	Ký hiệu động cơ	D243
2	Kiểu loại động cơ	4 kỳ, không tăng áp
3	Số xilanh	4
4	Đường kính xilanh (mm)	110
5	Hành trình piston (mm)	125
6	Thể tích công tác (dm ³)	4.75
7	Tỷ số nén	16
8	Công suất định mức (mã lực)	80
9	Vòng quay định mức (vòng/phút)	2200
10	Góc phun sớm (°gqtk)	22
11	Áp suất nâng kim phun (kG/cm ²)	180
12	Áp suất có ích bình quân (kG/cm ²)	7.0
13	Suất tiêu hao nhiên liệu (g/mã lực.giờ)	180
14	Tứ tự nổ	1-3-4-2

Các tính toán lý thuyết về nhiệt động học của động cơ diesel được thực hiện thông qua chương trình chạy trong môi trường MATLAB. Kết quả thu được là các giá trị tính toán về nhiệt độ, áp suất trong xilanh động cơ, đồ thị các đường cong nén và dẫn nở...

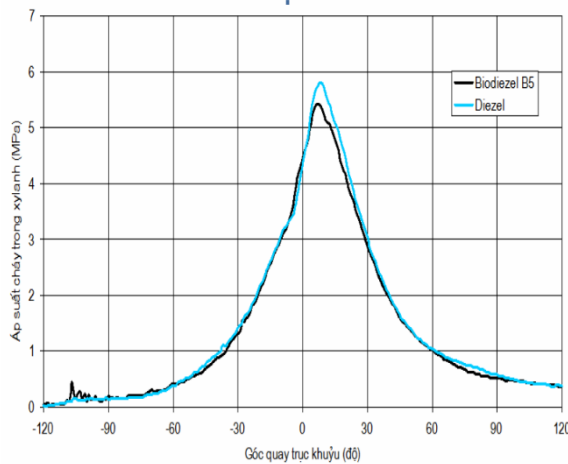
Mô phỏng được thực hiện cho hai loại nhiên liệu DO truyền thống và hỗn hợp nhiên liệu DO truyền thống với 5% biodiesel (B5) được sản xuất từ dầu đậu nành để so sánh các thông số: áp suất, nhiệt độ và tốc độ tỏa nhiệt và đồ thị khai triển áp suất theo góc quay trục khuỷu. Các kết quả tính toán được thể hiện trên các hình từ 1 tới 4 [2].



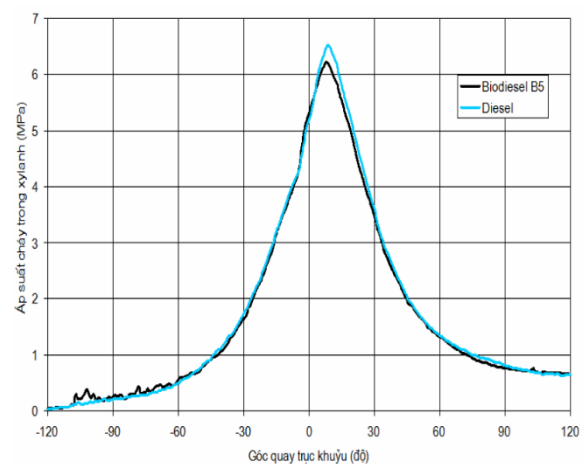
Hình 1. Diễn biến áp suất, nhiệt độ và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh theo góc quay trục khuỷu động cơ ở 100% tải khi sử dụng nhiên liệu DO



Hình 2. Diễn biến áp suất, nhiệt độ và tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh theo góc quay trục khuỷu động cơ ở 100% tải khi sử dụng nhiên liệu B5



Hình 3. So sánh sự thay đổi áp suất xilanh theo góc quay trục khuỷu động cơ ở 50% tải, n = 1595 vòng/phút khi sử dụng hai loại nhiên liệu DO và B5



Hình 4. So sánh sự thay đổi áp suất xilanh theo góc quay trục khuỷu động cơ ở 100% tải, n = 2000 vòng/phút khi sử dụng hai loại nhiên liệu DO và B5

Từ kết quả thu được có thể đưa ra một số nhận xét sau:

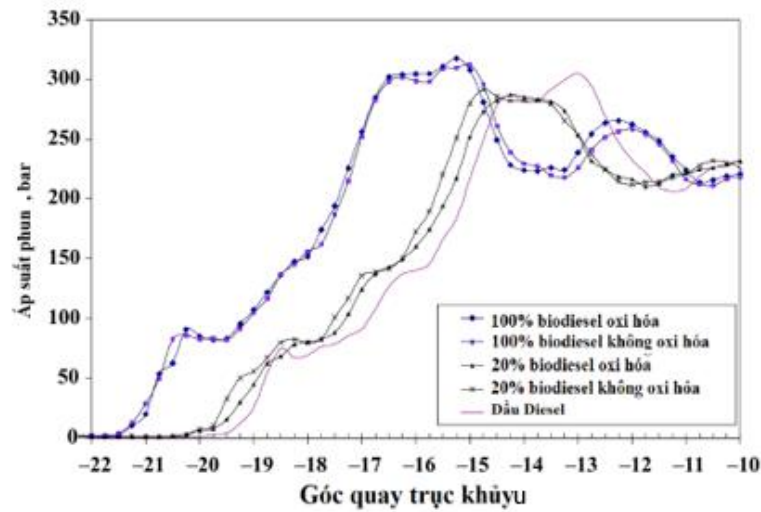
- Khi động cơ sử dụng nhiên liệu B5 thì công suất của động cơ giảm từ 5 đến 15% do nhiệt trị của nhiên liệu B5 thấp hơn so với nhiên liệu diesel ;
- Áp suất cháy cực đại trong xy lanh khi sử dụng nhiên liệu B5 nhỏ hơn khi sử dụng nhiên liệu diesel khoảng 3 đến 5%;
- Tốc độ tỏa nhiệt và nhiệt độ xilanh khi sử dụng B5 cao hơn khi sử dụng nhiên liệu diesel.

Kết quả mô phỏng cũng cho thấy nhiên liệu sinh học và hỗn hợp của chúng ảnh hưởng đáng kể đến áp suất phun và thời gian trì hoãn sự cháy của nhiên liệu trong xilanh động cơ. Đây chính là những yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến toàn bộ quá trình cháy trong xilanh động cơ và sau đó là các thông số công tác của động cơ. Để làm rõ hơn vấn đề này, nghiên cứu thực nghiệm cũng được tiến hành trên một động cơ thực.

2.3. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu dầu thực vật-DO đến đặc tính cháy của động cơ diesel

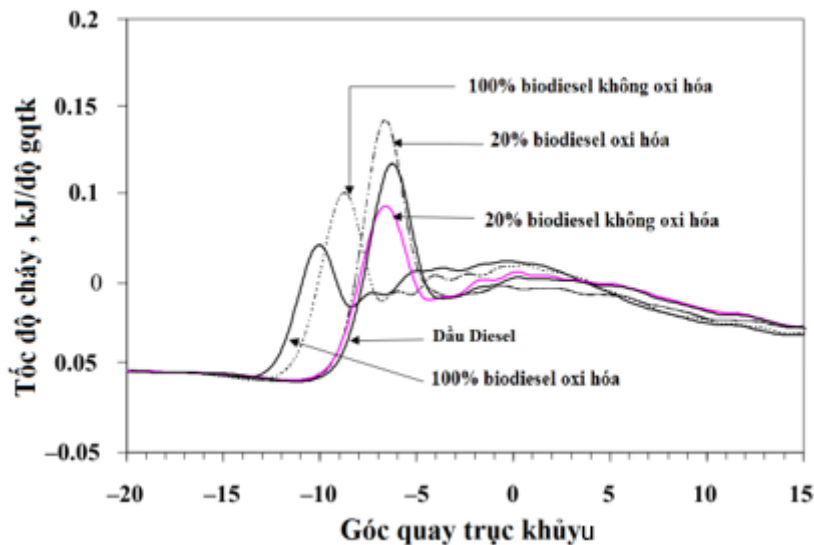
Nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành trên động cơ diesel 4 kỳ, 4 xi lanh, đường kính 106.5 mm, hành trình piston 127.0 mm, tỷ số nén 16.8. Động cơ có công suất 100 mã lực lai máy phát điện. Thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu vào xilanh động cơ được xác định tại thời điểm khi áp suất nhiên liệu trong ống cao áp đạt tới giá nâng kim phun, cụ thể với động cơ này là 200 kG/cm². Kết

quả về thời điểm phun và áp suất phun nhiên liệu khi sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau được thể hiện trên Hình 5.



Hình 5. Ảnh hưởng của tỷ lệ pha trộn nhiên liệu sinh học trong hỗn hợp đến áp suất phun và thời điểm phun [2]

Kết quả thực nghiệm cho thấy với các loại nhiên liệu khác nhau đã làm thay đổi thời điểm bắt đầu phun. Dầu thực vật nguyên chất có thời điểm bắt đầu phun sớm hơn so với nhiên liệu diesel. Cả nhiên liệu B100 đã oxy hóa và chưa oxy hóa đều phun sớm hơn so với nhiên liệu diesel truyền thống khoảng 2.5 °gqtk. Nhiên liệu hỗn hợp B20 có thời điểm phun sớm hơn so với nhiên liệu diesel khoảng 0.25 ~ 0.75 °gqtk.



Hình 6. Ảnh hưởng của tỷ lệ pha trộn nhiên liệu sinh học trong hỗn hợp đến tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh động cơ [2]

Thời điểm bắt đầu cháy của nhiên liệu trong xilanh động cơ được tính là thời điểm khi tốc độ tỏa nhiệt tăng nhanh đột ngột. Tốc độ tỏa nhiệt trong xilanh động cơ tương ứng với các loại nhiên liệu có tỷ lệ pha trộn biodiesel khác nhau được thể hiện trên Hình 6. Trên đồ thị kết quả cho thấy nhiên liệu B100 đã oxy hóa có thời điểm bắt đầu cháy sớm nhất. Điều này có thể giải thích là do trị số cetan của B100 cao. Tiếp theo là thời điểm cháy của nhiên liệu B100 chưa oxy hóa. Thời điểm bắt đầu cháy của nhiên liệu hỗn hợp B20 và nhiên liệu diesel gần như không có sự khác biệt. So với nhiên liệu diesel, thời điểm bắt đầu cháy của nhiên liệu B100 đã oxy hóa sớm hơn khoảng 3.5 °gqtk, trong khi đó nhiên liệu B100 chưa oxy hóa thì sớm hơn khoảng 2.5 °gqtk.

3. Kết luận

Nhiên liệu sinh học là một trong những nguồn năng lượng tiềm năng đang được phát triển để sử dụng cho các động cơ diesel thay cho nhiên liệu có nguồn gốc hóa thạch. Các kết quả nghiên cứu cho thấy nhiên liệu sinh học có nhiều tính chất tương đương với nhiên liệu diesel khoáng, vì

vậy rất thích hợp khi sử dụng để pha trộn với nhiên liệu diesel sử dụng cho động cơ. Không những vậy trong thành phần của nhiên liệu hầu như không có hàm lượng lưu huỳnh nên không gây phát thải các oxit NO_x, ngoài ra còn góp phần làm giảm phát thải khí gây hiệu ứng nhà kính.

Tuy nhiên, do có chỉ số cetan lớn hơn DO nên nhiên liệu sinh học có thời gian chậm cháy giảm, nhiệt độ cháy cực đại tăng lên, làm tăng phát thải NO_x. Bên cạnh đó, nhiên liệu sinh học, đặc biệt là dầu thực vật nguyên chất có tỷ trọng cao hơn dầu diesel vì vậy làm thời điểm nhiên liệu bắt đầu phun vào xilanh động cơ trở nên sớm hơn. Chính vì vậy khi sử dụng nhiên liệu sinh học cho động cơ diesel cần có những nghiên cứu điều chỉnh thích hợp với các tỷ lệ pha trộn nhiên liệu sinh học khác nhau nhằm nâng cao hiệu quả làm việc của động cơ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Biofuels: *Policies, Standards and Technologies*; World Energy Council 2010.

[2] Đặng Văn Uy, Nguyễn Đại An, Nguyễn Huy Hào và các thành viên. *Nghiên cứu giải pháp công nghệ và chế tạo thử nghiệm hệ thống thiết bị chuyển đổi động cơ diesel tàu thủy cỡ vừa và nhỏ sang sử dụng hỗn hợp dầu thực vật - dầu diesel*. ĐT.04.11/NLSH. Hải Phòng, 2014.

MỘT SỐ CẢI TIẾN VỀ CẤU TẠO CỦA ĐỘNG CƠ MAN-B&W

SOME OF IMPROVMENTS ON STRUCTURE OF MAN-B&W ENGINE

NGUYỄN TRÍ MINH, NGUYỄN TRUNG CƯỜNG

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt:

Trong vài năm gần đây hãng chế tạo động cơ MAN-B&W đã có những cải tiến cơ bản về kết cấu động cơ. Việc cải tiến này chủ yếu dựa trên việc thay đổi kết cấu đỉnh piston, nắp xilanh và xilanh. Hệ thống nhiên liệu, mà chủ yếu là vòi phun được đặc biệt quan tâm. Vòi phun kiểu trượt được cải tiến đến mức hoàn hảo, vừa có khả năng bảo vệ môi trường, vừa bảo đảm tình trạng của sơ mi xilanh. Việc sử dụng bơm dầu bôi trơn xilanh áp suất cao kiểu điện tử cũng cho kết quả rất khả quan.

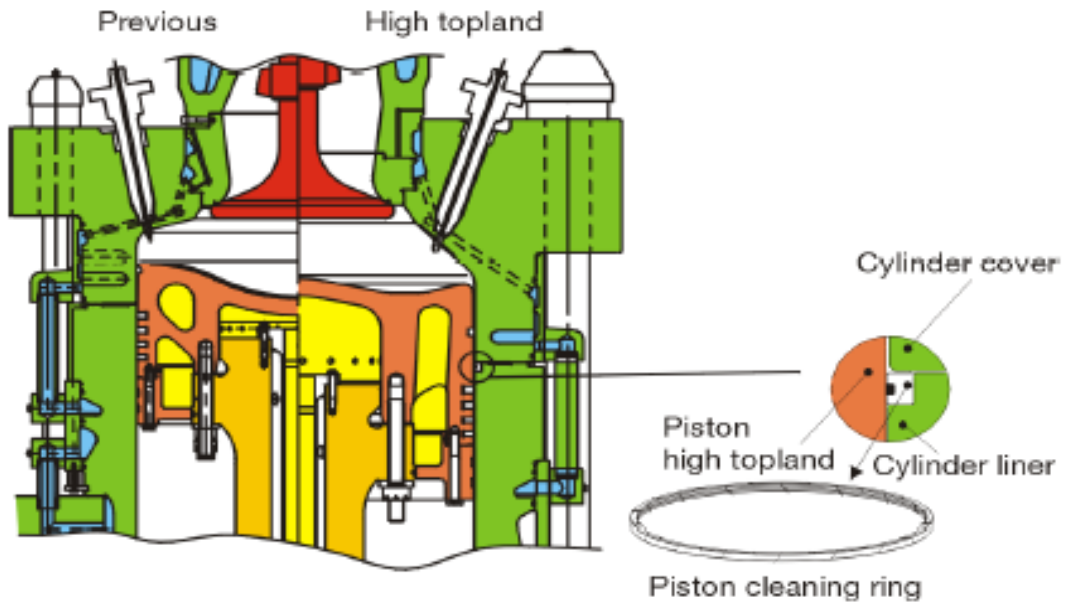
Abstract:

In the few years ago MAN-B&W engine have been basic improved on structure of engine. This improvement of involvement a complete redesign of piston crow, cylinder cover, and cylinder liner. Significant improvement have been introduced in the fuel system. The slide type fuel valve have prove to excellence in regard to environmental aspects, as well as cylinder condition. Finally, the development of the new electronic high pressure cylinder lubricator will be presented with the emphasis on service results.

Đặt vấn đề: Để nâng cao các chỉ tiêu kinh tế-năng lượng và thương mại, hãng chế tạo động cơ MAN-B&W luôn là một trong các hãng đứng đầu Thế giới về nghiên cứu phát triển, cải tiến công nghệ bên cạnh các hãng có tên tuổi khác như: AVL (Áo), MISUI (Nhật Bản).v.v... Những cải tiến trong những năm gần đây của MAN-B&W tập trung vào các biện pháp về kết cấu các cụm chi tiết và các hệ thống phục vụ động cơ: cải tiến về mặt kết cấu khung máy, bệ máy, các ổ đỡ, buồng đốt, vòi phun, nắp xilanh, xilanh, bơm dầu bôi trơn xilanh kiểu điện tử,... Tuy nhiên trong bài báo này chúng tôi chỉ đề cập đến một số cải tiến chính của hãng chế tạo động cơ MAN B&W đối với các động cơ công suất lớn lai chân vịt tàu thủy.

1. Buồng đốt:

Buồng đốt của những loại động cơ có đường kính xilanh lớn hơn 800mm đã được cải tiến đáng kể. Hình 1 cho ta thấy sự khác biệt giữa buồng đốt của động cơ kiểu cũ và buồng đốt của động cơ kiểu mới.



Hình 1. Kết cấu buồng đốt của động cơ kiểu cũ và của động cơ kiểu mới

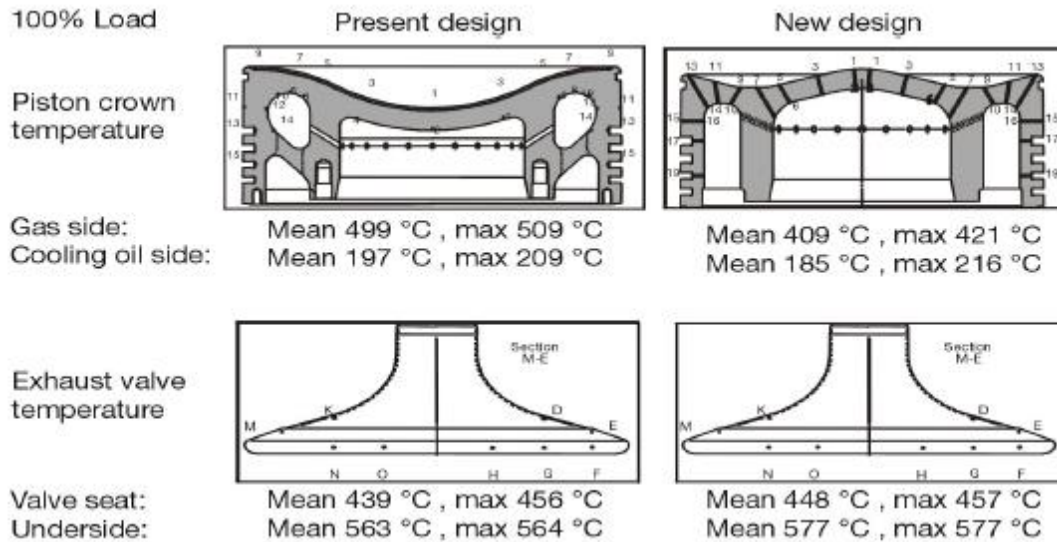
Những động cơ diesel hai kỳ, thấp tốc lai chân vịt, mức độ tăng áp ngày càng được nâng cao, điều này đồng nghĩa với việc lượng nhiệt truyền cho sơ mi xilanh, nắp xilanh và đỉnh piston tăng lên. Điều này không có lợi cho các chi tiết tiếp xúc trực tiếp với khí cháy: nắp xilanh, đặc biệt sơ mi xilanh, và đỉnh piston. Vì khi đó nhiệt độ vách trong của xilanh sẽ tăng cao, có thể phá hủy màng dầu bôi trơn xilanh, làm cho quá trình mài mòn xilanh tăng nhanh. Khi nhiệt lượng truyền cho đỉnh piston tăng cũng làm tăng nhiệt độ của đỉnh piston và do đó làm cho dầu nhờn bôi trơn xéc măng tạo cốc trong các rãnh xéc măng, có thể là nguyên nhân làm kẹt xéc măng. Do piston được làm mát bằng dầu nhờn, khả năng truyền nhiệt kém, nên khi nhiệt lượng truyền tới bề mặt piston tăng, sẽ làm cho chênh lệch nhiệt độ giữa phía tiếp xúc với khí cháy và phía tiếp xúc với dầu nhờn làm mát tăng, đây là nguyên nhân tăng ứng suất nhiệt cho đỉnh piston. Để giải quyết các vấn đề trên các nhà thiết kế động cơ đã có những cải tiến về kết cấu của buồng đốt để điều chỉnh phân bố phụ tải nhiệt cho các chi tiết tiếp xúc với khí cháy.

Để giảm phụ tải nhiệt cho sơ mi xilanh, buồng đốt của động cơ sẽ được thiết kế lại: đưa thể tích buồng đốt nằm hoàn toàn trên nắp xilanh, và tăng diện tích tiếp xúc của nắp xilanh với khí cháy trong buồng đốt. Điều này, sẽ làm tăng nhiệt lượng từ khí cháy truyền cho nắp xilanh. Do nắp xilanh được chế tạo bằng thép nên có khả năng chịu nhiệt tốt hơn. Hơn nữa nắp xilanh được làm mát bằng nước cho phép việc điều chỉnh nhiệt độ sẽ dễ dàng hơn. Do đó giảm nhiệt lượng khí cháy truyền cho sơ mi xilanh.

Để giảm phụ tải nhiệt cho piston, các nhà thiết kế động cơ đã thiết kế lại dạng đỉnh piston, sao cho không gian xung quanh vòi phun tăng lên, các hạt nhiên liệu sẽ không bám lên đỉnh piston, do đó nhiệt độ của đỉnh piston sẽ giảm. Hình 1 mô tả hình dạng của piston trước và sau khi đã được cải tiến.

Sau khi toàn bộ các cải tiến được áp dụng và thử trên các động cơ KM90C với các phương pháp phun nhiên liệu khác nhau người ta thu được kết quả là nhiệt độ của đỉnh piston, mặt dưới xupáp giảm. (Hình 2).

Bằng phương pháp này người ta đã giảm được nhiệt độ của piston tới 90°C mà không làm thay đổi nhiều đến nhiệt độ của piston phía tiếp xúc với dầu làm mát và nhiệt độ của xupáp xả.



Hình 2. Nhiệt độ đo được trên đỉnh piston kiểu cũ và kiểu mới

2. Piston và xecmăng:

Kết cấu đỉnh piston của các động cơ kiểu mới có đặc điểm là: khoảng cách từ đỉnh piston tới xec măng đầu tiên dài hơn so với các loại piston trước đây, do đó giảm được nhiệt tải cho xec măng trên cùng và điều kiện làm việc của chúng cũng tốt hơn. Loại piston này hiện nay đã được lắp đặt trên hầu hết các động cơ.

Việc giảm áp suất cho các xec măng trên cùng đã được tiêu chuẩn hoá trên các động cơ họ MC. Việc giảm áp suất của khí cháy lên xec măng trên cùng bằng cách tăng khoảng cách từ đỉnh piston đến xec măng trên cùng làm cho phụ tải nhiệt của xec măng giảm xuống và do đó phụ tải nhiệt của xec măng thứ hai cũng giảm từ 300°C xuống 150°C, kết quả là xec măng này sẽ duy trì lực đàn hồi tốt hơn.

Để rút ngắn thời gian chạy rà người ta phủ một lớp nhôm lên bề mặt các xec măng. Thực chất lớp nhôm phủ ngoài các xec măng giống như một lớp hợp kim để bảo vệ xec măng và bề mặt xilanh rất hiệu quả. Với lớp nhôm phủ bên ngoài xec măng, động cơ khi chạy thử trên bộ thử có thể mang hết tải trong vòng 5 giờ, nên tiết kiệm được nhiên liệu và thời gian. Ngoài ra, khi chạy rà trên bộ thử không cần tăng dầu bôi trơn xilanh. Thời gian tồn tại của lớp nhôm này khoảng 1000 – 2000 giờ và phụ thuộc vào lượng dầu bôi trơn xilanh, độ nhám của thành sômi xilanh.

3. Rãnh xec măng:

Những động cơ kiểu mới này rãnh xec măng được phủ một lớp crôm dày đến 0,5mm, ngoài ra người ta còn hoá cứng rãnh xec măng trước khi phủ crôm. Bằng cách này lớp crôm bên ngoài không bị rạn, nứt.

4. Vòng làm sạch piston:

Vòng này được lắp vào rãnh phía trên của sômi xilanh (Hình 1). Đường kính trong của vòng này nhỏ hơn đường kính ngoài của đỉnh piston một chút và nó có tác dụng cạo sạch những muội bám trên đỉnh piston (Phần phía trên của xec măng trên cùng).

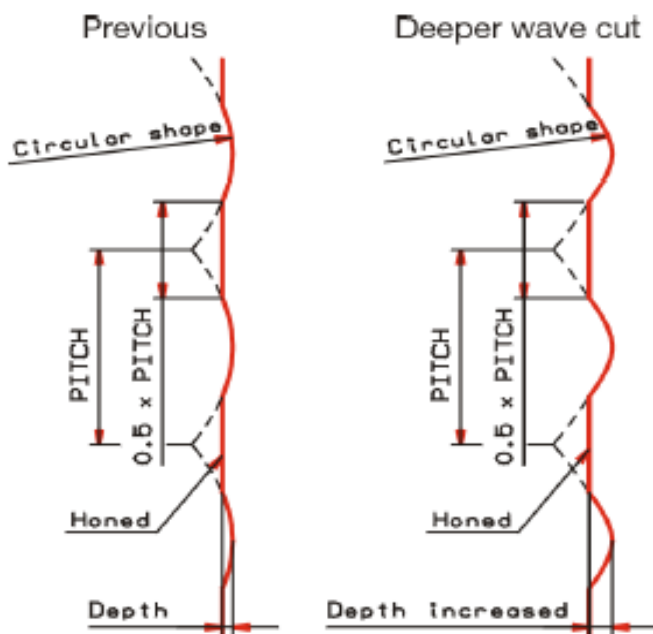
Trước đây lớp muội bám trên piston đã lau sạch lớp dầu bôi trơn sômi xilanh làm giảm hiệu quả của dầu bôi trơn sômi xilanh. Trong một vài trường hợp, lớp muội này có tác dụng như đánh bóng sômi xilanh.

Vi vậy vòng làm sạch piston không những có tác dụng làm sạch lớp muội bám trên đỉnh piston, mà nó còn làm tăng hiệu quả bôi trơn của dầu bôi trơn sômi xilanh.

5. Sômi xilanh:

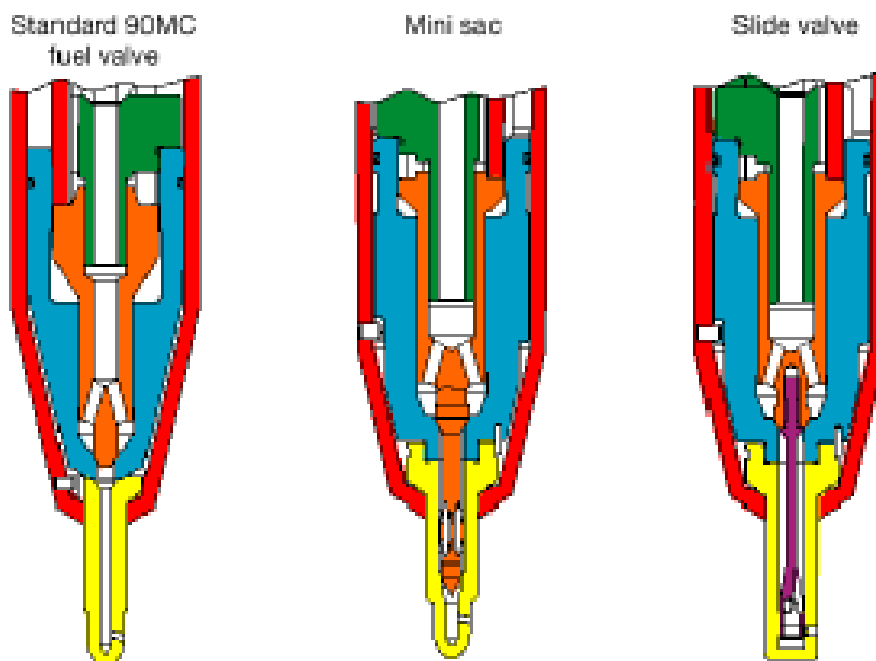
Sơ mi xilanh của các động cơ có đường kính xilanh lớn, nước làm mát đi trong các lỗ xung quanh phần trên sơ mi xilanh, và cường độ làm mát có thể điều chỉnh được do đó có thể duy trì được nhiệt độ làm mát tối ưu, nên có thể đảm bảo được độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn.

Một cải tiến mang tính đột phá của hãng động cơ MAN-B&W là mặt trong của xilanh có hình lượn sóng (Hình 3). Cải tiến mới này cho phép động cơ có thể chạy rà ở phụ tải lớn hơn. Chiều sâu bình thường của sóng là 0,02mm, nhưng kinh nghiệm sử dụng cho thấy chiều sâu của sóng sâu hơn sẽ duy trì được màng dầu bôi trơn xilanh lâu hơn, kết hợp với lớp nhôm phủ bên ngoài xéc măng làm cho quá trình chạy rà an toàn hơn.



Hình 3. Mặt gương sơ mi xilanh có hình lượn sóng

6. Vòi phun:



Hình 4. Kết cấu của các loại vòi phun

Trong vài năm gần đây vòi phun của động cơ đã được cải tiến từ kiểu truyền thống sang kiểu mini sac. Cải tiến mới này cho phép giảm được không gian chứa nhiên liệu phía dưới kim phun và do đó giảm được lượng dầu nhỏ xuống buồng đốt khi kim phun đã đóng làm quá trình cháy tốt hơn, nhiệt độ của khí cháy trong xilanh giảm và do đó giảm được lượng NO_x trong khí xả. Với kết cấu mới này người ta giảm được 1/3 lượng dầu nhỏ vào buồng đốt khi kim phun đã đóng.

Tuy nhiên để nâng cao chất lượng cháy tốt hơn nữa, các động cơ có đường kính xilanh lớn đã sử dụng kiểu vòi phun mới: vòi phun kiểu trượt (Hình 4). Với kết cấu mới này nhiên liệu không nhỏ vào buồng đốt sau khi kim phun đã đóng. Kết quả là giảm được khói, bụi và NO_x trong khí xả. Việc giảm được các hạt cứng trong khí cháy có thể hạn chế quá trình mài mòn sơ mi xilanh, xec măng, rãnh xec măng nói chung khi sử dụng vòi phun kiểu trượt.

Kiểu vòi phun trượt đã được sử dụng cho các động cơ K98MC; ME ngay từ khi chế tạo động cơ và nó cho kết quả tốt ngay trên bệ thử. Động cơ sử dụng vòi phun kiểu trượt được đánh giá rất cao trong việc phân bố nhiệt trong buồng đốt, giảm hàm lượng NO_x trong khí xả.

Động cơ này đã được Tổ chức Hàng hải quốc tế (IMO) công nhận là động cơ hai kỳ thân thiện với môi trường lớn nhất thế giới.

Kết luận:

Những cải tiến của Hãng chế tạo động cơ MAN B&W đã nâng cao tính “compact”, các chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật và tính thương mại của động cơ, đặc biệt là các động cơ công suất lớn dùng cho tàu thủy. Hãng đã dành thị phần lớn cung cấp động cơ cho ngành đóng tàu Việt nam. Bài báo này giới thiệu một số cải tiến về kết cấu động cơ Diesel nhằm làm tăng tính phổ biến của các động cơ MAN B&W với các giảng viên và sinh viên ngành Máy tàu biển.

Tài liệu tham khảo:

- [1] EGEBERG, C.-E.: 'The Modern Two-Stroke Diesel Engine' The Marine Engineering Society in Japan, ISME 2000-TS-1
- [2] EGEBERG, C.-E.: 'The MAN B&W Two-Stroke Diesel Engine and Its Prospects' CIMAC Congress, Copenhagen, 1998
- [3] PEDERSEN, P.S. and SØRENSEN, P.: 'Computer Controlled Systems for Two-Stroke Machinery (A Progress Report)'. 22nd Marine Propulsion Conference, Amsterdam, 29-30 March 2000. Conference Proceedings, pp 17–33.
- [4] YOO, S.N., KWON, O.S., SON, C.R. and GRUNDTMANN, O.: 'Service Experience of the Largest Diesel Engine Power Plant with Hyundai-MAN B&W 12K90MC-S Engines', CIMAC Congress, Hamburg, 2001.

THÍ NGHIỆM ĐÁNH GIÁ TỔN THẤT ÂM CỦA VẬT LIỆU CÁCH ÂM DÙNG CHO BUỒNG MÁY CỠ KHÔNG GIAN HẸP

THE EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE SOUND INSULATION MATERIALS USED FOR THE ENGINE ROOM WITH LIMITED SPACE

ĐẶNG THANH TÙNG

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: Dangthanhtung@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu kết quả thí nghiệm trên các tấm vật liệu cách âm dùng cho buồng máy tàu thủy có không gian hẹp. Mục đích của thí nghiệm là đo tổn thất âm (Transmission Loss) của các tấm cách âm mẫu để có thể chọn được vật liệu cách âm tối ưu cho cách vách ngăn buồng máy. Có năm mẫu thử được chế tạo cho các thí nghiệm đo tổn thất âm sử dụng các vật liệu. MFF (Metal Microfiber Foam), bọt xốp chống cháy SI (Semi-Incombustible), Lớp bê mặt ngoài S. Phương pháp đo tổn thất âm được sử dụng để đo hiệu quả cách âm của các vật liệu.

Từ khóa: *Tổn thất âm, Vật liệu cách âm, Buồng máy tàu thủy*

Abstract

The paper introduces the experimental results on acoustic panels used for ship engine rooms with limited space. The purpose of the experiment is measurements of Transmission Loss for the soundproof panels in order to select the optimal sound insulation material for the engine room partition. Five test panels are made for sound transmission loss measurements using materials such as MFF (Metal Microfiber Foam), SI (Semi-Incumbustible), S (Outer surface layer). The method of measuring sound transmission loss is used to measure the performance of sound insulation materials.

1. Giới thiệu

Buồng máy tàu thủy là nơi lắp đặt rất nhiều các máy và trang thiết bị của hệ động lực. Sự hoạt động của các máy này gây ra tiếng ồn lớn trong buồng máy. Tiếng ồn lớn ảnh hưởng đến sức khỏe của thuyền viên và sự nghỉ ngơi của hành khách đối với tàu chở khách. Thuyền buồm, du thuyền khác so với các loại tàu khác ở mục đích dành cho sự nghỉ ngơi thư giãn, tiếng ồn gây ra bởi động cơ tác động rất lớn đến sự thoải mái của hành khách. Do đó kiểm soát tiếng ồn trong buồng máy là nhân tố quan trọng trong việc tính giá trị của các con tàu này. Có rất nhiều loại vật liệu cách âm cho tàu thủy được sản xuất bởi các công ty, nhưng khi đóng tàu chọn loại vật liệu nào tốt hay có thể kết hợp các vật liệu cách âm thông thường được đo và đánh giá trong phòng thí nghiệm.

Tổn thất âm của vật liệu được định nghĩa là tỉ số logarit của công suất âm thanh nguồn (W_i) và công suất âm thanh truyền (W_t) được tính bằng decibel [1] (dB) – Hình 1

$$TL = 10 \log_{10} \frac{W_i}{W_t} \quad (dB) \quad (1)$$

$$STL = L_1 - L_2 + 10 \log\left(\frac{S}{A}\right) \quad (2)$$

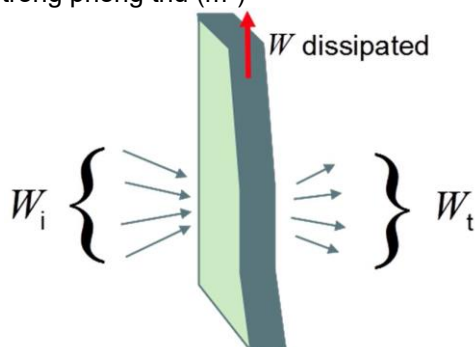
Trong đó

L_1 - Mức áp suất âm trung bình đo được trong phòng phát (dB)

L_2 - Mức áp suất trung bình đo được trong phòng thu (dB)

S - Diện tích mặt mẫu thử (m^2)

A - Diện tích bề mặt bên trong phòng thu (m^2)



Hình 1. Sơ đồ biểu diễn tổn thất âm [4]

2. Thiết lập thí nghiệm



Hình 2. Thiết lập thí nghiệm

Trong nghiên cứu này, phòng thu nhận âm (Receiving chamber) được sử dụng để đo tổn thất âm của các vật liệu cách âm, phòng thu là phòng chuyên dụng cho các thí nghiệm đo về âm thanh và tiếng ồn. Kích thước phòng thu (Dài x Rộng x Cao: 1,5 x 1,10 x 2,2 m). Hộp âm nguồn (Source tube) đóng vai trò như phòng phát được thiết kế bằng gỗ. Kích thước thiết kế đầy đủ của hộp âm nguồn là 1.0 m (L) x 0.6 m (W) x 0.6 m (H), hộp âm nguồn được lắp đặt với phòng âm qua cửa sổ, đầu cuối của hộp âm nguồn có gắn loa. Hình 2 thể hiện thiết kế của hộp âm nguồn.

Thiết bị OR25PC – Pack được sử dụng để đo và phân tích mức âm trong phòng thu nhận và hộp âm. Thiết bị này có phần cứng mô-đun mạnh mẽ cung cấp công cụ hiệu quả nhất để thu thập và phân tích dữ liệu theo thời gian thực. OR25 bao gồm phần cứng để kết nối các thiết bị: Thiết bị phát tín hiệu (Generator), thiết bị thu tín hiệu (microphones) và máy tính có cài đặt phần mềm phân tích (Analyzer).

Tám mẫu thử được lắp vào cửa sổ của phòng thu, phía trong của cửa sổ có các gờ chặn để đỡ mẫu thử. Các mẫu thử được lắp khít vào cửa sổ, bề mặt tiếp xúc với thành cửa sổ được bơm silicol để đảm bảo độ kín.

Để tiến hành thí nghiệm, loa được kết nối với thiết bị tạo tín hiệu âm thanh (Generator). Tín hiệu âm thanh có dải tần số là không đổi trong tất cả các lần đo với các mẫu thử khác nhau (Hình 3).



Hình 3. Thiết bị đo và phân tích âm thanh



Hình 4. Đo mức âm trong phòng thu



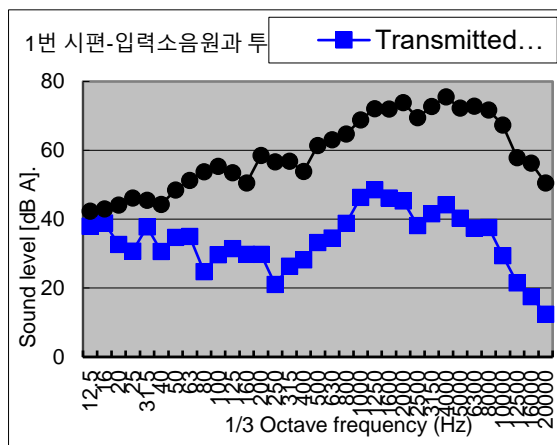
Hình 5. Các mẫu thí nghiệm

3. Phương pháp chế tạo mẫu thí nghiệm

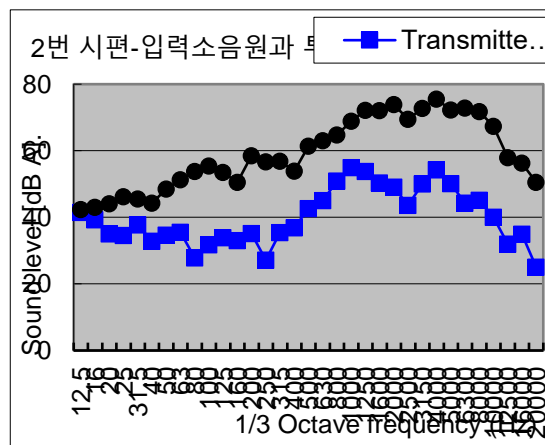
Các tấm mẫu thí nghiệm được chế tạo có cấu hình đối xứng lớp ngoài sử dụng lớp là bột nhôm mỏng (S) có tác dụng cách âm và dễ vệ sinh khi có dầu, mỡ bám vào và tăng cường cách âm với các dải âm thanh có tần số thấp. Lớp trong sử dụng bột xốp SI (Semi-Incombustible). Lớp trong cùng sử dụng tấm MFF (Metal Fiber Foam) là các sợi tơ nhôm được sản xuất bằng cách ép các sợi tơ nhôm có đường kính 20 μm với áp suất cao. Có năm mẫu thử được chế tạo bằng cách thay đổi vật liệu lõi và độ dày của vật liệu theo bảng 1. Mẫu thử được chế tạo như Hình 6

Bảng 1. Thành phần mẫu thí nghiệm

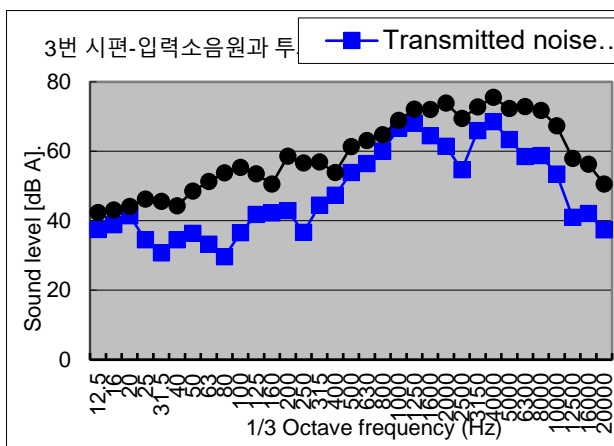
Mẫu	Thành phần
Mẫu 1	MFF3t + SI25t + S
Mẫu 2	MFF3t + SI15t + S
Mẫu 3	MFF3t + SI10t
Mẫu 4	SI25t + S
Mẫu 5	MFF3t + SI25t



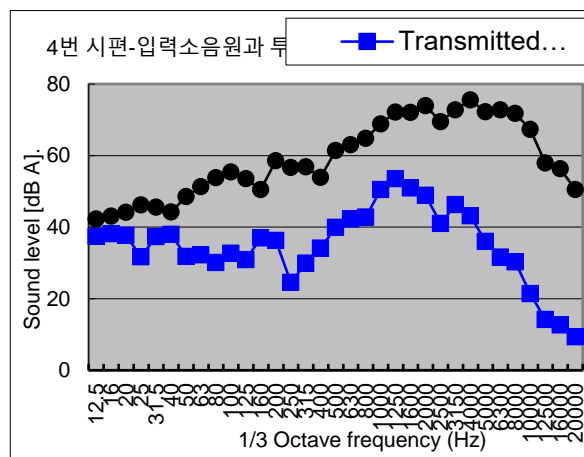
a) Mức âm của mẫu 1



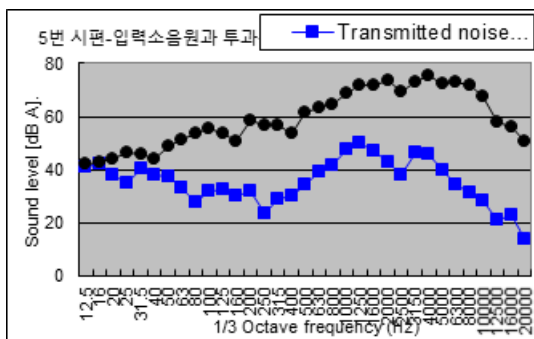
b) Mức âm của mẫu 2



c) Mức âm của mẫu 3



d) Mức âm của mẫu 4

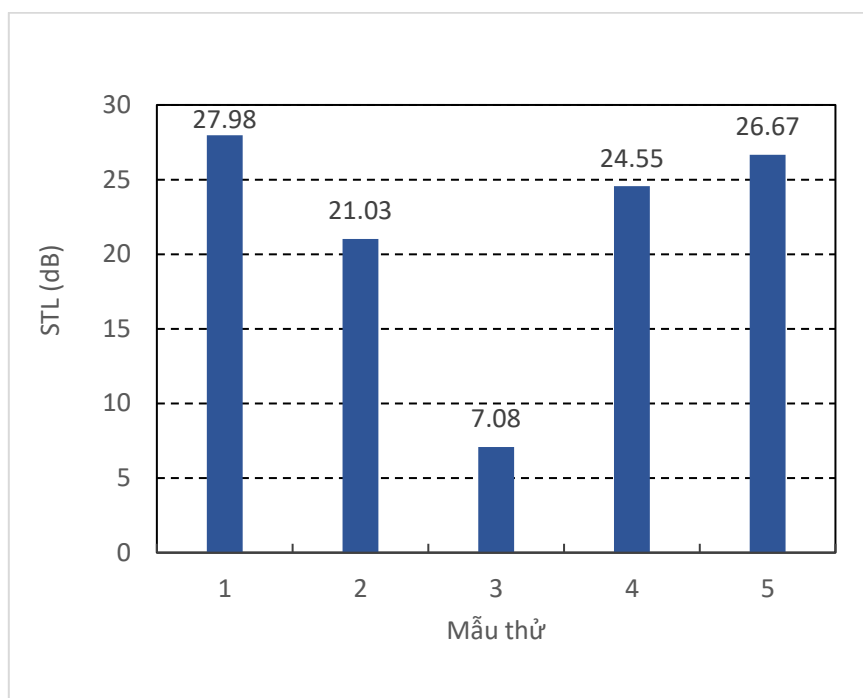


e) Mức âm của mẫu 5

Hình 6. Kết quả đo mức âm của các mẫu thí nghiệm

4. Kết quả

Kết quả đo mức âm của các mẫu thử được xuất ra từ phần mềm phân tích (Analyzer) từ máy tính thể hiện trên Hình 6. So sánh tổn thất âm của các mẫu được thể hiện trên Hình 7. Tổn thất âm xảy ra khi âm thanh truyền qua các tấm mẫu vật liệu cách âm, âm thanh nguồn và âm truyền được so sánh dưới dạng kết quả trên đồ thị ở dải tần số 1/3 Hz.



Hình 7. So sánh tổn thất âm của các mẫu thí nghiệm

5. Kết luận

Dựa vào các kết quả thí nghiệm có thể chọn mẫu 1 hoặc mẫu 5 làm vật liệu cách âm cho buồng máy của các tàu có không gian hẹp. Tấm vật liệu cách âm này là sự kết hợp của bột sợi kim loại (MFF), bột chống cháy (SI) và lớp bảo vệ bề mặt là bột nhôm (S). Vì mẫu này có hiệu quả cách âm tốt đối với tiếng ồn ở dải tần thấp và trung bình. Các tấm vật liệu cách âm này sử dụng để giảm tiếng ồn từ máy móc có thể tạo ra các tần số âm trầm và âm trung đáng kể như động cơ, máy phát điện và máy bơm...

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] John E. K. Foreman, "Sound Analysis and Noise Control", Sound and Vibration Laboratory, the University of Western Ontario London, Canada.
- [2] Wei Hong Tan, EA Lim, HG Chuah, EM Cheng and CK Lam, 2016, "Sound Transmission Loss of Natural Fiber Panel", International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS vol:16 No:06.
- [3] W.H Tan and C.F. Sin, 2018, "Sound Transmission Loss on Building Materials", International Journal of Automotive and Mechanical Engineering ISSN: 2180-1606 Volume 15, Issue 4 pp.6001-6011.
- [4] R. Wijntjes, F. Simon, T. Haase, O. Unruh and E. Tijs, "Benchmark for Experimental of Acoustic Transmission Loss Applied to Helicopter trim Panels".
- [5] PS Allan, A Ahmadnia, R Withnall and J Silver, "Sound Transmission Testing of Polymer Compounds". ScienceDirect

ĐỊNH TÂM HỆ TRỤC CHÂN VỊT BẰNG PHƯƠNG PHÁP HIỆN ĐẠI SHAFT ALIGNMENT MODERN METHODS FOR SHIPBUILDING

TRƯƠNG VĂN ĐẠO

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Để đáp ứng phần nào cho việc giải quyết những vấn đề đang đòi hỏi của thực tế cho ngành đóng tàu, bài báo giới thiệu phương pháp định tâm hệ trục tàu thủy hiện nay bằng phần mềm tính toán tải trọng trên ổ đỡ, để đưa ra một quy trình tổng quan nhất, giữa các bên tham gia giám sát trong đóng mới tàu thủy

Abstract

In order to meet and solve the problems are actual demands for shipbuilding, the paper introduces the method of shaft alignment for shipbuilding with software to calculate the load on the bearings, to give a process overview, identical between the parties in the new building vessel surveillance.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong những năm vừa qua ngành công nghiệp đóng tàu trải qua các nhiều giai đoạn khác nhau. Mặc dù vẫn còn nhiều khó khăn trong giai đoạn tiếp theo nhưng việc nghiên cứu khoa học kỹ thuật trong ngành đóng tàu vẫn không ngừng được cải thiện nhằm đáp ứng nhu cầu phát triển đi lên của công nghệ đóng tàu. Về cơ sở hạ tầng ngành công nghiệp đóng mới tàu thủy Việt Nam đã có một nền tảng vững chắc, để thu hút được các chủ tàu cũng như cập nhật khoa học công nghệ đóng mới của các nước tiên tiến trong giai đoạn phục hồi kinh tế, ngành đóng tàu Việt Nam vẫn cần đổi mới trong các quy trình đóng mới tàu thủy đặc biệt trong quy trình lắp đặt, tính toán định tâm hệ trục chân vịt tàu thủy.

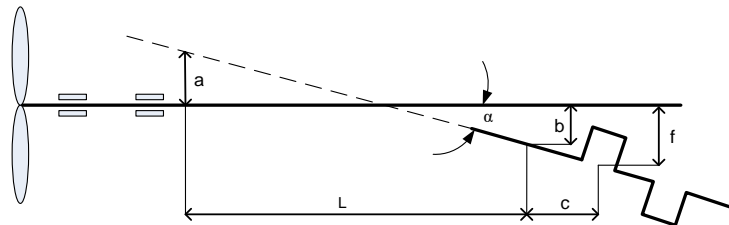
Qua nghiên cứu, khảo sát tác giả nhận thấy, các quy trình được thực hiện trong quá trình trình lắp đặt, tính toán định tâm hệ trục chân vịt tàu thủy đều được giám sát của chủ tàu và đăng kiểm, tuy nhiên trong quá trình thực hiện vẫn gặp nhiều khó khăn trong việc đồng nhất kết quả của việc lắp đặt, tính toán hệ trục bên cạnh đó khi hệ trục của hầu hết các tàu đều được mua bản thiết kế tính toán hệ trục từ nước ngoài gây khó khăn trong đóng mới và lắp ráp, các cơ sở đóng mới tàu thủy gặp khó khăn trong những vấn đề nảy sinh giữa thiết kế và thực tế thi công lắp ráp, định tâm hệ trục, cũng như sự đồng nhất trong việc giám sát đóng mới tàu thủy giữa các bên chủ tàu, đăng kiểm và nhà máy đóng tàu.

2. TÍNH ƯU VIỆT CỦA PHƯƠNG PHÁP MỚI

2.1. Hạn chế của phương pháp định tâm theo tải trọng gối đỡ “cổ điển”

Từ thực tế cho thấy phương pháp định tâm theo tiêu chí tải trọng gối đỡ cũ có rất nhiều hạn chế:

- + Vẫn phải tiến hành định tâm sơ bộ theo các giá trị lệch tâm và gấy khúc kinh nghiệm
- + Việc lắp đặt các lực kế vào chân ổ đỡ là không đơn giản vì không phải chân ổ đỡ nào cũng được thiết kế phù hợp với lực kế có sẵn
- + Việc điều chỉnh các lực kế chân ổ đỡ (việc phân phối tải trọng trên các ổ đỡ) được tiến hành phụ thuộc vào tay nghề người thợ.
- + Đặc biệt, trong trường hợp hệ trục lớn: hệ trục dài, trong lượng trục, chân vịt và các thiết bị trên trục lớn...gây nên sai lệch đường tâm giữa trục chân vịt và trục máy chính lớn nên việc điều chỉnh rất khó khăn. Nếu không để ý, đo đạc, tính toán các giá trị độ lệch tâm f và góc nghiêng α (hình 2.1) ngay từ đầu thì quy trình định tâm rất phức tạp và khó khăn. Và nếu không khắc phục được thì việc phân tải trên các ổ đỡ có thể không thực hiện được.



Hình 2.1. Độ lệch trục giữa trục chân vịt và trục máy chính

- + Chưa để ý tới quan hệ giữa hệ trục và vỏ tàu, hay chính là tính “nhạy cảm” của hệ trục với sự dịch chuyển của ổ đỡ trục, với hệ trục càng dài, thì hệ trục càng “nhạy cảm”: cụ thể là, đối với

những tàu có hệ trục dài, tác động của sự biến dạng của vỏ tàu lên hệ trục là rất lớn. Sự tác động này được thể hiện qua sự dịch chuyển của ổ đỡ hệ trục. Chính sự dịch chuyển ổ đỡ, do sự biến dạng vỏ tàu này, sẽ gây ra những thay đổi trong tình trạng chịu tải trên các ổ đỡ.

- + Một trong những nguyên nhân ảnh hưởng khá lớn tới chất lượng định tâm, đó chính là điều kiện định tâm hệ trục: định tâm trên đà hay dưới nước, định tâm dưới nước thì tàu ở trạng thái nào, tàu không, ballast một phần hay ballast toàn bộ...những điều kiện đó ảnh hưởng rất lớn đến trạng thái chịu tải ở trên các ổ đỡ
- + Việc đo đạc và tính toán tải trọng bổ sung phải tiến hành qua nhiều bước, phụ thuộc vào dụng cụ đo, tay nghề và kinh nghiệm người thợ nên gây nên sai số lớn. Đặc biệt với cách đo của phương pháp này, việc đo tại vị trí ổ đỡ trước trục chân vịt là không thể tiến hành được, còn việc đo tại vị trí ổ phía lái máy chính là rất khó (khi mà đặt lực kế ngay dưới chân ổ đỡ), và trong một số tình huống là gần như không thể thực hiện được.

2.2 Giới thiệu một số phần mềm đang được các cơ quan đăng kiểm sử dụng hiện nay:

Hiện nay, việc tính toán định tâm hệ trục tàu thủy hầu hết được tính toán bằng các phần mềm tính định tâm của chính các cơ quan đăng kiểm và các tập đoàn, công ty thiết kế Hàng hải. Và việc duyệt tính toán định tâm là gần như bắt buộc đối với tất cả các cơ quan Đăng kiểm.

- + Nauticus của đăng kiểm Na Uy - DNV (Det Norske Veritas): Đây là 1 phần mềm khá đồ sộ, có khả năng thực hiện các tính toán liên quan đến kết cấu về phần vỏ và máy. Trong đó “ Nauticus Machinery Shaft Alignment” là phần chuyên để tính toán định tâm hệ trục. Nó có khả năng tính toán tất cả các thông số phục vụ cho quá trình định tâm hệ trục trong các trạng thái khác nhau của tàu, các thông số mà hệ trục phải chịu trong các điều kiện kĩ thuật khác nhau: phản lực các ổ đỡ, ứng suất và các mômen, lực cắt trên trục trong các điều kiện tải khác nhau, các thông số SAG, GAP phục vụ cho việc định tâm, khoảng điều chỉnh OFFSET tại các ổ đỡ, quan hệ giữa phản lực gối đỡ và khoảng OFFSET của ổ đỡ...
- + Shaft Alignment Optimization Software đăng kiểm Mỹ - ABS, hiện nay phiên bản mới nhất là Ver 2.0. Chức năng cũng tương tự như Nauticus của DNV
- + Shaft Master của IMT Group- Ukraina: chỉ thực hiện tính phần định tâm cho hệ trục
- + Ngoài ra một số đăng kiểm khác cũng có phần mềm tính toán riêng cho mình như: Đăng kiểm Nhật Bản (NK), Đăng kiểm Hàn Quốc, Đăng kiểm Trung Quốc...

2.3 Ưu điểm của việc sử dụng phần mềm tính định tâm theo quan điểm hiện đại

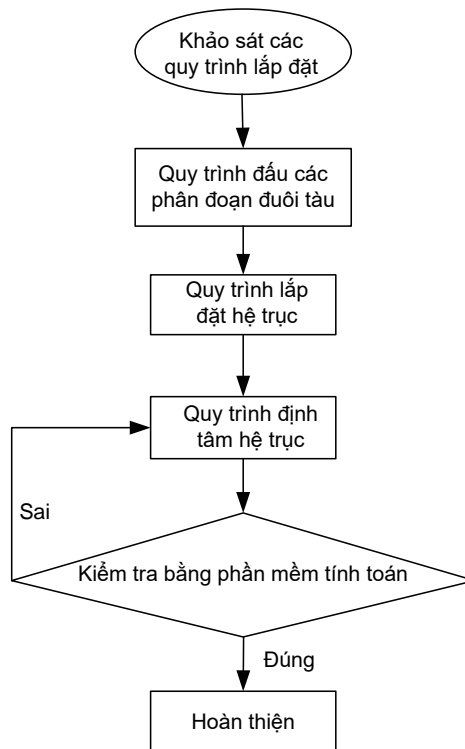
Các phần mềm được sử dụng hiện nay đều đã khắc phục được những hạn chế của phương pháp định tâm tải trọng gối đỡ cũ, và đưa vào đó những quan điểm mới, phù hợp với thực tế, với yêu cầu của các tổ chức Đăng kiểm và điều kiện công nghệ dễ dàng hơn, khi tính toán định tâm, đã kể đến các yếu tố ảnh hưởng tới quá trình và chất lượng định tâm như:

- + Ảnh hưởng của sự biến dạng vỏ tàu tới sự dịch chuyển các ổ đỡ, ảnh hưởng của sự dịch chuyển ổ đỡ tới tải trọng trên các ổ đỡ,
- + Ảnh hưởng của sự thay đổi trạng thái nhiệt của hộp số, động cơ... tới sự phân bố tải trọng trên các ổ đỡ, ảnh hưởng của trạng thái tiếp xúc giữa trục và bạc tới độ mài mòn bạc.
- + Ảnh hưởng tình trạng chịu tải của các ổ đỡ khác nhau, trong các điều kiện định tâm khác nhau như thế nào, mối quan hệ ảnh hưởng qua lại giữa sự dịch chuyển ổ đỡ với sự thay đổi phản lực trên các ổ đỡ đó

3. QUY TRÌNH CƠ BẢN CỦA PHƯƠNG PHÁP MỚI

3.1 Sơ đồ các bước

Công việc lắp đặt định tâm hệ trục chân vịt bao giờ cũng tuân thủ theo các bước đã được xây dựng trước của nhà thiết kế. Thường các bước được tiến hành theo sơ đồ hình 3.1



Hình 3.1. Sơ đồ các bước tính

3.2. Các bước tính

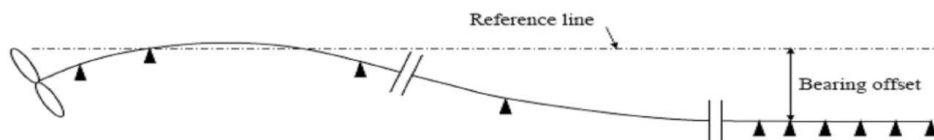
Tính toán định tâm hệ trục

Từ những thuật toán, cơ sở lý thuyết của phương pháp định tâm hệ trục theo tiêu chí tải trọng gối đỡ, chương trình sau khi tính nhập số liệu đầu vào, phân tích và tính toán sẽ cho ta các kết quả sau:

- + Ma trận hệ số ảnh hưởng
- + Phản lực trên các gối đỡ
- + Biến dạng uốn của trục (độ võng)
- + Góc nghiêng của bạc yêu cầu
- + Góc nghiêng ở bánh răng chính
- + Lực kéo và mômen uốn
- + Tải cho phép trên tất cả các ổ đỡ

Tất cả các thông số trên phản ánh đầy đủ tình trạng chịu tải của hệ động lực trong các điều kiện khác nhau (nóng, lạnh), trong các điều kiện định tâm khác nhau (trên triền, dưới nước, tàu không, ballast một phần, hay ballast toàn phần). Đưa ra các thông số phục vụ cho quá trình định tâm, lắp ráp và kiểm tra: Các thông số SAG, GAP; thông số về tải trọng trên các ổ đỡ tại vị trí tâm ổ đỡ và đặt kích kiểm tra, thông số về tải trọng trên các ổ đỡ trong các điều kiện định tâm khác nhau...

Công việc tính toán định tâm được tiến hành thông qua các phần mềm tính định tâm. Và hệ trục thực được thay thế bằng hệ mô hình là các dầm liên tục và các có giá trị khoảng dịch chuyển offset là chính xác.



Hình 3.2. Sơ đồ định tâm hệ trục

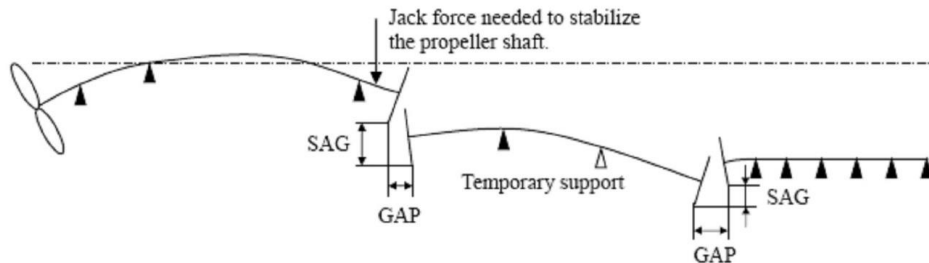
Kết thúc quá trình tính toán định tâm hệ trục bằng phần mềm, chương trình sẽ xuất ra bảng tính định tâm, có đầy đủ các thông số: SAG, GAP và phản lực trên các gối đỡ phục vụ cho quá trình lắp đặt hệ trục.

Lắp đặt hệ trục

Trong suốt quá trình lắp đặt, chân vịt, trục chân vịt, trục trung gian và trục khuỷu ban đầu chưa được nối với nhau và đặt tự do trên các ổ đỡ. Sau đó, điều chỉnh chiều cao các gối đỡ, đảm bảo các thông số SAG, GAP thông qua các bulông tăng chỉnh chân ổ đỡ

Việc tăng chỉnh thường được tiến hành dần dần từ trục chân vịt, trục trung gian tới máy chính.

Các giá trị SAG, GAP và lực cần thiết để nối các bích trục đã được tính toán cụ thể trong phần “tính toán định tâm hệ trục”



Hình 3.3. Sơ đồ định tâm hệ trục thông qua SAG, GAP.

Kiểm tra sau khi lắp ráp

Trong bước kiểm tra, ta sử dụng phương pháp jack-up để kiểm tra phân lực trên các ổ đỡ theo tính toán của phần “tính toán định tâm hệ trục”.

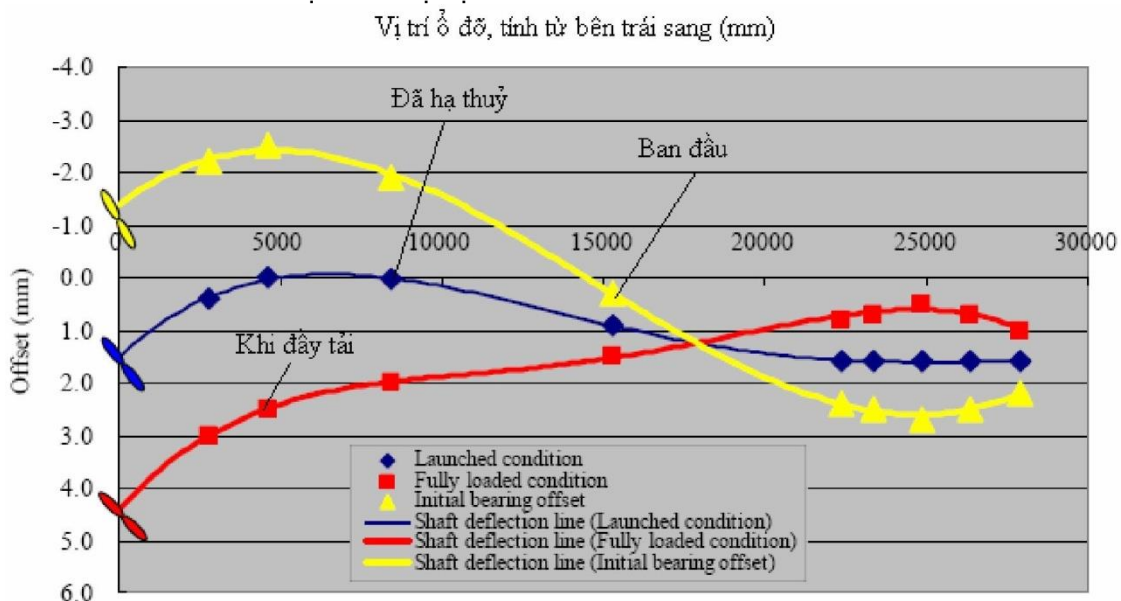
Kích thủy lực sẽ được đặt tại vị trí các vị trí: ổ đỡ trước ống bao, các ổ đỡ trung gian và 2 ổ đỡ tận cùng phía lái của máy chính. Vị trí chính xác đặt kích thủy lực, giá trị lực thu được trên mỗi kích cụ thể như thế nào đều được chỉ rõ trong bảng tính định tâm. Bên cạnh việc kiểm tra phân lực trên các ổ đỡ, việc đo độ co bóp trục khuỷu cũng gần như là yêu cầu bắt buộc.

Loại bỏ những ảnh hưởng liên quan đến chất lượng định tâm hệ trục

Trong quá trình tính toán định tâm, lắp đặt hệ trục và kiểm tra sau lắp đặt, việc phát hiện và loại bỏ những yếu tố ảnh hưởng đến kết quả tính toán và chất lượng của quá trình định tâm bao gồm:

Sai số chung:

- + Sai số từ mô hình tính toán gây ra so với mô hình thực, như: số lượng ổ đỡ được mô hình hoá, mô hình ổ đỡ ống bao, đường kính của thanh mô hình tương đương được chọn làm trục khuỷu...
- + Mức độ chính xác của giá trị SAG và GAP: cụ thể là sự không thống nhất giữa kết quả tính toán và thực tế
- + Độ chính xác của việc đo phân lực trên các gối đỡ
- + Việc đánh giá và loại bỏ những sai số này chỉ dựa trên cơ sở kinh nghiệm của người tham gia tiến hành tính toán và định tâm hệ trục.



Hình 3.4. Offset và sai lệch đường trục trong các điều kiện khác nhau

Sai số do điều kiện lắp đặt và điều kiện phục vụ của hệ trục:

Việc lắp đặt hệ trục thường được tiến hành trong điều kiện tàu đã hạ thủy, chiều chìm nhỏ, và máy chính trong điều kiện lạnh. Tuy nhiên, thực tế trong những trường hợp phục vụ điển hình của hệ động lực, thì chiều chìm, nhiệt độ của máy chính tăng, biến dạng vỏ tăng... Những sự thay đổi này làm tăng sai lệch phần kết cấu vỏ cũng như máy chính làm vị trí của các ổ đỡ bị thay đổi, do đó làm cho phản lực trên các gối đỡ thay đổi. Để khắc phục điều này, khi tính khoảng offset ban đầu của ổ đỡ, cần kể đến các yếu tố này, và tính theo công thức:

Khoảng OFFSETS ban đầu = (OFFSETS ở điều kiện đã hạ thủy) - (OFFSETS ở điều kiện đầy tải)

4.KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích tính ưu việt nổi trội của việc sử dụng phần mềm tính định tâm theo quan điểm hiện đại, trình bày tóm tắt quy trình định tâm hệ trục tàu thủy hiện nay bằng phần mềm tính toán tải trọng trên ổ đỡ. Đây sẽ là cơ sở khoa học để các nhà thiết kế trong quá trình lắp đặt và định tâm hệ trục tàu thủy áp dụng cho các nhà máy đóng tàu của nước nhà.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. *Sửa chữa thiết bị động lực tàu thủy* – học viện kỹ thuật Hải quân
- [2]. Shaft Alignment Optimization Software của ABS
- [3]. Shaft Master của IMT Group- Ukraina
- [4]. <http://www.assurich.com>

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC DÒNG CHẢY BAO BÀNG PHƯƠNG PHÁP SỐ

THE STUDY ON FLUID DYNAMICS OF SURROUNDING FLOW PROFILES USING NUMERICAL METHOD

LÊ VĂN HỌC, TRỊNH THỊ BÍCH THÙY

Tóm tắt:

Nghiên cứu dòng chảy bao một profil bất kỳ là một trong những bài toán cơ bản của lĩnh vực động lực học dòng chất lưu và lý thuyết cánh. Mô hình toán dòng chảy bao các profil thường gồm các phương trình và hệ phương trình phức tạp. Bài báo giới thiệu một số phân tích cơ bản về thuật giải các mô hình bằng phương pháp số. Kết quả nghiên cứu có thể áp dụng khi tính toán dòng chảy trong máy thủy lực, đặc biệt là bài toán tính lực nâng của các cánh theo biên dạng của chúng.

Abstract:

The study on surrounding flow profiles is one of the fundamental problems in the field of fluid dynamics and blade theory. The mathematical model of fluid flow surrounding profiles often is complex equations and systems of equations. The paper introduces some basic analysis of the numerical model algorithm. The research results can be applied when calculating the flow in hydraulic machines, especially the calculation of the lift force of the objects according to their profiles.

Keywords: *Động lực học chất lưu - fluid dynamics, Dòng chảy bao - surrounding flow - Phương pháp số: numerical method.*

1. Một số phương pháp mô phỏng

1.1. Phương pháp RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)

Đây là phương pháp trung bình hoá số Reynolds để giải phương trình Navier-Stokes. Kết quả cho giá trị trung bình của các biến ở các điểm tính. Phương pháp này không cho phép xác định

được độ bất ổn định của dòng nhưng số lượng tính toán là không lớn và nó được dùng khá phổ biến.

Hiện nay nhiều tác giả đã phát triển phương pháp này để giải quyết các bài toán bất ổn định, Unsteady RANS và DES (Detached Eddy Simulation) đã được sử dụng để khắc phục các yếu điểm của RANS và tỏ ra có thể mạnh cho các bài toán nhiều pha và bài toán xâm thực.

1.2. Phương pháp DNS (Direct Numerical Simulation)

Là phương pháp mô phỏng số trực tiếp, trong đó mức năng lượng nhỏ nhất của dòng (mức dịch chuyển phân tử) được quan tâm tới cho nên kết quả tính toán sẽ là rất chính xác. Tuy nhiên, phương pháp này đòi hỏi khối lượng tính toán lớn, để kiểm soát được các phần tử dòng chảy dịch chuyển cỡ phân tử thì lưới chia phải mịn dẫn tới đòi hỏi về cấu hình máy tính phải rất cao. Chính vì vậy phương pháp này mới chỉ được số ít tác giả sử dụng cho các bài toán đơn giản.

1.3. Phương pháp LES (Large Eddy Simulation)

Chỉ mô phỏng các rối lớn còn rối nhỏ được mô hình hoá chính là nội dung của phương pháp LES. Đây như là phương pháp khắc phục được nhược điểm của hai phương pháp trên: Tính toán được sự bất ổn định của dòng và số lưới yêu cầu nhỏ hơn phương pháp DNS. Tuy vậy số lưới cần thiết vẫn còn khá cao và kỹ thuật “lọc” các rối nhỏ còn phức tạp nhưng nó đang là lựa chọn tối ưu hiện nay về các bài toán mô phỏng dòng bất ổn định.

1.4. Phương pháp xoáy (Vortex Method)

Ba phương pháp trên dựa trên quan điểm Euler (dòng chảy được gọi là hoàn toàn xác định khi ta biết được trường vận tốc của chúng). Đây là phương pháp được dùng nhiều nhất khi tính toán các bài toán cơ học môi trường liên tục. Mặc dù vậy, một quan điểm nữa về tính toán động học là phương pháp Lagrange được sử dụng chủ yếu cho bài toán vật rắn vẫn được dùng cho một số bài toán cơ học lưu chất. Trong một số bài toán cụ thể nó đã thể hiện được sự ưu việt của mình như không cần phải chia lưới do đó thời gian tính toán nhanh hơn nhiều so với các phương pháp khác.

Trên đây chỉ là khái niệm chung về một số phương pháp tính còn nội dung của từng phương pháp (kỹ thuật mô phỏng) là rất phức tạp đòi hỏi phải nghiên cứu sâu hơn. Trong giới hạn bài báo này tác giả xin giới thiệu cơ sở toán học và những kỹ thuật mô phỏng chính nhằm phân biệt các phương pháp khác nhau.

2. Cơ sở toán học

Dòng chất lưu được mô tả bởi các phương trình vi phân cơ bản là phương trình liên tục, phương trình Navier-Stokes (N-S) và phương trình năng lượng.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(2s_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} s_{kk} \right) \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j e) = \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Trong đó

u_i : vận tốc; p : là áp suất và ρ là khối lượng riêng của chất lỏng

$e = c_v T + \rho u_i u_i / 2$: là năng lượng tổng trên một đơn vị thể tích

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

c_v : nhiệt tại mỗi thể tích

T: nhiệt độ

$\frac{\partial Q}{\partial t}$: lượng nhiệt phát sinh trên môi thể tích

$k = \alpha/\rho c_p$: suất dẫn phân tử

c_p : lượng nhiệt tại mỗi giá trị áp suất

α : hệ số khuếch tán nhiệt

Quá trình giải các phương trình này xuất hiện hàng loạt hằng số tích phân và để khép kín bài toán người ta dựa vào điều kiện đầu và điều kiện biên của mỗi trường hợp cụ thể. Hiện nay có một số kỹ thuật mô phỏng để giải quyết vấn đề này.

Thường thì trung bình theo thời gian của một ẩn số f nào đó được định nghĩa là:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(\tau) d\tau \quad (4)$$

Trong đó:

T là khoảng thời gian (lớn hơn tất cả các mức đo thời gian của dòng rối).

Dùng lý thuyết trung bình này để giải phương trình vi phân chuyển động của dòng chảy chính là kỹ thuật tính toán mô phỏng của phương pháp RANS. Các phương pháp DNS, LES và VM đều để giải quyết bài toán dòng bất ổn định, tuy nhiên, phương pháp DNS đòi hỏi khối lượng tính toán lớn, sẽ được giới thiệu trong các công bố sau. Bài báo này giới thiệu về hai phương pháp là LES và VM.

2.1. Kỹ thuật mô phỏng của phương pháp LES

Để giải phương trình N-S để xác định chuyển động của các hạt lỏng, phương pháp LES - Large Eddy Simulation xác định các rối lớn bởi vì chúng mang nhiều năng lượng nhất dẫn tới tốc độ khuếch tán mạnh, còn những rối nhỏ sẽ được mô hình hoá. Để làm điều này cần phải xác định được mức rối cần tính toán và mật độ lưới tương ứng (gọi là lọc phương trình N-S) sao cho mức rối đó phải nhỏ hơn rối cần tính toán nhưng phải lớn hơn những rối đã mô hình hoá:

Một biến được lọc biểu diễn như sau:

$$\bar{f}(x) = \int_D f(x') G(x, x') dx' \quad (5)$$

Trong đó D là miền tính toán, G là hàm lọc (là hàm của $x-x'$). Một số hàm lọc phổ biến là:

$$\text{Fourier: } \hat{G}(k) = \begin{cases} 1 & \text{Khi } k \leq \pi/\bar{\Delta} \\ 0 & \text{Trường hợp khác} \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{Gaussian: } G(x) = \sqrt{\frac{6}{\pi\bar{\Delta}^2}} \exp\left(-\frac{6x^2}{\bar{\Delta}^2}\right) \quad (7)$$

Lọc Tophat theo thời gian thực:

$$G(x) = \begin{cases} 1/\bar{\Delta} & \text{Khi } |x| \leq \bar{\Delta}/2 \\ 0 & \text{Trường hợp khác} \end{cases} \quad (8)$$

2.2. Kỹ thuật mô phỏng của phương pháp VM (Vortex Method)

Có thể viết lại phương trình Navier-Stokes về dạng bảo toàn mô men:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} \quad (9)$$

khi thoả mãn điều kiện biên trên bề mặt thành rắn là điều kiện không thấm và không trượt:

$$\begin{aligned} \vec{u} \cdot \vec{n} &= 0 \\ \vec{u} \cdot \vec{t} &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Ở đây \vec{n} là véc tơ pháp tuyến và \vec{t} là véc tơ tiếp tuyến

Với phương pháp xoáy thì phương trình vi phân chủ đạo và các điều kiện biên cần được mô tả dưới số hạng xoáy:

Từ định nghĩa về véc tơ xoáy:

$$\omega = \text{d} \times u \quad (11)$$

Thay vào phương trình (7) ta được:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = (\vec{\omega} \cdot \nabla) \vec{u} + \nu \nabla^2 \vec{\omega} \quad (12)$$

Đây là phương trình vi phân cơ bản của dòng 3D với ω là trường xoáy của các hạt lỏng. Với dòng 2 chiều (giả thiết theo mặt phẳng xy) thì véc tơ xoáy chỉ theo một hướng theo trục z cho nên $(\vec{\omega} \cdot \nabla) \vec{u} = 0$.

Ta có thể biểu diễn vận tốc qua hàm dòng ψ và thế vận tốc ϕ :

$$\vec{u} = \nabla \times \vec{\psi} + \nabla \phi \quad (13)$$

Biến đổi cho ta kết quả chính là phương trình Poisson:

$$\nabla^2 \vec{\psi} = -\vec{\omega} \quad (14)$$

Như vậy từ phương trình (9) ta xác định được hàm dòng, từ đó thay vào phương trình (12) sẽ cho ta trường vận tốc cần tìm.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} &= \nu \nabla^2 \vec{\omega} \\ \nabla^2 \vec{\psi} &= -\vec{\omega} \\ \vec{u} &= \nabla \times \vec{\psi} + \nabla \phi \\ \omega(x,0) &= \omega_0(x) \\ u(x_s) &= U_b \quad \text{trên biên S} \\ u &\rightarrow U_\infty \quad \text{ở xa vô cùng} \end{aligned} \quad (15)$$

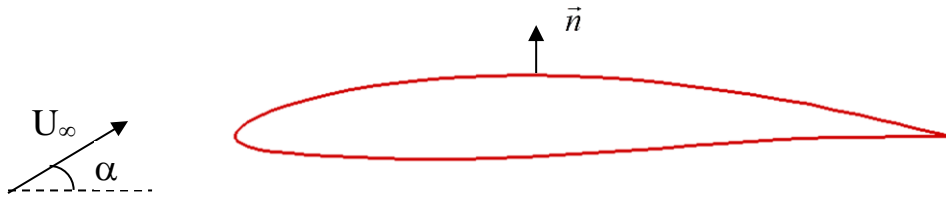
Như vậy với mỗi phần tử chất lưu trong không gian cần xem xét tới ba khía cạnh là: Dòng ở xa vô cùng, sự tương tác với biên rắn và sự ảnh hưởng của các phần tử với nhau. Ngoài ra cần lưu ý tới vấn đề đối lưu và khuếch tán:

$$\frac{dx}{dt} = u(x,t); \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad \text{Với quá trình đối lưu}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \nu \nabla^2 \bar{\omega}; \frac{dx}{dt} = 0 \quad \text{Với quá trình khuếch tán}$$

3. Áp dụng tính toán dòng chảy bao quanh profil cánh bằng phương pháp VM và phương pháp phần tử biên

3.1. Mô hình và thuật toán



Hình 1. Mô hình cánh NACA

Ở đây ta chỉ xét cho chất lỏng không nén được, U_∞ là vận tốc dòng vào và α là góc tới. Gọi \vec{V} là véc tơ vận tốc tổng, Φ là thế tổng và ϕ là thế xoáy thì

$$\vec{V} = d\Phi = \vec{U}_\infty + d\phi \quad (16)$$

thế tổng và thế xoáy có quan hệ với nhau là:

$$\phi = \Phi(x,y) - \Phi_{in}(x,y) \quad (17)$$

với $\Phi_{in}(x,y)$ là thế vận tốc dòng vào và được xác định như sau:

$$\Phi_{in}(x,y) = U_\infty(x\cos\alpha + y\sin\alpha) \quad (18)$$

Các điều kiện khác:

- Điều kiện biên động học trên bề mặt cánh:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} + \vec{U}_\infty \cdot \vec{n} = 0 \quad (19)$$

- Điều kiện Kutta ở mép ra của cánh
- ϕ thỏa mãn phương trình Laplace $\nabla^2 \phi = 0$ (20)

Chia biên dạng cánh thành $N+1$ đoạn (sẽ có N điểm) vì chất lỏng là lý tưởng cho nên thế tổng trên mỗi điểm là như nhau:

$$\Phi_i = \text{hằng số. } i=(1,N)$$

$$\Phi_i = \phi_p + \Phi_{in} = \text{const, với } p \text{ là điểm gốc.}$$

Tại mỗi đoạn thứ $j = (1, N+1)$:

$$\sum_{j=1}^N \frac{1}{\pi} \int \left(\frac{\partial \phi}{\partial n} \ln r \right) ds - \sum_{j=1}^N \frac{1}{\pi} \int \left(\phi \frac{\partial \ln r}{\partial n} \right) ds + \Phi_{in} = \text{const}, \quad (21)$$

r: là khoảng cách từ điểm gốc p tới mỗi phần tử ds

$$\text{Đặt: } B_j = - \frac{1}{\pi} \int (\ln r) ds \Big|_j$$

$$C_j = \frac{1}{\pi} \int \frac{\partial \ln r}{\partial n} ds \Big|_j \quad (22)$$

Thay vào (21):

$$\sum_{j=1}^N B_j \left(\frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_j + \sum_{j=1}^N C_j \phi_j + \Phi_{in} = \text{const} \quad (23)$$

chọn $\Phi_i = \Phi_{in}$:

$$\sum_{j=1}^N B_j \left(\frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_j + \sum_{j=1}^N C_j \phi_j = 0 \quad (24)$$

trong phương trình này thì $\frac{\partial \phi}{\partial n}$ được xác định nhờ điều biên động học, vậy vẫn cần xác định chính là N+1 giá trị ϕ_j nhưng ta mới có N phương trình, phương trình thứ N+1 được bổ sung nhờ điều kiện Kutta.

$$(\phi_1 - \phi_N) + \Delta \phi_w = 0 \quad (25)$$

$\Delta \phi_w$ là bước nhảy thế tại mép ra của cánh

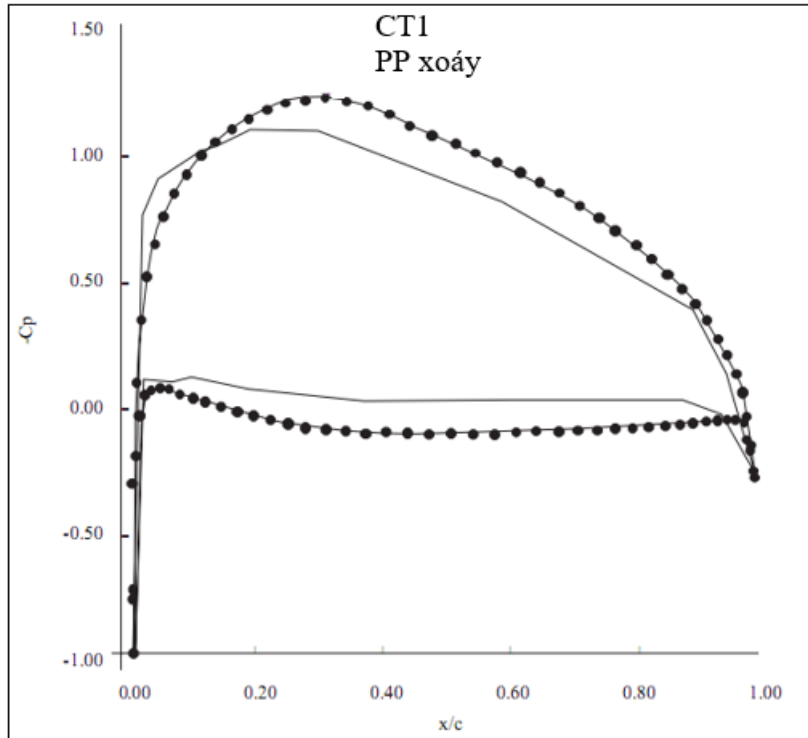
Giải hệ N+1 phương trình này ta xác định được các giá trị ϕ_j , từ đây ta sẽ suy ra các giá trị cần tìm khác như:

$$\text{Hệ số áp suất: } C_p = 1 - V^2/U_\infty^2 \quad (26)$$

$$\text{Hệ số lực nâng: } C_L = \frac{\Gamma}{\frac{1}{2} U_\infty c} = \frac{2 \Delta \phi_w}{U_\infty c} \quad (27)$$

3.2. Kết quả ví dụ tính toán

Ví dụ về kết quả tính toán cho cánh NACA4412 tại $\alpha = 5^\circ$ bằng phương pháp xoáy (đường nét liền) và phương pháp phần tử biên.



Hình 2. Phân bố áp suất trên cánh NACA4412 với $\alpha=5^\circ$

4. Kết luận

- Trên hình vẽ thể hiện kết quả phân bố áp suất trên profil cánh thông qua hệ số áp suất C_p theo x/c với c là chiều dài dây cung, để thuận tiện theo dõi các giá trị hệ số áp suất này theo mặt trên và dưới của mỗi profil ta thể hiện giá trị $-C_p$ trên trục tung của đồ thị. Trên đồ thị thấy xuất hiện độ chênh áp giữa mặt trước và sau của cánh, từ đó xuất hiện lực nâng làm cánh quay tạo momen trên trục.

- Trong các công bố tiếp theo, nhóm tác giả sẽ tiếp tục giới thiệu một số kết quả tính toán trong lĩnh vực động lực học dòng bao một số profiles cụ thể.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Chí (1998), *1000 bài toán thủy khí động*, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [2] Trịnh Thị Bích Thủy. Tính toán mô phỏng số động lực học cụm tuabin - máy nén tăng áp. Luận văn thạc sĩ. Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, 2012.
- [3] Vũ Văn Duy, Nguyễn Thế Mịch, Nguyễn Thế Đức (2007), *Mô phỏng vùng xâm thực dòng bao quanh profil cánh bằng phương pháp phần tử biên*, Trang 77-84 Tuyển tập cơ học toàn quốc lần thứ VII, Hà Nội.
- [4] Anderson, J. (1995). *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. McGraw-Hill, Inc., New York.
- [5] Breslin, J., Van Houten, R., Kerwin, J., and Johnsson, C.-A. (1982). Theoretical and experimental propeller-induced hull pressures arising from intermittent blade cavitation, loading, and thickness. *Trans. SNAME*, 90.

DỰ ĐOÁN CHỈ SỐ KHAI THÁC HIỆU QUẢ NĂNG LƯỢNG (EEOI) CHO TÀU BIỂN HOẠT ĐỘNG TRONG CÁC ĐIỀU KIỆN BIỂN KHÁC NHAU

PREDICTION OF ENERGY EFFICIENCY OPERATIONAL INDEX (EEOI) FOR AN OPERATING SHIP IN VARYING SEA CONDITIONS

TRẦN HỒNG HÀ, Khoa Máy Tàu Biển
NGUYỄN KIM ANH, Khoa Công nghệ thông tin

Tóm tắt

Các yêu cầu về giảm Chỉ số khai thác hiệu quả năng lượng (EEOI) của tổ chức hàng hải quốc tế IMO đối với tàu biển ngày càng nghiêm ngặt. Để thực hiện các yêu cầu này, các giải pháp thiết thực để tối ưu hóa trạng thái vận hành của tàu biển từ đó giảm chỉ số EEOI trong điều kiện thực tế là rất cần thiết. Trong bài báo này chúng tôi giới thiệu một mô hình dự đoán EEOI cho tàu biển hoạt động trong các điều kiện khác nhau dựa trên mạng ANN, làm cơ sở cho các việc ra các quyết định vận hành nhằm cải thiện lượng nhiên liệu tiêu thụ và giảm chỉ số EEOI. Mô hình có các yếu tố đầu vào là trạng thái hoạt động của tàu như: quãng đường và khối lượng hàng hóa vận chuyển, tốc độ tàu, tốc độ gió, độ chìm và độ chúi của tàu. Đầu ra của mô hình là chỉ số EEOI của tàu tính theo chu kì tính toán là đơn vị ngày. Kết quả cho thấy mô hình có khả năng dự đoán chính xác khá cao chỉ số EEOI thực tế của tàu.

Từ khóa: Tàu biển; EEOI; mạng trí tuệ nhân tạo

Abstract

The requirements of the International Maritime Organization (IMO) to reduce the Energy Efficiency Operation Index (EEOI) for ships are increasingly stricter. To fulfill these requirements, solutions to optimize the operation of the ship thereby reducing the EEOI in operating conditions are necessary. In this paper we present an EEOI prediction model for vessels that operating under different operation conditions based on the ANN network, which is used to improve fuel consumption and reduce the EEOI. The model has the inputs of the ship's conditions such as distance and weight of cargo, ship speed, wind speed, trim and draft. The model output is EEOI. The results show that the model is capable of accurately predicting the ship's actual EEOI.

Keywords: Ship; EEOI; neural networks

1. Giới thiệu

Vận tải bằng đường biển là một trong những phương thức vận tải hiệu quả nhất. Hàng hóa được vận chuyển trên tàu có nhiều tính chất vật lý và hóa học khác nhau và được vận chuyển trên một quãng đường dài. Thời gian vận chuyển thay đổi do các yếu tố khai thác, kết cấu và kích thước của tàu, hệ động lực của tàu và năng lực hoạt động của các cảng trung chuyển. Hàng hóa được vận chuyển trên tàu phải lớn nhất có thể, trong thời gian ngắn nhất bằng cách tăng tốc độ của tàu, tuy nhiên điều này lại làm tăng lượng tiêu thụ nhiên liệu trên tàu. Bên cạnh đó, việc đốt cháy nhiên liệu trên tàu biển làm thải ra các chất khí gây tác động xấu tới môi trường như CO₂ và các chất khí gây hiệu ứng nhà kính khác. MacLachlan [1] cho biết phát thải khí nhà kính của 15 con tàu lớn nhất tương đương với phát thải của 780 triệu xe ô tô. Hiện nay trên thế giới có khoảng 100.000 con tàu đang hoạt động và vận chuyển lượng hàng hóa chiếm tới 90% hàng hóa thương mại trên thế giới [1]. Các con tàu thường vận chuyển hàng hóa với các quãng đường xa, mỗi loại tàu có mức phát thải CO₂ khác nhau, dẫn đến sự gia tăng đáng kể của khí thải vào khí quyển.

Vấn đề ảnh hưởng của phát thải nhà kính do hoạt động tàu biển gây ra đối với bầu khí quyển đã được các nhà khoa học phân tích trong hàng chục năm gần đây. Các nghiên cứu đã chỉ ra rằng vận chuyển tàu biển đã thải ra lượng CO₂ chiếm khoảng 3% lượng khí thải CO₂ toàn cầu [2] dự báo lượng phát thải này sẽ tăng đến 50-250% vào năm 2050 nếu như không có biện pháp nào được can thiệp [2]. Trong những năm gần đây, IMO chủ yếu tập trung về việc phát triển chính sách đa chiều nhằm giảm lượng khí CO₂ thải ra từ tàu đến không khí. Hoạt động này đã được áp đặt bởi các yêu cầu của nghị định thư Kyoto (1997) về ngăn ngừa biến đổi khí hậu và giảm tác hại của khí nhà kính tới môi trường. Ủy ban Bảo vệ Môi trường biển (MEPC) thuộc IMO đã nghiên cứu, phát triển các

giải pháp nhằm mục đích giảm phát thải khí có hại từ hoạt động của tàu biển. Tại phiên họp thứ 59 (2009), MEPC đã thông qua việc hướng dẫn sử dụng Chỉ số khai thác hiệu quả năng lượng (EEOI) [3], coi đây là công cụ đo lường chính áp dụng cho tất cả các tàu hiện có về việc đánh giá hiệu quả năng lượng sử dụng trên tàu biển và phát thải CO₂ ra môi trường.

Trên thực tế đã có nhiều nghiên cứu về hiệu quả năng lượng trên tàu biển và mục tiêu của các nghiên cứu này là hướng tới việc dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu của tàu. Wang và các cộng sự [4] đã đề xuất mô hình dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu của tàu dựa trên hồi quy LASSO cho 97 tàu container dựa trên thông tin về tàu và dữ liệu thời tiết được trích xuất từ hệ thống quản lý đội tàu. Meng và các cộng sự [5] sử dụng báo cáo vận hành hàng ngày từ 2 tàu container và mô hình hồi quy để dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu hàng ngày. Bal Beşikçi E [6] cũng đã trình bày trong nghiên cứu của mình một mô hình dự báo dựa trên ANN với dữ liệu huấn luyện là các báo cáo buổi trưa lấy từ tàu chở dầu được sử dụng như là đầu vào cho hệ thống hỗ trợ quyết định... Vì mục tiêu là dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu để tìm các biện pháp làm giảm tiêu hao nhiên liệu và do đó làm giảm lượng khí CO₂ phát thải ra môi trường, bài toán dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu có thể quy về bài toán dự đoán EEOI với ý nghĩa EEOI mới chính là thước đo phản ánh hiệu quả của quản lý năng lượng trên tàu biển, là chỉ số mà IMO lấy làm định mức để giám sát các hoạt động của tàu biển. Tuy nhiên, xét về mặt kỹ thuật, các phương pháp và mô hình cũng như các dữ liệu được dùng trong bài toán dự đoán mức tiêu thụ nhiên liệu có thể được sử dụng tương ứng trong bài toán dự đoán EEOI cho hoạt động của tàu biển.

Bài báo nghiên cứu xây dựng mô hình dự đoán EEOI cho tàu biển hoạt động trong các điều kiện đi biển khác nhau dựa trên ANN. Dữ liệu cho nghiên cứu được lấy từ báo cáo hoạt động hàng ngày của tàu M/V NSU JUSTICE 250.000DWT – một con tàu hiện đại thuộc công ty vận tải biển VINIC, trường ĐHHH VN.

2. Phương pháp nghiên cứu

2.1. Công thức tính chỉ số EEOI

EEOI là chỉ số khai thác hiệu quả năng lượng mà IMO khuyến dùng để đánh giá hiệu quả hoạt động năng lượng trên tàu biển và đo lường lượng khí thải CO₂ ra môi trường trong mỗi đơn vị vận chuyển. Việc tính toán EEOI hàng năm là một công việc cần thiết bởi chỉ số này sẽ thay đổi phụ thuộc vào sự thay đổi của môi trường hàng hải, điều kiện thời tiết, khu vực đi biển, trọng lượng hàng hóa... Công thức tính EEOI được biểu diễn như sau [3]:

$$EEOI = \frac{M_{CO_2}}{Q} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{C_j} \cdot C_{F_j}}{M \cdot D} \quad (1)$$

Trong đó: M_{CO₂} là lượng khí thải carbon dioxide (t), Q là khối lượng vận chuyển hàng hóa (t), F_{C_j} là mức tiêu thụ nhiên liệu trong phân đoạn hành trình thứ j (t), C_{F_j} là hệ số chuyển đổi carbon dioxide trong phân đoạn hành trình j (cho trong bảng 1), M là sức chứa hàng hóa (t) và D là khoảng cách vận chuyển (nm). Theo đó, EEOI phản ánh lượng CO₂ được phát thải trên mỗi đơn vị hàng hóa được vận chuyển. Nói cách khác, EEOI thể hiện hiệu quả vận chuyển thực tế của một con tàu đang hoạt động, giá trị EEOI càng nhỏ có nghĩa là tàu càng hiệu quả năng lượng hơn.

Bảng 1: Hệ số chuyển đổi CO₂ đối với mỗi loại nhiên liệu [3]

STT	Loại nhiên liệu	Tham khảo	Hàm lượng Carbon	C _F (t-CO ₂ /t-Fuel)
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217 Grades DMX through DMC	0.875	3.206000
2	Light Fuel Oil (LFO)	ISO 8217 Grades RMA through RMD	0.86	3.151040
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217 Grades RME through RMK	0.85	3.114400
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0.819 0.827	3.000000 3.030000
5	Liquefied Natural Gas (LNG)		0.75	2.750000

2.2. Phương pháp mô hình hóa dựa trên ANN

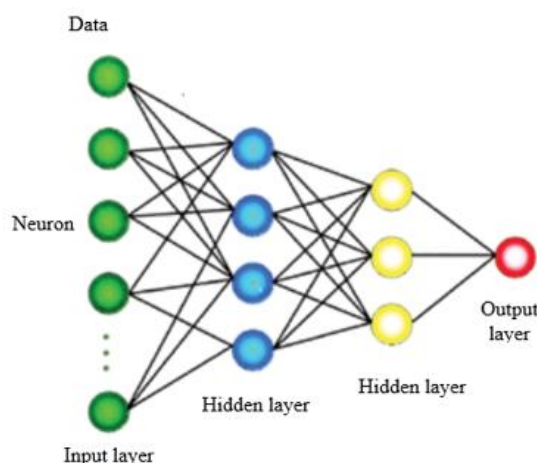
Mô hình dự đoán là một trong các bài toán phân tích dữ liệu phổ biến và quan trọng hiện nay bởi thông qua nó, người khai thác dữ liệu có cái nhìn chi tiết hơn về đối tượng nghiên cứu, khám phá các mối quan hệ, đưa ra những phán đoán về đối tượng nghiên cứu ở tương lai chứ không chỉ dừng lại ở quá trình mô tả đối tượng. Về mặt kỹ thuật, các kỹ thuật sử dụng trong việc xây dựng mô hình dự đoán có thể là các kỹ thuật phân tích, thống kê hoặc các kỹ thuật học máy. Trong số các kỹ thuật này thì hiện nay, mạng nơ-ron nhân tạo là kỹ thuật được sử dụng khá phổ biến để mô hình hóa các mối quan hệ phức tạp và lượng hóa gần đúng các mối quan hệ này.

Mạng nơ-ron nhân tạo (ANN) là mô hình xử lý thông tin được mô phỏng dựa trên hoạt động của hệ thống nơ-ron sinh học, bao gồm một số lượng lớn các nơ-ron nhân tạo được gắn kết để xử lý thông tin. Các nơ-ron nhân tạo thực chất là các đơn vị tính toán có khả năng thực hiện các xử lý dữ liệu cục bộ và trao đổi dữ liệu với các nơ-ron khác trong mạng, nhờ đó giúp cho ANN có thể dẫn học từ dữ liệu của nó các xu hướng tuyến tính và phi tuyến của dữ liệu, dự đoán được một cách đáng tin cậy các tình huống mới có chứa thông tin nhiều hoặc thậm chí một phần thông tin.

Cấu trúc tổng quát của một ANN được mô tả như hình 1, gồm 3 thành phần: lớp dữ liệu vào, lớp ẩn và lớp dữ liệu đầu ra. Các lớp này được liên kết với nhau thông qua trọng số (weights), các tham số (bias) và các hàm chuyển đổi (transformation functions). Mối quan hệ giữa dữ liệu đầu vào và dữ liệu đầu ra được thể hiện qua phương trình (2):

$$y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (2)$$

Trong đó: y là kết quả đầu ra cần dự báo, X_1, X_2, \dots, X_n là các dữ liệu đầu vào.



Hình 1: Cấu trúc chung mạng ANN [7]

Một ANN có thể có một hoặc nhiều lớp ẩn và trong mỗi lớp ẩn có thể có số lượng nơ-ron khác nhau. Số lượng lớp ẩn phụ thuộc vào hình dạng, kích thước của tập dữ liệu đầu vào cũng như các yêu cầu về độ chính xác của dữ liệu đầu ra. Nhìn chung, không có quy định cụ thể nào để xác định số lượng lớp ẩn cũng như số lượng các nơ-ron trong các lớp ẩn, việc xác định các thông số này dựa vào quá trình thử và đánh giá sai số. Trong nghiên cứu này chúng tôi đã xây dựng một mô hình mạng ANN dựa trên phần mềm Matlab 2015a. Các điều chỉnh cho mạng được thực hiện trên giao diện của phần mềm. Các kết quả chi tiết được trình bày trong phần tiếp theo của bài báo.

2.3. Các dữ liệu được thu thập

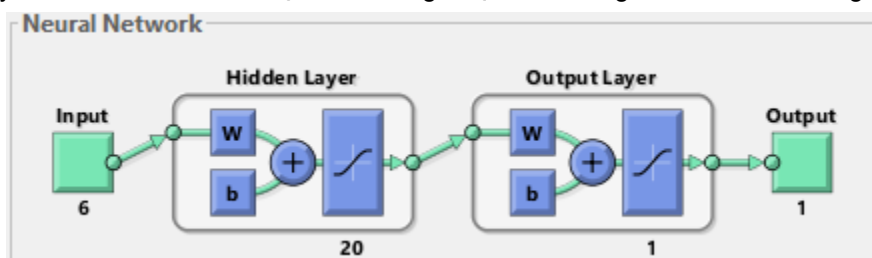
Theo công thức (1) để tính EEOI ta cần biết quãng đường, khoảng cách vận chuyển và lượng dầu tiêu thụ của tàu. Ngoài khối lượng hàng hóa và quãng đường vận chuyển là không đổi trong một chuyến đi thì các yếu tố ảnh hưởng tới mức tiêu thụ nhiên liệu của tàu cũng sẽ ảnh hưởng đến giá trị của EEOI. Bal Beşikçi et al [4] đã chỉ ra 7 yếu tố ảnh hưởng tới việc tiêu thụ nhiên liệu của tàu; bao gồm tốc độ tàu, PRM, độ chìm và độ chúi của tàu, lượng hàng hóa, ảnh hưởng của gió và biển; các yếu tố này được sử dụng làm đầu vào cho mô hình dự đoán, do đó cần được khảo sát và

làm dữ liệu huấn luyện mạng và 26 bản ghi (voyage 36) được dùng để kiểm tra độ chính xác của mạng.

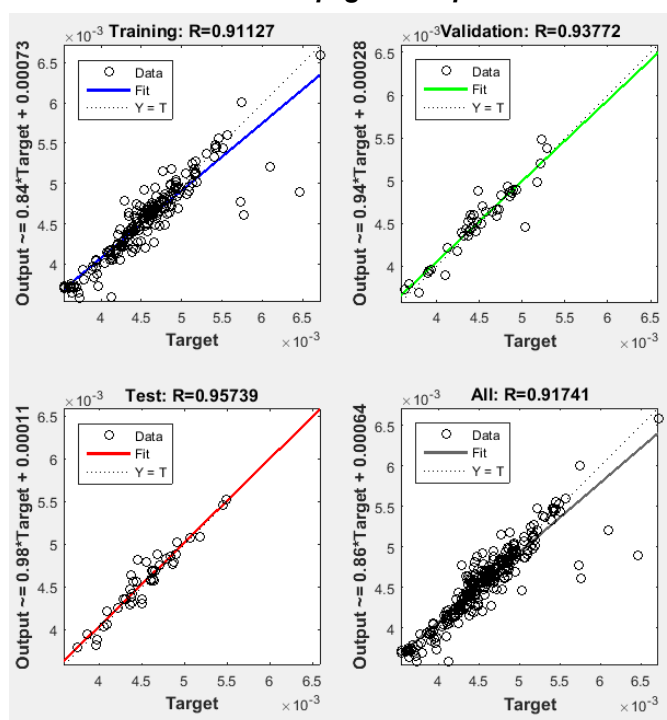
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Với những dữ liệu đã được thu thập ở trên, nhóm tác giả tiến hành quá trình xây dựng mạng dựa trên phần mềm Matlab 2015a. Matlab sẽ tự động chia bộ dữ liệu này theo tỷ lệ 70% dữ liệu được sử dụng cho đào tạo và 15% dữ liệu dùng để xác thực, 15% còn lại được sử dụng để kiểm tra mô hình. Các lựa chọn về cấu hình của mạng được thực hiện thông qua quá trình thử và đánh giá sai số để chọn ra số lớp và số nơ-ron trong lớp ẩn phù hợp. Trong bài báo này, nhóm tác giả sẽ xây dựng mạng với số lớp ẩn là 2 và số nơ-ron của lớp ẩn là 20. Thuật toán được sử dụng để huấn luyện mạng ANN là thuật toán Levenberg Marquardt (LM), hàm kích hoạt là tangent sigmoid, số epoch là 1000; hệ số tương quan (R^2) và sai số toàn phương trung bình MSE (Mean Squared Error) được sử dụng để đánh giá mô hình dự đoán. Mô hình ANN đề xuất được đưa ra trong hình 4, các kết quả đạt được về quá trình huấn luyện, xác nhận và kiểm tra mô hình được trình bày trong hình 5.

Dựa trên kết quả của hình 5 cho thấy giá trị R của 3 quá trình huấn luyện, xác thực và kiểm tra lần lượt là 0.91, 0.94 và 0.96, hiệu suất tốt nhất của quá trình luyện mạng đạt 4.64×10^{-8} . Điều này cho thấy mô hình ANN có thể dự đoán các giá trị đủ tốt trong hầu hết các trường hợp.



Hình 4. Cấu trúc mạng ANN dự đoán EEOI



Hình 5. Kết quả huấn luyện mạng, xác nhận và kiểm tra mạng ANN

Để tiếp tục đánh giá độ chính xác của mạng được huấn luyện nhóm tác giả sử dụng 26 bản ghi được lấy mẫu từ 36 hành trình của tàu NSU JUSTICE. Các giá trị dự đoán được so sánh với giá trị EEOI thực tế, kết quả cho trong bảng 3. Giá trị MSE tính được là 7.99919×10^{-8} , điều này cho thấy

mô hình có khả năng dự đoán chính xác khá cao chỉ số EEOI thực tế của tàu trong các điều kiện đi biển khác nhau.

Bảng 3: Kết quả dự đoán EEOI cho voyage 36 của tàu NSU JUSTICE

Input						Output	
Khoảng cách [mile]	Lượng hàng hóa [t]	Độ chìm [m]	Cấp gió	Độ chúi [m]	Tốc độ [knot]	EEOI tính được	EEOI dự đoán
241	130700	9.38	5	1	13.5	0.003583	0.003650
315	130700	9.38	4	1	13.1	0.003699	0.003623
287	130700	9.38	5	1	12	0.004248	0.003546
311	130700	9.38	3	1	13	0.003904	0.003594
316	130700	9.38	4	1	13.2	0.003679	0.003640
316	130700	9.38	5	1	13.2	0.003672	0.003648
330	130700	9.38	6	1	13.2	0.003746	0.003686
314	130700	9.38	3	1	13.1	0.003718	0.003607
322	130700	9.38	4	1	13.4	0.003725	0.003693
316	130700	9.38	4	1	13.2	0.003710	0.003640
315	130700	9.38	2	1	13.1	0.003714	0.003592
316	130700	9.38	4	1	13.2	0.003687	0.003640
325	130700	9.38	4	1	13.5	0.003593	0.003726
291	125800	17.6	4	0.12	12.1	0.004169	0.004198
294	125800	17.6	4	0.12	12.3	0.004204	0.004241
290	125800	17.6	3	0.12	12.1	0.004209	0.004055
290	125800	17.6	2	0.12	12.1	0.004236	0.003978
290	125800	17.6	3	0.12	12.1	0.004262	0.004055
273	125800	17.6	6	0.12	11.4	0.004574	0.004215
276	125800	17.6	4	0.12	11.5	0.004543	0.004115
271	125800	17.6	4	0.12	11.8	0.004570	0.004090
282	125800	17.6	3	0.12	11.8	0.004419	0.004016
284	125800	17.6	3	0.12	11.8	0.004298	0.004024
276	125800	17.6	4	0.12	11.5	0.004617	0.004115
277	125800	17.6	2	0.12	11.5	0.004398	0.003918
257	125800	17.6	6	0.12	12	0.004373	0.004223

4. KẾT LUẬN

Sự phát triển của ngành vận tải biển cùng những ràng buộc chặt chẽ của IMO về giảm phát thải khí nhà kính khiến cho các chủ tàu cần phải được hỗ trợ các công cụ tính toán để sử dụng hiệu quả năng lượng trên tàu tốt hơn. Bài báo này đề xuất một mô hình để dự đoán chỉ số khai thác hiệu quả năng lượng EEOI cho tàu biển hoạt động trong các điều kiện vận hành khác nhau. Các kết quả nghiên cứu và thảo luận dựa trên dữ liệu thu thập được từ hoạt động của tàu M/V NSU JUSTICE 250.000 DWT do công ty TNHH Namusa Shipbuilding xây dựng tại Nhật Bản và đang hoạt động tại công ty VNIC thuộc trường ĐHHH VN. Kết quả cho thấy một mô hình để dự đoán EEOI của tàu có thể được xây dựng dựa trên những báo cáo dữ liệu hàng ngày của tàu. Thực tế việc nâng cấp về mặt kỹ thuật không phải là cách duy nhất để đạt được mục tiêu hiệu quả năng lượng của tàu biển, việc thay đổi các thao tác vận hành trên tàu có thể dẫn tới những hiệu quả về tiết kiệm năng lượng mà không tốn thêm bất kỳ chi phí nào. Thông qua mô hình dự đoán, kết quả dự đoán sẽ cung cấp

một cơ sở đáng tin cậy cho các quyết định điều chỉnh trạng thái vận hành hiện tại nhằm đạt hiệu quả về năng lượng và giảm phát thải ra môi trường. Ngoài ra, trong nghiên cứu nhóm tác giả mới chỉ đề cập tới EEOI cho loại dầu FO tiêu thụ của động cơ chính trên tàu, nghiên cứu sẽ tiếp tục mở rộng việc tính toán và dự đoán EEOI cho tất cả các loại dầu tiêu thụ trên các thiết bị khác trên tàu.

- [1]. MacLachlan, S. (2005). *Carbon emissions all at sea: why was shipping left out if the Paris Climate Agreement?*, OECD INSIGHTS [online]. Available at: <http://oecdinsights.org/2016/05/04/carbon-emissions-all-at-sea-why-was-shipping-left-out-of-the-paris-climate-agreement/> [Accessed: 24 Mar. 2017].
- [2]. MEPC 67/INF.3. (2014). Smith, T.W.P. et al. *Third IMO GHG Study 2014 – Final Report*.
- [3]. MEPC 1/Circ.684. (2009). *Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI)*.
- [4]. Wang S, Ji B, Zhao J, Liu W, Xu T. (2017). *Predicting ship fuel consumption based on LASSO regression*. Transp Res Part Transp Environ 2017. doi:10.1016/j.trd.2017.09.014.
- [5]. Meng Q, Du Y, Wang Y. (2015). *Shipping log data based container ship fuel efficiency modeling*. Transp Res Part B Methodol 2016;83:207–29. doi:10.1016/j.trb.2015.11.007.
- [6]. Bal Beşikçi E, Arslan O, Turan O, Ölçer Al. (2015). *An artificial neural network based decision support system for energy efficient ship operations*. Comput Oper Res 2016;66:393–401. doi:10.1016/j.cor.2015.04.004.
- [7]. Tạ Quốc Dũng, Lê Thế Hà, Phạm Duy Khang. (2019). *Ứng dụng mạng neuron nhân tạo (ANN) trong dự báo độ rỗng*. Tạp chí Dầu khí. Số 7 – 2019, trang 18-27. ISSN-0866-854X.
- [8]. Istanbul Technical University (ITU) (2014). *Improving Energy Efficiency of Ships through Optimisation of Ship Operations*. IAMU 2014 Research Project. 2015.
- [9] M/V NORD VENUS. Noon Report. *The ship document is recorded in Log Record Book of M/V NORD VENUS*.

NGHIÊN CỨU VỀ MÁY HÀN NHỰA NHIỆT DẼO BẰNG CÔNG NGHỆ SIÊU ÂM A STUDY ON THE THERMOPLASTIC WELDING MACHINE USING ULTRASONIC TECHNOLOGY

LÊ ĐĂNG KHÁNH

Bộ môn Tự động-Thủy khí, Khoa máy tàu biển, trường Đại học Hàng hải Việt Nam
Email: ledangkhanh@vamaru.edu.vn

Tóm tắt

Công nghệ hàn siêu âm nhựa nhiệt dẻo là công nghệ hàn tương đối mới trong phân nhóm công nghệ hàn nóng chảy. Quá trình hàn dựa trên việc chuyển hóa năng lượng dao động và ma sát thành nhiệt. Bằng cách sử dụng một dụng cụ hàn được gọi là khuôn hàn (sonotrode), dao động tần số cao sinh ra từ hệ thống siêu âm, kết hợp với áp lực, được truyền tới các phần cần hàn. Vùng nóng chảy rất nhỏ gây ra bởi nhiệt ma sát sẽ tạo thành vùng chấn dao động, điều này sẽ làm cho năng lượng dao động được hấp thụ và chuyển hóa thành nhiệt và dẫn đến đường viền hàn sẽ nóng chảy trong thời gian ngắn (phần trăm giây) và tạo nên kết nối phân tử. Từ nguyên lý trên các máy hàn siêu âm sẽ có nhiều điều chỉnh liên quan đến biên độ dao động, lực ép và thời gian hàn. Ba thông số này liên quan mật thiết và ảnh hưởng đến chất lượng mối hàn. Bài báo này sẽ tiến hành nghiên cứu về máy hàn nhựa nhiệt dẻo ứng dụng công nghệ siêu âm và phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng mối hàn.

Từ khóa: Công nghệ siêu âm, Hàn siêu âm, Khuếch tán, Nhựa nhiệt dẻo,

Abstract

The ultrasonic welding technology for thermoplastics is, quite new industrial technology, considered part of the melt welding processes. The process is based on a conversion of friction and vibration energy into heat. Using a welding tool called a sonotrode, the high-frequency vibrations generated by the ultrasonic system, in combination with pressure, are transferred to the parts to be joined, which leads to relative vibrations in the jointing zone.

The micro melt resulting from the friction heat presents a vibration barrier, which causes vibration energy to be absorbed and converted into heat, which then causes the weld contour to melt in fractions of a second and thereby form a molecular connection. As a result, the thermoplastic-welding machines have many settings related to amplitude, force, and exposure. These three factors interact and affect the success or failure of the plastic melt or welding process. This paper will do a study on the ultrasonic thermoplastic welding machine and analysis the factors that affects to quality of welding process.

Keywords: Ultrasonic technology, Ultrasonic welding, Diffusers, Thermoplastic.

1. Giới thiệu chung nguyên lý hàn siêu âm

1.1. Định nghĩa sóng siêu âm

Siêu âm là âm thanh có tần số cao hơn tần số tối đa mà tai người nghe thấy được. Tần số tối đa này tùy vào từng người, nhưng thông thường nó vào cỡ 20000 Hz. Siêu âm có nhiều ứng dụng siêu âm như làm sạch bằng siêu âm, hàn siêu âm, ứng dụng siêu âm trong hóa học, sinh học, y tế...



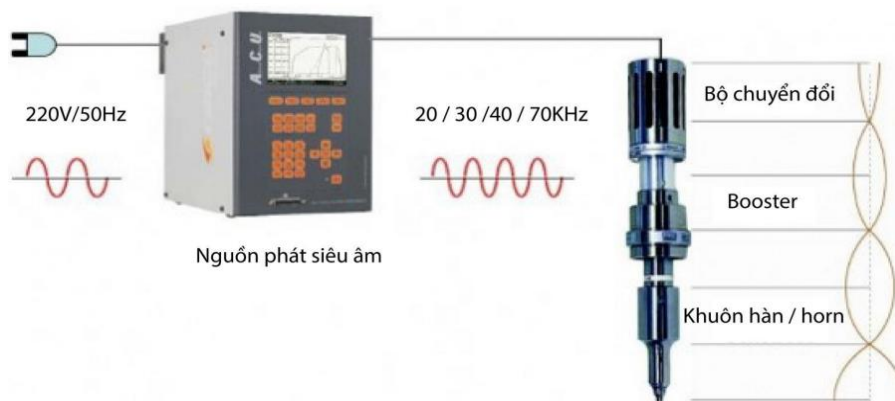
Hình 1. Các vùng tần số của sóng siêu âm

1.2. Nguyên lý hàn ứng dụng siêu âm

Nguồn phát siêu âm nhận nguồn điện xoay chiều 220V/50Hz và biến chúng thành dao động điện tần số siêu âm (20, 30, 40, ... kHz). Dao động này được truyền tới bộ chuyển đổi gồm áp điện, giúp chuyển đổi dao động điện thành dao động cơ cùng tần số. Biên độ dao động cơ ở đầu ra của bộ chuyển đổi lần lượt được khuếch đại qua bộ khuếch đại (booster) và truyền đến khuôn hàn (horn). Dao động tần số của khuôn hàn, kết hợp với áp lực, được truyền tới các chi tiết cần hàn. Ma sát trên bề mặt các chi tiết hàn sẽ tạo ra nhiệt làm nóng chảy rất nhỏ trong thời gian ngắn (phần trăm giây) và tạo nên kết nối phân tử.

2. Cấu tạo và các quá trình trong máy hàn siêu âm

2.1. Nguyên lý hàn ứng dụng siêu âm



Hình 2. Cấu tạo máy hàn siêu âm

Máy hàn siêu âm có cấu tạo gồm các bộ phận chính là nguồn phát siêu âm, bộ chuyển đổi, bộ khuếch đại (booster) và khuôn hàn (horn) như Hình 2. Chi tiết:

- Nguồn phát siêu âm: là bộ nguồn chuyển đổi điện áp xoay chiều 220V/50Hz thành nguồn điện có tần số 20kHz;
- Bộ chuyển đổi: chuyển dao động điện ở tần số siêu âm sang dao động cơ học ở cùng tần số;

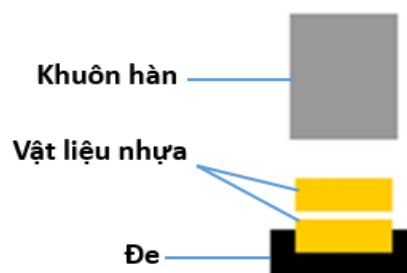
- Bộ khuếch đại (Booster): Là bộ phận trung gian giữa bộ chuyển đổi và khuôn, có tác dụng khuếch đại hoặc giảm bớt biên độ dao động. Nó cũng cho phép cố định hệ cơ siêu âm trong quá trình dao động nhờ vào mặt bích;

Khuôn hàn/Horn: Đây là chi tiết tiếp xúc trực tiếp với vật liệu cần liên kết. Nó truyền dao động cơ học từ máy hàn siêu âm vào sản phẩm. Khuôn hàn đóng vai trò rất quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng sản phẩm và khả năng công nghệ. Khuôn hàn được thiết kế tùy thuộc vào hình dạng và bề mặt làm việc cần hàn của sản phẩm. Thông thường, hình dạng khuôn hàn thiết kế theo hình khối hộp chữ nhật và hình trụ tròn.

2.2. Các bước trong quá trình hàn siêu âm và các yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng mối hàn

Bước 1:

Các miếng nhựa cần hàn được xếp chồng lên nhau như Hình 3. Miếng nhựa phía dưới được cố định bởi một chi tiết của máy hàn gọi là đe.



Hình 3. Bước chuẩn bị cho Hàn siêu âm

Bước 2:

Khuôn hàn được đẩy xuống và tiếp xúc với miếng nhựa phía trên, Hình 4. Miếng nhựa phía dưới được cố định bởi một chi tiết của máy hàn gọi là đe.

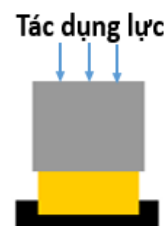


Hình 4. Khuôn hàn tiếp xúc chi tiết

Bước 3:

Ở bước này các chi tiết sẽ được giữ giữa khuôn và đe bởi một lực theo tính toán thiết kế, Hình 5.

Khi hàn siêu âm, để nhận được mối hàn, cực hàn cần ép lên vật hàn một lực ép tĩnh nhất định F_0 . Lực ép tĩnh F_0 rất quan trọng khi hàn, nó đảm bảo sự tiếp xúc của cực hàn với vật hàn, đảm bảo ma sát cần thiết để phá hủy lớp ngoài của bề mặt vật hàn, gây nên sự chảy dẻo trong vùng hàn và mang năng lượng vào vùng hàn, truyền năng lượng cho các phần tử vật hàn để chúng khuếch tán, thẩm thấu lẫn nhau.



Hình 5. Gia lực lên các chi tiết

F_0 tăng với sự tăng giới hạn chảy, độ cứng và chiều dày vật liệu hàn. Xác định lực ép tĩnh F_0 theo công thức (1):

$$F_0 = \xi_T \cdot S \quad (1)$$

Trong đó: ξ_T : giới hạn chảy của vật liệu hàn, S: diện tích điện cực hàn – vết cực hàn trên phi
Trị số của biên độ tỷ lệ với áp lực pháp tuyến và có thể xác định bằng công thức:

$$\xi = \frac{T_x}{G} \cdot h + k \quad (2)$$

Trong đó: k - là hằng số $\approx 1\mu k$; h - chiều cao vùng biến dạng dẻo của mối hàn; T_x - ứng suất tiếp trong vùng biến dạng; G - mô đun trượt.

Biên độ dao động đầu hàn, ξ , là thông số cơ bản của hàn siêu âm, nó ảnh hưởng đến kích thước vùng biến dạng dẻo và ảnh hưởng đến chất lượng mối nối. Nếu tăng ξ thì độ bền mối hàn tăng. Nhưng nếu tăng ξ quá mức thì có thể xảy ra sự phá hủy mối hàn. Ngược lại nếu ξ nhỏ quá thì không đủ công suất để tạo thành mối hàn. Nếu chiều dày vật hàn tăng thì tổn hao sẽ tăng, đòi hỏi biên độ dao động ξ phải tăng.

Bước 4:

Tiếp theo khuôn hàn sẽ dao động với tần số, biên độ và thời gian đã được tính toán. Năng lượng dao động này được truyền tới bề mặt tiếp xúc của các chi tiết cần hàn và phát sinh ra nhiệt ma sát. Khi nhiệt sinh ra đủ làm cho các bề mặt tiếp xúc nóng chảy thì khuôn hàn sẽ ngừng dao động, Hình 6. Các điểm hàn sẽ được giới hạn theo thiết kế để đảm bảo chất lượng mối hàn, năng lượng tiêu hao cũng như năng suất của máy.

Thời gian hàn



Hình 6. Thời gian hàn

Bước 5:

Sau khi bề mặt tiếp xúc của các chi tiết nhựa cần hàn nóng chảy và khuôn hàn ngừng dao động thì khuôn hàn vẫn tiếp tục giữ các chi tiết thêm một thời gian nhất định nữa gọi là thời gian giữ. Mục đích của việc này là giữ cho mối hàn nguội và bám dính.

Thời gian giữ



Hình 7. Thời gian giữ

Bước 6:

Sau khi mối hàn nguội, lực giữ sẽ được thu hồi và khuôn hàn sẽ đi lên. Khi này các chi tiết hàn sẽ thành một khối và có thể lấy ra khỏi đe.

Khuôn đi lên



Hình 8. Kết thúc quá trình hàn

Quan hệ giữa F_0 , ξ và P quyết định hiệu suất của hàn siêu âm. Thực nghiệm đã chứng minh được rằng: lực ép tĩnh F_0 tăng tỷ lệ với biên độ dao động đầu cực hàn. ξ tăng khi tăng công suất của hệ dao động. Ngoài ra, công suất P yêu cầu phải tăng khi chiều dày vật hàn tăng.

3. Kết luận

Với ưu điểm như vết hàn đẹp, gọn gàng, hạn chế bám dính, ít tổn vật liệu, đa dạng về vết hàn, dễ tự động hóa, sản phẩm có tính thẩm mỹ cao nên công nghệ hàn siêu âm đã được nghiên cứu và ứng dụng mạnh mẽ trên thế giới trong những năm gần đây. Tuy nhiên ở nước ta nó vẫn còn khá mới mẻ; các nghiên cứu, tài liệu nghiên cứu chuyên sâu rất ít ỏi. Bài báo này đã giới thiệu khái quát

về nguyên lý hàn siêu âm, cấu tạo và hoạt động của máy hàn siêu âm; đồng thời phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng mối hàn siêu âm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Vũ Đình Toại, Các phương pháp hàn đặc biệt: Hàn siêu âm – Ultrasonic welding, Bách Khoa Hà Nội, 2016.
- [2]. Lucas, M. and A. C. Smith, *Redesign of Ultrasonic Block Horns for Improved Vibration Performance*, Journal of Vibration and Acoustics 119(3): 410-414, 1997.
- [3] O. Abramov, High Intensity Ultrasonics Theory and Industrial Applications, Gordon and Breach Science Publishers, 1998.

TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN TẢI CÔNG SUẤT TÀU THỦY BẰNG PHƯƠNG PHÁP ƯỚC LƯỢNG ĐƠN GIẢN

CALCULATE TORSIONAL VIBRATION OF SHIP'S POWER TRANSMISSION SYSTEM USING A SIMPLE ESTIMATION METHOD

ĐỖ VĂN ĐOÀN

Bộ môn Máy tàu thủy - Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt:

Ngày nay hệ thống truyền công suất tàu thủy với chân vịt và hệ trục đang ngày càng được áp dụng rộng rãi trên tàu thủy. Độ tin cậy của hệ thống đẩy của tàu có mối quan hệ tương quan chặt chẽ với sự an toàn hàng hải trên biển của tàu thủy. Hệ thống truyền động công suất tàu thủy có rất nhiều ưu điểm nhưng cũng đồng thời là nguồn chính gây ra dao động của tàu thủy, đặc biệt là đối với các tàu container cỡ lớn. Dao động có thể có ảnh hưởng nguy hiểm đến độ bền, tuổi thọ của thiết bị tàu và do đó ảnh hưởng đến sự an toàn của thủy thủ và hàng hóa trên tàu. Các dao động xoắn của hệ thống truyền công suất tàu thủy thường nguy hiểm nhất đối với đường trục và trục khuỷu. Vì vậy, việc xác định được dao động xoắn của hệ thống đẩy của tàu thủy là rất quan trọng, đặc biệt ngay trong giai đoạn thiết kế ban đầu. Trong bài báo, tác giả đã trình bày một phương pháp tính toán dao động xoắn của hệ thống đẩy của tàu bằng phương pháp phân tích, ước lượng đơn giản. Các kết quả tính toán được xác minh độ chính xác bằng việc so sánh với phương pháp đo và phương pháp tính toán dựa trên mô hình số phần tử hữu hạn được thực hiện nhờ phần mềm số thương mại nổi tiếng Patran-Nastran.

Abstract:

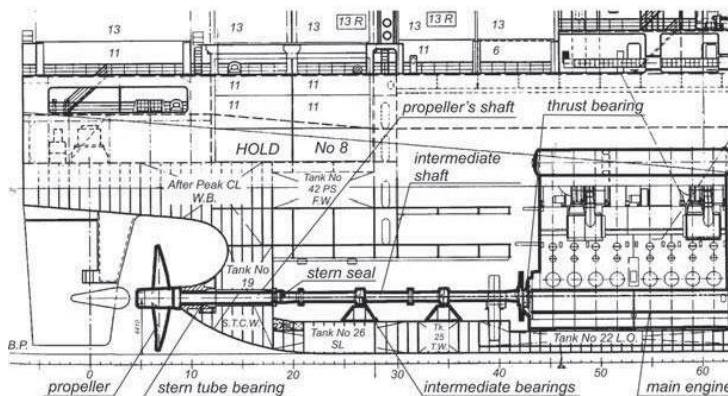
Nowadays, ship power transmission system with propeller and shaft line system is increasingly being applied on ships. The reliability of a ship's propulsion system is strongly correlated with the safety of sea navigation at sea. The ship's power transmission system has many advantages but is also the main source of vibration of ships, especially for large container ships. Vibration can have dangerous effect on the durability and life of the ship's equipment and the safety of the crew and cargo on board. The torsional vibration of a ship's power transmission system is often the most dangerous for the shaft line and crankshaft. It is, therefore, very important to determine the torsional vibration of a ship's propulsion system, especially during the initial design stage. In the paper, the author presented a method of calculating the torsional vibration of the ship's propulsion system by simple analysis and estimation. The calculation results have verified the accuracy by comparing with measurement methods and calculation methods based on the finite element method (FEM) implemented by famous commercial numerically software Patran-Nastran.

Key words: torsional vibration, marine propulsion system, power transmission system.

1. Đặt vấn đề

Động cơ diesel chính là một trong những thiết bị quan trọng nhất ảnh hưởng đến an toàn hàng hải của tàu thủy. Những hỏng hóc không được phát hiện kịp thời của động cơ diesel chính lắp đặt trên tàu thủy ảnh hưởng đến hệ thống đẩy chính hoặc máy phát điện và là nguyên nhân gây ra những hậu quả nghiêm trọng, gây nguy hiểm đến tính mạng con người và hàng hóa trên tàu. Ngày

nay, động cơ chính hai kỳ, thấp tốc đã được lắp đặt hầu hết trên các tàu chở hàng. Các động cơ được kết nối với một chân vịt dẫn động trực tiếp bằng một hệ đường trục tương đối ngắn. Hệ trục tàu thủy có nhiệm vụ truyền momen xoắn từ động cơ đến chân vịt tàu thủy và nhận lực đẩy từ chân vịt truyền lại cho vỏ tàu làm cho tàu tiến hoặc lùi. Hệ trục làm việc trong điều kiện rất phức tạp, một đầu hệ trục nối với máy chính, chịu tác động trực tiếp của momen xoắn từ máy chính, đầu còn lại mang chân vịt, chịu tác động trực tiếp momen cản của chân vịt trong nước. Ngoài ra hệ trục tàu thủy còn chịu tác động bởi lực đẩy của chân vịt, chịu tác dụng của trọng lượng bản thân hệ trục... Vì vậy việc xác định chế độ làm việc của hệ trục tàu thủy là việc làm quan trọng và cần thiết, đặc biệt ngay trong giai đoạn thiết kế. Một sơ đồ hệ trục cơ bản được minh họa trên hình 1:



Hình 1: Hệ thống cơ bản của hệ thống truyền công suất tàu thủy.

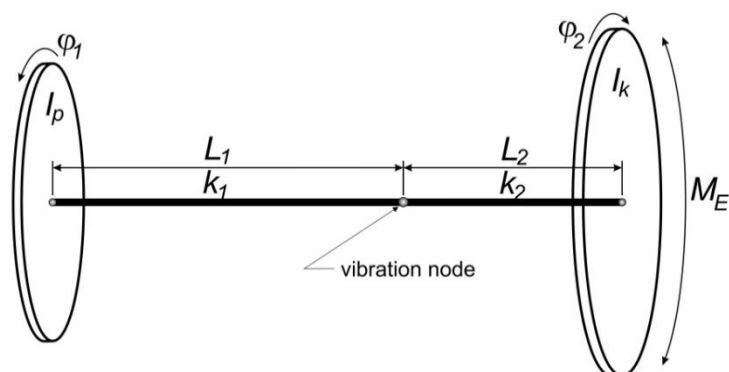
Dao động xoắn là kết quả của mômen xoắn của động cơ đốt trong dạng pittông chuyển động tịnh tiến [3] cũng như công suất ra không ổn định của chân vịt và độ đàn hồi xoắn của hệ thống truyền tải công suất tàu thủy. Tất cả các bộ phận của hệ thống như: trục khuỷu, trục trung gian, trục chân vịt, các khớp nối tùy chọn và bánh răng đều truyền tải mômen tĩnh và mômen động. Các phương pháp nghiên cứu về dao động xoắn của hệ trục tàu thủy đã được phát triển từ những năm 1950 [4, 5]. Mặc dù nghiên cứu kỹ lưỡng như vậy, một số yếu tố vẫn cần được nghiên cứu thêm, như giảm chấn của chân vịt, giảm chấn của xi lanh, mômen quán tính cực của chân vịt có tính khối lượng nước thêm vào cũng như các đặc tính của các phần tử đường trục tàu thủy cụ thể như: bộ giảm chấn, bánh răng, khớp nối đàn hồi. Hơn nữa, dao động xoắn là một trong những nguồn chính của dao động dọc và kích thích động (trên ổ đỡ lực đẩy) của vỏ tàu và boong. Bài báo đã trình bày một phương pháp đơn giản để ước lượng dao động xoắn của hệ trục tàu thủy, độ chính xác của kết quả ước lượng được xác minh bằng phương pháp đo và phương pháp phần tử hữu hạn được thực hiện trong phần mềm thương mại số phổ biến Patran –Nastran.

2. Phương pháp phân tích đơn giản để ước lượng dao động xoắn

Tất cả các tổ chức hiệp hội đăng kiểm, phân loại tàu biển đều yêu cầu tính toán các thông số của hệ thống đẩy của tàu có liên quan đến dao động hệ trục, nhưng họ không cung cấp các công thức đơn giản hóa để tính toán. Có một số thuật toán số (chủ yếu dựa trên Phương pháp phần tử hữu hạn – Finite element method – FEM) để phân tích dao động của hệ thống đẩy [1]. Nhưng các thuật toán tính toán số này không dễ sử dụng cho thủy thủ đoàn cũng như áp dụng cho hệ thống giám sát tình trạng kỹ thuật của cấu trúc (Structural health monitoring – SHM). Chúng thường quá phức tạp, tốn thời gian và tốn kém khi áp dụng cũng như tính toán. Theo hiểu biết của tác giả, phương pháp đơn giản để tính toán và ước lượng dao động xoắn của hệ thống đẩy của tàu thủy của chân vịt vẫn còn thiếu. Phương pháp đó rất quan trọng đối với các kỹ sư đóng tàu trong giai đoạn thiết kế ban đầu cũng như áp dụng cho hệ thống giám sát tình trạng kỹ thuật cấu trúc (SHM). Hệ thống giám sát tình trạng cấu trúc (SHM) cần có khả năng so sánh các giá trị dao động xoắn đo được với các giá trị thiết lập sẵn của hệ thống do các kỹ sư tính toán, ước lượng thiết lập trước, từ đó dự đoán về các đặc tính động lực học trong tương lai của hệ thống đẩy, thời gian bảo trì, bảo dưỡng và sau đó ước tính tuổi thọ còn lại của kết cấu.

Trong phương pháp phân tích, ước lượng đơn giản, tác giả giả định rằng mô hình hai nút là đủ để ước lượng ban đầu về tần số và chế độ dao động xoắn tự nhiên của hệ thống đẩy của tàu [2].

Mômen quán tính cực của chân vịt tập trung ở nút thứ nhất và mômen quán tính cực của trục khuỷu của động cơ diesel tập trung ở nút thứ hai. Chế độ dao động xoắn thứ nhất chiếm ưu thế đối với động cơ diesel tàu thủy hai kỳ, thấp tốc. Theo giả thiết đó, độ cứng của trục khuỷu là vô hạn; trong bài báo chỉ tính đến độ cứng của hệ thống đường trục. Mô hình đơn giản hóa của hệ thống truyền lực được thiết kế để ước tính dao động xoắn được trình bày trong hình 2. Mômen quán tính cực của chân vịt với trục chân vịt được đánh dấu là I_p . Mômen quán tính cực của trục khuỷu (bao gồm cả bánh đà và khối lượng của pittông) với trục trung gian được ký hiệu là I_k . Độ cứng xoắn của đường trục được ký hiệu bằng k_1 và k_2 . Vị trí nút rung phải được xác định bằng phương pháp phân tích.



Hình 2: Mô hình đơn giản của hệ thống truyền lực để tính toán dao động xoắn.

Mô tả chung về dao động xoắn có thể được mô tả theo công thức sau (Phương trình 1):

$$I\ddot{\varphi} + C\dot{\varphi} + K\varphi = M_E(t) \quad (1)$$

trong đó:

φ biểu diễn cho góc quay;

I biểu diễn cho ma trận các khối lượng mômen quán tính;

C biểu diễn cho ma trận giảm chấn xoắn;

K biểu diễn cho ma trận độ cứng xoắn;

M_E biểu diễn cho mômen kích thích.

Giảm chấn có ảnh hưởng không đáng kể đến tần số và chế độ rung tự nhiên. Dao động tự nhiên được định nghĩa là chuyển động không có kích thích. Do đó, phương trình 1 có thể được đơn giản hóa và sau một số phép biến đổi tương đối đơn giản [2], phương trình ước tính tần số tự nhiên xoắn có thể được trình bày dưới dạng sau:

$$f_n = \frac{d_e^2}{8} \sqrt{\frac{1}{2\pi} \frac{G}{L_s} \frac{I_p + I_c}{I_p \cdot I_c}} \quad (2)$$

trong đó:

I_p biểu diễn mômen quán tính cực của chân vịt với trục chân vịt;

I_c biểu diễn mômen quán tính cực của trục khuỷu với trục trung gian;

G biểu diễn cho môđun cắt;

L_s biểu diễn cho chiều dài đường trục;

d_e biểu diễn cho đường kính trục ngoài.

Việc ước tính mômen quán tính cực của chân vịt phải tính đến khối lượng nước thêm vào [1]. Mômen quán tính cực của nước thêm vào phải được tính bằng mô men quán tính của chân vịt (do nhà thiết kế xác định) và trục của chân vịt. Đường trục điển hình có một số đoạn với đường kính và chiều dài khác nhau. Các phương trình đã trình bày ở trên được suy ra cho một trục đồng nhất. Do đó, đường kính trục thay thế tương đương phải được xác định. Đường kính trục thay thế tương đương có thể được xác định theo phương trình sau:

$$d_e = \sqrt[4]{\frac{32J_m}{\pi}}; \quad J_m = \frac{1}{L_S} \sum_{i=1}^n (L_i, J_i) \quad (3)$$

trong đó:

L_i biểu diễn chiều dài của phần trục;

J_i biểu diễn mômen quán tính cực của tiết diện trục;

J_m biểu diễn giá trị trung bình của mômen quán tính cực.

Bước thứ hai, tác giả kiểm tra ảnh hưởng của độ cứng trục khuỷu đến dao động xoắn tự nhiên của hệ thống đẩy. Nếu chúng ta cố gắng xem xét độ cứng của trục khuỷu, chúng ta phải tính toán mômen quán tính cực tương đương của trục khuỷu (I_{cs}). Tác giả vẫn giả định rằng chỉ có chế độ rung nút đầu tiên là đáng kể. Một giả thiết đơn giản hóa khác của tác giả là hệ thống truyền tải công suất của tàu thủy là một đường thẳng duy nhất. Sau một số lần biến đổi, mômen quán tính cực tương đương của trục khuỷu có thể được xác định như sau:

$$I_{cs} = I_{c1} + I_{c2} \left(1 + \frac{k_2}{k_{c1}}\right) + \dots + I_{cn} \left(1 + \sum_{i=2}^n \frac{k_i}{k_{c_{i-1}}}\right) \quad (4)$$

trong đó:

k_2 biểu diễn cho độ cứng xoắn giữa nút rung và trục khuỷu;

k_{ci} biểu diễn độ cứng xoắn khuỷu thứ i của trục khuỷu.

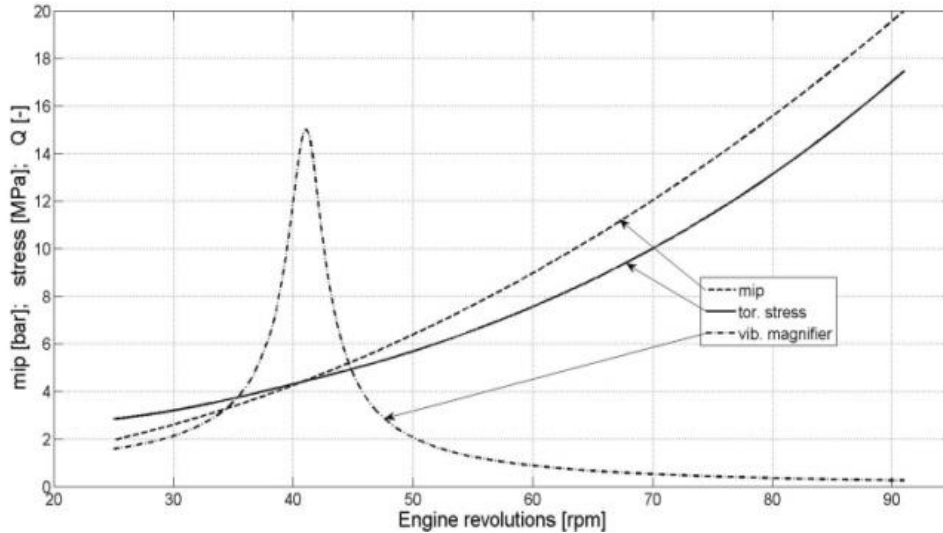
Cần nhấn mạnh rằng mômen quán tính cực tương đương lớn hơn nhiều so với tổng mômen quán tính cực đơn giản của trục khuỷu. Do đó tần số xoắn tự nhiên nhỏ hơn trong mô hình hệ thống đẩy khi tính đến độ cứng của trục khuỷu. Một quá trình lặp lại là cần thiết để xác định mômen quán tính cực tương đương. Tuy nhiên, chỉ để ước tính, ta có thể giả định rằng vị trí của nút rung xoắn không thay đổi.

Việc xác định vị trí cộng hưởng xoắn là vấn đề quan trọng nhất – tại các giá trị đó biên độ dao động là lớn nhất, nếu động cơ diesel hoạt động lâu trong dải tần số này có thể gây phá hủy động cơ. Tần số tự nhiên phải được xác định càng chính xác càng tốt. Kiến thức về mức ứng suất xoắn trong đường trục và trục khuỷu cũng có thể rất quan trọng. Việc ước lượng mức ứng suất trong điều kiện cộng hưởng và trong điều kiện tốc độ làm việc bình thường của động cơ chính là quan trọng. Mức độ tin cậy của việc xác định mức ứng suất thấp hơn nhiều so với xác định tần số tự nhiên ngay cả đối với phương pháp số chi tiết dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn, vì khó khăn trong việc xác định giảm chấn cụ thể trong hệ thống đẩy. Không có phương pháp lý thuyết để tính toán giảm chấn. Giảm chấn của chân vịt có vai trò chủ yếu trong hệ thống động lực hàng hải. Một số công thức bán thực nghiệm mô tả giảm chấn của chân vịt nhưng kết quả có thể khác nhau ngay cả đối với yêu cầu về tính toán độ lớn. Tác giả đã giả định cách ước tính giảm chấn đơn giản nhất. Trên cơ sở kinh nghiệm của tác giả và một số đồng nghiệp – các nhà nghiên cứu có cùng chủ đề quan tâm, hệ số khuếch đại dao động xoắn trong cộng hưởng xấp xỉ bằng 15 ± 3 [1]. Kiến thức của chúng tôi tương tự như kiến thức của các nhà nghiên cứu khác; chẳng hạn như giá trị được MAN B&W đề xuất. Hệ số khuếch đại rung đối với bất kỳ tần số kích thích nào có thể được định nghĩa là thương số của biên độ dao động xoắn với lực xoắn tĩnh dưới cùng một giá trị mômen xoắn. Giá trị ứng suất xoắn tĩnh dễ dàng tính toán trên cơ sở công thức độ bền của vật liệu đã biết. Sự phụ thuộc giữa hệ số khuếch đại rung (Q_ω) đối với tốc độ quay bất kỳ (ω_E) và hệ số khuếch đại rung (Q_R) trong cộng hưởng (ω_N) đã được các tác giả suy ra và có dạng sau:

$$Q_\omega = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_E}{\omega_N}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{Q_R^2} \left(\frac{\omega_E}{\omega_N}\right)^2}} \quad (5)$$

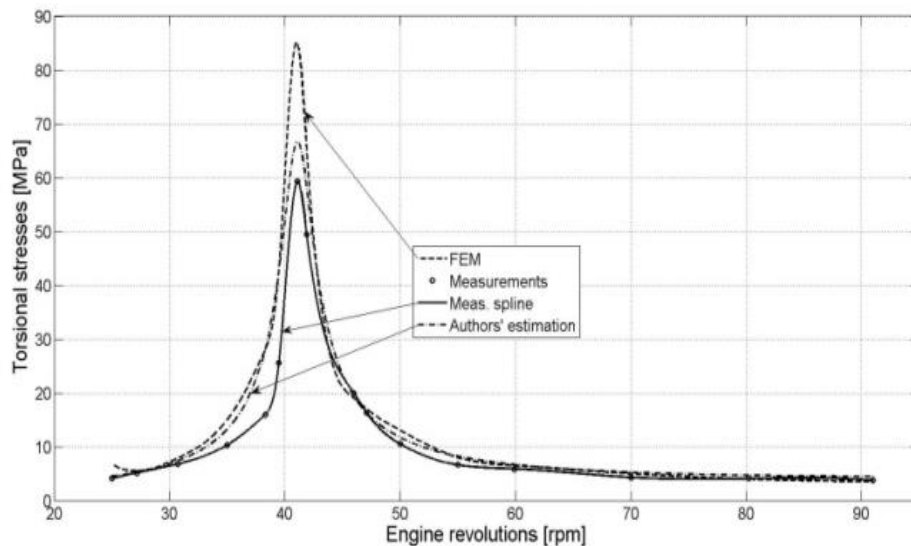
Mức ứng suất xoắn thực đối với các vòng quay đã cho bằng với hệ số khuếch đại rung (Q_ω) nhân với ứng suất xoắn tĩnh. Mômen xoắn đối với các vòng quay nhất định phải được biết đến để

tính ứng suất tĩnh. Tải trọng xoắn cũng có thể được quan sát trên cơ sở áp suất chỉ thị trung bình được chỉ ra (mean indicated pressure - mip) được đo trong mỗi xi lanh. Để bắt đầu ước tính mômen xoắn và áp suất chỉ thị trung bình (mip), có thể sử dụng dữ liệu của nhà sản xuất động cơ chính. Một ví dụ tính toán về áp suất chỉ thị trung bình, hệ số khuếch đại rung và mức ứng suất xoắn bán tĩnh được trình bày trong Hình 3. Nó đã được thực hiện cho động cơ chính bảy xi lanh, hai kỳ, thấp tốc có ký hiệu MAN B&W 7 S70 MC-C.



Hình 3: Dữ liệu hữu ích để ước tính mức ứng suất xoắn động.

Mức ứng suất xoắn cực đại của hệ thống truyền tải công suất tàu thủy được ước tính bằng cách nhân hệ số khuếch đại rung và mức ứng suất xoắn tĩnh đối với số vòng quay động cơ nhất định. Ước tính của các tác giả được so sánh với tính toán bằng phương pháp phần tử hữu hạn - FEM [6] và các phép đo (do nhóm chuyên môn khác đo). Sự so sánh được trình bày trong Hình 4. Việc xác minh cho thấy rằng mức độ sai sót giữa phương pháp đề xuất và "thực tế" là có thể chấp nhận được. Sự khác biệt cao nhất là xung quanh vòng quay cộng hưởng và được gây ra bởi các giả định về hệ số giảm chấn. Hệ số khuếch đại giảm chấn trong cộng hưởng (Q_R) có thể được hiệu chỉnh liên quan đến các phép đo.



Hình 4: Mức ứng suất xoắn của hệ thống đẩy tàu container.

Kết quả thu được trong quá trình phân tích, tính toán ước lượng được so sánh với các kết quả thu được bằng phương pháp phần tử hữu hạn và phương pháp đo, cung cấp thông tin thú vị về độ chính xác của phương pháp ước lượng đưa ra bởi tác giả. Các bước phát triển tiếp theo của phương pháp sẽ hướng đến kết quả bằng chứng thu được bằng cách lặp lại thử nghiệm trong các

điều kiện bên ngoài khác nhau. Cần xác định rõ tác động của áp suất khí quyển, độ ẩm và nhiệt độ tại các dạng sóng lệch hướng xoắn. Bên cạnh đó, tác giả sẽ xây dựng mô hình thuật toán cho hệ thống giám sát tình trạng sức khỏe của cấu trúc, đặc biệt cho hệ thống đẩy của tàu thủy

3. Kết luận

Phương pháp tính toán ước lượng dao động xoắn được trình bày có thể là một phần quan trọng của hệ thống giám sát tình trạng sức khỏe của cấu trúc (Structural health monitoring – SHM). Các kết quả dựa trên phương pháp luận của các tác giả đã được so sánh với phép tính loại suy được thực hiện bởi các chương trình số độc lập do tác giả đồng thực hiện cũng như so sánh với dữ liệu đo lường của các nhóm chuyên ngành độc lập khác. Kết quả thu được từ phương pháp luận của các tác giả thường được đánh giá tương đối tốt so với tính toán chi tiết, nếu không tính đến độ đàn hồi của trục khuỷu. Theo ý kiến của tác giả, phương pháp luận đã trình bày có thể hữu ích cho các hệ thống giám sát tình trạng sức khỏe cấu trúc của hệ thống đẩy hàng hải - SHM.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Murawski L. Static and Dynamic Analyses of Marine Propulsion Systems. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, pp. 148. ISBN: 83-7207-350-3, 2003.
 - [2] Murawski L., Charchalis A. Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system. Marine Structures Vol. 39, pp. 335-349, 2014.
 - [3] Geveci M, Osburn AW, Franchek MA. (2005) An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 19, pp. 1107±1134.
 - [4] Nestorides EJ. A Handbook on Torsional Vibration. Cambridge University Press, 1958.
 - [5] Wilson WK. Practical Solution of Torsional Vibration Problems. Chapman & Hall LTD, London, 1963.
 - [6] Doan D. V., Murawski L. Vibration in marine power transmission system, Scientific Journal of Gdynia Maritime University, Nr 100, pp.37–50, 2017.
-

ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ KINH TẾ, KỸ THUẬT KHI LẮP ĐẶT CHÂN VỊT PHỤ (PBCF) CHO ĐỘI TÀU CỦA CÔNG TY CỔ PHẦN VẬN TẢI BIỂN VIỆT NAM

ASSESSMENT OF ECONOMIC AND TECHNICAL EFFICIENCY WHEN INSTALLING PROPELLER BOSS CAP FINS (PBCF) FOR THE FLEET OF VIETNAM OCEAN SHIPPING JOINT STOCK COMPANY

Nguyễn Đức Hạnh¹, Nguyễn Đại An², Phan Anh Văn³

^{1,2} Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

³ Công ty cổ phần vận tải biển Việt Nam - VOSCO

¹, ĐT: 0904523523; mail: duchanh@vamaru.edu.vn

Tóm tắt

Hiện nay có rất nhiều giải pháp cải tiến nhằm giảm thiểu tác động của khí thải tàu biển đến môi trường, tăng cường hiệu quả năng lượng hệ động lực tàu biển. Một trong những giải pháp đang được ứng dụng rộng rãi là lắp đặt thêm chân vịt phụ cho tàu thủy đã được áp dụng ở nhiều nơi, nhiều công ty trên thế giới, trong đó tại Việt Nam, VOSCO đã tiến hành lắp đặt cho đội tàu dựa trên các khuyến cáo về tiết kiệm nhiên liệu cũng như đảm bảo kỹ thuật của các hãng chế tạo chân vịt đưa ra. Tuy nhiên trong thực tế khai thác tàu có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng, do đó bài báo này sẽ đánh giá chi tiết về hiệu quả kinh tế, kỹ thuật của giải pháp này sau một thời gian áp dụng trên 2 tàu vận tải Container của VOSCO.

Từ khóa: Chân vịt phụ, giảm tiêu thụ nhiên liệu, hiệu quả kinh tế - kỹ thuật, tăng tốc độ tàu.

Abstract

Currently, the solution to install auxiliary propellers for ships has been applied in many places, many companies around the world, in which in Vietnam, VOSCO has installed for fleets based on recommendations on savings, fuel as well as technical assurance of the propeller manufacturer made. However, in practice, there are many influencing factors, so this article will evaluate in detail the economic and technical efficiency of this solution after a period of application on 2 Container transport ships by VOSCO.

1. Giới thiệu

Ủy ban Bảo vệ môi trường biển (MEPC) của Tổ chức Hàng hải quốc tế (IMO), tại khóa họp thứ 70 (tháng 10/2016), đã thông qua Nghị quyết MEPC.280 (70) để quyết định ngày 01/01/2020 là thời điểm có hiệu lực thi hành quy định về giới hạn hàm lượng lưu huỳnh 0,50% theo khối lượng có trong dầu nhiên liệu hàng hải theo Quy định 14.1.3 của Phụ lục VI Công ước quốc tế về ngăn ngừa ô nhiễm do tàu gây ra (MARPOL). Theo đó, từ ngày 01/01/2020, tất cả các tàu hoạt động tại các vùng biển ngoài khu vực kiểm soát phát thải ô xít lưu huỳnh (ECA) đều phải sử dụng dầu nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh không quá 0,50%.

Việc sử dụng nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh thấp (không quá 0.5%) sẽ bắt buộc với tất cả các tàu và không loại trừ với các tàu Container hoạt động tuyến nội địa. Với tàu Container thì chi phí nhiên liệu chiếm tỷ lệ rất cao trong chi phí của tàu do thời gian chạy nhiều và giá nhiên liệu trong nước cao hơn ngoài nước, khi đó tổng chi phí cho nhiên liệu càng cao lên. Giải pháp lắp chân vịt phụ đã được thực hiện cho đội tàu của công ty VOSCO nhằm tiết kiệm nhiên liệu.

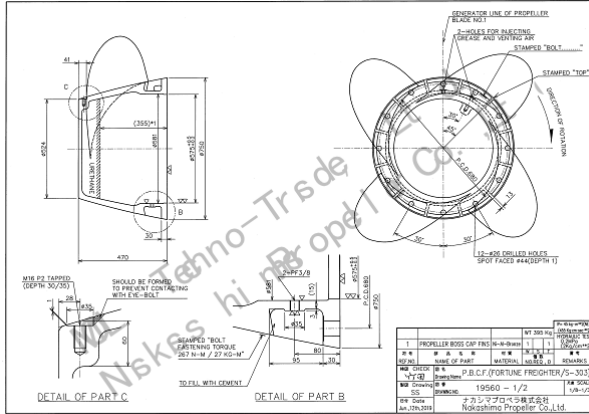
2. Nội dung

2.1. Lắp đặt chân vịt phụ

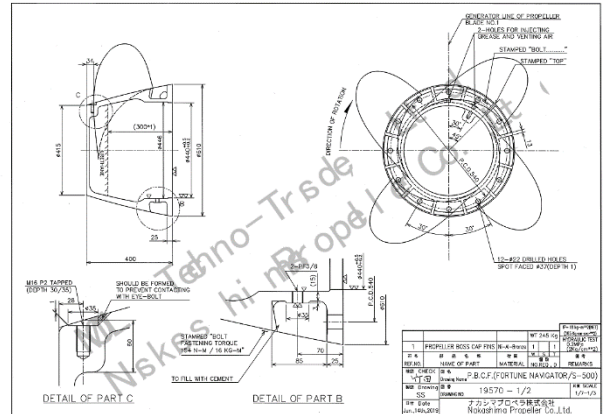
- VOSCO đã làm việc với hãng MOL cho việc lắp bổ sung chân vịt phụ (PBCF) cho 2 tàu container Fortune Freighter (tổng dung tích 6773 GT, sức chứa hàng 566 TEU, công suất máy chính 5979KW, đóng năm 1997 tại Nhật Bản) và Fortune Navigator (tổng dung tích 6543 GT, sức chứa hàng 560 TEU, công suất máy chính 7040KW, đóng năm 1998 tại Nhật Bản). Các chân vịt này có số cánh bằng chân vịt chính, được lắp vào vị trí đầu chụp chân vịt chính. PBCF tàu Fortune Navigator có 4 cánh đường kính 1.046 mm, tàu Fortune Freighter cũng 4 cánh đường kính 1.259,6 mm.

- Bố trí lắp đặt khi đưa tàu lên đà Nosco trong thời gian 1 ngày. Việc giám sát lắp đặt được thực hiện bởi chuyên viên kỹ thuật theo hướng dẫn của nhà chế tạo, không mất chi phí mời kỹ sư của hãng (mất khoảng 3.000 USD chưa kể chi phí vé máy bay, đi lại, khách sạn...). Cụ thể tàu Fortune Navigator lắp ngày 28/8/2019 và tàu Fortune Freighter lắp ngày 03/10/2019.

- Bản vẽ thiết kế tại nhà máy NAKASHIMA – Đình Vũ:



Hình 1. Bản vẽ thiết kế PBCF cho tàu Fortune Freighter



Hình 2. Bản vẽ thiết kế PBCF cho tàu Fortune Navigator

- Một số hình ảnh lắp đặt vào tàu Fortune Freighter tại đà NOSCO:



Hình 3. Bộ phụ kiện



Hình 4. Lắp PBCF



Hình 5. Xác định độ dịch TOP 195 mm



Hình 6. Hình ảnh tổng thể PBCF

2.2. Kết quả và thảo luận

- Sau khi lắp đặt thành công thì cả 2 tàu đều có các chuyến chạy kiểm tra, đo tính nhiên liệu, đo đặc chi tiết các thông số quan trọng của máy chính và của tàu có liên quan để so sánh với các thông số trước khi lắp, cũng như đánh giá độc lập các thông số quan trọng của máy chính và hệ động lực để xem xét về hiệu quả kỹ thuật cũng như kinh tế. Cả 2 tàu đều chạy những hành trình gần giống nhau để vận tải container ở các cảng như Hải Phòng, TP. Hồ Chí Minh, Hồng Kong, Singapore.

- Dưới đây là các bảng thông số đo của 2 tàu:

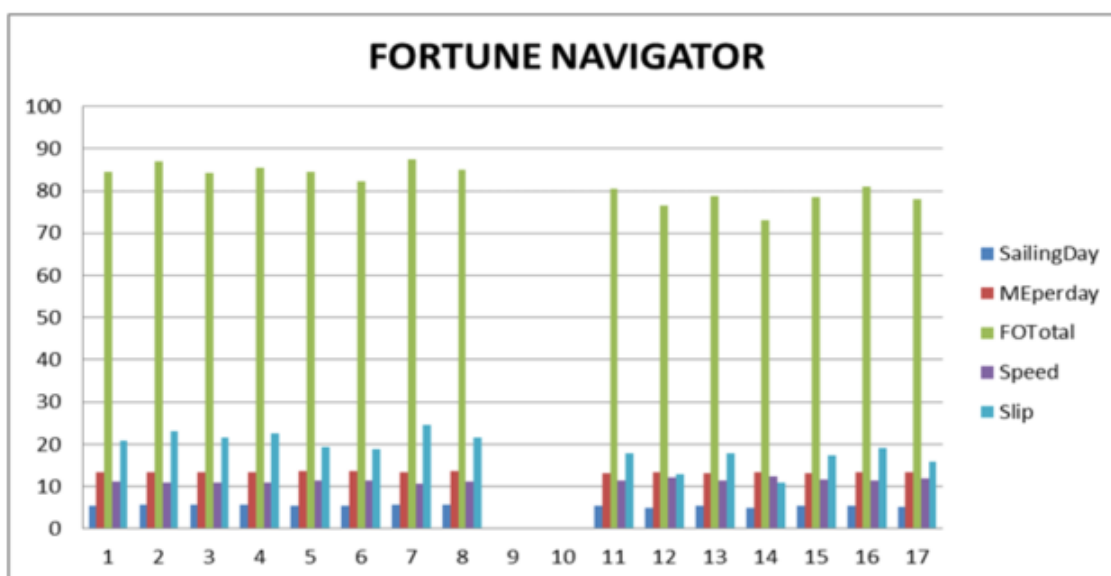
Bảng 1. ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ SAU KHI LẮP CHÂN VỊT PHỤ (PBCF) CỦA TÀU FORTUNE NAVIGATOR

1. Cùng thời gian năm 2018 trước khi lắp chân vịt phụ:

Voyage No	Vessel	From Date	To Date	RPM	Sailing Day	ME perday	FO Total	Speed	Slip	Remark
FN1826	FN	1-Sep-18	8-Sep-18	173.42	5.51	13.46	84.57	11.1	20.9	
FN1827	FN	9-Sep-18	17-Sep-18	172.84	5.69	13.46	86.95	10.8	23.1	
FN1828	FN	18-Sep-18	25-Sep-18	173.17	5.56	13.44	84.17	11	21.5	
FN1829	FN	26-Sep-18	3-Oct-18	173.7	5.63	13.48	85.53	10.9	22.7	
FN1831	FN	11-Oct-18	18-Oct-18	173.56	5.4	13.69	84.48	11.3	19.3	
FN1832	FN	19-Oct-18	27-Oct-18	173.89	5.36	13.59	82.21	11.4	18.9	
FN1833	FN	28-Oct-18	4-Nov-18	173.57	5.78	13.46	87.57	10.6	24.6	
Average 2018				173.45	5.56	13.51	85.07	11.01	21.57	

2. Sau khi lắp chân vịt phụ:

FN1929	FN	4-Sep-19	10-Sep-19	173.03	5.33	13.25	80.49	11.5	17.9	PBCF fitting
FN1930	FN	12-Sep-19	19-Sep-19	173.44	5.01	13.33	76.61	12.2	12.9	
FN1931	FN	20-Sep-19	27-Sep-19	172.66	5.33	13.19	78.84	11.5	17.8	
FN1932	FN	28-Sep-19	5-Oct-19	173.28	4.9	13.27	73.17	12.5	10.8	
FN1933	FN	6-Oct-19	13-Oct-19	172.89	5.3	13.22	78.62	11.6	17.3	
FN1935	FN	21-Oct-19	28-Oct-19	173.27	5.4	13.29	81.04	11.4	19.1	
Average 2019				173.10	5.21	13.26	78.13	11.78	15.97	
Hiệu quả					-6.3%	-1.9%	-8.2%	7.0%		



Hình 7. Biểu đồ so sánh 5 thông số quan trọng trước và sau khi lắp PBCF của tàu FORTUNE NAVIGATOR

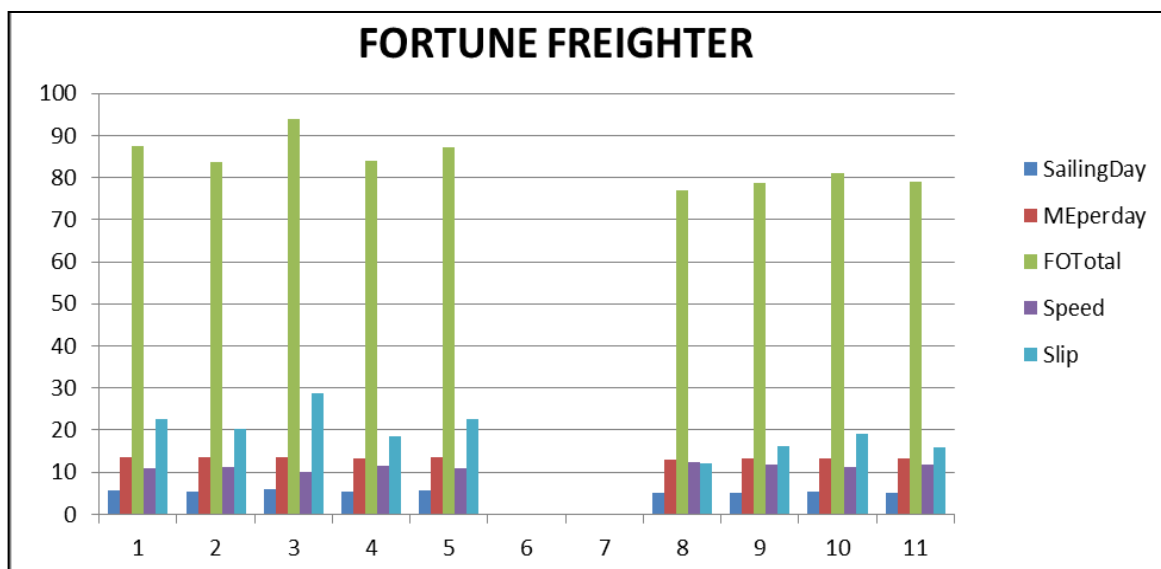
Bảng 2. ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ SAU KHI LẮP CHÂN VỊT PHỤ (PBCF) CỦA TÀU FORTUNE FREIGHTER

1. Cùng thời gian năm 2018 trước khi lắp chân vịt phụ:

Voyage No	Vessel	From Date	To Date	RPM	Sailing Day	ME per day	FO Total	Speed	Slip	Remark
FF1834	FF	7-Oct-18	14-Oct-18	137.05	5.65	13.44	87.38	10.8	22.6	
FF1835	FF	15-Oct-18	22-Oct-18	137.68	5.46	13.57	83.81	11.2	20.2	
FF1836	FF	23-Oct-18	1-Nov-18	138.07	6.1	13.66	93.77	10	28.7	
FF1837	FF	3-Nov-18	10-Nov-18	136.97	5.38	13.37	83.95	11.4	18.5	
Average 2018				137.44	5.65	13.51	87.23	10.85	22.50	

2. Sau khi lắp chân vịt phụ:


FF1934	FF	9-Oct-19	16-Oct-19	137.1	4.98	13.12	76.96	12.3	12.1	Fitted PBCF
FF1935	FF	17-Oct-19	24-Oct-19	137.16	5.23	13.13	78.76	11.7	16.3	
FF1936	FF	25-Oct-19	2-Nov-19	136.85	5.42	13.15	80.95	11.3	19.1	Typhoon No5
Average 2019				137.04	5.21	13.13	78.89	11.77	15.83	
Hiệu quả:					-7.7%	-2.8%	9.56%	8.4%		



Hình 8. Biểu đồ so sánh 5 thông số quan trọng trước và sau khi lắp PBCF của tàu FORTUNE FREIGHTER

		BẢO CÁO THÔNG SỐ MÁY CHÍNH Main Engine Indicator Record			VOSCO Form 311DSOP Revision:04 Date: 20 th Feb. 2013																																																																																																																																																																																														
M.V FORTUNE NAVIGATOR Date 02/09/2019 Voy. No 928 Main engine type RL35 MC BHP 7040 RPM 210																																																																																																																																																																																																			
Aver. Speed	Weather	Direction & Force of Wind	Slip %	Load %	RPM	BHP	Mech. Eff %	Indicator Spring Scale																																																																																																																																																																																											
11.5	Moderate		18.5		173	5050																																																																																																																																																																																													
Cyl. No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Mean	Total																																																																																																																																																																																								
Exh. Temp. °C	382	382	383	382	385	382	383	385																																																																																																																																																																																											
Pmax (Kg/cm2)	103	102	102	103	104	102	102	105																																																																																																																																																																																											
Pcomp	80	80	80	80	80	80	80	81																																																																																																																																																																																											
Pump Rack	43	42	42	43	43.5	42	42	43.5																																																																																																																																																																																											
V.I.T Index																																																																																																																																																																																																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">ME operation condition</th> <th colspan="4">Generator Engine Condition</th> <th colspan="2">LO, FO consumption</th> </tr> <tr> <th>Engine Room</th> <th>Engine No.</th> <th>Oil</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sea Water</td> <td>30</td> <td>Voltage/ Amp.</td> <td>440/210</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>lit/day</td> </tr> <tr> <td>Inlet</td> <td>73</td> <td>LO Press. (Kg/cm2)</td> <td>5.6</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>200</td> </tr> <tr> <td>Jacket cooling</td> <td>Outlet</td> <td>83</td> <td>LO Temp. °C</td> <td>80/65</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>(min)</td> <td>Outlet</td> <td>85</td> <td>Cooler In/Out</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>lit/day</td> </tr> <tr> <td>(max)</td> <td>Inlet</td> <td>45</td> <td>Gen. Temp. °C F/A</td> <td>54</td> <td></td> <td></td> <td>50</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Outlet</td> <td>45</td> <td>Exh. Temp. °C Max/Min</td> <td>387/365</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Piston cooling</td> <td>Outlet</td> <td>54</td> <td colspan="2">ME Turbocharger Operating Condition</td> <td></td> <td></td> <td>Today</td> </tr> <tr> <td>(min)</td> <td>Outlet</td> <td>57</td> <td>Number</td> <td>1</td> <td>2</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>(max)</td> <td>Inlet</td> <td>30</td> <td>RPM</td> <td>16550</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nozzle cooling</td> <td>Outlet</td> <td>45</td> <td>Exh. Gas Temp. °C Inlet</td> <td>482</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Outlet</td> <td>56</td> <td>Outlet</td> <td>385</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LO cooler</td> <td>Outlet</td> <td>43</td> <td>Air Temp. °C Inlet</td> <td>120</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FO pump inlet</td> <td>Outlet</td> <td>150</td> <td>Outlet</td> <td>42</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LO engine inlet</td> <td>Outlet</td> <td>43</td> <td>T/C LO Temp. In/Out</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Jacket cooling</td> <td>Outlet</td> <td>1.2</td> <td>Remarks</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Piston cooling</td> <td>Outlet</td> <td>2.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Bearing Oil</td> <td>Outlet</td> <td>2.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Crosshead</td> <td>Outlet</td> <td>2.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Fuel Oil</td> <td>Outlet</td> <td>7.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Scav. Air</td> <td>Outlet</td> <td>1.36</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A/C Manometer - Airdrop (max/120)</td> <td>Outlet</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>												ME operation condition		Generator Engine Condition				LO, FO consumption		Engine Room	Engine No.	Oil	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	Sea Water	30	Voltage/ Amp.	440/210				lit/day	Inlet	73	LO Press. (Kg/cm2)	5.6				200	Jacket cooling	Outlet	83	LO Temp. °C	80/65				(min)	Outlet	85	Cooler In/Out				lit/day	(max)	Inlet	45	Gen. Temp. °C F/A	54			50		Outlet	45	Exh. Temp. °C Max/Min	387/365				Piston cooling	Outlet	54	ME Turbocharger Operating Condition				Today	(min)	Outlet	57	Number	1	2			(max)	Inlet	30	RPM	16550				Nozzle cooling	Outlet	45	Exh. Gas Temp. °C Inlet	482					Outlet	56	Outlet	385				LO cooler	Outlet	43	Air Temp. °C Inlet	120				FO pump inlet	Outlet	150	Outlet	42				LO engine inlet	Outlet	43	T/C LO Temp. In/Out					Jacket cooling	Outlet	1.2	Remarks					Piston cooling	Outlet	2.0						Bearing Oil	Outlet	2.0						Crosshead	Outlet	2.0						Fuel Oil	Outlet	7.0						Scav. Air	Outlet	1.36						A/C Manometer - Airdrop (max/120)	Outlet						
ME operation condition		Generator Engine Condition				LO, FO consumption																																																																																																																																																																																													
Engine Room	Engine No.	Oil	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO																																																																																																																																																																																												
Sea Water	30	Voltage/ Amp.	440/210				lit/day																																																																																																																																																																																												
Inlet	73	LO Press. (Kg/cm2)	5.6				200																																																																																																																																																																																												
Jacket cooling	Outlet	83	LO Temp. °C	80/65																																																																																																																																																																																															
(min)	Outlet	85	Cooler In/Out				lit/day																																																																																																																																																																																												
(max)	Inlet	45	Gen. Temp. °C F/A	54			50																																																																																																																																																																																												
	Outlet	45	Exh. Temp. °C Max/Min	387/365																																																																																																																																																																																															
Piston cooling	Outlet	54	ME Turbocharger Operating Condition				Today																																																																																																																																																																																												
(min)	Outlet	57	Number	1	2																																																																																																																																																																																														
(max)	Inlet	30	RPM	16550																																																																																																																																																																																															
Nozzle cooling	Outlet	45	Exh. Gas Temp. °C Inlet	482																																																																																																																																																																																															
	Outlet	56	Outlet	385																																																																																																																																																																																															
LO cooler	Outlet	43	Air Temp. °C Inlet	120																																																																																																																																																																																															
FO pump inlet	Outlet	150	Outlet	42																																																																																																																																																																																															
LO engine inlet	Outlet	43	T/C LO Temp. In/Out																																																																																																																																																																																																
Jacket cooling	Outlet	1.2	Remarks																																																																																																																																																																																																
Piston cooling	Outlet	2.0																																																																																																																																																																																																	
Bearing Oil	Outlet	2.0																																																																																																																																																																																																	
Crosshead	Outlet	2.0																																																																																																																																																																																																	
Fuel Oil	Outlet	7.0																																																																																																																																																																																																	
Scav. Air	Outlet	1.36																																																																																																																																																																																																	
A/C Manometer - Airdrop (max/120)	Outlet																																																																																																																																																																																																		
Original: VOSCO Copy: Chief Engineer's File Carried out by: LUU QUOC THANG Chief Engineer																																																																																																																																																																																																			
Filing	Original	Onboard	File No.																																																																																																																																																																																																
	Copy	Head Office/Tech. Dept.	File No.																																																																																																																																																																																																

Hình 9. Báo cáo thông số Máy chính tàu F. Navigator

		BẢO CÁO THÔNG SỐ MÁY CHÍNH Main Engine Indicator Record			VOSCO Form 311DSOP Revision:04 Date: 20 th Feb. 2013																																																																																																																																																																																						
M.V/M.T. FFR Date 11/03/20 Voy. No 85N Main engine type B&M 6L42MC BHP 8130 RPM 176																																																																																																																																																																																											
Aver. Speed	Weather	Direction & Force of Wind	Slip %	Load %	RPM	BHP	Mech. Eff %	Indicator Spring Scale																																																																																																																																																																																			
12.5	good	10 h & 3	8.5	38	137	6650																																																																																																																																																																																					
Cyl. No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Mean	Total																																																																																																																																																																																
Exh. Temp. °C	370	365	370	370	375	370																																																																																																																																																																																					
Pmax (Kg/cm2)	82	83	83	82	83	83																																																																																																																																																																																					
Pcomp	55	57.5	57	56	58	57.5																																																																																																																																																																																					
Pump Rack	37.5	38	38	38	37																																																																																																																																																																																						
V.I.T Index																																																																																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">ME operation condition</th> <th colspan="4">Generator Engine Condition</th> <th colspan="2">LO, FO consumption</th> </tr> <tr> <th>Engine Room</th> <th>Engine No.</th> <th>Oil</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> <th>ME-LO</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Sea Water</td> <td>31</td> <td>Voltage/ Amp.</td> <td>445/714</td> <td>445/714</td> <td></td> <td></td> <td>lit/day</td> </tr> <tr> <td>Inlet</td> <td>73</td> <td>LO Press. (Kg/cm2)</td> <td>6.0</td> <td>5.8</td> <td></td> <td></td> <td>215</td> </tr> <tr> <td>Jacket cooling</td> <td>Outlet</td> <td>81</td> <td>LO Temp. °C</td> <td>70/60</td> <td>70/60</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>(min)</td> <td>Outlet</td> <td>82</td> <td>Cooler In/Out</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>lit/day</td> </tr> <tr> <td>(max)</td> <td>Inlet</td> <td>45</td> <td>Gen. Temp. °C F/A</td> <td>45/A</td> <td>45/A</td> <td></td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>Nozzle cooling</td> <td>Outlet</td> <td>45</td> <td>Exh. Temp. °C Max/Min</td> <td>315/305</td> <td>310/300</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Piston cooling</td> <td>Outlet</td> <td>54</td> <td colspan="2">ME Turbocharger Operating Condition</td> <td></td> <td></td> <td>Today</td> </tr> <tr> <td>(min)</td> <td>Outlet</td> <td>55</td> <td>Number</td> <td>1</td> <td>2</td> <td></td> <td>13.12</td> </tr> <tr> <td>(max)</td> <td>Inlet</td> <td>30</td> <td>RPM</td> <td>10.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nozzle cooling</td> <td>Outlet</td> <td>55</td> <td>Exh. Gas Temp. °C Inlet</td> <td>430</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LO cooler</td> <td>Outlet</td> <td>55</td> <td>Outlet</td> <td>365</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FO pump inlet</td> <td>Outlet</td> <td>45</td> <td>Air Temp. °C Inlet</td> <td>90</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LO engine inlet</td> <td>Outlet</td> <td>120</td> <td>Outlet</td> <td>40</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Jacket cooling</td> <td>Outlet</td> <td>45</td> <td>T/C LO Temp. In/Out</td> <td>45/55</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Piston cooling</td> <td>Outlet</td> <td>2.0</td> <td>Remarks</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Bearing Oil</td> <td>Outlet</td> <td>2.1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Crosshead</td> <td>Outlet</td> <td>2.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Fuel Oil</td> <td>Outlet</td> <td>7.0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Scav. Air</td> <td>Outlet</td> <td>0.9</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A/C Manometer - Airdrop (max/120)</td> <td>Outlet</td> <td>80</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>												ME operation condition		Generator Engine Condition				LO, FO consumption		Engine Room	Engine No.	Oil	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	Sea Water	31	Voltage/ Amp.	445/714	445/714			lit/day	Inlet	73	LO Press. (Kg/cm2)	6.0	5.8			215	Jacket cooling	Outlet	81	LO Temp. °C	70/60	70/60			(min)	Outlet	82	Cooler In/Out				lit/day	(max)	Inlet	45	Gen. Temp. °C F/A	45/A	45/A		60	Nozzle cooling	Outlet	45	Exh. Temp. °C Max/Min	315/305	310/300			Piston cooling	Outlet	54	ME Turbocharger Operating Condition				Today	(min)	Outlet	55	Number	1	2		13.12	(max)	Inlet	30	RPM	10.0				Nozzle cooling	Outlet	55	Exh. Gas Temp. °C Inlet	430				LO cooler	Outlet	55	Outlet	365				FO pump inlet	Outlet	45	Air Temp. °C Inlet	90				LO engine inlet	Outlet	120	Outlet	40				Jacket cooling	Outlet	45	T/C LO Temp. In/Out	45/55				Piston cooling	Outlet	2.0	Remarks					Bearing Oil	Outlet	2.1						Crosshead	Outlet	2.0						Fuel Oil	Outlet	7.0						Scav. Air	Outlet	0.9						A/C Manometer - Airdrop (max/120)	Outlet	80					
ME operation condition		Generator Engine Condition				LO, FO consumption																																																																																																																																																																																					
Engine Room	Engine No.	Oil	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO	ME-LO																																																																																																																																																																																				
Sea Water	31	Voltage/ Amp.	445/714	445/714			lit/day																																																																																																																																																																																				
Inlet	73	LO Press. (Kg/cm2)	6.0	5.8			215																																																																																																																																																																																				
Jacket cooling	Outlet	81	LO Temp. °C	70/60	70/60																																																																																																																																																																																						
(min)	Outlet	82	Cooler In/Out				lit/day																																																																																																																																																																																				
(max)	Inlet	45	Gen. Temp. °C F/A	45/A	45/A		60																																																																																																																																																																																				
Nozzle cooling	Outlet	45	Exh. Temp. °C Max/Min	315/305	310/300																																																																																																																																																																																						
Piston cooling	Outlet	54	ME Turbocharger Operating Condition				Today																																																																																																																																																																																				
(min)	Outlet	55	Number	1	2		13.12																																																																																																																																																																																				
(max)	Inlet	30	RPM	10.0																																																																																																																																																																																							
Nozzle cooling	Outlet	55	Exh. Gas Temp. °C Inlet	430																																																																																																																																																																																							
LO cooler	Outlet	55	Outlet	365																																																																																																																																																																																							
FO pump inlet	Outlet	45	Air Temp. °C Inlet	90																																																																																																																																																																																							
LO engine inlet	Outlet	120	Outlet	40																																																																																																																																																																																							
Jacket cooling	Outlet	45	T/C LO Temp. In/Out	45/55																																																																																																																																																																																							
Piston cooling	Outlet	2.0	Remarks																																																																																																																																																																																								
Bearing Oil	Outlet	2.1																																																																																																																																																																																									
Crosshead	Outlet	2.0																																																																																																																																																																																									
Fuel Oil	Outlet	7.0																																																																																																																																																																																									
Scav. Air	Outlet	0.9																																																																																																																																																																																									
A/C Manometer - Airdrop (max/120)	Outlet	80																																																																																																																																																																																									
Original: VOSCO Copy: Chief Engineer's File Carried out by: Chief Engineer																																																																																																																																																																																											
Filing	Original	Onboard	File No.																																																																																																																																																																																								
	Copy	Head Office/Tech. Dept.	File No.																																																																																																																																																																																								

Hình 10. Báo cáo thông số Máy chính tàu F. Freighter

- Đối với tàu Fortune Navigator, sau các lần thử tàu tại các thời điểm tương đương về địa lý, theo kết quả thử và bảng tổng kết trung bình cho chuyến hành trình HP-HCM-HP theo tháng tại vòng quay 173 vòng/phút, thì lượng nhiên liệu trung bình của chuyến đi là 13,2 tấn/ngày so với trước là 13,45 tấn/ngày, như vậy đã giảm 2% và tốc độ tàu trung bình là 11,5 knots so với trước khi lắp PBCF là 11,2 knots (tăng 2%).

- Đối với tàu Fortune Freighter lắp đặt sau tàu Fortune Navigator 2 tháng, sau các lần thử tàu tại các thời điểm tương đương về địa lý, theo kết quả thử và bảng tổng kết trung bình cho chuyến hành trình HP-HCM-HP theo tháng tại vòng quay 137 vòng/phút, thì lượng nhiên liệu trung bình của chuyến đi là 13,12 tấn/ngày so với trước là 13,44 tấn/ngày, như vậy đã giảm 2,8% và tốc độ tàu trung bình là 11,77 knots so với trước khi lắp PBCF là 10,85 knots (tăng 2,4%).

3. KẾT LUẬN

- Theo bảng đánh giá thấy rõ hiệu quả sau khi lắp chân vịt phụ, cụ thể tốc độ tàu tăng lên từ 7-8% mà vẫn đảm bảo tất cả các thông số khai thác của tàu cũng như của hệ động lực và máy chính, còn tiêu thụ FO máy chính theo ngày giảm từ 2-3%, tổng tiêu thụ FO cho chuyến khép kín HP-HCM-HP giảm từ 8-9% (Theo giới thiệu của nhà chế tạo là từ 3-5%).

- Trong năm 2018 các tàu FFR và FNA tiêu thụ hết khoảng 7.000 MT dầu FO cho máy chính, lấy mức giảm 8% và giá nhiên liệu 500 USD/MT thì lượng tiền tiết kiệm được trong 1 năm là $7.000 \times 8\% \times 500 = 280.000$ (USD). Tổng chi phí cho việc mua chân vịt phụ từ hãng MOL cùng với chi phí lên đà Nosco lắp đặt cho cả 2 tàu là: 102.000 (USD). Như vậy sau năm đầu tiên trừ chi phí đã tiết kiệm được: 178.000 (USD), tương đương khoảng 4 tỷ VND.

- Như vậy khi lắp PBCF cho 2 tàu Fortune Navigator và Fortune Freighter, đã mang lại hiệu quả kinh tế kỹ thuật thiết thực cho việc kinh doanh vận tải của VOSCO. Và trong giai đoạn tiếp theo của năm 2020 VOSCO đã tiến hành lắp đặt thêm vào 6 cơ tàu hàng rời và năm 2021 sẽ tiến hành lắp toàn bộ cho đội tàu của công ty.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] <https://www.nakashimavietnam.com/>
- [2] Fortune Freighter - PBCF Installation Technical Report 03-10-2019 and drawing.

- [3] Fortune Navigator - PBCF Installation Technical Report 28/8/2019 and drawing.
- [4] Lương Công Nhó, Đặng Văn Tuấn (2010), *Tài liệu giảng dạy Khai thác hệ động lực*, Khoa Máy tàu biển, Đại học Hàng hải Việt Nam, Hải Phòng.
- [5] Full report and Noon report from M/V container Fortune Freighter (voy Haiphong – Hongkong – Hochiminh – Haiphong).
- [6] Full report and Noon report from M/V container Fortune Navigator (voy Haiphong – Hongkong – Hochiminh – Haiphong).

HỆ THỐNG LỌC KHÍ XẢ TRÊN TÀU THỦY EXHAUST GAS CLEANING SYSTEM ON SHIP

BÙI QUỐC TÚ

Khoa Máy tàu biển – Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Theo nghị quyết của ủy ban bảo vệ môi trường biển của Tổ chức Hàng hải thế giới thì kể từ ngày 01/1/2020 vừa qua là thời điểm mà các tàu biển phải chuyển đổi sang dùng nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh nhỏ hơn 0,5% thay cho 3,5% hoặc là tàu phải trang bị bộ lọc khí thải. Dưới đây là một số loại bộ lọc khí thải có thể được trang bị trên tàu.

Abstract

According to resolution MEPC.280(70) of Marine Environment Protection Committee of IMO so that from 1st Jan 2020 all ship have to use fuel oil with sulphur content less than 0.5% instead of 3.5% otherwise exhaust gas cleaning scrubber is equipped on board ship. Here is introducing about this equipment.

1. Giới thiệu chung

Hệ thống lọc khí thải được sử dụng để loại bỏ các hạt bụi mịn và các thành phần có hại như SO_x, NO_x khỏi khí thải sinh ra do quá trình cháy trong buồng đốt của động cơ. nôi hơi đảm bảo nó không có hại cho con người và môi trường do các chất hóa học độc hại.

Nguyên lý hoạt động của hệ thống lọc khí thải là như sau: Dòng khí xả được đưa qua tháp lọc mà ở đó các vật liệu làm sạch dạng kiềm có mặt để trung hòa axit của khí xả và loại bỏ các hạt bụi mịn từ khí xả. Các vật liệu làm sạch được sử dụng sau đó được thu gom nhờ nước rửa mà có thể được chứa hoặc thải ra khỏi tàu. Khí xả sạch ra khỏi bộ lọc và đi vào môi trường không khí. Vật liệu lọc được chọn sao cho các chất có hại như SO_x, NO_x có thể được loại bỏ bởi phản ứng hóa học phù hợp.

Với mục đích khử sun phua ric, các bộ lọc khí thải cho tàu biển sử dụng vôi bột hoặc kiềm sao cho các muối gốc lưu huỳnh được sinh ra sau khi xử lý. Các muối này có thể dễ dàng xả ra biển vì chúng không gây ra đe dọa tới môi trường. Bộ lọc khí thải có thể dùng nước biển hoặc nước ngọt có thêm chất hấp thụ kiềm hoặc can xi hoặc các hạt vôi bột là công chất làm sạch vì nó có tính kiềm.

2. Phân loại bộ lọc khí thải trên tàu biển

Dựa trên cơ sở nguyên lý hoạt động thì bộ lọc khí thải tàu thủy được phân chia thành bộ lọc khô và bộ lọc ướt. Bộ lọc khô dùng vôi tôi là vật liệu lọc có tính kiềm để loại bỏ ô xít lưu huỳnh khỏi khí xả. Bộ lọc ướt sử dụng nước được phun vào khí xả với mục đích tương tự.

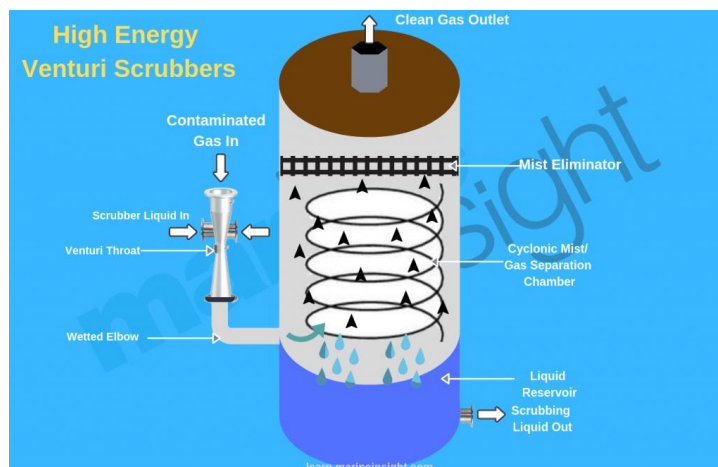
Bộ lọc ướt lại được phân nhỏ thành bộ lọc mạch kín và bộ lọc mạch hở. Ở bộ lọc vòng kín thì nước ngọt hoặc nước biển có thể được sử dụng làm chất lỏng để lọc. Khi nước ngọt được sử dụng trong bộ lọc vòng kín thì chất lượng của nước xung quanh tàu không ảnh hưởng đến hoạt động và khí thải thải ra. Bộ lọc vòng hở dùng nước biển trong quá trình lọc

Bộ lọc kiểu hỗn hợp lợi dụng cả hai phương thức hở và kín đồng thời hoặc là chuyển đổi giữa hai loại. Bộ lọc hỗn hợp nước biển có thể được hoạt động ở phương thức kín hoặc hở với nước biển được dùng làm công chất lọc.

3. Bộ lọc ướt

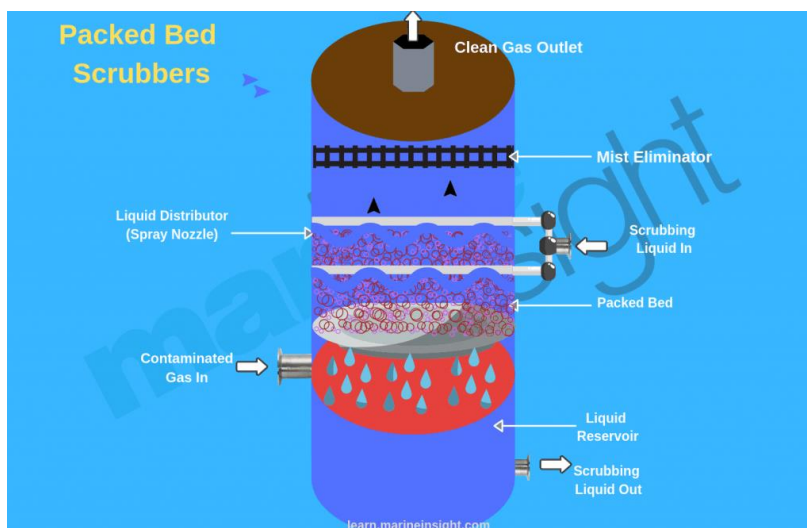
Trong bộ lọc ướt, chất lỏng được dùng để lọc có thể là nước biển hoặc nước ngọt với chất phụ gia hóa học. Chất hóa học được dùng phổ biến nhất là sút ăn da (NaOH) và vôi (CaCO₃). Nước được phun vào dòng khí xả qua các đầu phun để phân phối đều trong tháp lọc. Ở hầu hết các bộ lọc thì thiết kế sao cho chất lỏng lọc chảy xuống. Tuy nhiên cũng có loại phun nước lên phía trên

như ở hình 1. Khí xả đi vào tháp lọc qua ống venturi và nước được phun sương vào khu vực khí xả có tốc độ cao ở chỗ thắt hoặc ở phía trên chỗ thắt



Hình 1 . Tháp lọc với nước rửa được phun vào từ phía dưới

Ở bộ lọc được chỉ ra ở hình 2 thì khí xả hút vào hoặc là ở phía bên cạnh hoặc là ở phía đáy của tháp. Thiết kế này đảm bảo rằng ô xít lưu huỳnh có mặt trong khí xả đi qua nước lọc, phản ứng với chúng để hình thành a xít sun phua ríc. Khi bị pha loãng với nước biển có tính kiềm thì a xít được trung hòa.



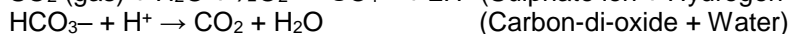
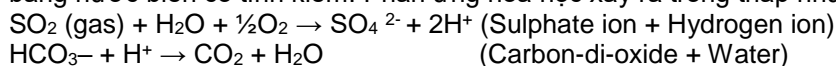
Hình 2. Tháp lọc với nước rửa được phun vào từ phía trên

Nước rửa được thải ra biển sau khi đã được xử lý ở máy lọc để loại bỏ cặn bẩn và khí xả được làm sạch đi ra khỏi hệ thống. Thiết bị tách nước được bố trí trong bộ lọc để loại bỏ màn sương nước có tính a xít hình thành trong tháp bằng cách tách các hạt nước nhỏ khỏi dòng khí xả đi ra.

Điều luật của MARPOL yêu cầu là nước rửa được dùng phải được theo dõi kiểm tra trước khi xả ra biển để đảm bảo nồng độ PH không được quá thấp. Vì độ kiềm của nước biển thay đổi do một số lý do khác nhau như khoảng cách tàu cách bờ, hoạt động của núi lửa, sự có mặt của sinh vật biển.... do vậy bộ lọc ướt được phân thành 2 loại là hệ thống lọc mạch hở và hệ thống lọc mạch kín. Cả hai hệ thống này kết hợp lại thành hệ thống hỗn hợp (pha trộn) mà nó có thể lợi dụng các hoạt động lọc phù hợp nhất tùy thuộc điều kiện của chuyến đi.

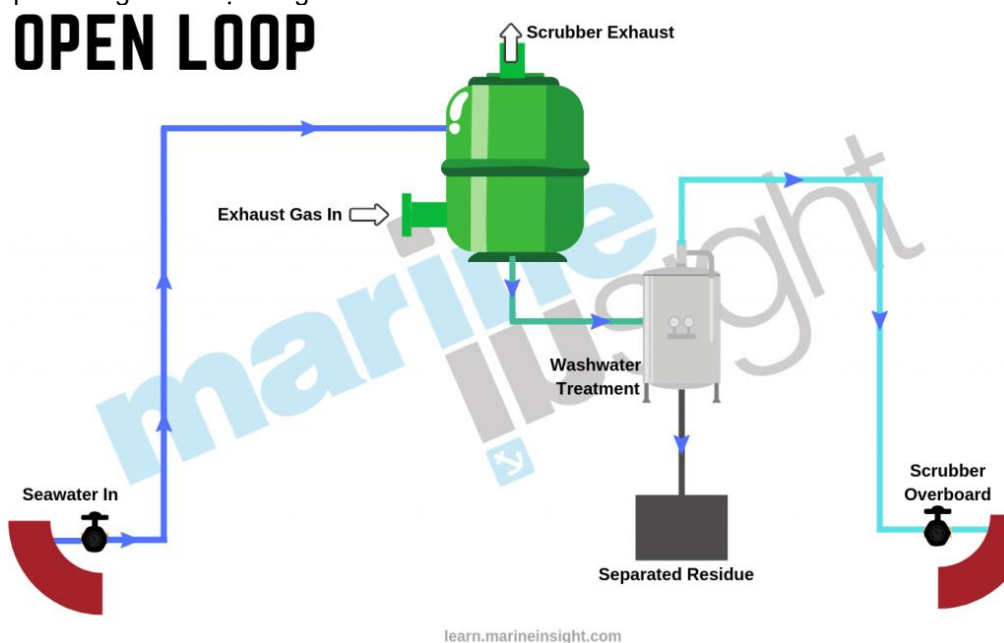
3.1 Hệ thống lọc mạch hở

Hệ thống này sử dụng nước biển làm công chất lọc và trung hòa mà không cần hóa chất để khử lưu huỳnh của khí xả. Dòng khí xả từ động cơ hoặc nồi hơi đi vào tháp lọc và được xử lý chỉ bằng nước biển có tính kiềm. Phản ứng hóa học xảy ra trong tháp như sau:



Lưu lượng của nước biển tùy thuộc vào kích cỡ động cơ và công suất của nó. Hệ thống này cực kỳ hiệu quả nhưng đòi hỏi bơm phải có công suất lớn vì lượng nước biển yêu cầu rất lớn. Hệ thống lọc hồ làm việc hoàn hảo khi nước biển sử dụng để lọc có đủ độ kiềm. Tuy nhiên nước biển mà ở đó có nhiệt độ môi trường cao, nước ngọt và thậm chí nước không mặn lắm thì không hiệu quả và có thể không được sử dụng. Vì lý do này bộ lọc hồ không được xem xét như là công nghệ phù hợp cho các khu vực chẳng hạn như biển Ban tích mà ở đó mức độ mặn không cao.

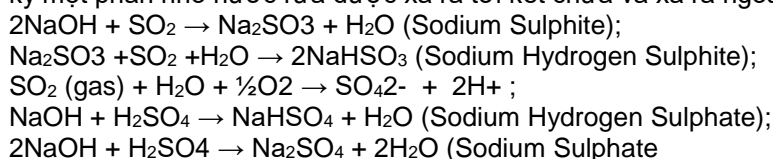
Hệ thống lọc mạch hở có ưu điểm là thiết kế đơn giản, dễ lắp đặt trên tàu, ít phải chăm sóc bảo dưỡng và không đòi hỏi kết để lưu giữ chất thải. Tuy nhiên nhược điểm của nó là tiêu thụ năng lượng lớn và chất lượng lọc phụ thuộc vào độ kiềm trong nước, ở trong cảng và vùng kiểm soát khí thải thì phải dùng nhiên liệu có giá thành cao.



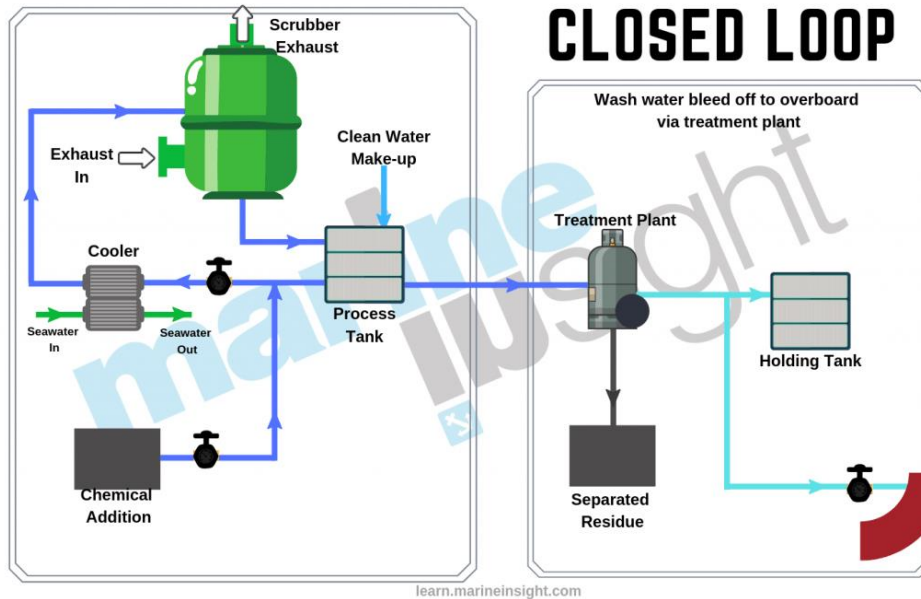
Hình 3. Hệ thống lọc mạch hở

3.2 Hệ thống lọc mạch kín

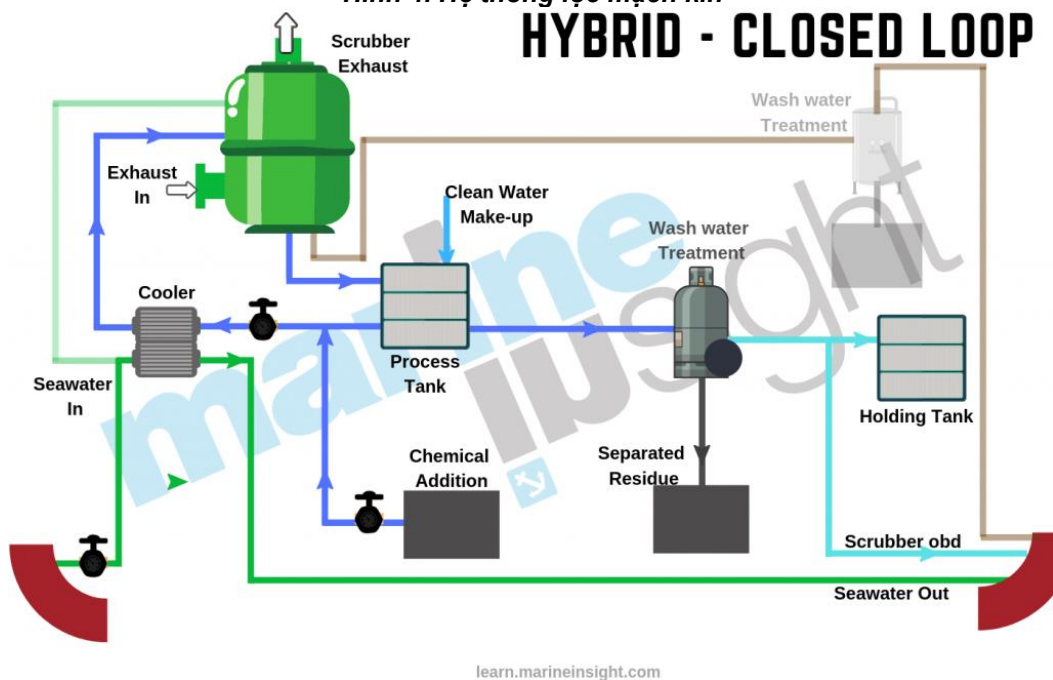
Nguyên lý hoạt động cũng tương tự hệ thống lọc mạch hở; nó dùng nước ngọt được xử lý bằng hóa chất (thường dùng là xút - sodium hydroxide) thay cho nước biển như là phương tiện lọc. Thành phần SO_x từ dòng khí xả được biến đổi thành muối sun phát không có hại. Trước khi được tái tuần hoàn để dùng lại thì nước rửa từ hệ thống tháp lọc mạch kín được đưa qua một kết xử lý mà ở đó nó được làm sạch. Kết xử lý cũng cần thiết để tạo cột áp hút cho bơm hoạt động dễ dàng. Nước ngọt có thể lấy từ bờ hoặc từ máy chưng cất nước ngọt. Trong quá trình hoạt động thì định kỳ một phần nhỏ nước rửa được xả ra tới kết chứa và xả ra ngoài ở khu vực cho phép.



Hệ thống lọc mạch kín có ưu điểm là chỉ tiêu tốn khoảng một nửa lượng nước so với mạch hở, tuy nhiên cần nhiều kết chứa hơn. Đó là kết xử lý, kết lưu giữ khi không được phép thải ra biển và có thể là kết chứa để điều chỉnh nhiệt độ từ 20 đến 50°C cho xút mà thường được sử dụng như là dung dịch nước 50%. Xút khô cũng cần không gian chứa lớn. Việc lắp đặt hệ thống đặc biệt là với động cơ sử dụng nhiên liệu kép tương đối phức tạp.



Hình 4. Hệ thống lọc mạch kín



Hình 5. Hệ thống lọc hỗn hợp

3.3 Hệ thống lọc hỗn hợp

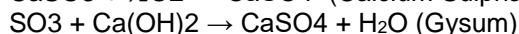
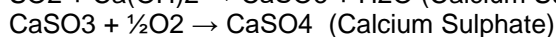
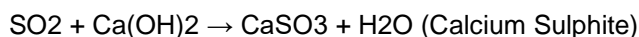
Hệ thống này kết hợp cả hệ thống mạch kín và mạch hở. Nó hoạt động theo kiểu mạch hở khi tàu chạy trên biển và mạch kín khi tàu trong vùng kiểm soát khí thải và trong cảng và việc chuyển đổi giữa 2 kiểu rất dễ dàng. Vì hệ thống

Ưu điểm của hệ thống này là động cơ dùng nhiên liệu rẻ tiền có hàm lượng lưu huỳnh cao; phù hợp cho những tàu có những chuyến đi ngắn và dài vòng quanh thế giới; tàu hoạt động lâu ở vùng kiểm soát khí thải và trong cảng.

Nhược điểm là hệ thống phức tạp hơn; nó cũng cần không gian chứa hóa chất lớn; ngoài ra hệ thống có giá thành cao hơn.

2. Hệ thống lọc khô

Trong hệ thống này thì nước không được sử dụng làm vật liệu lọc mà thay vào đó những hạt vôi bột ướt được sử dụng để loại bỏ lưu huỳnh. Bộ lọc này có nhiệt độ cao so với các bộ lọc ướt và có lợi là nó đốt cháy hết muối và cặn dầu trong hệ thống. Can xi có mặt trong vôi bột phản ứng với ô xít lưu huỳnh trong khí xả để tạo thành can xi sun phít. Sau đó can xi sun phít kết hợp với ô xy thành muối can xi sun phát (thạch cao) và nước. Các hạt vôi bột đã sử dụng được chứa trên tàu để chuyển lên bờ. tuy nhiên chúng không được xem là chất thải vì thạch cao được sinh ra có thể sử dụng như là phân đạm và vật liệu xây dựng.



Ưu điểm của hệ thống lọc khô là nó tiêu tốn ít năng lượng vì không cần phải có bơm tuần hoàn; hiệu quả lọc tốt; không liên quan tới vấn đề nước thải ra khỏi tàu và thạch cao sinh ra có thể bán được. Nhược điểm của hệ thống lọc này là kích thước của tháp lọc tương đối lớn và cũng cần không gian lớn chứa vôi bột và nhiều khi có nhiều cảng không mua được vôi bột; mặt khác giá thành vôi bột thì cao.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A guide to scrubber system on ship; marineinsight, Mar 17th 2020
- [2] IMO – The 2020 global sulphur limit;
- [3] Vietnam Register- Technical information on sea going ships, 18/4/2019 – Hướng dẫn của ICS về ngưỡng lưu huỳnh toàn cầu 2020;
- [4] Exhaust gas cleaning system; international chamber of shipping; 2019

PNEUMATIC GRIPPER

NGUYỄN TUẤN ANH

VIMARU, Marine Engineering Faculty, Power Fluid & Automation Division

Email: anhnt.mtb@vimaru.edu.vn

Abstract

A pneumatic gripper is a pick-and-place device that uses compressed air to operate gripper jaws, also called fingers. These fingers, similar to human fingers, help in grasping, holding and releasing the work pieces. Commonly, they have 2 fingers (parallel or angular) or 3 fingers with a single or double acting cylinder for control. They are mostly used in automated manufacturing processes to grip a work piece. The work pieces can range from small objects like circuit boards or chips to large objects like an engine block. Figure 1 shows examples of pneumatic 2 finger and 3 finger grippers.

Keyword: Pneumatic, Gripper



Figure 1: Pneumatic grippers

Advantages of pneumatic grippers

The advantages of pneumatic grippers include:

- Light weight

- Cost effective
- High gripping force
- Ability to grip variety of workpiece configuration
- Adjustable gripping force

Pneumatic gripper working principle

The gripper is connected to the compressed air supply system. As the compressed air is introduced into the cylinder, it powers the piston rod. The piston rod is connected to the gripping fingers. As the air pressure moves the piston up and down, the fingers open or close in a parallel or angular manner. This mechanism can be used in pick-and-place operation or to change the orientation of the object.

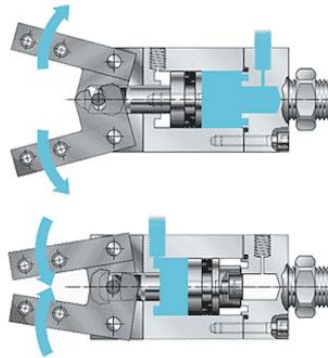


Figure 2: Operating principle of pneumatic 2 finger angular gripper

Figure 2 shows the operating principle for a pneumatic 2 finger angular gripper. This is a double cylinder design. Therefore, when compressed air is connected to the back cylinder (Figure 2 Top) it pushes the piston forward, which opens the pneumatic gripper's fingers. When compressed air is connected to the front cylinder (Figure 2 Bottom) it pushes the piston backward, which closes the pneumatic gripper's fingers.

The pneumatic grippers can be categorized based on motion of gripping fingers, gripping mechanism and configurations. Common ones are discussed below:

Parallel gripper

As the name suggests, the parallel gripper moves its fingers parallelly with respect to the gripper body. The parallel gripper type is the most commonly used as custom grippers are easy to design and installation is straight forward due to only one axis of motion. They can also handle workpieces of a wide variety of shape and sizes and can accommodate dimensional variations. Figure 3 shows finger movement.

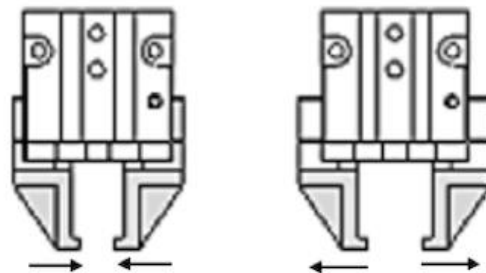


Figure 3: Pneumatic parallel grippers closing (left) and opening (right)

Angular gripper

The pneumatic angular gripper can move its fingers in a radial manner, opening and closing around a central pivot point. They are often used in applications where limited space is available as the jaws can move up and out of the way. These grippers are good for holding large workpieces with odd shapes. Figure 2 shows finger movement.

Pneumatic 2 finger and 3 finger grippers

Pneumatic 2 finger grippers are the most commonly used grippers. It provides 2 mounting locations for the fingers. The fingers move in a synchronous manner, opening and closing towards the central axis of the gripper.

3 finger grippers are great to handle round objects and provide more gripping force than 2 finger grippers. It provides 3 mounting locations for the fingers. The fingers open and close towards

the central axis of the gripper body. The 3 fingers provide more support and accurate centering in comparison to 2 finger grippers.

External and internal gripping

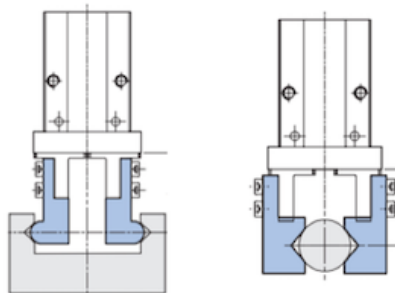


Figure 4: Types of pneumatic grippers based on gripping mechanism: internal gripping (left) and external gripping (right)

Based on the type of grip, pneumatic grippers can be categorized as internal, external, or combined. Examples are discussed below and shown in Figure 4.

- Internal gripping: Internal grippers use opening force to hold the part and grips the object through its internal surface.
- External gripping: External grippers use the closing force to hold the work piece and grip the object from the outer surface. It is the most common gripping mechanism.
- Combined gripping: Uses a combination of external and internal gripping.

Single acting and double acting grippers

The pneumatic grippers can have a single or double acting configuration. The single acting pneumatic grippers contain a spring to assist drive in one direction (either open or close).

Pneumatic grippers are mostly designed to be double acting. They can be actuated by compressed air to both open and close. This feature allows internal and external clamping. The double acting grippers can have spring assist feature to hold the workpiece in case the air pressure is lost.

Magnetic gripper

Magnetic grippers are suitable for handling ferromagnetic objects. The grippers are fitted with permanent magnets at their core. Depending upon the strength of the magnet, it can be used to handle a variety of object sizes. However, it is important to note that the permanent magnets tend to lose their magnetic property at higher temperature (above 150°C).

Finger shape

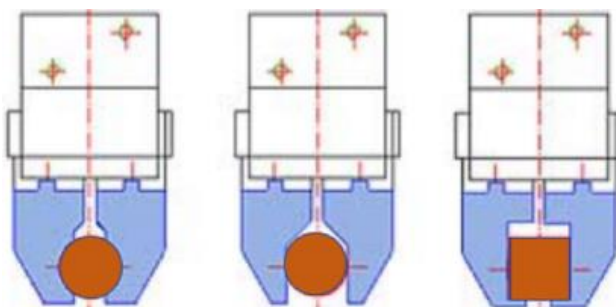


Figure 5: Shape of fingers for pneumatic grippers: encompassing (left), friction (middle), retention (right)

Generally, the pneumatic gripper's fingers use friction for gripping force. But these fingers can also be designed alternatively to reduce size and gripping force required for the application. The encompassing and retention shape increase the stability and decrease the force required for the grip. Figure 5 shows some common examples of different finger shapes.

Repeatability

Repeatability is the measure for maximum position accuracy that the gripper can achieve. The pneumatic grippers can have different repeatability based on the number of fingers and speed of operation. So, the repeatability must be determined based on the precision required for the application.

Gripping force

Gripping force is the force exerted by the gripper fingers on the workpiece. This force can differ depending upon the air pressure, coefficient of friction and gripping conditions between fingers and the work piece. The gripping force for just frictional holding when the work piece does not drop when gripped is calculated as:

$$F \geq \frac{m \times g \times a}{n \times \mu} \times S$$

Where:

- F = Gripping force of a single finger (N)
- m= Mass of the workpiece (kg)
- g = Gravitational acceleration (9.81 m/s²)
- a = Acceleration from dynamic movement (m/s²)
- n = Number of fingers (n=2 for two-finger gripper; n=3 for three finger gripper)
- μ = Coefficient of friction
- S = Safety factor

If your finger design and method of gripping the object is different than just frictional holding, a different gripping force formula may be required.

Coefficient of friction

Below is a table of the coefficient of friction of common materials. However, these numbers are an initial benchmark as they will be different for every application and should be verified.

Workpiece material	Jaw material	Friction coefficient μ
Steel	Steel	0.25
Steel	Aluminum	0.35
Steel	Plastic	0.50
Aluminum	Aluminum	0.49
Aluminum	Plastic	0.70
Plastic	Plastic	1

Safety factor

This is simply a recommendation and the safety factor for your particular application may be different:

- 2 - for normal use
- 3 - for movement in several directions
- 4 - for shocks, fast accelerations or decelerations

Mounting options

The mounting holes are on the bottom, side and front of the gripper and provide secure mounting options. In Figure 6 below: 1, 2 and 3 represent the mounting holes. Depending upon the application, either side can be selected for mounting. Number 4 represents the air ports.

Sensors can be installed alongside pneumatic grippers to monitor and control the operating position of the fingers. Sensor switches or proximity sensors can be installed on the pneumatic grippers. They can be inserted into the grooves present in the body as seen in Figure 7. These sensors can detect the open or closed position of the fingers. Proximity sensors can detect the proximity by sensing the object and provide the information back to the controller.

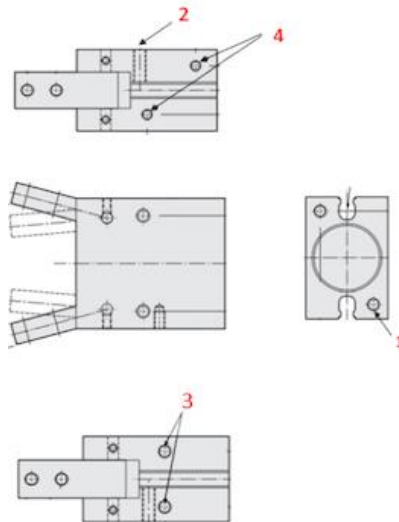


Figure 6: Mounting options for 2 finger angular gripper: 1, 2, 3: mounting holes and 4: air-port Sensors

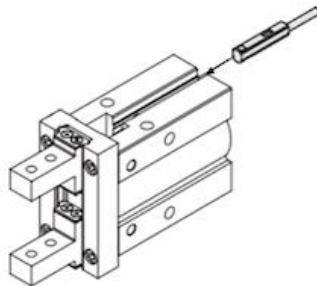


Figure 7: Installing sensor switch

Selection criteria

1. **Gripping force:** The effective gripping force can be calculated using the formula in this article.
2. **Workpiece weight:** The gripping force must be able to support the weight of the workpiece during the operation.
3. **Air pressure:** Air pressure should be considered as it has direct effect upon the gripping force and influences the gripper sizing.
4. **Configuration of work piece:** The shape of the work piece will help to determine whether 2 or 3 finger grippers can be used. 2 finger grippers are commonly used and can be used for wide variety of objects. 3 finger grippers are suitable for round or cylindrical objects.
5. **Type of gripper:** The gripper may have external or internal grip depending upon the workpiece.
6. **Environment:** Pneumatic grippers should be selected based on the operating environment. Grippers designed for clean environments may fail in harsh environments.

Applications

The pneumatic grippers are commonly used in following industries:

- Robotics
- Medical device manufacturing
- Pharmaceutical and biotech industry
- Plastic molding and injection
- Laboratory processing
- Automation

REFERENCE

[1] <https://www.smcworld.com/overseas/sguide/ja-jp/index.html>

[2] <https://www.festo.com/us/en/>

PHÂN TÍCH KẾT QUẢ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KHÍ CHO KHAI THÁC NỒI HƠI PHỤ TÀU THỦY NHẪM ĐÁP ỨNG YÊU CẦU BẢO VỆ MÔI TRƯỜNG

ANALYSIS OF CONSEQUENCES OF USING GAS FUELS FOR RUNNING AUXILIARY SHIP BOILERS IN THE LIGHT OF CONTEMPORARY ENVIRONMENTAL PROTECTION REQUIREMENTS

Andrzej ADAMKIEWICZ, Maritime University of Szczecin.

Marek BARTOSZEWSKI, SELFA GE S.A. Martin KENDRA, University of Zilina

Biên dịch: HOÀNG ĐỨC TUẤN

Bộ môn Máy tàu thủy, Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt:

Bài viết minh chứng cho việc sử dụng nhiên liệu khí để cung cấp nồi hơi phụ tàu thủy. Nó đề cập các quy định pháp lý trong phạm vi bảo vệ môi trường biển với các yêu cầu đã có hiệu lực. Nó cho thấy theo thời gian những hạn chế về phát thải lưu huỳnh và nitơ dioxide và ngưỡng giảm phát thải carbon dioxide được thể hiện bởi chỉ số EEDI (chỉ số thiết kế hiệu quả năng lượng) và chỉ số EEOI (chỉ số khai thác hiệu quả năng lượng). Giới thiệu các biện pháp giảm giá trị EEDI và EEOI trong quản lý hiệu quả năng lượng tàu thủy. Xem xét kỹ lưỡng các kết quả của việc thay thế nhiên liệu của ngành hàng hải với LNG để chạy nồi hơi phụ tàu thủy, có tính đến các hạn chế về môi trường, kết cấu, vận hành, thủ tục và logistic cũng như hiệu quả kinh tế. Tóm tắt cũng cho thấy ảnh hưởng về hiệu quả đặc biệt của việc sử dụng LNG để chạy nồi hơi đối với các phương pháp bảo trì nồi hơi phụ tàu thủy.

Abstract:

The article justifies the application of gas fuels for supplying auxiliary ship boilers. It presents legal regulations on maritime environmental protection areas and their requirements which are in power. It shows the chronology of introduced limitations on sulphur and nitrogen dioxide emissions and thresholds of carbon dioxide emission reduction expressed by EEDI (Energy Efficiency Design Indicator) and EEOI (Energy Efficiency Operational Indicator). Ways to decrease the values of EEDI and EEOI in the ship energy effectiveness management have been shown. Consequences of replacing marine fuels with LNG for running auxiliary ship boilers have been considered thoroughly, taking into account ecological, constructional, operational, procedural and logistic limitations as well as economic consequences. The summary shows the influence of particular consequences of using LNG for running boilers on the methods of maintenance of auxiliary boilers.

Key words: *auxiliary boilers, environmental protection, natural gas, marine fuel*

1. Đặt vấn đề

Trong khi năng lượng cơ học ngày càng được sử dụng phổ biến cho hệ thống đẩy của các tàu thủy, thì một quá trình tăng cường gây ô nhiễm môi trường biển đã bắt đầu. Cuộc cách mạng công nghiệp của thế kỷ 19 dẫn đến sự ra đời của năng lượng hơi nước trên tàu chở hàng và quân sự. Trong vòng ít năm, sức mạnh động cơ hơi nước đã được thay thế bằng một loại động cơ đốt trong và than được thay bằng nhiên liệu lỏng. Sự gia tăng cường độ của ngành hàng hải làm gia tăng quá trình ô nhiễm môi trường. Trong nửa sau của thế kỷ XX sự ô nhiễm không khí đã đạt đến một mức độ mà cần phải có các biện pháp để ngăn chặn quá trình này. Do đó, một số điều luật được ban hành và đã có hiệu lực để hạn chế sự phát thải của các hợp chất có hại và các khu bảo vệ được chỉ định là những khu vực có nguy cơ ô nhiễm cao nhất. Những điều luật này đi cùng với sự thay đổi trong công nghệ năng lượng tàu thủy và trước hết là các nguồn và phương pháp cung cấp năng lượng cho động cơ và thiết bị máy tàu thủy. Một mặt cũng đã được áp dụng các thiết bị để hạn chế phát thải các chất độc hại được tạo ra khi đốt nhiên liệu lỏng cho đến nay, trong khi ở một mặt khác việc đưa khí đốt tự nhiên làm nhiên liệu cho tàu thủy hóa ra lại là giải pháp đơn giản nhất trong vấn đề bảo vệ môi trường.

2. Những hoạt động pháp lý xác định yêu cầu bảo vệ môi trường

Để hạn chế sự phát thải của các chất có hại vào bầu khí quyển, một số hành động pháp lý trong nhiều năm qua đã ban hành. Mục đích của những hành động đó là để đáp ứng các yêu cầu bảo vệ môi trường biển. Những bộ luật đầu tiên đề cập đến vấn đề đó được bao gồm trong phụ lục VI, công ước MARPOL 73/78. Phụ lục đó đã được bổ sung vào công ước năm 1997 và nó có hiệu lực từ ngày 19 Tháng 5 năm 2006. Công ước này liên quan đến việc hạn chế phát thải các chất có hại (các oxit nitơ NOx, các oxit lưu huỳnh SOx, các hạt rắn PM và các hợp chất hữu cơ dễ bay hơi VOC ra môi trường).

Phát thải cho phép sản phẩm cháy bị giới hạn chặt chẽ thông qua hạn chế hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu. Ở SECA (Sulphur Emission Control Area), khu vực kiểm soát khí thải SOx, bao gồm những khu vực khác nhau như biển Baltic, kể từ ngày 1 tháng 1 năm 2015 hàm lượng lưu huỳnh cho phép dưới 0,1%. Các nước thuộc liên minh châu Âu hoạt động theo quy định của IMO, tuy nhiên có những quy định chặt chẽ hơn về phát thải oxit lưu huỳnh tại các cảng biển và đã có hiệu lực sớm kể từ trước ngày đó, tức là ngày 1 tháng 1 năm 2010. Đây là những yêu cầu bắt buộc trong các khu vực cảng biển của toàn Liên minh châu Âu và họ phải chấp hành việc sử dụng nhiên liệu có ít hơn 0,1% lưu huỳnh trong tất cả các tàu đi biển và tàu nội địa khi ở trong cảng.

Các quy định này là tiền đề gắn với sự chỉ định các khu vực kiểm soát khí thải ECA (Emission Control Areas) của tổ chức IMO. ECA được chỉ định ở các khu vực đặc biệt nguy cấp do ô nhiễm do sự gia tăng của hoạt động tàu thuyền. Theo quy định, ECA là những khu vực nơi có những yêu cầu đặc biệt bắt buộc mà mục tiêu của nó là để ngăn chặn, giảm thiểu và kiểm soát ô nhiễm do NOx, SOx và khí nhà kính vì những ảnh hưởng tiêu cực của chúng đối với sức khỏe con người và môi trường tự nhiên. Các ECA đã có và đã được lên kế hoạch được hiển thị trong (Hình 1).



Hình 1: Sự phân bố ECA hiện có và theo kế.

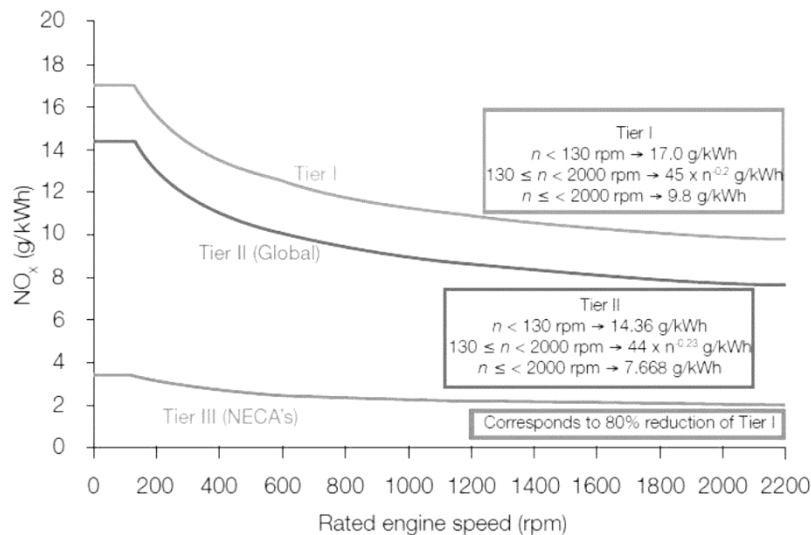
Kể từ ngày 1 tháng 1 năm 2015 trong ECA, tỷ lệ lưu huỳnh trong nhiên liệu cho phép đã được hạ xuống dưới 0,1%. IMO cũng cho phép sử dụng các công nghệ làm giảm phát thải các hợp chất độc hại vào khí quyển có kết quả tương tự với việc sử dụng nhiên liệu với hàm lượng lưu huỳnh đã giảm thiểu. Một trong những công nghệ như vậy là sử dụng khí tự nhiên hóa lỏng làm nhiên liệu. Việc trang bị các thiết bị loại này là một trong những cách để có thể cung cấp khí gas cho tất cả các thiết bị đó là các động cơ và nồi hơi. Sử dụng khí tự nhiên hóa lỏng làm nhiên liệu để cung cấp cho các thiết bị loại này cho phép đáp ứng yêu cầu của IMO đối với phát thải oxit lưu huỳnh và nitơ và cũng cho các hạt rắn và khí nhà kính. Khoảng thời gian đưa ra yêu cầu ngày càng khắt khe hơn về hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu trong ECA là thể hiện trong (Hình 2).

Có ba bước trong việc giảm thiểu phát thải khí oxit nitơ. Hiện nay, trên toàn cầu, vấn đề thứ hai là năng lượng, trong khi bên trong ECA lại là vấn đề thứ ba. Các mức phát thải khí oxit nitơ cho phép vào khí quyển được chỉ trong (Hình 3).

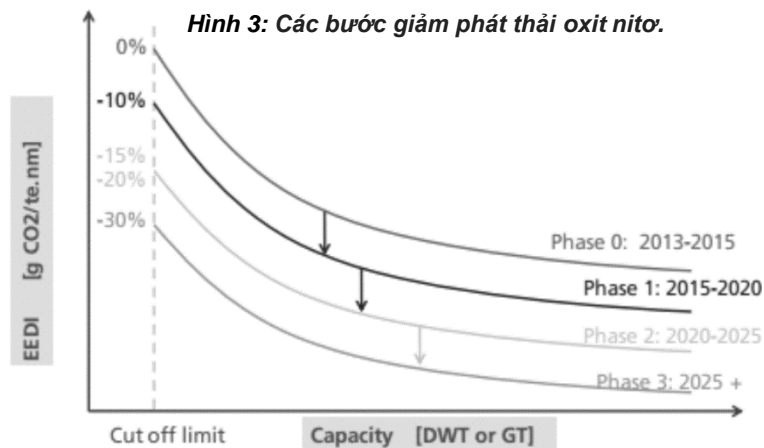
Hiện tại chưa có giới hạn pháp lý về phát thải khí NO_x đối với nồi hơi phụ tàu thủy. Các quy định được thiết lập bởi IMO chỉ đề cập đến phát thải khí từ động cơ diesel, trong khi các nồi hơi đóng một phần nhỏ trong phát thải khí toàn cầu là lợi là trong các quy định pháp luật.

Vào tháng 7 năm 2011 trên cơ sở nghị quyết MEP 203 theo công ước MARPOL, phụ lục VI đã được thêm vào với một chương bổ sung, có tiêu đề “Bộ luật về hiệu quả năng lượng” quy định đối với các tàu đóng mới phải đáp ứng chỉ số thiết kế hiệu quả năng lượng EEDI được tính toán cho mỗi loại với kích cỡ tàu nhất định. Tất cả các tàu đóng mới và được đóng trước đó đều phải có Kế hoạch quản lý hiệu quả năng lượng tàu SEEMP để đảm bảo khai thác hiệu quả năng lượng tàu thủy. Đối với đánh giá hiện tại của tàu vận tải chỉ số năng lượng hoạt động hiệu quả được sử dụng trên cơ sở tự nguyện bổ sung cho SEEMP.

Vấn đề đó được đề cập bởi điều 21 áp dụng cho tàu trọng tải từ 400GT (Gross tonnage) trở lên. Những quy định này có hiệu lực bắt đầu vào ngày 1 tháng 1 năm 2013 trong khi những nghị quyết tháng 3 năm 2012 của MEPC (Marine Environment Protection Committee) bao gồm các khuyến nghị cho quy định về hiệu quả năng lượng tàu thủy. Các bước để giảm phát thải dioxide carbon được EEDI đưa ra được thể hiện trong (Hình 4).



Hình 3: Các bước giảm phát thải oxit nitơ.



Hình 4: Các bước giảm phát thải oxit carbon.

Khả năng áp dụng trong việc bảo vệ tàu có nhà các trạm phát điện bao gồm động cơ diesel sử dụng nhiên liệu hỗn hợp từ các loại nhiên liệu khác nhau bao gồm khí tự nhiên, đã tạo ra các điều kiện để đạt được giá trị lớn hơn hơn tốt hơn theo EEDI và EEOI.

Các chỉ số này cùng với Kế hoạch quản lý hiệu quả năng lượng tàu thủy là công cụ để kiểm soát có hệ thống ô nhiễm không khí theo dự kiến trong thiết kế và vận hành do kết quả của việc đốt nhiên liệu của động cơ chính và phụ, nồi hơi và lò đốt rác thải trên tàu. Việc giảm giá trị của EEDI và EEOI có thể xảy ra do các yếu tố sau đây:

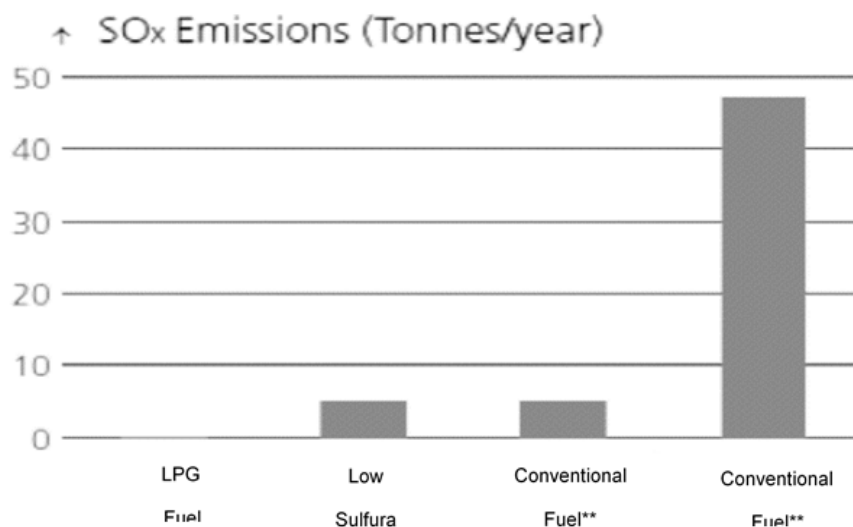
- Hạn chế tiêu hao nhiên liệu hàng hải;
- Sử dụng nhiên liệu đất liền ít lưu huỳnh;
- Lắp đặt các hệ thống tương đối đất liền để lọc khí thải có lưu huỳnh, các hợp chất, được gọi là máy lọc;
- Sử dụng nhiệt khí thải (và năng lượng từ các nguồn tái tạo);
- Sử dụng LNG thay cho nhiên liệu hóa thạch bằng việc trang bị các thiết bị cho hệ thống năng lượng tàu thủy;
- Sử dụng LNG làm nguồn năng lượng hóa học duy nhất trên tàu, đảm bảo đáp ứng các yêu cầu của khu vực kiểm soát khí thải (ECA)

3. Hiệu quả của việc áp dụng khí tự nhiên hóa lỏng cho lò hơi phụ tàu thủy

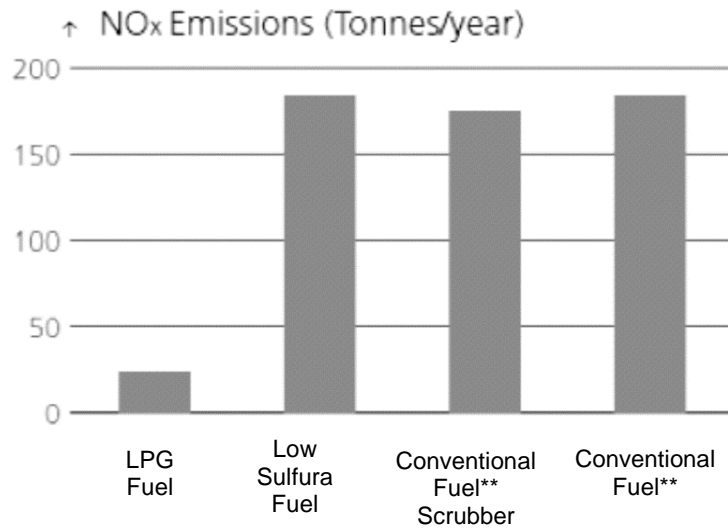
Những thay đổi trong những quy định pháp lý có liên quan mức độ phát thải cho phép của các sản phẩm độc hại do đốt cháy nhiên liệu của ngành hàng hải đã được đưa ra là do sự cần thiết của việc hạn chế sự suy thoái tăng tiến của môi trường. Tổ chức Hàng hải Quốc tế IMO thiết lập các khu vực kiểm soát phát thải và các yêu cầu hạn chế phát thải các hợp chất độc hại ở các bến cảng của Liên minh Châu Âu. Hiện tại công nghệ và dịch vụ logistic là những vấn đề quan trọng nhất thách thức đối với ngành hàng hải. Những hạn chế mới mang lại những thay đổi trong nhiều lĩnh vực của ngành công nghiệp tàu thủy, ngay cả đối với những thứ mà không kết nối trực tiếp với việc hoạt động của các máy móc phát thải ra các chất độc hại.

3.1. Hiệu quả sinh thái

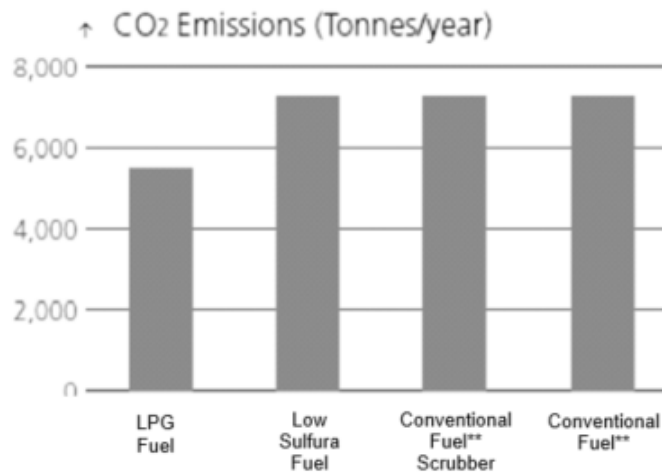
Đối mặt với những yêu cầu bảo vệ môi trường ngày càng hạn chế là một thách thức khá lớn đối với các chủ tàu. Vấn đề cơ bản của họ là duy trì giới hạn phát thải có thể chấp nhận được đối với các ôxit lưu huỳnh SOx trong các động cơ tàu thủy và các loại khí thải lò hơi. Về mặt này, LNG là một giải pháp thay thế tốt cho nhiên liệu lỏng không thể tái tạo thông thường. Các quá trình hóa lỏng khí tự nhiên được kết nối với thanh lọc triệt để, trước hết là khối carbon dioxide và Nước. Kết quả là nhiên liệu hóa lỏng rất tinh khiết, nhiên liệu không mùi thu được không có tính chất độc hại hoặc ăn mòn. Trong quá trình đốt cháy LNG oxit lưu huỳnh tạo ra là giảm đáng kể gần (100%), cũng như các oxit nitơ (khoảng 85-90%) và carbon dioxide (khoảng 15-25%) so với lượng khí thải từ dầu Diesel (MDO). Mức độ phát thải sản phẩm cháy đối với các phương pháp giảm thiểu khác nhau được thể hiện trong Hình 5-8. Những con số này hiển thị mức phát thải lưu huỳnh, theo thứ tự đã cho, oxit nitơ, cacbon đioxit và các hạt rắn cho một con tàu tiêu biểu cho vùng biển Baltic.



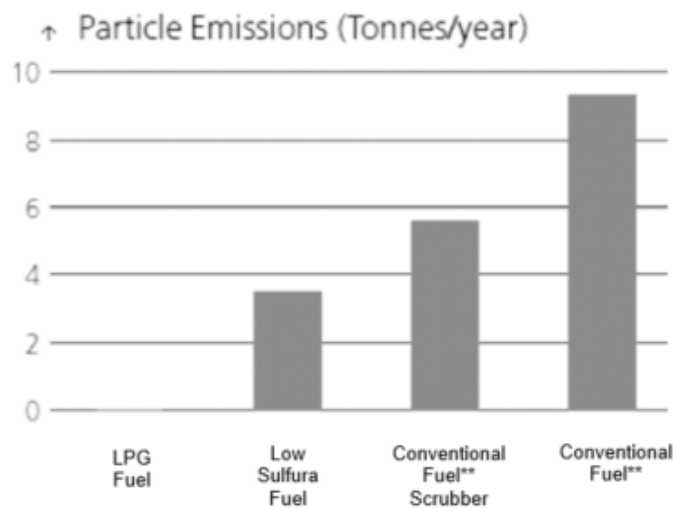
Hình 5: So sánh lượng phát thải oxit lưu huỳnh cho các nhiên liệu & phương pháp giảm thiểu chúng.



Hình 6: So sánh lượng phát thải oxit Ni tơ cho các nhiên liệu & phương pháp giảm chúng.



Hình 7: So sánh lượng phát thải oxit Các bon cho các nhiên liệu & phương pháp giảm chúng.



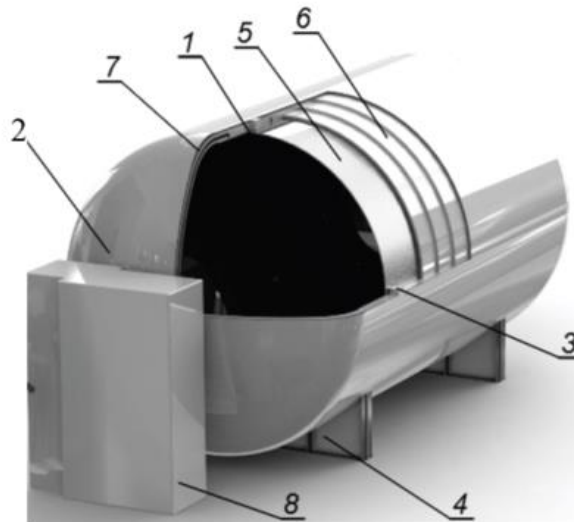
Hình 8: So sánh lượng phát thải hạt rắn cho các nhiên liệu & phương pháp giảm chúng

3.2. Cấu trúc và hiệu quả hoạt động

Việc chuyển từ nhiên liệu lỏng sang nhiên liệu khí đem đến một **số hậu** quả công nghệ cho cấu trúc con tàu và các thiết bị của nó, với thủy thủ đoàn và phạm vi nhiệm vụ của họ.

Những thay đổi này trước hết xuất phát từ sự cần thiết lắp đặt các thiết bị bổ sung (chuyển đổi dạng nhiên liệu và các hệ thống an toàn bổ sung). Việc trang bị các thiết bị kết nối không chỉ làm tăng chi phí đầu tư nhưng việc phải đào tạo thêm cho đội ngũ thuyền viên cũng rất quan trọng để vận hành chính xác và an toàn của các thiết bị này. Yếu tố chính của việc lắp sử dụng nhiên liệu LNG là lắp đặt bồn chứa nhiên liệu đông lạnh cùng với việc lắp đặt bồn cho nhiên liệu khí cao áp và bầu bay hơi. Cấu tạo của bồn nhiên liệu đông lạnh được trình bày trong (Hình 9).

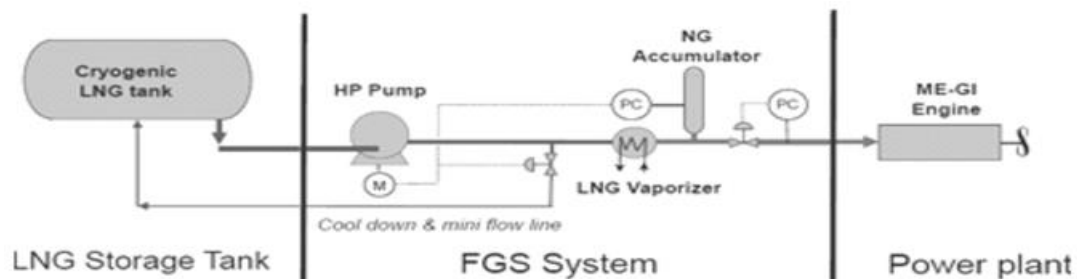
Sơ đồ trang bị và lắp đặt cho việc chuẩn bị là khác nhau tùy thuộc vào loại tàu chở khí khí hóa lỏng, kiểu hệ động lực của nó và cách sử dụng BOG.



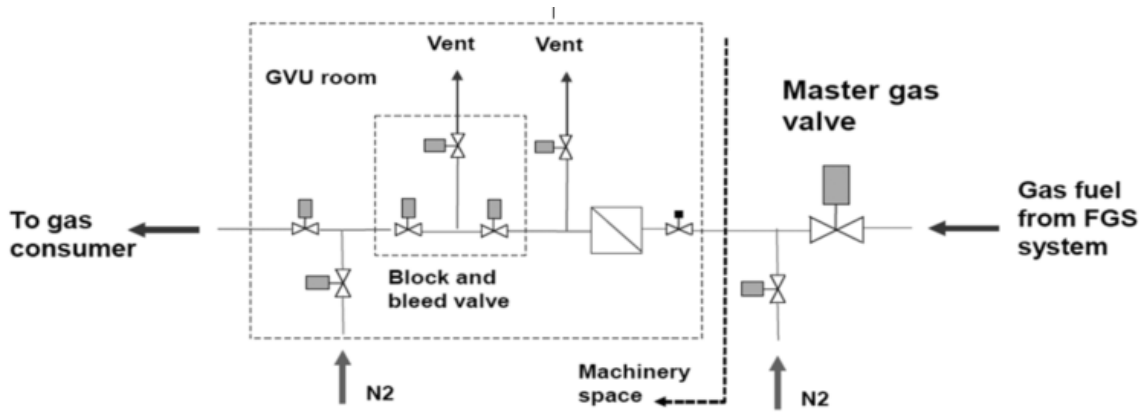
Hình 9: Cấu tạo bể bồn đông lạnh.

- | | | |
|--------------------|----------------------|----------------------|
| 1. Kết trong; | 2. Kết ngoài; | 3. Giá đỡ bên trong; |
| 4. Giá đỡ ngoài; | 5. Lớp cách nhiệt; | 6. Lớp chống bức xạ; |
| 7. Lớp chân không; | 8. Thiết bị đầu cuối | |

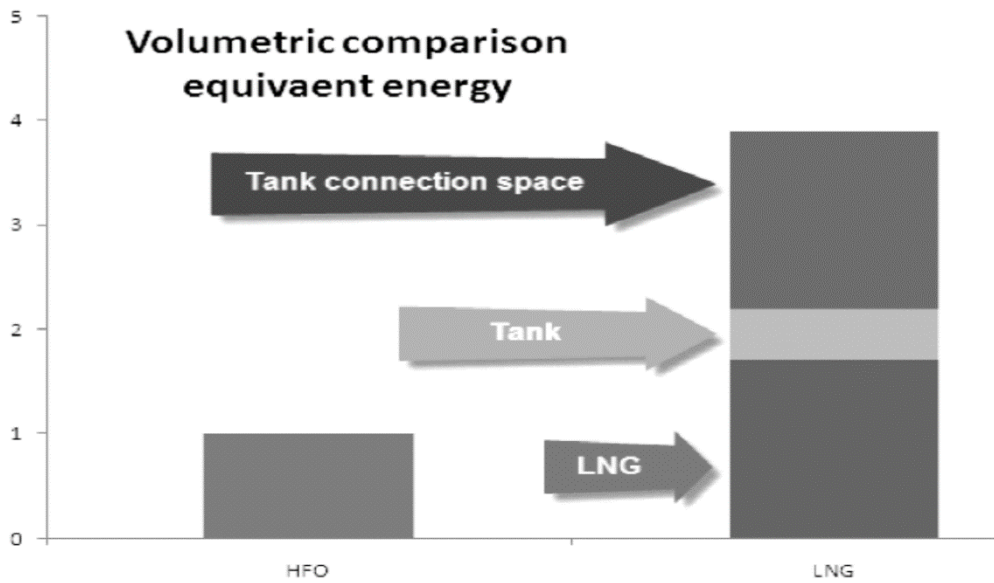
Với tất cả việc bố trí, tất nhiên các yếu tố chủ đạo cho phép thực hiện các quy trình chuyển đổi khác nhau các tính chất khí: quá trình nén và hâm nóng khí trong hệ động lực tuabin hơi nước, ngoài các biện pháp an toàn cơ bản cho nồi hơi chẳng hạn như: kiểm soát mực nước trong nồi hơi, đề phòng chống cháy nổ hoặc kiểm soát áp suất nhiên liệu và nhiệt độ cũng cần thiết trong bố trí để bảo vệ an toàn bổ sung dành riêng cho việc lắp đặt LNG. Tùy thuộc vào cấu trúc lắp đặt để cấp khí cho động cơ diesel nhiên liệu sử dụng nhiên liệu hỗn hợp hoặc với các nồi hơi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp, vấn đề quan trọng là vị trí của bộ van cấp khí gas. Nó bao gồm các van có nhiệm vụ cung cấp gas vào động cơ diesel hoặc nồi hơi hoặc đảm bảo an toàn lắp đặt trong trường hợp rò rỉ gas. Bộ phận van khí bị ngắt khi phát hiện có khí gas trong khu vực rò rỉ gas bên trong các đường ống lỏng hoặc khí trong bình chứa hoặc trong phòng máy với một đường ống đơn hoặc ngưỡng thông gió được hiển thị trong (Hình 11).



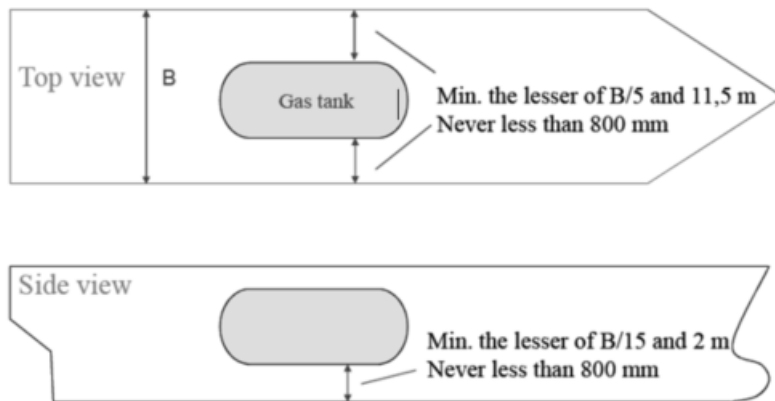
Hình 10: Sơ đồ hệ thống động lực sử dụng LNG.



Hình 11: Sơ đồ hệ thống van khí.



Hình 12: So sánh thể tích chiếm dụng bởi cùng một giá trị năng lượng của nhiên liệu biển MDO và LNG.



Hình 13: Vị trí của bồn chứa khí thiên nhiên yêu cầu trên tàu chở dầu.

Việc bố trí vị bình gas tuân thủ các chỉ thị IGO thường rất có vấn đề, đặc biệt là trên các tàu không được thiết kế chủ yếu để sử dụng LNG làm nhiên liệu. Do đó, trên nhiều tàu, bình gas được

đặt trên boong hở hoặc trong một số trường hợp chúng được bố trí vào phần đoạn của thân tàu với sơ đồ đặt LNG. Trang bị cho việc lắp đặt LNG với thiết bị bảo vệ đặc biệt có cấu hình do IGC quy định là một yếu tố không thể thiếu của hiện đại hóa.

Đồng thời với tất cả những thay đổi này, một điều cần thiết là phải thay đổi phương thức hoạt động của hệ thống năng lượng tàu thủy cùng với những thay đổi trong quy trình bảo dưỡng, điều chỉnh chúng để sử dụng nhiên liệu khí. Thường xuyên, không có khả năng trực tiếp áp dụng các phương thức vận hành các trang thiết bị có sẵn của do liên tục thiếu các kết quả thí nghiệm chính xác về vận hành hệ thống năng lượng khí. Chỉ từ kinh nghiệm hoạt động kéo dài của chúng sẽ cho phép thu được kiến thức và kinh nghiệm từ việc vận hành các hệ thống này loại sử dụng hệ thống điều khiển thuộc loại chuyên môn.

3.3. Kết quả kinh tế

Sự so sánh thay đổi chi phí theo thời gian các công nghệ sẵn có giảm phát thải hợp chất tới khí quyển thể hiện hình 14. Tiêu chí quan trọng của việc lựa chọn công nghệ hạn chế phát thải các hợp chất độc hại đối với bầu khí quyển là chi phí nhiên liệu.

Sơ đồ được lập cho tàu chở dầu 50000 DWT phục vụ tuyến đường Rotterdam-New York-Houston. Con tàu vẫn nằm trong khu vực ECA trong 30% thời gian. Sự lựa chọn của phương pháp giảm phát thải dựa trên dự kiến chi phí nhiên liệu.

Hiệu quả của việc sử dụng khí đốt hóa lỏng để chạy tàu bao gồm cả chi phí đầu tư và chi phí hoạt động, trong đó chi phí đầu tư là kết quả của việc mua và lắp đặt bồn chứa LNG, hiện đại hóa thiết bị cho việc đốt khí gas, hoán cải thiết bị trong buồng máy tàu thủy, xác lập vùng nguy hiểm và cách ly triệt để thiết bị đốt khí gas khỏi khu vực của hệ thống năng lượng của tàu. Không nghi ngờ gì nữa, việc sử dụng LNG là nhiều nhất có lợi, tuy nhiên nó phụ thuộc nhiều vào giá cả của nó.

4. Các hệ quả khác

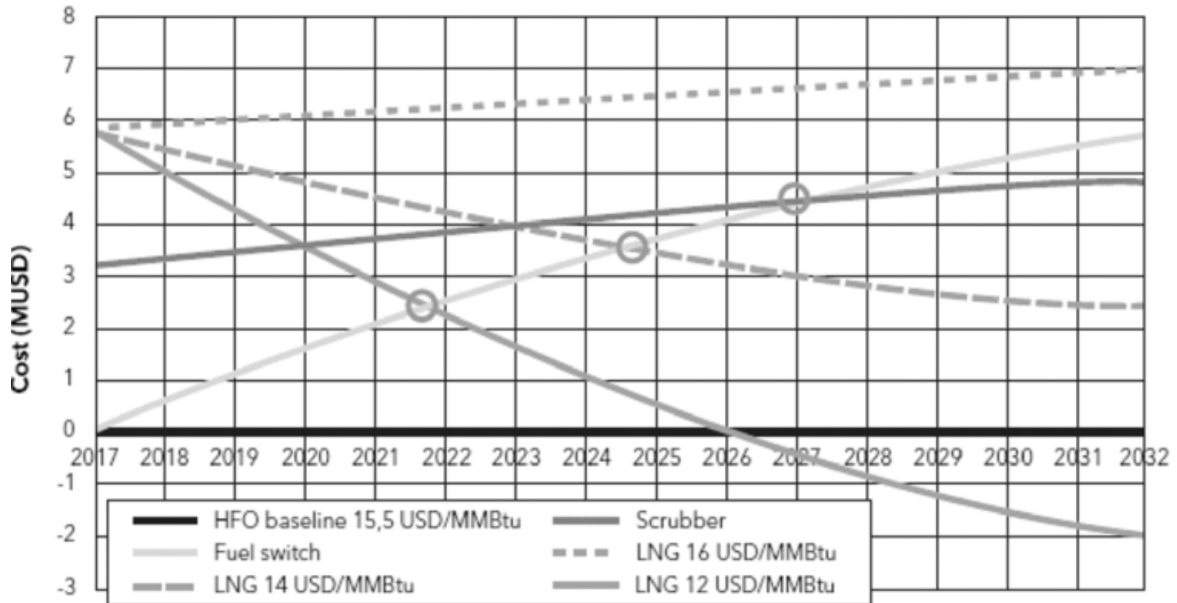
Việc sử dụng LNG làm nhiên liệu cũng tạo ra những thay đổi trong quy trình khai thác tàu, các hạn chế logistic và một số những hậu quả kinh tế khác.

4.1. Những thay đổi quy trình khai thác của tàu thủy

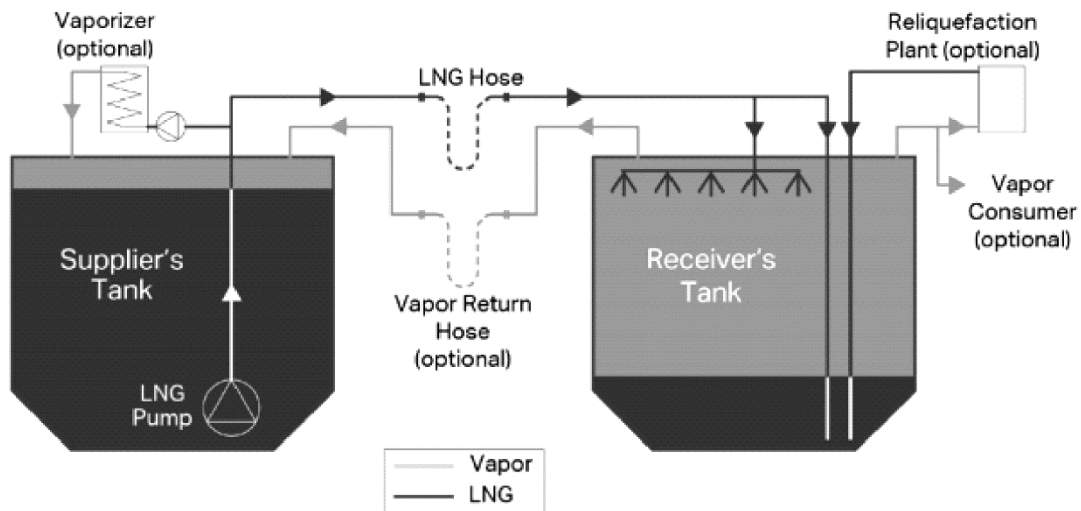
Một vấn đề phát sinh của việc chuyển đổi sang LNG làm nhiên liệu cũng như thay đổi quy trình tiếp nhận nhiên liệu. Do đặc tính hóa lý của khí tự nhiên, nó đòi hỏi các hoạt động bổ sung trong quá trình tiếp nhiên liệu cũng như duy trì các biện pháp phòng ngừa. Vấn đề lớn nhất từ tiếp nhận nhiên liệu là quá trình hóa hơi của khí tự nhiên. Để lấp đầy khoảng trống sau bơm trên đường khí ra, một trong hai khả năng phải được tính tới. Các cách thứ nhất là dẫn khí bay hơi qua một đường ống thứ cấp trở lại bồn chứa nhờ máy nén, cách thứ hai là sử dụng thiết bị hóa hơi trên khoang chứa của tàu nhờ thiết bị này mà một phần nhiên liệu hóa lỏng được dùng trực tiếp, phần sau bay hơi và được dẫn vào bể chứa. Trong phương pháp thứ hai bố trí trên khoang chứa của tàu, một phần nhiên liệu lỏng sẽ được sử dụng trực tiếp phần còn lại sẽ được tái hóa lỏng rồi được đưa về bồn chứa. Phương pháp đầu tiên dễ dàng hơn nhiều, tuy nhiên nó giảm lượng hàng hóa được vận chuyển như một phần của hàng hóa quay trở lại bồn. Phương pháp thứ hai hệ thống tiếp nhận nhiên liệu cần phải bố trí thiết bị hóa lỏng và như thế phần khí gas dư thừa sẽ được tái hóa lỏng. Sơ đồ của cả hai phương pháp được trình bày trong (Hình 15).

Quy trình bơm nhiên liệu về két chứa của nó được cũng được thay đổi. Lúc đầu, các ống nối với két chứa đầy khí trơ để loại trừ khả năng tiếp xúc trực tiếp giữa không khí trong khí quyển và khí tự nhiên và do đó có khả năng xảy ra hỗn hợp nổ. Sau đó, các ống từ két chứa được làm lạnh dần do khí bay hơi để chuẩn bị cho việc bơm khí hóa lỏng. Sau tất cả những việc chuẩn bị như vậy, quá trình bơm khí gas ngưng tụ có thể bắt đầu. Khi bơm kết thúc hoạt động, khí hóa lỏng từ các ống mềm nối với két chứa phải được thoát ra do khí bay hơi và sau đó là khí tự nhiên bị thổi sạch bởi khí trơ. Sau hoàn thành các hoạt động được mô tả ở trên, sẽ ngắt kết nối với két chứa.

Những thay đổi trong các quy trình là kết quả của sự khác biệt các đặc tính hóa lý của nhiên liệu khí xác định sự cần thiết của việc bổ sung lắp đặt các thiết bị công và các thiết bị điều chỉnh để vận chuyển khí đốt hóa lỏng.



Hình 14: So sánh sự giảm chi phí và phát thải.



Hình 15: Các phương pháp kết nối ống với két chứa LNG.

4.2. Hạn chế hậu cần

Do nhu cầu về khí đốt tự nhiên ngày càng tăng, chính nhiệm vụ mà ngành công nghiệp tàu thủy phải đối mặt là phát triển cơ sở hạ tầng cần thiết cho kho chứa LNG. Hiện tại Châu Âu là dẫn đầu trong lĩnh vực này với số lượng lớn nhất các trạm thiết bị dịch vụ đầu cuối chứa LNG đã được xây dựng và đã dự định xây dựng. Phân phối hiện tại của các thiết bị đầu cuối chứa LNG xác định khu vực nơi tàu chạy bằng nhiên liệu này có thể hoạt động và nó là yếu tố then chốt trong việc lập kế hoạch hậu cần về lộ trình cho những con tàu đó.

5. Kết luận

Sử dụng LNG để chạy các thiết bị như động cơ diesel và nồi hơi là một trong những giải pháp cho phép đáp ứng các quy định hạn chế của IMO về bảo vệ môi trường. Chọn LNG như một cách để giảm thiểu hợp chất độc hại phát thải đòi hỏi đầu tư đáng kể. Tuy nhiên, phương pháp này hoàn trả nhanh hơn bất kỳ phương pháp nào khác. Ứng dụng LNG ngoài hiệu quả kinh tế còn mang lại

hiệu quả khai thác. Việc bố trí hệ thống loại này yêu cầu số lượng khá lớn trang thiết bị phụ trợ trong hệ thống năng lượng và phải được vận hành và bảo dưỡng bởi thủy thủ đoàn. Quy trình vận hành và phương thức hoạt động cũng phải thay đổi. Trong trường hợp sử dụng LNG làm nhiên liệu, khả năng tiếp cận của nó cũng có thể có vấn đề. Hiện tại số lượng cảng cung cấp LNG rất hạn chế, đó là một yếu tố quyết định trong việc lựa chọn tuyến và khu vực của các chuyến đi. Ngoài ra, quy trình xử lý bồn chứa LNG khác với được sử dụng cho nhiên liệu hàng hải dạng lỏng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A. Adamkiewicz and M. Przybyła. "Wpływ rodzaju paliwa spalanego w okrętowych silnikach dwupaliwowych na wielkość powierzchni wymiany ciepła odzyskaniowego podgrzewacza wody", in *VI Konferencja Naukowo-Techniczna Energetyka Gazowa 2016*, Zawiercie, Poland, 2016, pp. 107-120.
- [2] A. Adamkiewicz and J.P. Cydejko. "Analiza układów napędowych zbiornikowców LNG w aspekcie spełnienia wymagań strefy kontroli emisji spalin", in *Rynek Energii*, vol. 118(3), 2015, pp. 80-86.
- [3] A. Adamkiewicz and W. Zeńczak. "LNG as an Ecological Fuel For Sea-Going Vessels", in *Symposium Nutzung Regenerativer Energiequellen Und Wasserstofftechnik*, Stralsund, Germany, 2013, pp. 8-13.
- [4] M. Bartoszewski. "Analiza konsekwencji wprowadzenia paliw gazowych do opalania okrętowych kotłów pomocniczych w świetle współczesnych wymagań ochrony środowiska", M.S. thesis, Faculty of Marine Engineering, Maritime University of Szczecin, Szczecin, Poland, 2015.
- [5] E. Lisowski and W. Czyżycki. "Transport and storage of LNG in container tanks", in *Journal of KONES*, vol. 18 (3), 2011, pp. 193-201. *LNG Fuel Systems: Certification & Approval*, ABS, 2012. *LNG Bunkering: Technical and Operational Advisory*, ABS. *LNG Ship to Ship bunkering procedure*, Swedish Marine Technology Forum. *MARPOL How To Do It 2013 Edition*, International Maritime Organization, London, 2013.
- [6] *LNG Fuel Systems: Certification & Approval*, ABS, 2012.
- [7] *LNG Bunkering: Technical and Operational Advisory*, ABS.
- [8] *LNG Ship to Ship bunkering procedure*, Swedish Marine Technology Forum.
- [9] *MARPOL How To Do It 2013 Edition*, International Maritime Organization, London, 2013.
- [10] "MARPOL Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NOx", in *Technical Code 2008*, International Maritime Organization, 2009.
- [11] *Międzynarodowy Kodeks Budowy i Wyposażenia Statków przewożących skroplone gazy luzem (Kodeks IGC)*, Polski Rejestr Statków, Gdańsk, 2001.
- [12] *Gas as a ship fuel. Safety rules and regulations, status of IGF code*, DNV GL, 2013.
- [13] *LNG – an energy source and a new fuel for shipping in Northern Europe*, Baltic Ports Organization's LNG Seminar, DNV GL, 2011.
- [14] *LNG as Ship Fuel*, DNV GL, 2014.
- [15] *LNG: Straight Ahead to safe LNG bunker supply*, InFocus, GL, 2013.
- [16] *LNG Fuel Systems Design & Requirements*, Hellenic Register of Shipping, 2014.
- [17] *Outline of Liquefied Gas Carriers*, Nippon Kaiji Kyokai, 2002.
- [18] *Shipping 2020. Technology investments in the new market reality*, DNV GL, 2013.
- [19] *Process flow diagram*, [Online]. Available: http://www.lngbunkering.org/Ing/sites/default/files/processflow2_0.png
- [20] T.Sinha. *EEDI – The Future of Green Shipping*, [Online]. Available: <http://lshipdesign.blogspot.com/2014/03/eedi-future-of-green-shipping.html>
- [21] International Maritime Organization [Online]. Available: <http://www.imo.org>
- [22] *10 Reasons Why Ship Operators Should be Nervous About the 2015 ECA Regulations*, [Online]. available: <http://maritimecyprus.com/2014/11/19/10-reasonswhy-ship-operators-should-be-nervous-about-the-2015-eca-regulations/>
- [23] *International: IMO Marine Engine Regulations*, [Online]. Available: <http://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>
- [24] Polski Rejestr Statków [Online]. Available: <http://www.prs.pl>

CÔNG NGHỆ XADO - GIẢI PHÁP MỚI BẢO VỆ VÀ SỬA CHỮA CÁC THIẾT BỊ KỸ THUẬT.

XADO TECHNOLOGY- A NEW SOLUTION IN PROTECTING AND REPAIRING THE ENGINEERING EQUIPMENTS

PHẠM QUỐC VIỆT

Bộ môn Máy tàu thủy – Khoa Máy tàu biển

Tóm tắt

Công nghệ Xado - giải pháp mới bảo vệ và sửa chữa các thiết bị kỹ thuật. Bài báo này giới thiệu tổng quát về công nghệ Xado, những thành tựu áp dụng công nghệ Xado trên thế giới và những kết quả đầu tiên đạt được khi áp dụng tại Việt Nam.

Từ khóa: Công nghệ Xado; giải pháp công nghệ

Abstract

Xado technology-a new solution in protecting and repairing the engineering equipments. The article introduces the general about Xado technology, the achievements apply Xado technology on the world and the first results achieve when apply in Viet Nam.

Keywords: Xado technology; technology solution.

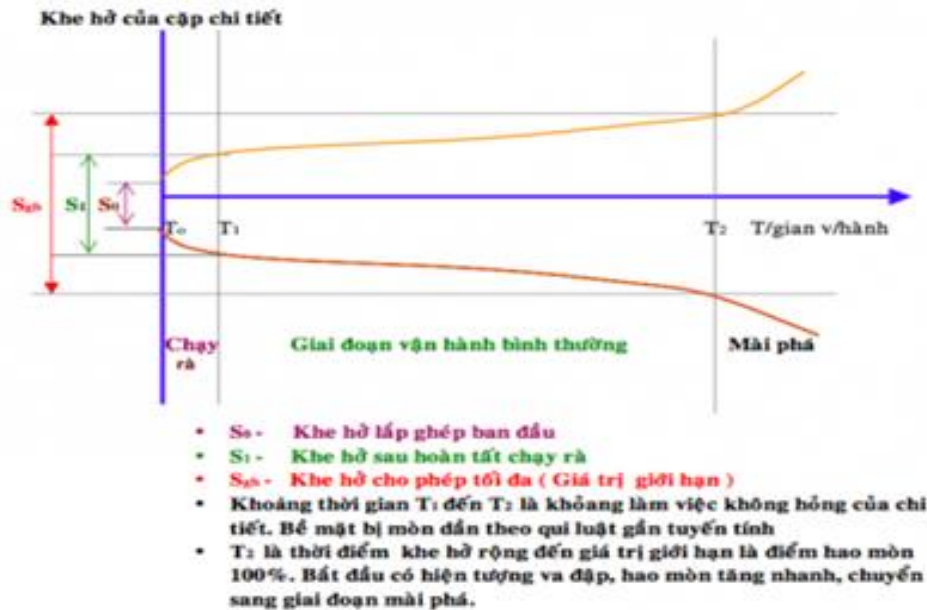
1. Vấn đề chống mài mòn các cặp ma sát

Ma sát là hiện tượng tự nhiên và luôn gắn liền với chuyển động. Ma sát có thể có lợi hoặc có hại. Chúng ta chỉ xét hiện tượng mài mòn có hại do ma sát trong máy móc cơ khí.

Máy móc có thể xem là tổ hợp của nhiều chi tiết tiếp xúc. Khi vận hành giữa các bề mặt tiếp xúc xuất hiện ma sát. Nếu dùng kính hiển vi điện tử quan sát tổ chức tế vi lớp bề mặt chi tiết, thì thấy rằng nó không phải phẳng nhẵn như chúng ta nhìn thấy bằng mắt thường, mà là một bề mặt gồ ghề gồm những vi đỉnh lồi và những chỗ vi lõm. Trong kỹ thuật độ gồ ghề này được đặc trưng bằng thông số Ra (Roughness) gọi là độ nhám. Độ nhám cấp 12 theo TCVN 2511 1995 là Ra = 0,04 micrômét. Độ nhám càng lớn thì ma sát càng cao. Khi máy móc vận hành, các bề mặt tiếp xúc trượt lên nhau. Các vi đỉnh lồi va đập vào nhau, một số bị gãy vỡ bong tróc văng ra khỏi bề mặt. Các vi đỉnh lồi khác lại sinh ra, lại gãy, liên tục như vậy dẫn đến sự hao mòn và phá hủy dần lớp bề mặt. Ta gọi đây là quá trình mài mòn do ma sát. Kết quả làm cho khe hở lắp ghép giữa hai bề mặt tiếp xúc lớn dần lên từ giá trị chuẩn đạt được sau giai đoạn chạy rà và đến giá trị giới hạn. Từ thời điểm này cặp chi tiết bắt đầu làm việc không bình thường, tải trọng va đập gây nên tiếng kêu gõ và tốc độ mòn tăng lên nhanh. Máy móc không thể vận hành tiếp được lâu dài, dễ dẫn đến hư hỏng gãy vỡ chi tiết và các bộ phận, gây ra các sự cố, tổn hao nhiều năng lượng - nhiên liệu. Đến lúc phải tháo rời sửa chữa đại tu máy, thay thế các chi tiết mòn đến giới hạn.

Độ hao mòn ứng với thời điểm khi khe hở rộng đến giá trị giới hạn Sgh (Hình 1), nghĩa là khi bề mặt chi tiết bị mòn đến giá trị giới hạn gọi là độ hao mòn 100%. Các nhà sản xuất chế tạo máy thường xác định mức giới hạn này bằng độ rộng khe hở hoặc bằng thời gian vận hành kèm theo chỉ dẫn sửa chữa thay thế.

Trong thực tế người ta có thể xác định độ hao mòn 100% thông qua các thông số kỹ thuật vận hành. Ví dụ, đối với động cơ đốt trong khi áp suất nén cuối kỳ trong xy lanh giảm còn khoảng 70% so với áp suất danh định thì coi cụm hơi đã bị hao mòn 100%, phải sửa chữa lớn cụm hơi. Tuổi thọ của chi tiết, nói rộng hơn là của máy móc thiết bị là khoảng thời gian từ lúc bắt đầu vận hành đến trạng thái giới hạn. Tuổi thọ của máy móc phụ thuộc vào nhiều yếu tố như qui luật mài mòn tự nhiên, lão hóa, ăn mòn, sai sót do vận hành, sửa chữa ... Kết quả thống kê cho thấy nguyên nhân máy móc hư hỏng vì bị hao mòn do ma sát là chính, chiếm tới 70-80%. Chi phí sửa chữa đảm bảo kỹ thuật máy móc cơ khí ở tầm quốc gia tính trung bình chiếm đến 1-3% thu nhập quốc dân / năm. Nếu chúng ta có những công nghệ tiên tiến làm giảm hẳn được tác dụng mài mòn của ma sát, tăng được tuổi thọ của máy móc, thì sẽ mang lại hiệu quả kinh tế rất lớn.



Hình 1: Đồ thị biểu diễn đặc tính mài mòn cặp ma sát.

Vấn đề chống mài mòn ma sát trong lĩnh vực cơ khí luôn là nội dung có tính chất toàn cầu và luôn là nội dung mới. Cần phải tìm ra những phương pháp mới đạt hiệu quả chống mài mòn tốt hơn, giá thành thấp và dễ ứng dụng. Đặc biệt rất cần đối với đại đa số máy móc cơ khí hiện nay vốn được chế tạo từ vật liệu kim loại thông dụng. Đó là xuất phát điểm cho sự ra đời của *phương pháp sửa chữa ngay trong khi đang vận hành Xado*.

2. Công nghệ xado và cơ chế tạo thành lớp gốm kim loại – metalceramic layer

2.1. Công nghệ xado

Xado là công nghệ đầu tiên đi theo hướng sửa chữa ngay trong quá trình vận hành. Với sự lựa chọn *vật liệu gốm kim loại (Metalceramic)* là một trong số rất ít vật liệu mới có khả năng bền vững chống mài mòn ma sát rất cao để giải quyết bài toán tăng độ bền của máy móc thiết bị đã làm cho công nghệ Xado nổi tiếng toàn cầu, như là một trong những phương pháp bảo dưỡng, sửa chữa máy móc cơ khí hữu hiệu và tiên tiến nhất hiện nay.

Giữa thập kỷ 70 thế kỷ trước, khi bắt đầu nghiên cứu phát triển công nghệ dùng hoá chất để sửa chữa phục hồi máy móc ngay khi đang vận hành, các nhà khoa học Liên Xô đã đề xuất ra lập luận mới có tính cách mạng là "*có thể làm đảo ngược quá trình mài mòn ma sát, biến năng lượng phá hủy của ma sát chuyển thành năng lượng kiến tạo cái mới, biến quá trình mài mòn bề mặt thành quá trình bồi phủ bù đắp hao mòn bằng lớp bảo vệ gốm kim loại siêu bền - metalceramic protective layer*". Ý tưởng độc đáo đã được chứng minh sau gần 20 năm nghiên cứu. Kế thừa và tiếp tục phát triển đến năm 1996 công nghệ Xado được công bố. Sản phẩm Xado chính thức ra đời và mau chóng trở thành sản phẩm có thị trường toàn cầu.

Công nghệ Xado cho phép biến đổi cặp bề mặt tiếp xúc ma sát từ dạng *kim loại - kim loại* thông thường thành cặp tiếp xúc *gốm kim loại - gốm kim loại (cermet to cermet)* ngay trong lúc máy móc đang vận hành, làm bù đắp hao mòn và có hệ số ma sát cực thấp 0.003, nên giảm được rất nhiều lần tốc độ mài mòn. Do đó bảo vệ được vững chắc bề mặt và độ bền tăng lên đến 2-3 lần so với trước. Các nhà khoa học Liên Xô đã giải quyết vấn đề hết sức thông minh là tạo ra lớp bảo vệ gốm kim loại bền vững bằng chính năng lượng sinh ra do ma sát khi máy móc đang vận hành, ở ngay chính chỗ cần thiết nhất trên bề mặt chi tiết - chỗ bị ma sát để chống lại mài mòn. Công nghệ Xado đặt nền móng cho sự phát triển phương pháp sửa chữa máy móc cơ khí bằng hóa chất ngay khi đang vận hành, không phải tháo rã máy.

Công nghệ Xado là sự ứng dụng *vật liệu mới gốm kim loại thông qua các quá trình luyện kim, nhiệt động học khuếch tán và ma sát*. Hóa chất Revitalizant Xado là nội dung chính của công nghệ này.

2.2. Chất hồi sinh xado (revitalizant xado)

Revitalizant Xado là tổ hợp rất nhiều chất thành phần gồm các khoáng chất ở dạng hạt rất nhỏ kích thước 5 micromet, chất kích hoạt năng lượng đặc biệt - *unique energy activator*, các chất xúc tác khác. Có thể xem chất Revitalizant Xado như là nguyên liệu chính cho quá trình luyện kim trong môi trường ma sát tạo ra gốm kim loại.

Ứng dụng công nghệ Xado là sử dụng các chất Revitalizant Xado. Thực hiện khá đơn giản: ta cho *chất hồi sinh Xado* vào hệ thống bôi trơn khi cần sửa chữa phục hồi máy móc, rồi tiếp tục vận hành sản xuất như bình thường. Liều lượng dùng chất Xado rất nhỏ so với dung lượng dầu bôi trơn, khoảng 0,5%. Chất Xado đi theo dầu bôi trơn để đến được các chỗ tiếp xúc ma sát. Nó tác động với các phần tử kim loại trên bề mặt và lớp sát ngay dưới, tại chỗ ma sát, trong lúc có ma sát khi máy móc đang vận hành. Nó hoàn toàn không tác động với dầu bôi trơn và không làm thay đổi tính chất của dầu. Do đó, nó không phải là chất phụ gia của dầu bôi trơn mặc dù khi sử dụng ta cũng cho vào dầu bôi trơn. Nó chỉ nhờ đi theo dầu bôi trơn đến mọi chỗ trong máy móc. Sau khi cho chất Xado vào và vận hành vài chục phút hoặc vài trăm giờ tùy theo loại máy và loại chất Xado sử dụng sẽ hoàn tất việc tạo ra lớp gốm kim loại trên bề mặt chi tiết ma sát. Lớp gốm kim loại hình thành ở ngay chỗ trước đây bị mài mòn làm bù đắp hao mòn và trở thành bản thể không thể tách rời của chi tiết. Sau này trong suốt quá trình vận hành nó đóng vai trò là lớp giáp bảo vệ vững chắc chống lại sự mài mòn ma sát.

2.3. Cơ chế tạo thành lớp gốm kim loại – *metalc ceramic layer*

Khi máy móc đang vận hành và có chất Revitalizant Xado ở trong vùng giữa hai bề mặt kim loại tiếp xúc ma sát sẽ xảy ra một loạt các quá trình cơ, lý, hóa, điện, nhiệt phức tạp tạo ra lớp **gốm kim loại** bồi phủ lên cả hai bề mặt chi tiết tại chỗ có ma sát.

- Bề mặt của cặp chi tiết xúc ma sát có các vi đỉnh lồi và các chỗ vi lõm, chúng được bôi trơn bằng dầu bôi trơn. Trong dầu bôi trơn có các phần tử kim loại vốn bị bong tróc ra khỏi bề mặt chi tiết và cặn bẩn sinh ra do dầu bôi trơn bị đốt cháy hoặc biến chất trong quá trình vận hành trước đó. Ta cho chất Revitalizant Xado vào trong hệ thống dầu bôi trơn bôi trơn của máy móc cần phục hồi. Các phần tử chất Xado đi theo dầu bôi trơn đến vùng giữa hai bề mặt tiếp xúc ma sát. Xem trên hình 3.

- Nếu máy móc không vận hành, không có ma sát thì không có hiện tượng gì xảy ra.

- Khi vận hành, hai bề mặt kim loại tiếp xúc trượt lên nhau, sinh ra ma sát. Một số vi đỉnh lồi bị gãy vỡ, các hạt chất Xado nằm trong vùng ma sát do có kích thước khá lớn so với các vi đỉnh cũng bị nghiền đập vỡ thành các phần tử siêu nhỏ (*element*), nhiều cấu trúc phân tử bị phá vỡ. Tại chỗ có các vi đỉnh bị gãy vỡ phát sinh các vi tia lửa, nhiệt độ lên tới 900°C - 1200°C. Nhờ cấu trúc đặc biệt của các *element* Xado sau khi bị đập vỡ và các chất tẩy rửa có trong thành phần hợp chất Xado mà các cặn bẩn được tẩy sạch khỏi bề mặt ma sát.

- Trong vùng ma sát xảy ra quá trình nèn chặt các phần tử Xado siêu nhỏ vào bề mặt chi tiết. Nhờ có *chất xúc tác kích hoạt năng lượng, cùng với năng lượng sinh ra khi các vi đỉnh lồi bị gãy vỡ và những quá trình cơ hóa lý khác đồng thời cùng xảy ra, tại vùng ma sát hội đủ điều kiện thực hiện phản ứng hóa học, khuếch tán nhiệt động học và các quá trình khác để luyện kim tạo ra gốm kim loại*. Các nhà khoa học gọi đây là vi luyện kim tạo thành gốm kim loại. Nó tiếp diễn chậm và dần dần đến khi hình thành ổn định lớp gốm kim loại trên bề mặt chi tiết tại chỗ ma sát ở mức *khê hở lắp ghép đạt tối ưu* thì dừng.

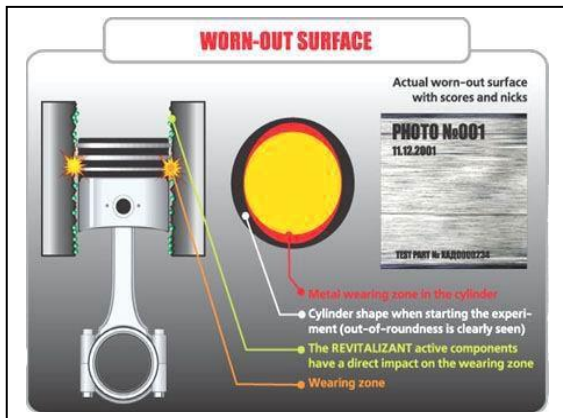
Mạng tinh thể gốm kim loại gồm các pha kim loại hoặc hợp kim với một hoặc nhiều pha gốm. Nó kết nối với mạng tinh thể kim loại phía dưới thành một thể thống nhất. Nó hình thành trên cả hai bề mặt kim loại, có độ nhẵn rất cao $Ra = 0,06$ micrômét và bóng giống như một lớp kính mờ. Lớp gốm kim loại do Xado tạo ra có độ dày từ vài đến vài trăm micrômét tùy thuộc hệ ma sát và chất Xado sử dụng.

Sự phát minh ra nguyên lý "Hồi sinh - Revitalization" máy móc cơ khí bằng chất gốm kim loại Xado mở ra xu hướng phát triển mới trong lĩnh vực sửa chữa cơ khí - sửa chữa không phải tháo rã máy. Các nhà khoa học của Tập Đoàn Xado đã nghiên cứu phát triển hệ sản phẩm trên cơ sở nguyên lý này. Hai dòng sản phẩm Xado Gel (10 loại) và Xado Grease (14 loại) đã nổi tiếng toàn thế giới từ năm 2000. Năm 2004 lại đánh dấu thêm một mốc cực kỳ quan trọng nữa của Tập Đoàn Xado. Đó là sự thành công trong công nghệ Nano để tổng hợp các nguyên tử chất "gốm kim loại Xado" ứng dụng vào lĩnh vực dầu bôi trơn bôi trơn tạo ra thể hệ dầu bôi trơn mới - dầu bôi trơn nguyên

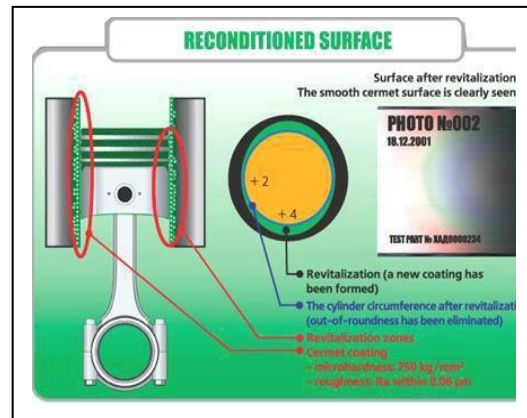
tử Xado. Đây là loại dầu bôi trơn đặc biệt đầu tiên trên thế giới có tính năng của loại dầu bôi trơn tốt nhất cộng thêm tính năng phục hồi hao mòn ngay trong khi vận hành. Nhờ tạo ra được lớp bảo vệ gốm kim loại trên bề mặt ma sát đã làm tăng độ bền của máy móc lên 2-3 lần, mang lại hiệu quả kinh tế kỹ thuật rất cao. Dầu bôi trơn nguyên tử Xado đang được sử dụng rộng rãi ở các nước công nghiệp.

Dưới đây là hình ảnh mô tả xilanh động cơ đốt trong trước và sau phục hồi bằng chất Xado (Hình 2- trích từ tài liệu của Tập Đoàn Xado). Hình nhỏ bên trái là mặt cắt dọc cụm hơi. Hình nhỏ bên phải là ảnh thật chụp cấu trúc tế vi bề mặt thành xilanh. Hình nhỏ ở giữa là mặt cắt ngang của xilanh. Phần hao mòn trước khi phục hồi biểu hiện bằng màu đỏ. Sau phục hồi, lớp gốm kim loại được bồi phủ lên chỗ hao mòn cũ được biểu hiện bằng màu xanh lá cây. Vùng đen là kim loại thành xilanh. Vùng màu vàng ở giữa là vùng trống. Kết quả sử dụng Xado khắc phục được độ mòn ôvan và mòn hình côn trong xilanh. Ảnh chụp bề mặt thành xilanh sau Xado bóng như lớp kính mờ.

Trước khi phục hồi



Sau khi phục hồi



Hình 2: Phục hồi khe hở lắp ghép Piston-Xilanh.

Những đặc tính của lớp gốm kim loại xado:

- Độ cứng tế vi lớn 600-700 Kg/mm²
- Hệ số ma sát rất nhỏ 0,003 - 0,007.
- Độ nhẵn rất cao Ra = 0,06 micromet.
- Chịu va đập tốt, đến 50 kg/mm².
- Tính chống ăn mòn tốt.
- Tính chịu nhiệt cao.
- Hệ số dẫn nở nhiệt như lớp kim loại bề mặt chi tiết.

Nhờ những đặc tính trên và khe hở lắp ghép đạt tối ưu nên cặp tiếp xúc gốm kim loại rất bền vững chống lại mài mòn ma sát, máy móc làm việc ở chế độ tối ưu về năng lượng, làm tăng độ bền của máy móc lên 2 -3 lần.

3. Tình hình ứng dụng công nghệ Xado

Trên thế giới: Ở những nước công nghiệp phát triển họ tiếp cận và ứng dụng công nghệ Xado khá nhanh do tính chất đơn giản trong sử dụng và hiệu quả kinh tế cao của nó. Ứng dụng vật liệu gốm kim loại để chế tạo máy móc cơ khí cao cấp vốn từ lâu là chương trình phát triển của nhiều tập đoàn công nghiệp lớn. Nhưng ít có sản phẩm rộng rãi trên thị trường chỉ vì theo qui trình công nghệ luyện kim thông thường để chế tạo chi tiết gốm kim loại giá thành quá đắt. Nay Xado đưa ra giải pháp độc đáo là hoá chất Xado cộng với quá trình ma sát khi vận hành tạo ra gốm kim loại ở chỗ cần phải có là lời giải rất đơn giản và kinh tế cho họ. Công nghệ nào mang lại hiệu quả tốt là họ ứng dụng. Đến nay công nghệ Xado đã được các nước công nghiệp hàng đầu như Ucraina, Nga, Mỹ, Đức, Trung Quốc, Nhật Bản... cấp bằng sáng chế và đều đang sử dụng rộng rãi.

Ở Việt Nam: Để đưa được một công nghệ mới ứng dụng rộng rãi ở Việt Nam, phải trải qua một chặng đường rất khó khăn. Gần đây, nhiều đơn vị đã đánh giá đúng được hiệu quả kinh tế cao của Xado họ mạnh dạn sử dụng Xado ở phạm vi rộng hơn. Khách hàng sử dụng chất Xado mô-tô tăng lên khá nhanh.

Việc nghiên cứu ứng dụng Xado đối với động cơ diesel tàu thủy mới ở bước khởi đầu. Các nhà khoa học trường đại học thủy sản Nha Trang đã tiến hành thực nghiệm nghiên cứu sự ảnh hưởng của sử dụng chất Xado đến tính năng kỹ thuật của động cơ Diesel công suất nhỏ, tốc độ cao đã qua sử dụng tại phòng thí nghiệm và cho kết quả rất khả quan tại. Bước đầu sơ bộ đã thiết lập qui trình sử dụng Chất Xado cho từng loại động cơ thủy.

Nhìn chung còn nhiều việc phải làm để công nghệ Xado được áp dụng phổ cập rộng rãi ở nước ta.

4. Phương hướng tiếp cận công nghệ xado

Công nghệ Xado là một thành tựu xuất sắc của khoa học vật liệu và ma sát học. Nhờ nó mà vật liệu gồm kim loại có cơ lý hoá tính rất tốt nhưng có tính công nghệ phức tạp, giá thành cao trở thành phổ cập dễ dàng cho hầu hết mọi máy móc thiết bị cơ khí. Đây chính là tính ưu việt vượt trội của Xado Công nghệ Xado đã được rất nhiều nước trên thế giới đánh giá tốt và áp dụng.

Trước một công nghệ mới rất đặc biệt như Xado, lần đầu tiếp cận không tránh khỏi nghi ngờ. Đó là điều bình thường vì chúng ta gần như không được trang bị trước những khái niệm cần thiết để hiểu nó. Hiện nay chúng ta đã thấy công nghệ Xado không chỉ trên tài liệu mà đã sờ thấy nó trong thực tế. Áp dụng Xado cũng mở ra nhiều nội dung để nghiên cứu và sáng tạo cho những ai ham muốn tìm hiểu vươn tới những điều mới mẻ và đặc biệt của vật liệu mới gồm kim loại. Xado mở ra khả năng mới cho lĩnh vực sửa chữa cơ khí : đơn giản, tiện lợi, hoàn hảo và tiết kiệm chi phí.

Chúng ta có thể dùng chất Xado cho máy móc cơ khí từ khi đang chế tạo, bắt đầu vận hành, đang vận hành có độ hao mòn dưới 100%. Chúng ta có thể tái dùng lại nhiều lần trong suốt cuộc đời của máy móc. Nhờ Xado ta có thể biến đổi những chi tiết làm từ vật liệu cơ khí kim loại thông dụng trở thành những chi tiết chất lượng đặc biệt cao với giá thành thấp. Tùy theo mục đích và thời điểm sử dụng công nghệ Xado có thể ứng dụng theo 3 phương án sau :

4.1. Là phương pháp hoá bền bề mặt, nâng cao độ chính xác và chất lượng

Trong cấu thành giá của máy móc thiết bị cơ khí, chất lượng chiếm một phần quan trọng. Ví dụ cùng một vòng bi kích cỡ như nhau, nhưng giá của các hãng có thể khác nhau vài lần. Ngày nay vật liệu cơ khí thông dụng dùng không còn nan giải. Mấu chốt là công nghệ chế tạo nghĩa là độ chính xác và phương pháp hóa bền thì giữa các hãng khác nhau khá xa, *đặc biệt là hoá bền*. Muốn có độ bền cao phải áp dụng công nghệ tiên tiến, thiết bị hiện đại, đầu tư và chi phí cao. Nhiều bí quyết công nghệ không bao giờ được phép chuyển giao. Chất lượng chiếm tỷ lệ ngày càng cao trong giá thành. Ngành chế tạo máy của VN ta đang hụt hơi trong cuộc cạnh tranh chất lượng với các hãng nước ngoài..

Công nghệ Xado là chìa khoá giúp chúng ta giải quyết vấn đề hoá bền ở trình độ cao nghĩa là nâng cao chất lượng, giá trị của sản phẩm với chi phí thấp hơn rất nhiều lần nếu giải quyết theo phương pháp thông thường..

Đối tượng sử dụng Xado trong phương án này là máy móc đang lắp ráp, máy mới 100%, máy vừa kết thúc giai đoạn chạy rà, hoặc sau chạy rà khoảng 10 - 20% hành trình làm việc đầu tiên. Đây là những máy móc chưa có hao mòn hoặc có nhưng rất ít. Đặc biệt cần thiết cho các máy móc được chế tạo từ dây truyền công nghệ có trình độ không cao, hóa bền yếu, độ chính xác thấp.

Phương án này được dùng cho các đơn vị chế tạo lắp ráp máy để đổi mới nâng cấp công nghệ tạo ra thế hệ sản phẩm mới, chất lượng cao hơn với chi phí đầu tư rất thấp, chỉ là chi phí mua chất Xado. Về thực chất là bỏ xung công đoạn xử lý Xado trước khi nghiệm thu xuất xưởng.

Lấy một ví dụ cho trực quan. Nếu bạn là nhà chế tạo động cơ đốt trong, bạn sẽ làm gì để xilanh động cơ của bạn đạt cấp xilanh siêu bền phải dùng vật liệu là hợp kim đặc biệt, gồm công nghệ cao, gồm kim loại, hay dùng một phương pháp hóa bền đặc biệt nào đó (không phải là Xado). Đương nhiên làm được nhưng rất tốn kém. Còn nếu dùng Xado thì đơn giản, không phải mua sắm vật liệu hay thiết bị công nghệ gì, bạn tốn vài chục ngàn tiền chất Xado cho xilanh dung tích 400cc, mất vài phút thao tác chất Xado, rồi chạy máy như bình thường. Xilanh động cơ của bạn sẽ được gồm kim loại hóa và thuộc cấp siêu bền. Thực tế Xadovietnam đã và đang cung cấp chất Xado cho

nhiều đơn vị lắp ráp xe máy phía Nam để nâng cấp chất lượng, giảm hẳn độ rung tiếng ồn và tăng độ bền.

Đối với máy móc được chế tạo bằng công nghệ tốt khi dùng Xado sẽ giúp vừa nâng cấp về độ bền vừa tăng độ chính xác lắp ghép do đó thông số kỹ thuật đạt đến thiết kế, có thông số còn vượt trội hơn. Đối với những máy móc do các Tập Đoàn công nghiệp mạnh chế tạo thường có độ chính xác rất cao, hóa bền tốt không nhất thiết cần dùng khi còn mới hoặc khá mới. Máy móc loại này khi nào đến kỳ sửa chữa dự phòng lần thứ nhất, hoặc sau 50-70% thời gian hành trình làm việc đầu tiên thì dùng Xado.

4.2. Là phương pháp bảo dưỡng và sửa chữa dự phòng

Đối tượng sử dụng là các máy móc có cấp hao mòn chưa cao dưới 50% và máy móc vừa sửa chữa lớn (đại tu) xong. Trong máy móc mới đại tu xong vẫn còn nhưng chi tiết đã hao mòn nhưng chưa đến mức phải phục hồi lại hoặc thay thế mới, nghĩa là trong nó tồn tại mức độ hao mòn nào đó nên được xếp vào trường hợp này.

Phương án này là vừa thực hiện việc bảo dưỡng dự phòng vừa thực hiện sửa chữa chữa phục hồi. Vì vậy được gọi là bảo dưỡng và sửa chữa dự phòng.

Khi sử dụng Xado cho máy móc loại này thì những chỗ đã mòn sẽ được bồi phủ lên lớp gốm kim loại, khe hở lắp ghép dễ phục hồi về lại giá trị tối ưu. Tính năng kỹ thuật được phục hồi như mới và độ bền tăng lên 2-3 lần. Do cấp độ hao mòn còn chưa lớn nên sắc xuất đạt kết quả tốt rất cao.

Ở những nước phát triển người ta rất chú trọng công tác bảo dưỡng và sửa chữa dự phòng, coi đây là một biện pháp quan trọng để tăng năng suất, giảm giá thành. Nhờ vậy máy móc luôn vận hành ở trạng thái tốt. Người ta rất ít khi dùng máy móc đến hỏng mới sửa. Phân tích kỹ không mấy khó khăn để nhận ra rằng làm tốt công tác bảo dưỡng sửa chữa dự phòng là rất hiệu quả về kinh tế.

4.3. Là phương pháp sửa chữa phục hồi

Đối tượng sử dụng Xado là các máy móc có cấp độ hao mòn trên 50% đến 100%. Ta chia tiếp ra hai trường hợp nhỏ theo cấp độ hao mòn :

- Dùng cho máy móc có độ hao mòn cấp tương đối cao và cao: 50-70%. Kết quả tốt đạt cao. Dùng với liều lượng chuẩn, hao mòn được khắc phục, tính năng được phục hồi như mới, độ bền tăng 2-3 lần.

- Dùng cho máy móc có độ hao mòn nặng : trên 70% đến 100%. Đây là một trong các trường hợp thường gặp ở Việt nam. Cần dùng Xado với liều lượng tăng cường bằng 1,5-2 lần liều lượng chuẩn. Kết quả đạt tốt. Một số trường hợp cần kết hợp thêm với phương pháp sửa chữa thông thường để đạt tốt.

Ta biết rằng vận hành máy móc khi có độ hao mòn nặng thì hiệu suất và hiệu quả kinh tế thấp, có thể dễ dẫn đến thiệt hại nặng nề hư hỏng máy móc. Phương pháp Xado đặt vấn đề thực hiện sửa chữa trước thời điểm hao mòn 100% xảy ra nhằm ngăn chặn trước tình trạng biến xấu nặng và để dễ đạt kết quả tốt cho người sử dụng. Sau khi dùng Xado chu kì vận hành máy móc không hỏng tăng đến 2- 3 lần và những hiệu quả khác do Xado mang lại rất nhanh chóng bù đắp lại chi phí đã bỏ ra. Hiểu biết và áp dụng đúng công nghệ Xado sẽ là một biện pháp tốt giúp nâng cao lợi nhuận.

5. Đánh giá chung về ứng dụng công nghệ Xado

Công nghệ Xado có tiềm năng ứng dụng rất rộng rãi và đem hiệu quả kinh tế kỹ thuật cao. Dễ dàng kiểm nghiệm công nghệ Xado trong thực tế. Xado được xếp vào loại "công nghệ xanh"-Green Tech vì nó có tác dụng làm giảm ô nhiễm môi trường như giảm khí thải độc, giảm tiếng ồn, độ rung, giảm phế thải, phế liệu...

Nhiều nhà khoa học, chuyên gia kỹ thuật Việt Nam đã quan tâm. Đã có những nghiên cứu để ứng dụng công nghệ Xado trong lĩnh vực giao thông vận tải thủy và bộ.

Nhiều nước quanh ta như Thái Lan, Malaixia, Đài loan mặc dù tiếp cận với công nghệ Xado trễ hơn Việt Nam, nhưng họ đã phát hiện tính ưu việt của công nghệ này và rất nhanh chóng đưa vào ứng dụng rộng rãi và đem lại hiệu quả kinh tế cao, bảo vệ môi trường.

Chúng ta chưa có được cơ chế linh hoạt trong việc tiếp thu và ứng dụng những tiến bộ khoa học kỹ thuật mới, đây là một trong những nguyên nhân chủ yếu bị tụt hậu nhiều năm về công nghệ so với thế giới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] www.xado.com.
- [2] Nghiên cứu sự ảnh hưởng của sử dụng chất Xado đến tính năng kỹ thuật của động cơ Diesel, Tạp chí Khoa học - Công nghệ Thủy sản, số 3/2010.
- [3] Nghiên cứu ứng dụng công nghệ Xado nhằm tăng tuổi thọ máy móc thiết bị cơ khí, Luận văn thạc sĩ 605204/ Mai Văn Tịnh. - TP.HCM: Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp.HCM, 2004.
- [4] Nghiên cứu ảnh hưởng của chất Xado đến thành phần độc hại phát thải và hàm lượng kim loại hao mòn của động cơ diesel lắp trên ô tô tải FAW sản xuất năm 2005, Luận văn thạc sĩ kỹ thuật 2013, Trường đại học Nha Trang.

ĐÁNH GIÁ NHỮNG TRƯỜNG HỢP HỒNG HÓC CỦA ỐNG KHÓI LÒ HƠI FAILURE CASES OF BOILER CHIMNEYS: A REVIEW

VŨ ĐỨC ANH

Khoa Máy tàu biển, Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Ống khói lò hơi - thường được công nhận là cấu trúc cao và linh hoạt - là đối tượng của một số lượng lớn các trường hợp hồng hóc. Các trường hợp hồng hóc của 739 ống khói đã được tóm tắt thống kê trong bài báo này, và một số quy luật thống kê về sự cố ống khói do nhiều nguyên nhân như tác động của động đất, tải trọng gió và ứng suất nhiệt đã được phân tích. Kết quả chỉ ra rằng sự cố của ống khói bằng thép chủ yếu do tải trọng gió gây ra, thiệt hại đối với ống khói bằng bê tông cốt thép chủ yếu do ứng suất nhiệt và khiếm khuyết của công trình, trong khi 90% trường hợp hồng của ống khói bằng gạch xây là do động đất. Mức độ nghiêm trọng của những nguyên nhân này được sắp xếp theo thứ tự giảm dần - gió, động đất, nhiệt độ và kết cấu. Ngoài ra, độ cao của các ống khói bị hư hại cũng được sắp xếp tương tự theo thứ tự giảm dần: gió, kết cấu, nhiệt độ và động đất. Khi chiều cao ống khói tăng lên, thiệt hại càng lớn. Kết luận của bài báo này có thể nâng cao hiểu biết vĩ mô của mọi người về sự cố ống khói và đóng vai trò là tài liệu tham khảo cho các nhà thiết kế và nghiên cứu.

ABSTRACT

Chimneys - typically recognized as high and flexible structures - are subject to a large number of failure cases. The failure cases of 739 chimneys were statistically summarized in this paper, and a few statistical laws of chimney failure under many causes such as earthquake action, wind load and temperature stress were analyzed. The results indicate that the failure of steel chimneys were mainly triggered by wind load, the damage to reinforced concrete chimneys were mainly caused by temperature stress and construction defect, while 90% of the failure cases of masonry chimneys are put down to earthquakes. The severity of these causes are arranged in a descending order - wind, earthquakes, temperature and construction. In addition, the heights of damaged chimneys are similarly arranged in a descending order: wind, construction, temperature and earthquake. As the chimney height increases, the damage grows. The conclusion of this paper could enhance people's macroscopic understanding of chimney failure and serve as a reference for designers and researchers.

1. Đặt vấn đề

Một số lượng lớn các ống khói - bao gồm ống khói xây, ống khói bê tông và ống khói thép - đã bị hư hỏng do tác động của động đất, rung động do xoáy (VIV), tải trọng gió, ứng suất nhiệt, va đập bên ngoài, v.v. Nhiều trường hợp hồng hóc của ống khói cao đã được các nhà khoa học nghiên cứu và đánh giá. Từ những nghiên cứu hiện có, các nghiên cứu về đặc điểm và nguyên nhân hư hỏng của ống khói được mở rộng với trọng tâm chủ yếu là phân tích một tiêu chí hồng hóc đơn lẻ hoặc loại vật liệu của ống khói cao. Tuy nhiên, một phân tích thống kê toàn diện hơn, ví dụ, một nghiên cứu so sánh về các trường hợp hồng hóc khác nhau do các yếu tố khác nhau gây ra, hiếm khi được báo cáo. Do đó, một phân tích thống kê về 739 trường hợp hồng ống khói đã được thực

hiện trong bài báo này bao gồm ống khói xây, ống khói bê tông cốt thép và ống khói thép bị hư hại do rung động do xoáy, dọc theo tải trọng gió, ứng suất nhiệt độ, động đất, kết cấu, v.v.

2. Nguyên nhân hư hỏng của những sự cố ống khói

2.1. Cộng hưởng do gió gây ra

Khi gió thổi về phía một hình trụ có tiết diện tròn, lực gió ngang sẽ thoát ra khỏi xoáy xen kẽ trên cả hai mặt của hình trụ. Những dòng xoáy này sẽ dẫn đến rung động gió chéo của kết cấu. Hơn nữa, hiện tượng cộng hưởng do xoáy gây ra có thể xảy ra khi tần số xoáy gần với tần số cấu trúc, điều này sẽ dẫn đến rung động dữ dội của cấu trúc. Xem xét ống khói bằng bê tông, cộng hưởng do xoáy gây ra có thể gây ra hiện tượng chảy cốt thép dọc, dẫn đến các vết nứt ngang và thậm chí sụp đổ.



Vết nứt ngang



Khung thép gia cố

2.2. Do tải trọng gió

Chúng ta đã biết rằng áp suất gió ở phía hướng gió của một cấu trúc thường là dương, và áp suất gió ở phía ngược lại là âm. Tổng của hai áp lực là tải trọng tĩnh dọc theo gió và lực tĩnh nhân với hệ số rung động hướng gió là tải trọng gió tương đương. Nếu tải trọng tương đương của gió dọc quá lớn, ống khói có thể bị hỏng do không đủ khả năng chịu lực. Rung động dọc do gió là một rung động có tần số ngẫu nhiên gây thiệt hại đáng kể. Tuy nhiên, người ta nhận thấy rằng chuyển vị dọc theo gió trên đỉnh ống khói sẽ xảy ra và dẫn đến biến dạng uốn vĩnh viễn và các vết nứt dọc do tác động của gió thịnh hành trong một thời gian dài. Loại phá hủy này khác với nhận thức thông thường của các nhà nghiên cứu và cần được chú ý.



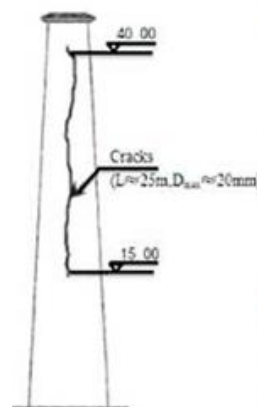
Biến dạng uốn vĩnh viễn



Vết nứt dọc

2.3. Do ứng suất nhiệt

Cơ chế gây ra hỏng hóc ống khói do ứng suất nhiệt đã được nhiều nhà khoa học nghiên cứu và tổng hợp. Xem xét một ống khói trụ đơn, ứng suất nhiệt độ thường được tạo ra do cách nhiệt và thiết kế lớp lót không phù hợp. Khi khí thoát ra khỏi ống khói, bề mặt bên ngoài của thành xi lanh có thể bị nứt dưới tác dụng của ứng suất kéo, do sự giãn nở của thành bên trong và sự co lại của thành bên ngoài. Ngược lại, nhiệt độ bên trong hình trụ tương đối thấp dưới ánh sáng mặt trời trong thời gian ngừng hoạt động của ống khói; điều này có thể dẫn đến ứng suất kéo được tạo ra hình thành các vết nứt dọc trên bề mặt bên trong của thành xi lanh. Trong khi đó, nếu nhiệt độ của khói bên trong xi lanh tương đối thấp; lớp lót sẽ co lại khi nhiệt độ thấp, dẫn đến ăn mòn ở nhiệt độ thấp.



Hỏng hóc ống khói do ứng suất nhiệt

Các vết nứt dọc dài khoảng 25 m và rộng 20 mm đã được quan sát thấy trên bức tường bên ngoài của một ống khói xây 45 m, nguyên nhân chính của sự cố này là do không có lớp lót và lớp cách nhiệt trên đỉnh ống khói.

2.4. Do động đất

Các nghiên cứu có lợi về cơ chế hư hỏng do tác động của động đất đã được thực hiện bởi một số nhà khoa học Trung Quốc. Lực quán tính mạnh hơn đáng kể trong các trận động đất ngang dữ dội, dẫn đến chuyển vị ngang ở mỗi độ cao của cấu trúc. Kết cấu hoặc bộ phận có thể bị hư hỏng khi không chịu được lực quán tính do động đất gây ra. Sau trận động đất Đường Sơn ở Trung Quốc, các nhà nghiên cứu đã tìm hiểu mức độ thiệt hại của một vài ống khói xây, ống khói bê tông cốt thép và ống khói có bể chứa nước. Kết quả cho thấy các biểu hiện về thiệt hại do động đất rất phức tạp, bao gồm các vết nứt ngang, nứt nghiêng, nứt dọc, sụp đổ, v.v.

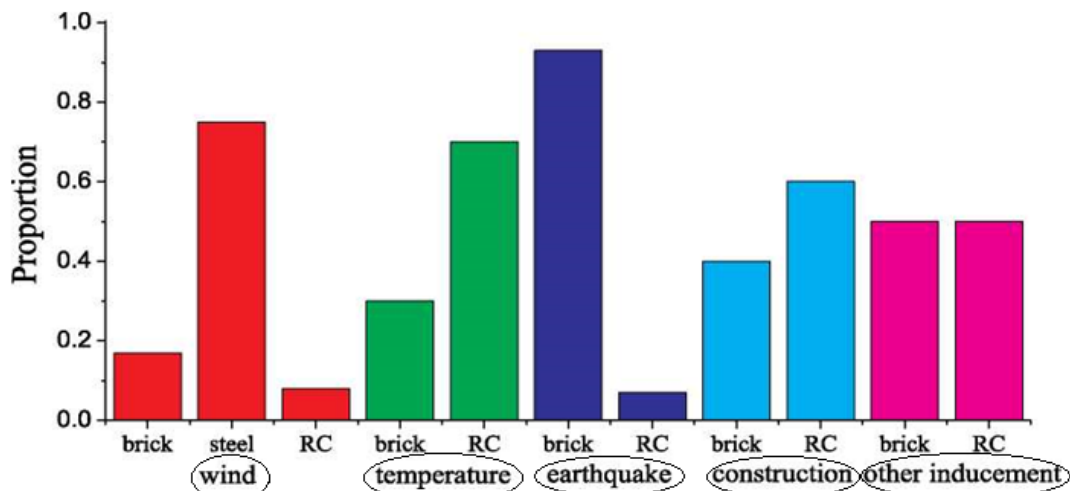
2.5. Do khiếm khuyết trong kết cấu

Một ống khói ở Ấn Độ bị nứt và vỡ do gió mạnh liên tục tấn công, và sau đó người ta phát hiện ra rằng thời gian bảo dưỡng của bê tông ở trên cùng là không đủ. Ống khói của một nhà máy cụ thể ở Trung Quốc được đưa vào sử dụng trước khi lớp cách nhiệt và lớp lót được đặt lên trên, dẫn đến nhiều vết nứt dọc trên đầu ống khói. Một ống khói 260 m của một nhà máy điện nguyên tử có vết nứt trên lỗ thoát, đó là do hiện tượng tập trung ứng suất gần lỗ. Lý do sụp ống khói bê tông cốt thép cao 150 m trong phòng lò hơi đã được phân tích, và các chấn động mạnh được tìm thấy là nguyên nhân chính, cũng như các mối nối xây dựng bất thường trong quá trình xây dựng. Một cuộc điều tra thực nghiệm đối với một số ống khói đã được tiến hành bởi một viện thiết kế, với kết quả chỉ ra rằng kích thước của các vết nứt trên ống khói có liên quan mật thiết đến các biện pháp xây dựng

3. Phân tích số liệu thống kê về sự cố ống khói

Tổng cộng có 739 ống khói bị hư hỏng được thu thập trong bài báo này bao gồm 531 ống khói xây, 184 ống khói bê tông cốt thép và 24 ống khói thép. Quá trình và lý do của những hư hỏng này đều được mô tả bởi các tài liệu tương ứng với độ tin cậy cao.

Mức độ hư hỏng	Hiện tượng	Số lượng
I – Cơ bản còn nguyên vẹn	Xuất hiện những vết nứt siêu nhỏ	332
II – Hư hỏng nhẹ	Các vết nứt nhỏ nhìn thấy cần được sửa chữa	52
III – Hư hỏng vừa phải	Các vết nứt lớn cần sửa chữa trùng tu	194
IV – Hư hỏng nặng	Các vết nứt nghiêm trọng cần đại tu	83
V – Bị phá hủy hoàn toàn	Phần trên hoặc phần dưới bị sụp đổ	78

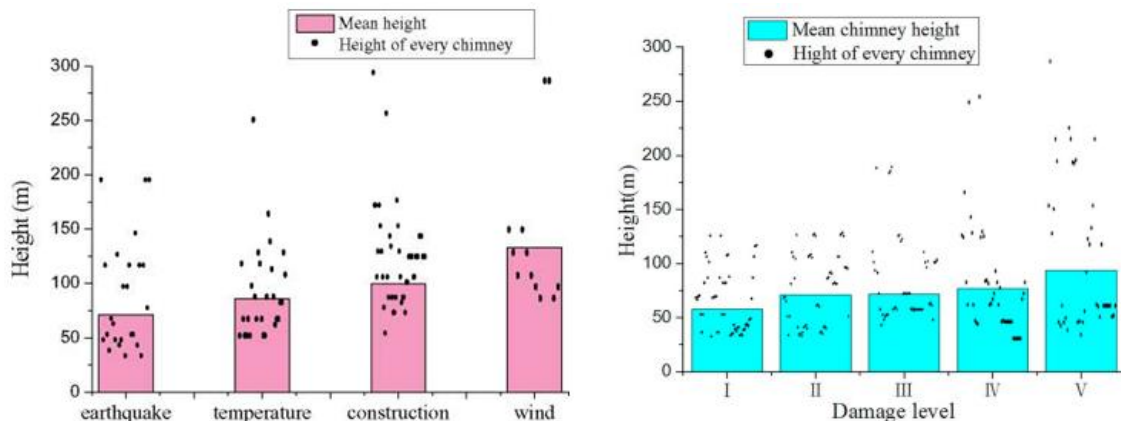


Hình 1. Tỷ lệ hư hỏng ống khói với những nguyên nhân và vật liệu khác nhau

Hình 1 cho thấy tỷ lệ hư hỏng của ống khói xây, ống khói thép và ống khói bê tông cốt thép do từng nguyên nhân gây ra. Có thể thấy, thiệt hại đối với ống khói thép phần lớn là do tải trọng gió, chiếm 75% tổng thiệt hại do gió gây ra. Lý do cho điều này là các đặc điểm như chiều cao lớn, trọng lượng nhẹ và giảm xóc nhỏ của ống khói thép có nhiều khả năng dẫn đến rung động do xoáy. Thiệt hại ống khói xây trong trận động đất chiếm hơn 90%. Hiện tại, điều này là do thực tế là ống khói xây có khả năng chống uốn và cắt kém, độ giòn cao và độ dẻo thấp. Như thường được biết, hiệu suất chịu địa chấn của ống khói thép tốt hơn nhiều, vì vậy các trường hợp hư hại của nó do động đất

hiếm khi xảy ra. Tỷ lệ hư hỏng của ống khói bê tông cốt thép và ống khói xây dưới nhiệt độ tương ứng đạt 69,8% và 30,2%. Ống khói bê tông cốt thép chiếm 60% các trường hợp hư hỏng do lỗi xây dựng. Các sự cố của ống khói xây và ống khói bê tông cốt thép do các yếu tố khác gây ra lần lượt chiếm 50%.

Hình 2 cho thấy chiều cao trung bình của các ống khói bị hư hại do từng nguyên nhân và mối liên hệ giữa chiều cao ống khói với mức độ hư hỏng. Có thể thấy rằng chiều cao trung bình của các ống khói bị hư hại do động đất là tương đối thấp - khoảng 75 m - điều này là do các trường hợp hư hỏng do động đất chủ yếu là các ống khói xây và chiều cao của các ống khói xây tương đối thấp. Chiều cao trung bình của các ống khói bị hư hỏng do nhiệt độ là khoảng 85 m, vì hầu hết các ống khói bị hỏng do nhiệt độ là các kiểu khai thác khí trong các nhà máy nhiệt điện hoặc nhà máy luyện kim. Chiều cao trung bình của các ống khói bị hư hại do xây dựng là khoảng 100 m, và vì lý do do gió, là khoảng 130 m.



Chiều cao trung bình của ống khói hư hỏng bởi các nguyên nhân khác nhau

Mối liên hệ giữa chiều cao ống khói và mức độ hư hỏng

Hình 2. Mức độ hư hỏng

4. Kết luận

- Các lý do gây ra sự cố ống khói bao gồm tải trọng gió, ứng suất nhiệt, động đất, lỗi xây dựng và các nguyên nhân khác. Hầu hết các thiệt hại do động đất, chiếm 67%, tiếp theo là ứng suất nhiệt. Khi các ống khói xây không được kiểm tra, thiệt hại do ứng suất nhiệt gây ra chiếm khoảng 50%, trong khi động đất, xây dựng và tải trọng gió giữ tỷ lệ tương tự.

- Từ quan điểm của vật liệu ống khói, tất cả các hư hỏng hiện có của ống khói thép là do tải trọng gió gây ra; chiếm 75% tổng số sự cố do gió gây ra. Các ống khói bằng gạch xây chiếm 90% tổng thiệt hại do động đất. Các ống khói bê tông hầu hết bị phá hủy vì lý do nhiệt độ và xây dựng, chiếm hơn 60% tổng số.

- Mức độ thiệt hại của nguyên nhân hư hỏng được sắp xếp từ nghiêm trọng đến nhẹ, theo thứ tự - gió, động đất, nhiệt độ và kết cấu. Trong đó, mức độ thiệt hại do gió gây ra trung bình là trên cấp 4; chỉ ra rằng một khi thiệt hại do gió xảy ra, nó thường rất nghiêm trọng.

- Nguyên nhân hư hỏng được sắp xếp theo thứ tự - gió, kết cấu, nhiệt độ và động đất khi chiều cao của các ống khói đi từ cao xuống thấp. Lý do cho hiện tượng này được kết hợp chặt chẽ với các vật liệu cho ống khói với các chiều cao khác nhau.

- Ống khói càng cao thì mức độ hỏng hóc càng nghiêm trọng. Độ cao của ống khói với mức độ hư hỏng thấp thường dưới 130 m và mức độ thiệt hại thường lớn hơn 3 khi độ cao vượt quá 130 m.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. G. López-Patino, J.M. Adam, P.V. Gimeno, et al., Causes of damage to industrial brick masonry chimneys, Eng. Fail. Anal. 74 (2017) 188–201.

[2]. Du Guoen, Cause analysis and treatment of concrete cracks in 205m high chimney sliding formwork construction, Shanxi Archit. 39 (36) (2013) 97–98.

- [3]. Tian Yongsheng, Wang Dongfang, Huang Dianhui, et al., Wind load study of a steel chimney renovation in Mudan river, Spec. Struct. (5) (2017).
- [4]. C.H.K. Williamson, R. Govardhan, A brief review of recent results in vortex-induced vibrations, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 96 (6–7) (2008) 713–735.

MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG BỘ ĐIỀU CHỈNH KHÍ NÉN SỬ DỤNG TRONG CÁC HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH TRÊN TÀU THỦY
MODELING AND SIMULATION OF PNEUMATIC CONTROLLER USED ON BOARD

TRẦN VĂN THẮNG

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu tổng quát về phương pháp mô hình hóa và mô phỏng bộ điều chỉnh khí nén được trang bị trên tàu thủy

Abstract

This article introduces modeling and simulation of Pneumatic controller which was equipped on board.

1. Đặt vấn đề

Tự động hóa trong lĩnh vực tàu thủy đã đem đến những hiệu quả thiết thực, vượt trội cả về mặt kinh tế lẫn tính kỹ thuật. Các thông số được tự động điều chỉnh trong khu vực buồng máy ngày càng đa dạng, đầy đủ và đạt độ chính xác cao hơn, đạt được mong muốn khác nhau của con người. Bộ điều chỉnh khí nén, một trong những khâu quan trọng trong hệ thống tự động điều khiển các thông số như nhiệt độ, áp suất, độ nhớt, mức chất lỏng ... được ứng dụng phổ biến trên tàu biển để thực hiện các nhiệm vụ đó. Mặc dù kỹ thuật điện, điện tử đã có những thay thế tích cực hơn nhưng với ưu thế riêng, bộ điều chỉnh khí nén vẫn chiếm tỷ lệ quan trọng trong các hệ thống điều khiển tự động các thiết bị buồng máy.

2. Giới thiệu bộ điều chỉnh PID

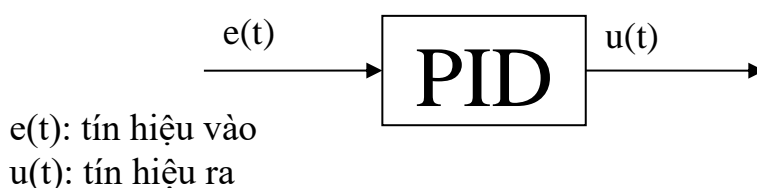
Bộ điều chỉnh PID thực chất là bộ điều chỉnh được xây dựng theo luật toán tử lệ - tích phân - vi phân còn gọi là bộ điều

Trên thực tế bộ điều chỉnh PID được xây dựng theo các nguyên lý sau:

Phần tử tạo tín hiệu điều chỉnh là bộ khuếch đại có liên hệ ngược mang tính chất mềm, có quán tính.

Phần tử tạo tín hiệu điều chỉnh được cấu trúc bởi hệ thống mắc nối tiếp và song song ba phần tử tỷ lệ tích phân - vi phân

Phần tử tạo tín hiệu điều chỉnh được xây dựng bởi cách mắc nối tiếp hoặc song song nhóm các phần tử PD và PI



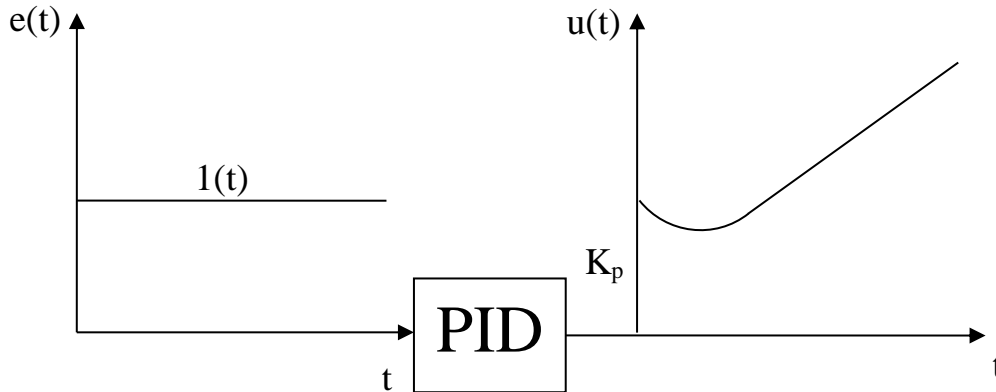
Phương trình động của bộ điều chỉnh:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.1)$$

Hoặc:

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (2.2)$$

Trong đó: K là hệ số tỉ lệ
Đặc tính thời gian:



Hình 1 Đặc tính thời gian bộ điều chỉnh PID

Qua đặc tính này cho thấy đặc tính của bộ điều chỉnh có cấu trúc ba thành phần P, I, D kết hợp với nhau vì vậy trong khi làm việc bộ điều chỉnh này hoạt động mang theo ưu điểm của 3 loại bộ điều chỉnh trên.

Việc hiệu chỉnh các bộ điều chỉnh PID có thể thực hiện qua:

Vùng tỷ lệ K_p (khuếch đại);

Thời gian tăng đôi T_i ;

Thời gian vượt T_d .

Còn các thông số cụ thể của bộ điều chỉnh thông qua hiệu chỉnh các đại lượng sau:

Để hiệu chỉnh độ ổn định khi làm việc, tác động đến vùng tỷ lệ K_p (khuếch đại) và thời gian vượt T_d

Để hiệu chỉnh thời gian hiệu chỉnh, tác động đến T_d

Một số loại bộ điều chỉnh có khả năng hiệu chỉnh các thông số một cách độc lập không phụ thuộc vào nhau được gọi là bộ điều chỉnh không đồng ảnh hưởng. Còn các bộ điều chỉnh khác khi hiệu chỉnh các thông số chúng có ảnh hưởng qua lại lẫn nhau các bộ điều chỉnh loại này là bộ điều chỉnh có đồng ảnh hưởng. Trên thực tế hiệu chỉnh các bộ điều chỉnh có đồng ảnh hưởng thường gặp nhiều khó khăn vậy chỉ có khả năng thực hiện bằng cách chọn tối ưu các thông số được điều chỉnh và thông qua thực nghiệm nhiều lần

3. Bộ điều chỉnh khí nén PID sử dụng trên tàu thủy

Ngày nay, có ba công chất cơ bản thường được sử dụng trong các bộ điều chỉnh đó là: khí nén, thủy lực và điện – điện tử. Đôi khi trong cùng một bộ điều chỉnh người ta kết hợp hai công chất lại với nhau như: cơ cấu điều khiển sử dụng công chất điện trong khi cơ cấu thực hiện sử dụng công chất khí nén hoặc thủy lực. Trong các công chất nêu ở trên thì khí nén được sử dụng rộng rãi hơn cả vì có một số ưu điểm nổi bật sau:

Khí nén là loại công chất có sẵn trên tàu, có khả năng nén lại và dễ dàng tích trữ;

Áp suất của khí nén trong hệ thống thấp hơn rất nhiều khi sử dụng thủy lực;

Cho phép rò rỉ công chất ở một giới hạn cho phép;

Không cần phải lắp đặt hệ thống đường ống hồi.

Thành phần cấu tạo của bộ điều chỉnh NS 732 gồm có :

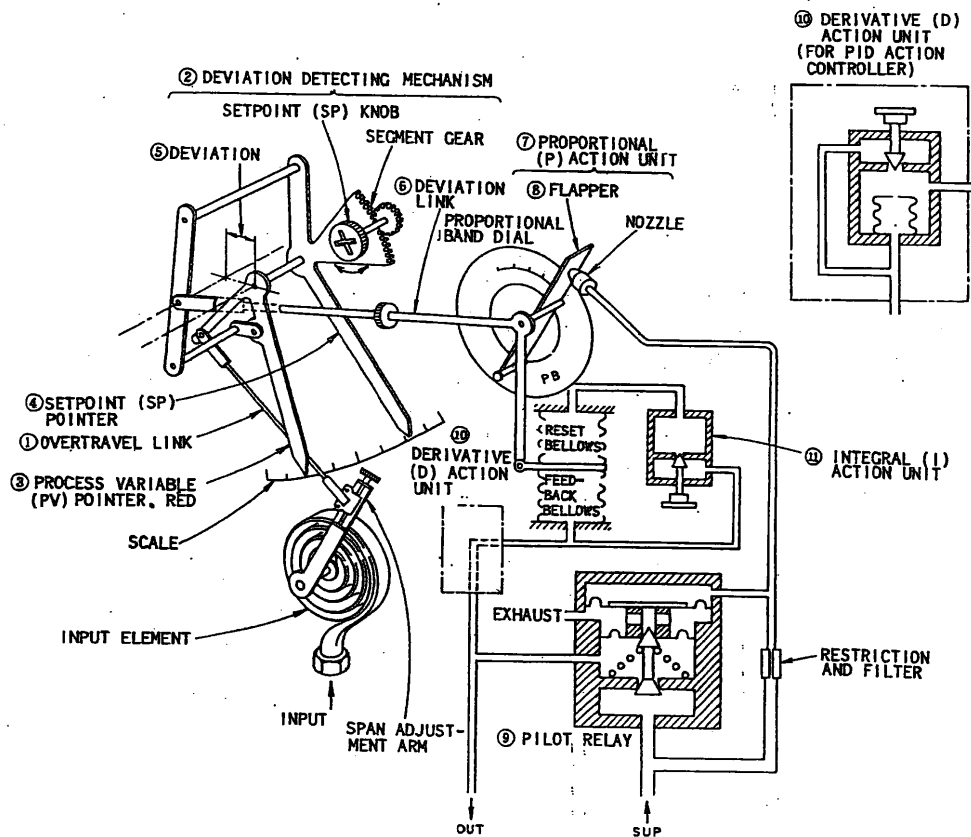
1: Thanh truyền; 2: Cơ cấu so sánh tín hiệu đặt và tín hiệu đo được để tìm sai lệch; 3: Kim chỉ báo giá trị thực của thông số cần điều chỉnh; 4: Kim chỉ báo giá trị đặt; 5: Sai lệch giữa giá trị đặt và giá trị đo; 6: Thanh truyền; 7: Phần thực hiện quy luật tỷ lệ; 8: Cơ cấu vòi phun bán chắn; 9: Rơ le khí nén; 10: Phần thực hiện quy luật vi phân (có thể trang bị hoặc không).

Setpoint (SP) knob: Nút thay đổi giá trị đặt

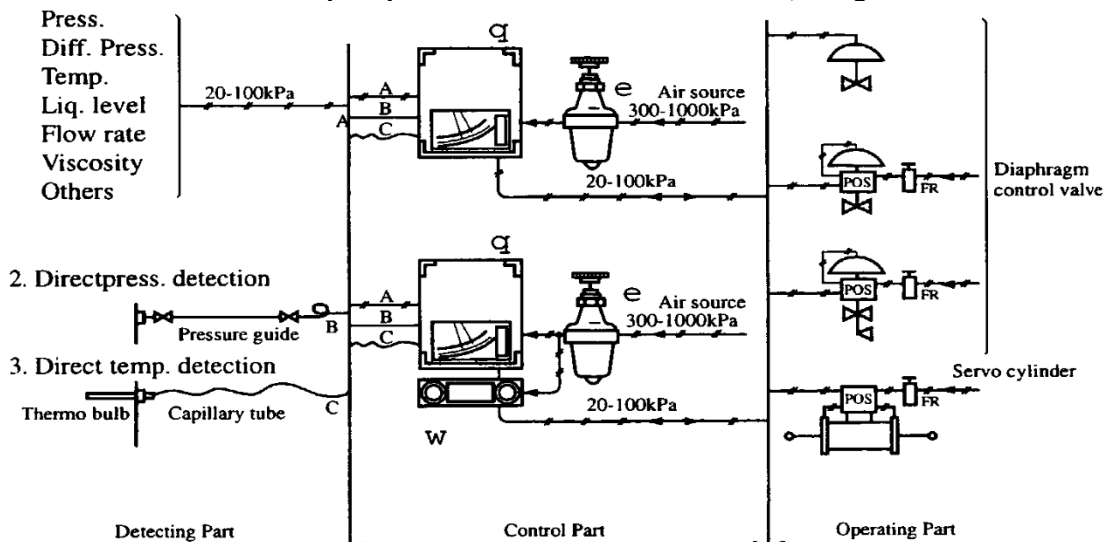
Segment gear: Cung răng

Proportional band dial: Đĩa điều chỉnh hệ số khuếch đại tỷ lệ

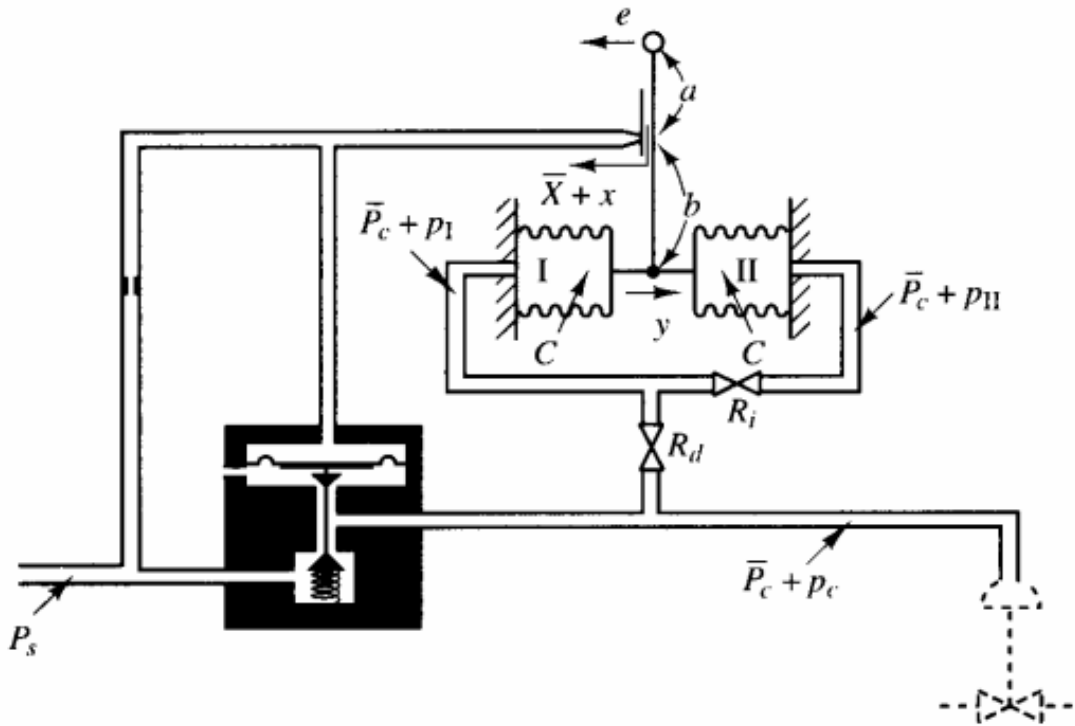
Reset bellows: Hộp xếp của tác động tích phân
 Feedback bellows: Hộp xếp của tác động phân hồi
 Exhaust: Xả ra môi trường
 Restriction and filter: Tấm tiết lưu và phin lọc, ổn định lưu lượng khí nén vào vòi phun
 Sup.: Nguồn khí nén, có áp suất 1.4 - 1.5 KG/cm²
 Out: Tín hiệu ra của bộ điều chỉnh, có áp suất 0.2 - 1.0 KG/cm²
 Span adjustment arm: Cơ cấu hiệu chỉnh hệ số tuyến tính của bộ điều chỉnh
 Input: Tín hiệu vào, khí nén có áp suất 0.2 - 1.0 KG/cm²
 Input element: Phần tử nhận tín hiệu vào, lò xo xoắn Bourdon
 Scale: Thang đo



Hình 2. Sơ đồ cấu tạo Bộ điều chỉnh khí nén kiểu NS732, hãng Nakakita



Hình 3. Sơ đồ lắp đặt Bộ điều chỉnh khí nén kiểu NS732, hãng Nakakita



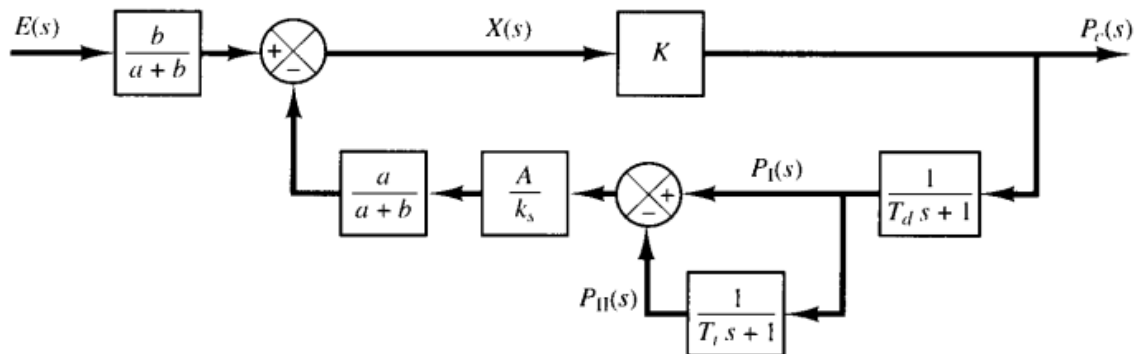
Hình 4. Sơ đồ tính toán Bộ điều chỉnh khí nén kiểu NS732

4. Mô hình toán học và mô phỏng hoạt động của bộ điều chỉnh trong hệ thống làm mát nước ngọt tàu thủy

4.1 Mô hình toán học của bộ điều chỉnh

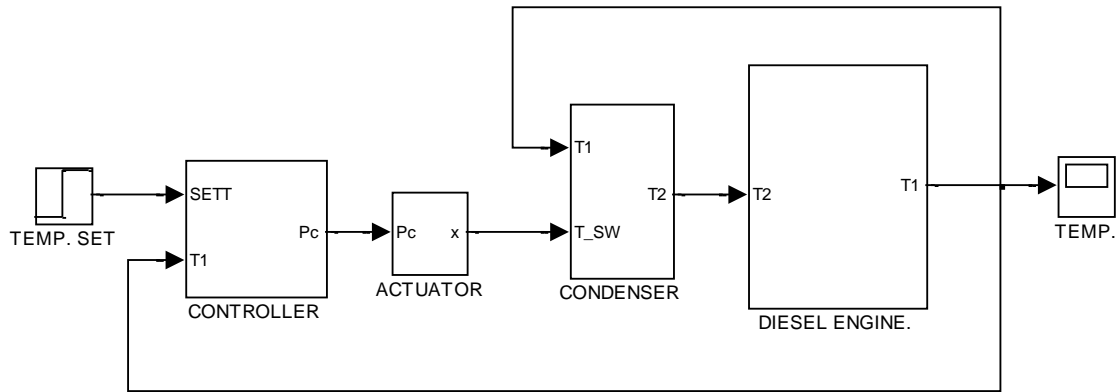
Hệ phương trình toán học của bộ điều chỉnh như sau:

$$\begin{cases} P_{b-p} = K_1 \cdot X_p \\ X_p = \frac{b}{a+b} E_p - \frac{a}{a+b} Y_p \\ P_{c-p} = K_2 \cdot X_p \\ \frac{Y_p}{P_{c-p}} = \frac{A}{k} \frac{1}{RC \cdot p + 1} \end{cases} \quad (4.1)$$

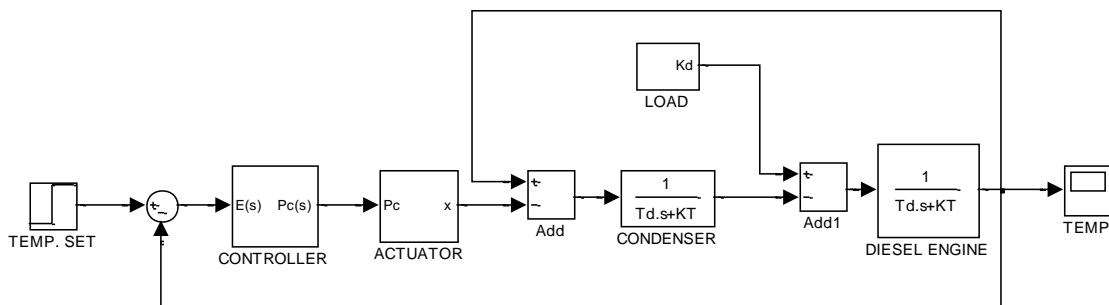


Hình 5. Sơ đồ hàm truyền của bộ điều chỉnh khí nén kiểu NS732

4.2 Mô phỏng hệ thống nước làm mát động cơ Diesel tàu thủy.



Hình 6. Sơ đồ hệ thống nước làm mát động cơ Diesel tàu thủy



Hình 7. Sơ đồ mô phỏng trên Matlab hệ thống nước làm mát động cơ Diesel tàu thủy

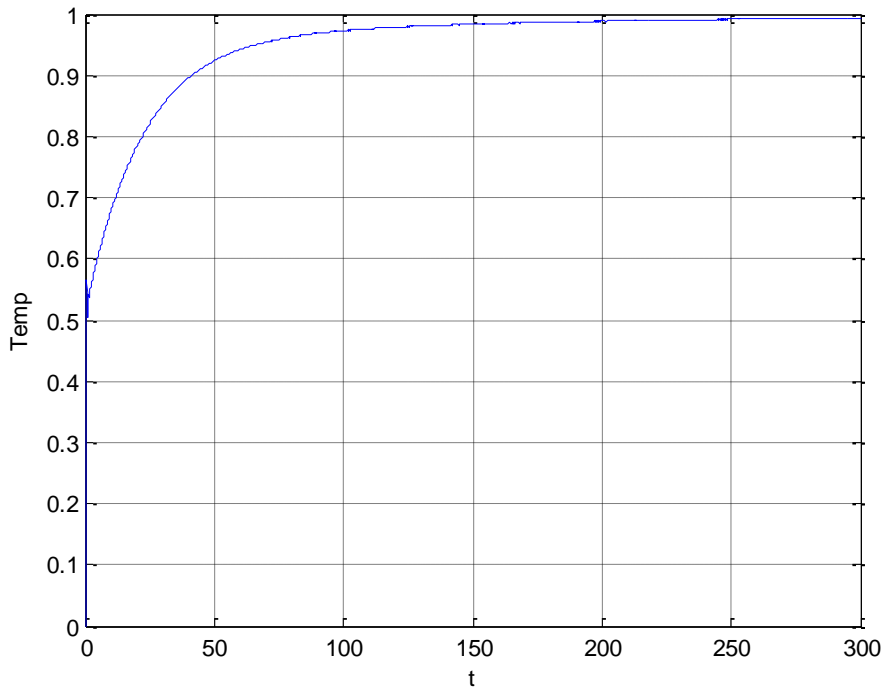
Khi tiến hành mô phỏng hệ thống, nhóm tác giả đã chọn các thông số như sau:

Động cơ Diesel: $T_d = 10$, $K_T = 2$;

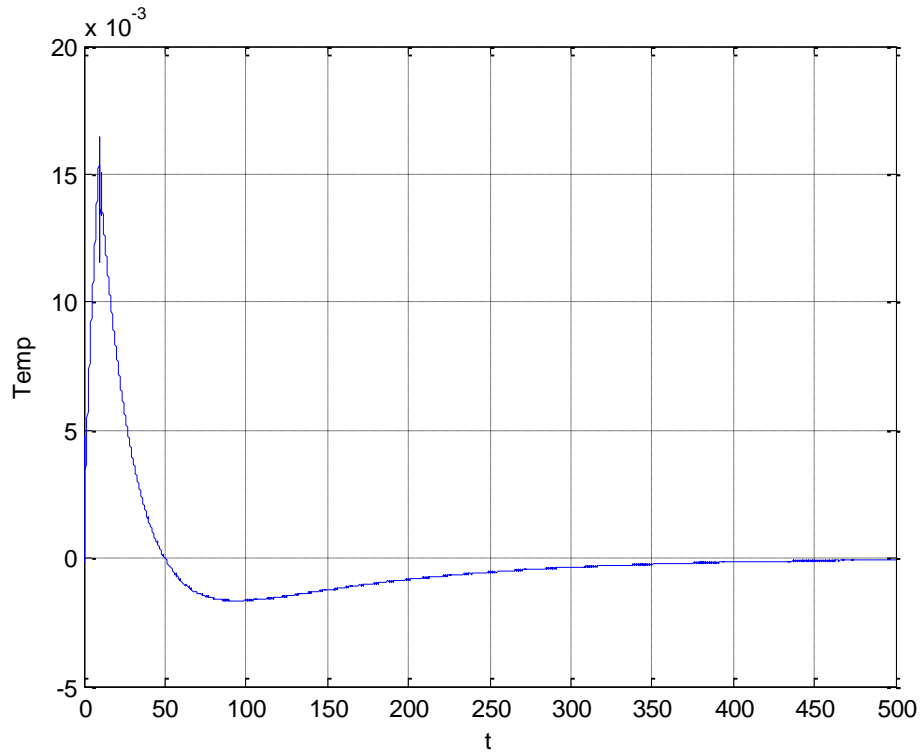
Sinh hàn nước làm mát: $T'_d = 0.2$, $K'_T = 1$;

Bộ điều chỉnh: $P = 0.01$, $T_i = 50$, $T_d = 25$.

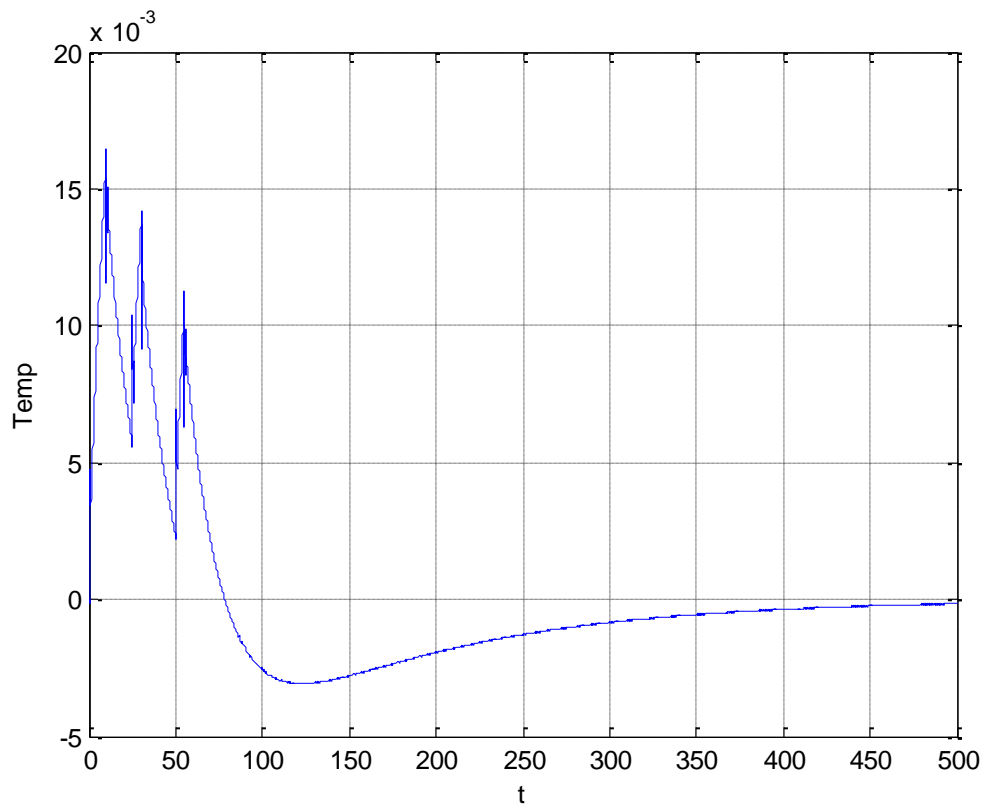
Kết quả mô phỏng



Hình 8. Mô phỏng khi thay đổi nhiệt độ đặt là hàm $1(t)$



Hình 9. Mô phỏng khí tải động cơ thay đổi đột ngột theo hàm $\delta(t)$



Hình 10. Mô phỏng khí tải động cơ thay đổi liên tục rồi mất

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] PGS.TS Lê Văn Học, "Tự động điều chỉnh và điều khiển động cơ Diesel tàu thủy", Nhà xuất bản Hải phòng – 2008
- [2] Bài giảng ' Lý thuyết điều khiển tự động', Bộ môn Tự động thủy khí, Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng Hải
- [3] Kastuhiko Ogata, Modern control engineering, Third Edition
- [4] Francis H. Raven, Automatic control engineering, McGraw – Hill book company, Inc., 1961
- [5] Roland S. Burns, Advanced Control Engineering, Oxford aukland boston johannesburg Melbourne New delhi, 2001

XỬ LÝ NƯỚC CẤP NỒI HƠI **METHOD OF FEED WATER TREATMENT**

NGUYỄN MINH ĐỨC

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt:

Bài báo giới thiệu các phương pháp xử lý nước cấp cho nồi hơi, từ đó chúng ta có cách nhìn tổng quan để so sánh ưu nhược điểm của các phương pháp và khả năng áp dụng.

Abstract:

The newspaper introduces methods of feed water treatment, therefore we have an overview of comparision among methods and their application

1. Đặt vấn đề

Nước cấp cho nồi hơi bao gồm hỗn hợp của nước ngưng tụ sau bầu ngưng và nước bổ sung đã được lọc. Nước bổ sung thường là nước sinh hoạt hay nước chưng cất có thể đã được xử lý bằng một số phương pháp nào đó trước khi cấp cho nồi hơi. Vì vậy, thành phần của nước cấp cho nồi hơi phụ thuộc vào chất lượng nước bổ sung và nước ngưng tụ sau bầu ngưng. Khi nước nồi có tạp chất sẽ ảnh hưởng đến tính an toàn, tính kinh tế và tuổi thọ của nồi hơi. Xử lý đúng nước nồi hơi là một phần rất quan trọng trong việc hoạt động và bảo quản hệ thống nồi hơi. Xử lý nước nồi hơi bao gồm xử lý nước cấp và nước trong nồi hơi. Trong nội dung bài báo chỉ đề cập tới việc xử lý nước cấp nồi hơi.

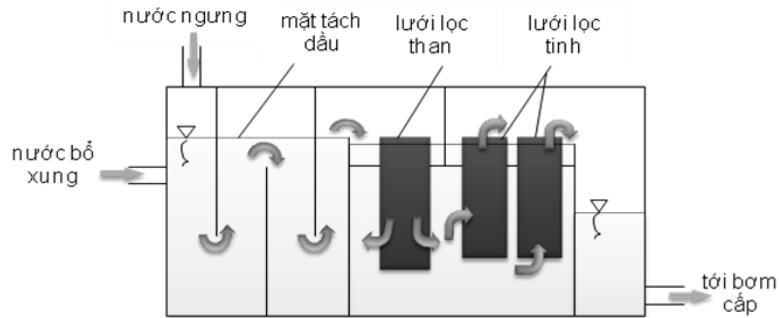
2. Giải quyết vấn đề

Xử lý nước cấp nồi hơi là đảm bảo nước cấp nồi hơi thỏa mãn các tiêu chuẩn của nước cấp nồi hơi, nó bao gồm các phương pháp sau: lắng lọc tự nhiên, lọc nước bằng lưới lọc, trao đổi ion thực hiện trong các bộ làm mềm nước, khử các khí hòa tan. Việc trao đổi ion được.

a. Lọc nước cấp nồi

Nước cấp nồi hơi thường có thể có lẫn các tạp chất bất nguồn từ nguồn nước công nghiệp, còn trong nước ngưng tụ có thể lẫn các tạp chất tạo lẫn vào hệ thống hoặc hình thành do các quá trình ăn mòn, xói mòn như ôxit kim loại, dầu... Để lọc các tạp chất này trước khi cấp vào nồi hơi thường sử dụng thiết bị lọc trọng lực dưới áp suất môi trường, bố trí ở két nước bổ sung cho nồi hơi. Két này thường được chia thành nhiều khoang bởi các vách ngăn, vì vậy thường được gọi là két vách. Hình 1 mô tả một két nước bổ sung có bố trí các phương án lọc nước.

Khi đi qua két vách, các tạp chất nổi như váng dầu, nổi lên, tạp chất rắn lắng xuống đáy và được giữ lại. Nước sạch đi qua các vách chắn tràn vào phin lọc than, ở đây một số tạp chất hoà tan bị hấp thụ. Sau đó nước được dẫn qua phin lọc tinh để lọc các tạp chất nhỏ trước khi được bơm cấp nước cấp trở lại nồi hơi. Các tạp chất nổi, váng dầu được xả ra ngoài bởi van xả mặt, còn các tạp chất lắng đọng phía dưới thì được xả bởi van xả đáy.



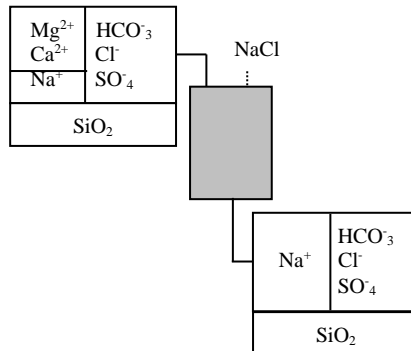
Hình 1. Lọc nước cấp nồi hơi trong két vách.

b. Thiết bị làm mềm nước

Một trong các biện pháp xử lý nước là sử dụng các phản ứng trao đổi ion để loại trừ các ion có hại. Xử lý nước bằng trao đổi ion có thể chia ra xử lý làm mềm nước và xử lý khử khoáng. Xử lý làm mềm nước còn có thể phân ra làm mềm thông thường và xử lý khử độ kiềm. Các chất sử dụng cho phản ứng trao đổi ion thường được ký hiệu chung là R. Trao đổi ion có thể chia ra trao đổi ion dương và trao đổi ion âm như sau:

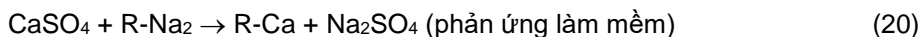
- ❖ Trao đổi ion dương natri: R-Na₂
- ❖ Trao đổi ion dương hydro: R-H₂
- ❖ Trao đổi ion dương âm hydroxit: R-OH

Ở các nồi hơi thấp áp, các thành phần gây cặn chủ yếu là các ion cứng Ca²⁺, Mg²⁺. Vì vậy thường chỉ áp dụng các bộ làm mềm nước thông thường để loại bỏ chúng. Mục đích của việc làm mềm nước là loại bỏ các ion cứng như Ca²⁺, Mg²⁺ trong nước cấp. Để loại bỏ các ion cứng này, người ta sử dụng biện pháp thay thế chúng bằng các ion khác, thường là Na⁺. Vì vậy các chất sử dụng để làm mềm nước cho nồi hơi thấp áp thường có gốc sodium như đá bọt, một số loại nhựa.



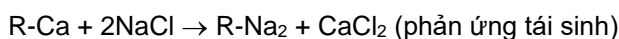
Hình 2. Trao đổi ion làm mềm nước nồi hơi

Hình 2 mô tả mô hình làm mềm nước bằng trao đổi ion. Ví dụ, nếu trong nước có chứa Ca²⁺, phản ứng trao đổi ion dương natri sẽ xảy ra như sau:



Trong phản ứng trên, thành phần cứng, Ca²⁺, đã được thay thế bằng ion Na⁺, muối Na₂SO₄ hình thành không gây cặn bên trong nồi hơi. Thành phần R-Ca được giữ lại ở thiết bị làm mềm nước.

Khi các ion Ca²⁺ được thay thế bởi các ion Na⁺ và được giữ lại ở thiết bị làm mềm, có thể dùng NaCl để tái sinh chất trao đổi ion như sau:



c. Thiết bị chưng cất nước

Một trong những phương pháp đảm bảo chất lượng nước cấp nồi hơi là sử dụng nước chưng cất. Trên hầu hết các tàu thủy hiện đại đều được trang bị thiết bị sản xuất nước ngọt từ nước biển. Thiết bị chưng cất này sử dụng nguyên lý đun sôi và làm bay hơi nước biển ở áp suất thấp (sôi ở 45 – 60°C). Hơi nước sinh ra, sau đó được ngưng tụ lại và đưa đi sử dụng. Nguồn năng lượng dùng để đun sôi nước biển được lấy từ nước làm mát máy chính. Sản lượng nước ngọt sinh ra thông thường đủ cho sinh hoạt của toàn bộ thuyền viên và các thiết bị sử dụng nước ngọt.

Nước chưng cất từ các thiết bị chưng cất hiện đại có chất lượng rất tốt, nồng độ muối thường nhỏ hơn 1 phần triệu (1ppm) và rất ít các tạp chất có hại nên sử dụng rất tốt cho nồi hơi. Vì vậy các nồi hơi tàu thủy, đặc biệt là nồi hơi cao áp, thường được khuyến khích sử dụng nước chưng cất làm nước cấp nồi hơi.

d. Thiết bị khử khí

Thiết bị khử khí được dùng để loại trừ các khí hoà tan như ôxy, ôxit cacbon – là các tác nhân chính gây ăn mòn kim loại. Thiết bị khử khí cho nước cấp nồi hơi thường áp dụng nguyên lý cơ bản là hàm lượng khí hoà tan trong nước sẽ bằng không khi nước ở tại điểm sôi. Có thể có thiết bị khử khí kiểu chân không hoặc thiết bị khử khí kiểu hâm nóng. Dưới tàu thủy thường áp dụng thiết bị khử khí kiểu hâm nóng. Nước cấp nồi được phun vào buồng khử khí dưới dạng các tia nước. Nước này tiếp xúc trực tiếp với hơi nước phun vào lấy từ nồi hơi. Nhờ sự hòa trộn này, nhiệt độ của nước cấp tăng đến nhiệt độ bão hoà (khoảng 105 – 125°C). Ở nhiệt độ này, lượng khí hòa tan sẽ tách ra và được xả ra ngoài cùng với một lượng nhỏ hơi nước. Nước đã được khử khí có nồng độ khí hoà tan nhỏ hơn 0.007mg/l.

3. Kết luận

Bài báo trình bày các phương xử lý nước ngoài nồi hơi và khả năng áp dụng của từng phương pháp. Qua đó chúng ta có thể so sánh ưu nhược điểm của mỗi phương pháp.

Tài liệu tham khảo

[1] Hoàng Văn Mươi, Nguyễn Hữu Thủy, “Nồi hơi – tuabin hơi”, NXB Hải Phòng, 2015

PHÁT TRIỂN CÔNG NGHỆ CHÂN VỊT MANG TÍNH CÁCH MẠNG ĐỂ GIẢM TIẾNG ÒN PHÁT RA DƯỚI NƯỚC REVOLUTIONARY PROPELLER TECHNOLOGY DEVELOPED TO REDUCE UNDERWATER RADIATED NOISE

PHẠM VĂN DŨNG

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Tóm tắt:

Một công nghệ mới mang tính cách mạng có khả năng làm giảm đáng kể tiếng ồn phát ra dưới nước (URN) do sự xâm thực của chân vịt tàu, đã được phát triển bởi Đại học Strathclyde và Oscar Propulsion, một công ty chuyển giao công nghệ và đổi mới có trụ sở tại Anh.

Hệ thống lỗ áp suất Oscar được cấp bằng sáng chế làm giảm sự xâm thực của xoáy nước đỉnh chân vịt bằng cách áp dụng một số lượng nhỏ các lỗ khoan có chủ ý trong các cánh chân vịt. Việc bổ sung các lỗ giảm áp này hiện nay cho phép tàu hoạt động với một chân vịt yên lặng hơn với ảnh hưởng tối thiểu lên hiệu suất của nó hoặc làm chậm sự hóa hơi. Việc giảm sự xâm thực cũng làm giảm tác động xói mòn liên quan.

Abstract:

A revolutionary new technology capable of substantially reducing the underwater radiated noise (URN) generated by ships' propeller cavitation has been developed by Strathclyde University and Oscar Propulsion, a UK-based innovation and technology transfer company.

The patented Oscar Pressure Pores™ system reduces propeller tip vortex cavitation by applying a small number of strategically bored holes in the propeller blades. The addition of these pressure-relieving holes now allows ships to operate with a more silent propeller with a minimum of compromise on its efficiency or having to slow steam. Reducing cavitation also reduces its associated erosive effect.

1. Nội dung

David Taylor - Giám đốc điều hành của Oscar Propulsion, cho biết: Tiếng ồn phát ra dưới nước là một trong những ảnh hưởng phụ bất lợi nhất cho môi trường từ vận chuyển thương mại, nhưng không giống như các hình thức ô nhiễm biển khác, chưa có luật pháp nào ngăn chặn thiệt hại môi trường kiểu này. Mức độ tăng tiếng ồn từ tàu, đặc biệt là trong dải tần số thấp, làm mất khả năng định hướng của động vật biển và làm gián đoạn tín hiệu liên lạc của chúng, dẫn đến thay đổi hành

vi hoặc tuyệt chủng cục bộ. Bây giờ đã có một giải pháp hiệu quả, dễ áp dụng để ngăn chặn điều này xảy ra. Chẳng hạn, việc tạo ra các lỗ trong cánh chân vịt để giảm triệt để hiện tượng xâm thực, thì tự nó không phải là mới, nhưng mới ở chỗ việc đạt được mức giảm tiếng ồn cao bằng cách đặt có chủ ý một số lỗ liên quan, trong khi vẫn duy trì được hiệu suất đẩy của chân vịt.

Trong quá trình phát triển công nghệ này tại đại học Strathclyde bằng cách sử dụng các mô hình hóa động lực học chất lỏng điện toán phức hợp (CFD) và các thử nghiệm ống xâm thực, đã chứng minh rằng hệ thống lỗ áp suất có thể giảm âm lượng xâm thực gần 14% và tiếng ồn phát ra dưới nước (URN) tới 21dB.



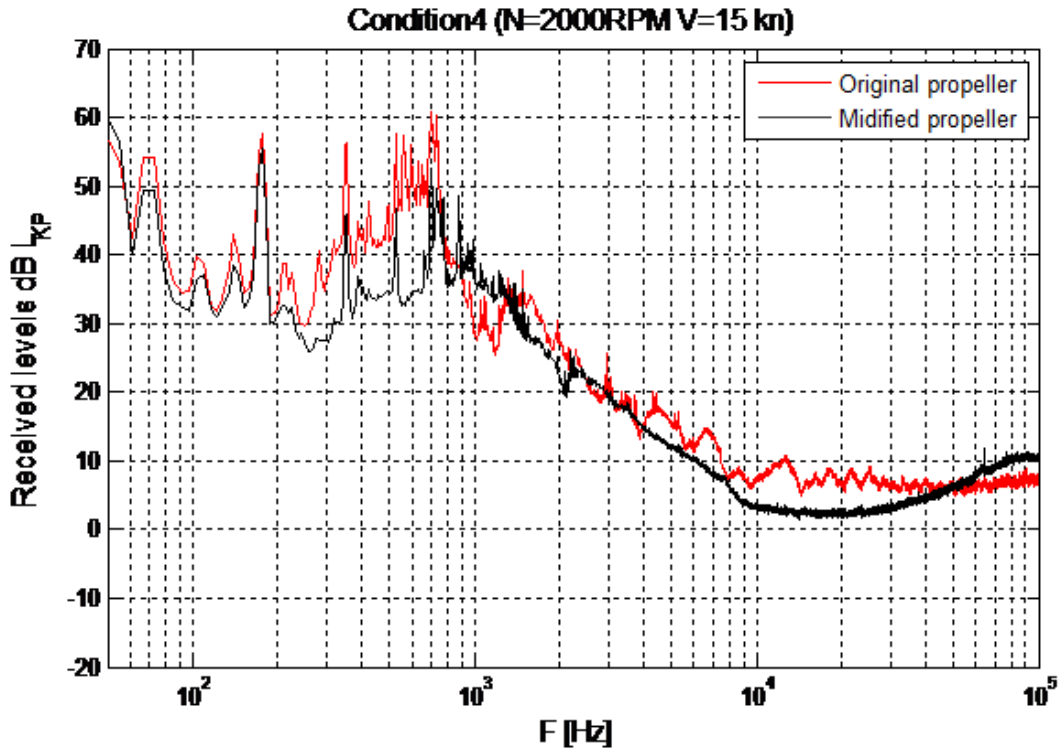
Sự xâm thực của xoáy nước đỉnh chân vịt tại chân vịt được cải hoán

Các kết quả đã được xác minh thêm trong những thử nghiệm riêng biệt trên các chân vịt có chức năng phụ giảm xâm thực được sử dụng bởi tàu Princess Royal là một tàu nghiên cứu dài 19m do Đại học Newcastle điều hành. Ban đầu, chân vịt mô hình nguyên bản đã được thử nghiệm và sử dụng để tham khảo. Sau đó, phân tích động lực học chất lỏng điện toán (CFD) và thử nghiệm mô hình đã được thực hiện trên hai chân vịt có cùng thiết kế, một cái với 33 lỗ được khoan có chủ ý trong mỗi cánh, một cái khác với 17 lỗ.

Kết quả cho thấy công nghệ lỗ áp suất giảm đáng kể sự xâm thực của xoáy nước ở đỉnh cánh chân vịt và tiếng ồn phát ra dưới nước (URN). Taylor cho biết, rõ ràng người ta nhận thấy rằng số lượng lỗ tối ưu có thể chỉ là 17 lỗ trên mỗi đỉnh cánh miễn là chúng được đặt ở những vị trí hiệu quả nhất.

Cần nói thêm rằng, nó không phải một trường hợp đơn giản là khoan lỗ vào các cánh, vì điều này sẽ ảnh hưởng đến khả năng đẩy của chân vịt. Mô hình động lực học chất lỏng điện toán (CFD) tại Đại học Strathclyde cho phép chúng ta biết chính xác vị trí đặt các lỗ để đạt hiệu quả tối đa và giảm tối ưu tiếng ồn.

Giáo sư Mehmet Atlar, Giám đốc nghiên cứu của Khoa Kiến trúc Hải quân, Đại dương và Kỹ thuật Hàng hải tại Đại học Strathclyde, cho biết: Đối với một con tàu có chân vịt không xâm thực, tiếng ồn phát ra dưới nước chiếm ưu thế được liên kết với thân tàu và dòng chảy của chân vịt, cũng như các máy móc của tàu và nguồn điện. Ngay khi chân vịt hấp thụ xâm thực, nguồn vượt trội trở thành xâm thực chân vịt, trong khi các nguồn khác vẫn góp phần tác động. Kết quả là, tạo nên một loạt các âm thanh có chu kỳ ở tần số thấp tại các cánh riêng rẽ và kết hợp của nó. Điều này được đi kèm với một phổ nhiễu tiếng ồn tần số cao bằng thống rộng do xâm thực và động lực học phức tạp của nó.



Sự giảm tiếng ồn chân vịt đạt được bằng các lỗ áp suất

Thật thú vị khi lưu ý rằng xâm thực chân vịt có thể tạo ra tiếng ồn phát ra dưới nước đến 180dB và có thể được nghe bởi các sinh vật biển ở xa 100 dặm.

Tiến sĩ Stephen Simpson, Phó Giáo sư về Sinh học Biển & Biến đổi Khí hậu Toàn cầu, Đại học Exeter, một nhà lãnh đạo trong nghiên cứu ô nhiễm tiếng ồn trên biển, cho biết: Mức độ tiếng ồn trong đại dương do hoạt động hàng hải đã tăng lên trong nhiều thập kỷ, từ số lượng ngày càng tăng các nguồn, bao gồm vận chuyển, xuống máy, tìm kiếm dầu, lắp đặt thiết bị năng lượng ngoài khơi và hoạt động quân sự. Âm thanh lớn có thể gây ra thiệt hại không thể đảo ngược đối với động vật hoang dã biển thông qua căng thẳng, di cư, dịch chuyển môi trường sống, giảm khả năng sinh sản, mất cơ hội kiếm ăn và thậm chí bị chết. Bất kỳ cách nào để giảm âm thanh chúng ta tạo ra trong đại dương sẽ mang lại lợi ích cho hệ sinh thái biển.

Công ty Oscar Propulsion hiện đang tìm cách hợp tác với các công ty vận chuyển và các nhà thiết kế hoặc nhà sản xuất chân vịt để thương mại hóa khái niệm lỗ áp suất và giúp ngành công nghiệp vận tải vận hành theo một cách an toàn hơn với môi trường.

2. Kết luận:

Các lỗ áp suất có tác dụng giảm thiểu chính đối với xâm thực chân vịt và tiếng ồn phát ra dưới nước và có thể được tích hợp vào các chân vịt mới hoặc có thể được trang bị thêm cho các chân vịt hiện tại hoặc khi tàu trong dock hoặc có thể dưới nước. Mặc dù lỗ áp suất phù hợp với tất cả các loại tàu, nhưng chúng đặc biệt phù hợp với tàu hải quân, đội tàu đánh cá, tàu dịch vụ ngoài khơi và tàu du lịch hoạt động trong môi trường nhạy cảm. Công nghệ này có thể được áp dụng cho tất cả các loại chân vịt, bao gồm cả loại chân vịt trong ống bao và chân vịt mũi.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

[1] Ocean News/ Published: 02 April 2019

PRINCIPLE COMPONENT ANALYSIS BASED APPROACH FOR HEART RATE MEASUREMENT USING UWB IMPULSE RADAR

Le Dang Khanh^{1*}, Pham Xuan Duong²

¹ Marine Engineering Faculty, Vietnam Maritime University, 484 Lach Tray Street, Le Chan District, Hai Phong City, Vietnam, ledangkhanh@vimaru.edu.vn

² Vietnam Maritime University, 484 Lach Tray Street, Le Chan District, Hai Phong City, Vietnam phxduong@vimaru.edu.vn

Abstract:

This paper proposes a signal processing approach based on principal component analysis (PCA) for monitoring heart rate using ultra wideband impulse (UWB) radar. The vital signal including respiration and heart rate, measured by UWB radar is compressed and projected on the main principal component. The projection helps to significantly improve the signal-to-noise ratio compared to other conventional methods such as direct fast Fourier transform and complex signal decomposition. Thus, accurate measurement of heart rate could be obtained. The proposed approach could help improve about 10dB of heartbeat signal.

Keywords: UWB radar, Vital sign, Remote sensing, PCA.

1. Introduction

Ultra wideband impulse (UWB) radars have shown very potential results for indoor applications such as target localization, human detection, fall detection, human gait analysis and vital sign detection [1-6]. The main important characters of UWB radars those make interesting applications are: 1) wide bandwidth (>500 MHz) provide high spatial resolution, 2) low power (e.g. -41.3dBm/MHz for bandwidth from 3.1-10.6GHz by FCC rule), and ability of penetration through objects (e.g. wall, wood, soil, human body). UWB radars for non-contact vital sign detection applications including respiration and heart rate are getting much attention [7-14]. UWB radars measure vital sign by measuring the small motion of thorax caused by breathing and heartbeat activities. However, the motion of thorax caused by heartbeat is very small, which in order of over the second harmonic frequency of respiration, and the signal could be easily perturbed by noise [10].

Various signal processing algorithms have been proposed to extract respiration and heartbeat signal from noisy signals. Singular value decomposition (SVD) method was used to remove the wall and other static object signals to enhance the signal-to-noise ratio (SNR) [15-16]. Fast Fourier transform (FFT) was used to estimate respiration and heart rate; then a higher order cumulant (HOC) model was used to reduce the harmonic frequencies of respiration [17]. Wavelet transforms (WTs) were used to extract heartbeat signal in the mixing signal with respiration based on prior knowledge of the range of heart rate [18]. Ensemble decomposition modes and its variations (EMDs) efficiently decompose a non-stationary signal into different frequency components, thus accurately obtain heartbeat signal [18]. The HOC, WTs, and EMDs are the second step after the vital signal decomposition step. The vital signal decompositions are commonly direct sampling, complex signal decomposition (CSD) or arctangent decomposition (AD), which is used to construct vital signal from the raw signal with less error. AD extracts phase signal from I/Q signal which is directly related to the thorax displacement. However, a hardware calibration process should be applied for correct phase extraction. CSD decomposes two I/Q channels signal into a single complex signal, which was proofed to reduce the error of hardware such as jitter in FPGA clock, thus enhance SNR [19]. So, CSD also can be applied to direct sampling radio frequency (RF) signal (direct RF) with sampling frequency higher than Nyquist frequency of the impulse signal. In CSD, electromagnetic wave propagation is compressed by transferring signal in the time domain into the frequency domain.

In this paper, a signal processing algorithm is proposed, which uses PCA to enhance SNR. PCA is used to compress pulse signal at the location of a person, thus improve SNR of the vital signal. In PCA, the vital signal is projected onto its first PC, which contains the most vital information with minimum noise. Heart rate is then accurately calculated by Chirp-z transform (CZT), which provides higher frequency resolution than conventional FFT method. The performance of the proposed method will be compared with the direction FFT sampling method and direct RF method.

2. Principle of UWB radar for Vital Sign Measurement

2.1. UWB Radar Signal Model

The RF signal is directly sampled with sampling higher than Nyquist frequency criterion. Denote τ is the fast sampling time (fast-time), and t is slow sampling time (slow-time). Usually, τ is in order of nanosecond and, t is in order of a millisecond. And, v and f denote for FFT component in fast and slow-time, respectively. The distance between the person at a nominal distance d_0 (respect to τ_0) and the radar receiver is a sum of respiratory and cardiac activities, $d(t)$, as expressed in Eq. (1).

$$d(t) = d_0 + d_r \sin(2\pi f_r t) + d_h \sin(2\pi f_h t), \quad (1)$$

where d_r/f_r and d_h/f_h are amplitude/frequency of respiratory activity and cardiac activity, respectively. The signal received at the receiver of radar can be modeled as Eq. (2) [19].

$$v(t, \tau) = \sum_i A_i(p(\tau - \tau_i) + A_d(p(\tau - \tau_d(t))), \quad (2)$$

where $p(t)$ is the collected pulse with a carrier of frequency v_c ; A_i and τ_i denote the strength and delay time of multipath components, and A_d and τ_d denote the amplitude of the collected pulse and time-of-arrival from the person, respectively [12,19]. τ_d is the time of two way fly which can be calculated by the relationship with distance $d(t)$ and speed of light c as Eq. (3).

$$\tau_d(t) = 2d(t)/c = \tau_0 + \tau_r \sin(2\pi f_r t) + \tau_h \sin(2\pi f_h t), \quad (3)$$

where τ_r and τ_h are time delays amplitude of respiratory and cardiac activities, respectively; τ_0 is nominal time delay at the person. Static objects, transmitter and receiver antennas interference and stationary parts of person body can produce multipath components which is DC component in the signal $x_d(t, \tau)$. This DC signal can be simply removed by removing background by mean subtraction, running average filter, or SVD filter [15-16]. Finally, the interest signal of respiratory and cardiac activities at the receiver can be expressed at Eq. (4).

$$x_d(t, \tau) = A_d(p(\tau - \tau_d(t))), \quad (4)$$

2.2. Direct FFT method

The respiration and heart rate can be obtained by directly apply FFT in the slow-time direction. The FFT at fast-time τ , can be expressed in Eqs. (5-6) [12, 19]. Where $P(v)$ is the FFT of pulse $p(t, \tau)$ in fast-time direction τ ; $J_k(\beta_r v)$ and $J_l(\beta_h v)$ are Bessel functions with $\beta_r = 2\pi\tau_r$ and $\beta_h = 2\pi\tau_h$. C_{kl} is the constant value. It was proofed that the maximum of $X(f, \tau)$ is at $\tau = \tau_0$ [12]. The discrete frequency resolution of FFT is fs/N , where N is the number of signal samples. For fast measurement of vital signal, N should be small (e.g. 512 samples); so, the frequency resolution is low. Therefore, CZT will be used instead of FFT, which zooms in an interesting bandwidth of the vital signal. The frequency resolution is then $(f_{max}-f_{min})/N$, where f_{min} and f_{max} are limited frequency bandwidth of respiration signal (e.g. 0.1~3.0 Hz).

$$X(f, \tau) = A_d \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \sum_{l=-\infty}^{+\infty} C_{kl} \delta(f - kf_r - lf_h), \quad (5)$$

$$C_{kl} = \int_{-\infty}^{+\infty} P(v) J_k(\beta_r v) J_l(\beta_h v) dv \quad (6)$$

2.3. Complex signal demodulation

In the CSD method, the signal $v_d(t, \tau)$ is firstly transferred to the frequency domain by FFT in fast-time direction for extraction of phase variation, then another FFT on slow-time is applied to extract respiration and heart rate. The FFT of $v_d(t, \tau)$ in fast-time direction can be expressed by Eq. (7). At $v = 0$, Eq. (7) becomes Eq. (8) which is then FFT in slow-time direction to find the respiration and heart

rate, as expressed. The CSD method could help to reduce intermodulation of respiration and heart rate, and jitter signal which could be produced in hardware [19].

$$X(t, v) = A_d P(v + v_c) e^{-j2\pi(v+v_c)\tau_d} \quad (7)$$

$$X(t, 0) = A_d P(v_c) \cdot \exp[4\pi d_r c/v_c \sin(2\pi f_r t) + 4\pi d_h c/v_c \sin(2\pi f_h t) + 2 d_0 c/v_c] \quad (8)$$

2.4. PCA based method

PCA is using in many applications for noise reduction, data compressing and pattern recognition [22]. PCA derives input data variables into a small number of the decorrelated linear combination while retaining as much as the information of the original variables as possible. The basic idea of PCA is to find PCs of the data variables which is orthogonal each other. The received signal of UWB radar is formed in 2D matrix, \mathbf{X}_{ij} , whose dimension is $N \times M$. Here, $i = 1, 2, \dots, N$ and $j = 1, 2, \dots, M$ denote the fast-time index and slow-time index, respectively. It's assumed that i is the index of variables, and j is the index of observations in PCA analysis. A simple coherent signal process, moving average for improving signal quality is done before apply PCA, as expressed in Eq. (9). Where, $2R+1$ is the size of the sliding window in slow-time direction.

$$\mathbf{X}(i, j) = \frac{1}{2R+1} \sum_{l=j-R}^{j+R} \mathbf{X}(i, l) \quad (9)$$

$\mathbf{X} = \mathbf{X} - \frac{1}{M} \sum_{j=1}^M \mathbf{X}(i, j)$	(10)
$\mathbf{C} = \frac{1}{M} \mathbf{X} \mathbf{X}^T$	(11)
$\mathbf{C} \Lambda = \lambda \Lambda$	(12)
$\mathbf{C} = \mathbf{U} \mathbf{S} \mathbf{V}^T$	(13)
$y_k = \mathbf{U}_k^T \mathbf{X}$	(14)

In PCA, matrix \mathbf{X} is firstly mean centered by subtraction from its mean, as expressed in Eq. (10). Then, covariance matrix \mathbf{C} of \mathbf{X} is computed in Eq. (11), and its eigenvalues λ and eigenvectors Λ are computed by Eq. (12). The eigenvalues can be calculated by SVD of covariance matrix \mathbf{C} , as expressed in Eq. (13); where \mathbf{U} contains eigenvectors in its column ($\Lambda_i = \mathbf{U}(:, i)$) and \mathbf{S} contains eigenvalues in its diagonal, $\lambda = \text{diag}(\mathbf{S})$. Eigenvalues λ is arranged in descending order, $\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq \dots \geq \lambda_N$ and the higher value represents for the larger information of matrix signal \mathbf{X} [20]. Finally, the new vital signal y_k is the projection of matrix \mathbf{X} onto the k -th eigenvector Λ_k ($k < N$), which are expressed in Eq. (14). Thus, the two-dimensional vital signal \mathbf{X} was compressed to one-dimensional vital signal y_k . The frequency transform based on CZT is then performed on y_k to get the respiration and heart rate.

3. Experimental Analysis & Discussion

3.1. Experimental setup & results of conventional methods

In order to demonstrate the effectiveness of the proposed method, UWB radar with a center frequency of 4.3GHz, a bandwidth of 550MHz, and a sampling rate of 10GHz was used.

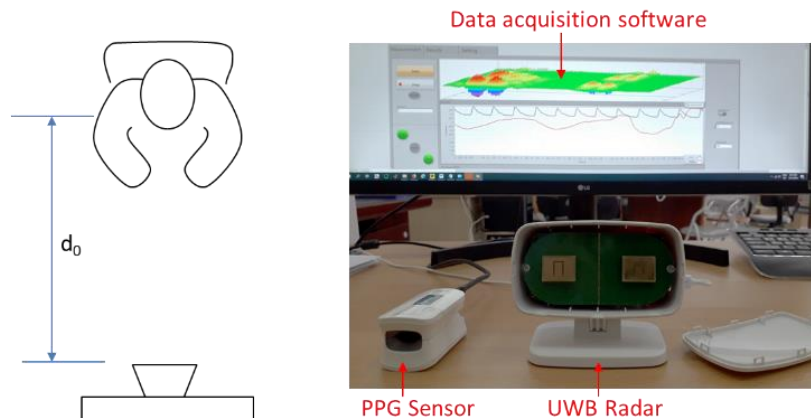


Figure 1. Experimental setup

A healthy person is comfortable sitting and breathing normally at 0.9m was measured by the UWB radar. A photoplethysmography (PPG) was attached to a finger during the experiment for measuring heart rate as a reference. The UWB radar signal was recorded and processed in a block of 1024 samples in slow-time, respect to 22.8s. **The experimental setup is shown in Fig. 1.** The raw signal X was stacked in 2D with a size of 100×1024 samples, as shown in Fig. 2(a). It's observed that the vital signal is existing in around 0.2m of the person location due to the thickness of the person body. Although there is serious noise, the respiration signal can still be observed clearly. The presence and location of a person can be estimated by using standard deviation (std) of signal in the slow-time, as shown in Fig. 1(c). The maximum std presents the maximum quality of vital, as shown in Fig. 1(b), which is then transformed into the frequency domain by CZT in Fig. 1(d). The CZT is zoomed in a range of 0~3.0Hz, respect to 0.0029Hz (0.18 BPM), which is the normal frequency range of respiration rate (0.1~0.7Hz) and heart rate (0.75~3.0Hz). The maximum peak indicates the respiration rate (0.1787Hz), the second maximum peak is non-stationary signal such as slightly moving of person body or organs, the third maximum peak is the 2nd harmonic of respiration signal, and the peak near to 1Hz is the heart rate (1.1777Hz) but it's not clear because of high background noise. The reference PPG shows the heart rate of 1.1658 Hz.

Similarly, Fig. 3 shows the signal of the CSD method. The quality of the vital signal was improved compare to the direct FFT method because the FFT accumulates vital signal in the fast-time by transforming into the frequency domain. However, the heart rate signal (Fig. 2(d)) is still difficult to be detected the cause of the high background noise. It's a notice that the non-stationary signal was much reduced in the CSD method, which helps easier to detect respiration signal.

3.2. PCA results

It's an important note that the vital signal has a different phase at different distance (fast-time) index, as shown in Fig. 4(a). Thus, it's not suitable to simply summarize the entire signal at the fast-time. An accumulation approach is using PCA to project the signal onto eigenvectors which retain rich information of the original signal. As, the distribution of 19 eigenvalues in Fig. 4(b), the vital signal is represented mostly in the first eigenvalue (84.87%), only 7.36% in the second eigenvalue, and 4.38% in the third eigenvalue. As a results, the projected signal (1D) of the vital signal (2D) on the first eigenvectors has the best quality, as shown in Fig. 4(c).

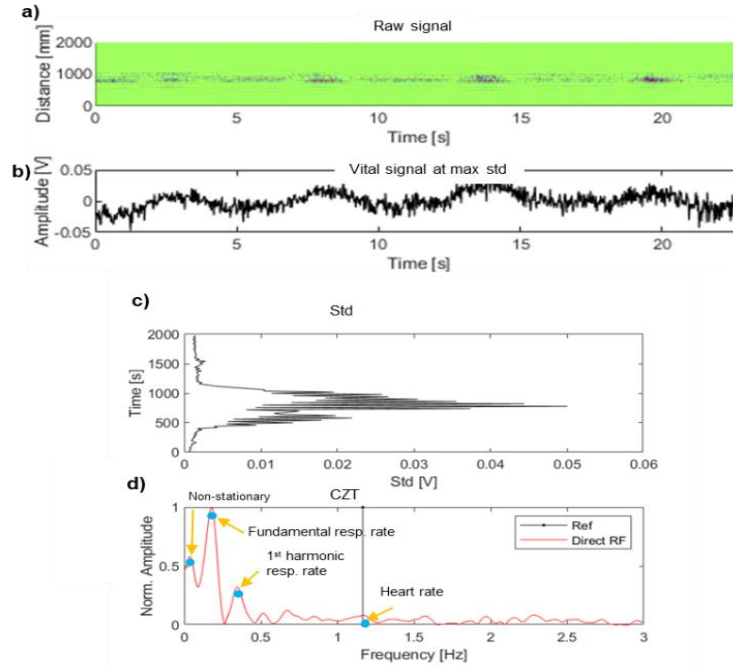


Figure 2. Signal presents for the direct FFT method: a) raw vital signal stacked in 2D, b) vital signal at the person, b) location of person by standard deviation, and d) frequency domain of vital signal in CZT.

The advantage of the PCA method compare to the direct FFT and CSD methods is shown in Fig. 5. All signals in the graphs of Fig. 5 were normalized for easy comparison. The vital signal in Fig. 5(a) shows better contrast of the CSD method than the direct FFT method. However, in both methods, the high-frequency noise signal was much influent to the vital signal, thus, the heartbeat signal could not observed. The vital signal extracted by the PCA, which is the projection on the first PC was much improved compared to the previous two methods. The heartbeat signal could be observed in the waveform signal. The signals in the frequency domain by CZT are shown in Fig. 5(b) and zoomed for heart rate in Fig. 5(c). It shows that the heart rate can be detected as the maximum peak in the PCA method, but cannot correctly detect in the direct FFT and CSD methods. The heart rate was measured by the reference PPG sensor at 1.1658Hz (70BPM), PCA method at 1.1816Hz (1.36% errors), CSD method at 1.5676Hz (34.47%), and direct FFT at 3.2817Hz (181.5%).

The signal-to-noise (SNR) could be calculated by Eq. (15) [21], where CZT_{hr} is amplitude of CZT transform of the fundamental respiration/heart rate; CZT_{noise} is amplitude of CZT transform of noise signal, which is all the frequency in a range of respiration/heart rate (0.1~0.75Hz/0.75Hz~3.0Hz) excluding fundamental and harmonics of respiration/heart rate.

$$SNR = 20 * \log \frac{CZT_{hr}}{1/N \sqrt{\sum CZT_{noise}^2}} \quad (15)$$

The SNR of heart rate also was improved about 10dB using PCA method (17.27dB) compared to the direct FFT method (7.01dB) and CSD method (6.45dB). And, SNR of respiration was improved over 8dB using PCA method compared to the other two methods. Table 1 summarized the measurement results.

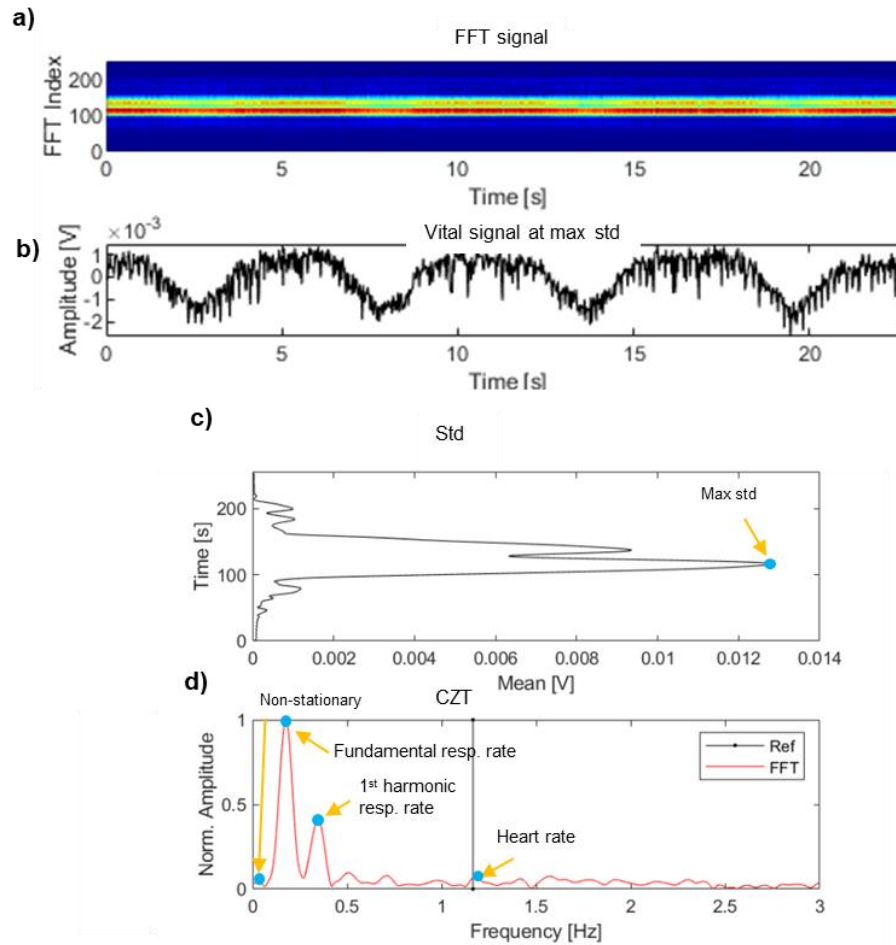


Figure 3. Signal presents for the CSD method: a) raw vital signal stacked in 2D, b) vital signal at the person location, c) location of person by standard deviation, and d) frequency domain of vital signal in CZT

Table 1 Measurement results of vital signal

Parameter	Direct FFT	CSD	PCA	Ref. PPG
SNR of respiration	24.65dB	28.7dB	36.30dB	-
SNR of heart rate	7.01dB	6.45dB	17.27dB	-
Heart rate (Hz)	3.2817Hz	1.5676Hz	1.181Hz	1.1658Hz
Error %	181.5%	34.47%	1.36%	

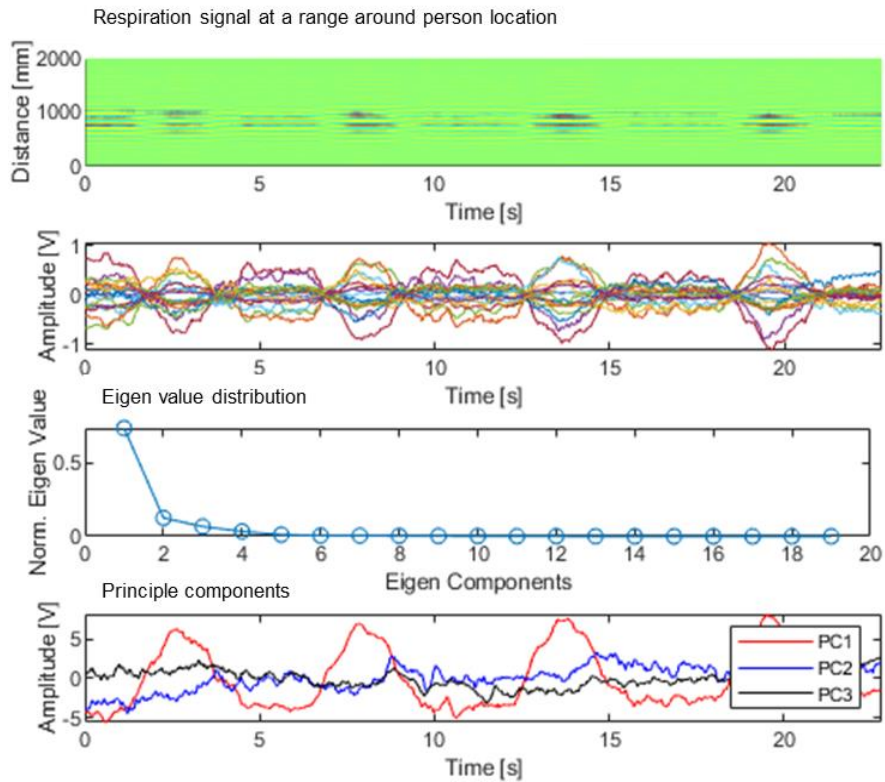


Figure 4. The signal in principle component analysis: a) input 2D vital signal, b) eigenvalue distribution and c) vital signal projected on the three principal components.

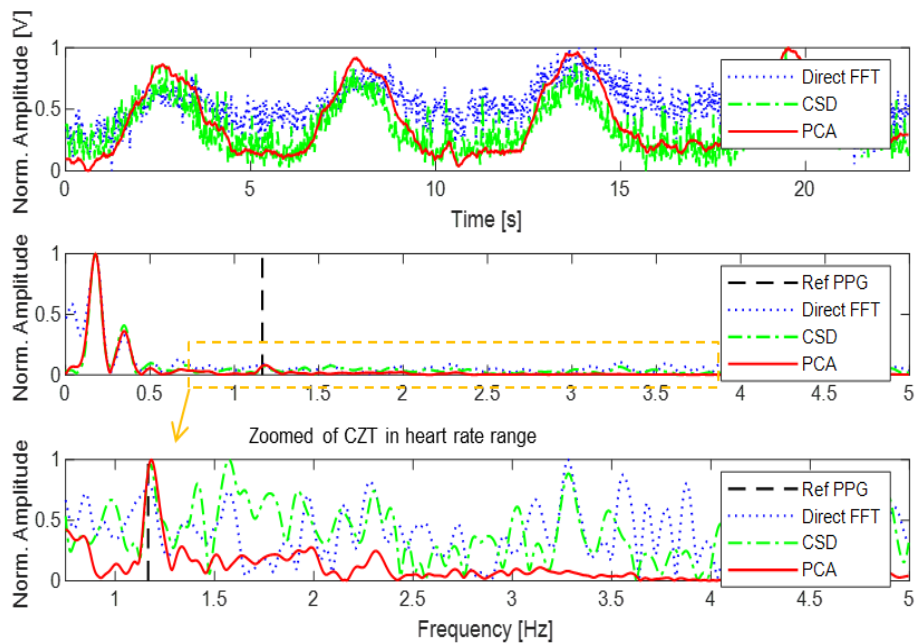


Figure 5. Comparison results of PCA method with two conventional methods in the analysis of respiration and heart rate: a) vital signal extracted by the three methods, b) CZT of the vital signal, and c) CZT in heart rate range.

3.3. Measurement robustness

For verify the effectiveness and robustness of the proposed PCA method, a long measurement was performed. A window of 1024 slow-time samples respects to 22.8s was slide over the measured data to extract heart rate using the PCA method and other two conventional, direct FFT and CSD methods. The calculated heart rate of the three methods compared with the result of the reference PPG is shown in Fig. 6. The PCA method show a stable and accurate result compared to the two conventional methods. The root-mean-square errors of the direct FFT, CSD, and PCA methods are 53.07%, 36.36%, and 3.28%. The PCA method shows the most accurate and stable result among the three methods. However, the PCA approach is still limited when a person is moving, as in the time of 0~16s.

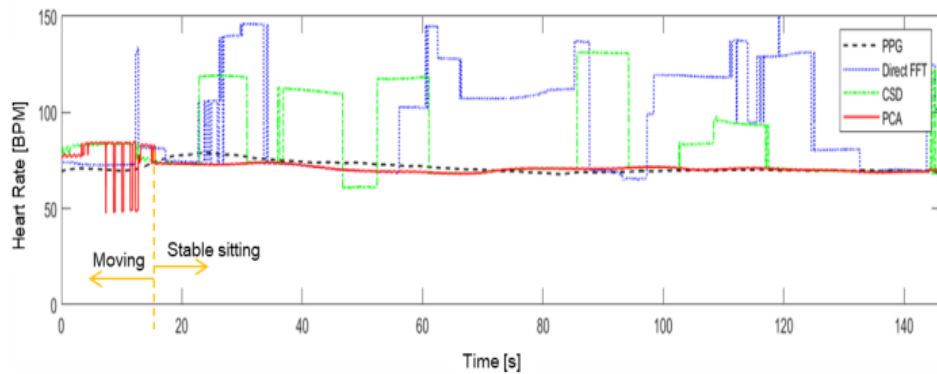


Figure 6. Continue heart rate measurement monitoring

The summary block diagram of the algorithm is shown in Fig. 7. The raw UWB radar signal was stacked in the slow-time direction to build a 2D matrix data. The person range could be detected by the standard variation values, as exemplified in Figs. 2 and 3. The vital range was selected at the person position which is a 2D matrix data as the input of the PCA algorithm. Then, the principle component (first component) is extracted and selected from the PCA. The principle component will be transform to a frequency domain by using CZT and the heartbeat frequency will be determined.

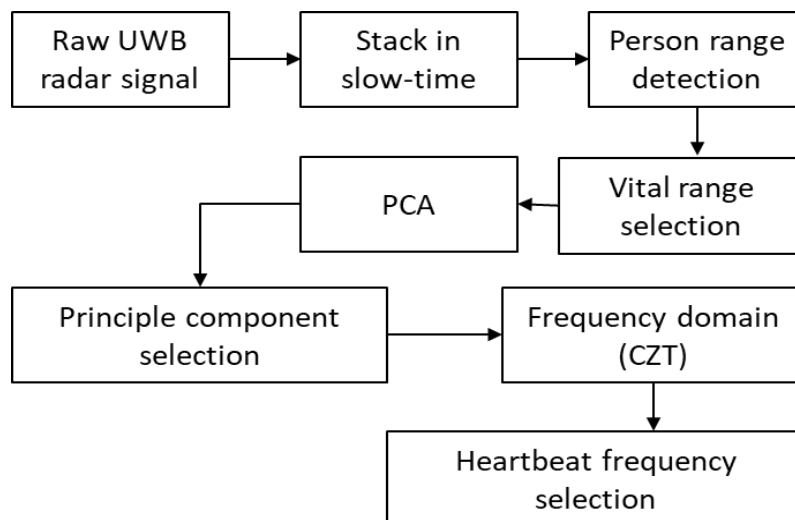


Figure 7. Summary block diagram of the proposed algorithm

4. Conclusion

This paper proposed an accurate and stable measurement of heart rate of UWB radar based on PCA approach. The PCA helps to compress the UWB pulse signal thus improve SNR. The vital signal was transformed and analyzed in principle component space. The projection on the first PC provides the best quality of the vital signal, which contained the most information of vital signal (84.47%). Both respiration signal and heart rate signal was improved 8dB~10dB SNR by using the PCA approach compare to the two conventional, direct FFT and CSD approaches. Thus, the measurement of heart rate was more accurate and stable, which was obtained with root-mean-square error percent of 3.28% using the PCA compared to 36.36% and 53.07% of direct FFT and CSD methods, respectively. With these potential results, the future researches could investigate the accuracy and robustness of the proposed method for different experimental conditions such as further distances, through-wall measurement, and movement of the person.

References

- [1] Lubecke B.O., "A microwave radio for Doppler radar sensing of vital signs". *In Proceedings of the 2001 IEEE MTT-S International Microwave symposium Digest*, Phoenix, AZ, USA, 20–24 May 2001; pp. 175–178.
- [2] Mercuri M., et al., "Optimized SCW radar sensor aiming at fall detection in a real room environment," in Proc. IEEE Biomed. *Wireless Technol., Netw., Sens. Syst. (BioWireless)*, Austin, TX, USA, Jan. 2013, pp. 4–6.
- [3] Host-Madsen, A.; Petrochilos, N.; Boric-Lubecke, O.; Lubecke, V.M.; Park, B.K.; Zhou, Q. "Signal processing methods for Doppler radar heart rate monitoring". *Signal Processing Techniques for Knowledge Extraction and Information Fusion*; Mandic, D., Ed.; Springer: Berlin, Germany, 2008.
- [4] Droitcour, A.D. "Non-Contact Measurement of Heart and Respiration Rates With a Single-Chip Microwave Doppler Radar", *Stanford University*: Stanford, CA, USA, 2006.
- [5] Koo, Y. S., Ren, L., Wang, Y. & Fathy, A. E. "UWB Micro Doppler radar for human gait analysis, tracking more than one person, and vital sign detection of moving persons". *In IEEE MTT-S Int. Microw. Symp. Dig.*, Seattle WA USA, 1–4 (2013).
- [6] Kim, Y.H., Lee, H. & Kim S., "3D Radar Objects Tracking and Reflectivity Profiling", *Int. J. Fuzzy Log. Intell. Syst.*, 12(4), 263-269 (2012).
- [7] Li, J., Liu, L. & Zeng, Z. "Advanced signal processing for vital sign extraction with applications in UWB radar detection of trapped victims in complex environments". *IEEE J. Sel. Topics Appl. Earth Observat. Remote Sens.* 7, 783–791 (2014).
- [8] Baldi, M. et al. Non-invasive UWB sensing of astronauts' breathing activity. *Sensors* 15, 565–591 (2015).
- [9] Conte, E., Filippi, A. & Tomasin, S. "ML period estimation with application to vital sign monitoring". *IEEE Signal Process. Lett.* 17, 905–908 (2010).
- [10] Naishadham, K. & Piou, J. E. "A robust state space model for the characterization of extended returns in radar target signatures". *IEEE Trans. Antennas Propag.* 56, 1742–1751 (2008).
- [11] Ren, L., Kooet, Y., Wang, Y. & Fathy, A. Noncontact multiple heartbeats detection and subject localization using UWB impulse doppler radar". *IEEE Microw. Wirel. Compon. Lett.* 25, 690–692 (2015).

- [12] A. Lazaro, D. Girbau, and R. Villarino, "Analysis of vital signs monitoring using an IR-UWB radar," *Prog. Electromagn. Res.*, 100, 265–284 (2010).
- [13] P. Bernardi et al., "Design, realization, and test of a UWB radar sensor for breath activity monitoring," *IEEE Sensors J.*, 14(2), 584–596 (2014).
- [14] K. K. M. Chan, A. E. Tan, and K. Rambabu, "Circularly polarized ultrawideband radar system for vital signs monitoring," *IEEE Trans. Microw. Theory Techn.*, 61(5), 2069–2075, (2013)
- [15] Nezirović, A., Yarovoy, A. & Ligthart, L. P. "Signal processing for improved detection of trapped victims using UWB radar". *IEEE Trans. Geosci. Remote Sens.* 48, 2005–2014 (2010).
- [16] Xie, Y. & Fang, G. "Equi-amplitude tracing algorithm based on base-band pulse signal in vital sign detecting". *Electron. Inf. Technol.* 31, 1132–1135 (2009).
- [17] Xu, Y., Dai, S., Wu, S. & Chen, J. "Vital sign detection method based on multiple higher order cumulant for ultra-wideband radar". *IEEE Trans. Geosci. Remote Sens.* 50, 1254–1265 (2012).
- [18] Hu, X. & Jin, T. "Short-range vital signs sensing based on EEMD and CWT using IR-UWB radar". *Sensors* 16, 2025, <https://doi.org/10.3390/s16122025> (2016).
- [19] Rong Y., Bliss D., "Direct RF Signal Processing for Heart-Rate Monitoring Using UWB Impulse Radar". *2018 52nd Asilomar Conference on Signals, Systems, and Computers*, ACSSC Oct. 2018, CA, USA, USA.
- [20] Bruce A.D., Baek K., Bartlett M.S, Beveridge J.R, "Recognizing Faces with PCA and ICA," *Computer Vision and Image Understanding.* 91(1-2), 115-137 (2003).
- [21] Ren L., Wang H., Naishadham K., Kilic O., Fathy A.E., "Phase-Based Methods for Heart Rate Detection Using UWB Impulse Doppler Radar", *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 64(10), 3319-3331 (2016).
- [22] Kim Sung-Ho, Youk Yui-Su, "Recursive PCA-based Remote Sensor Data Management System Applicable to Sensor Network", *Int. J. Fuzzy Log. Intell. Syst.*;8(2):126-131 (2008).

TÍNH DAO ĐỘNG NGANG CỦA HỆ TRỤC TÀU THỦY THEO PHƯƠNG PHÁP MA TRẬN CHUYỂN

THE HORIZONTAL FOR VIBRATION OF SHIP'S ACCORDING TO THE
DISPLACEMENT MATRIX METHOD

BÙI THỊ HẰNG

Bộ môn Máy tàu thủy, Khoa Máy tàu biển.

Tóm tắt:

Trong bài báo này xét tính dao động ngang của hệ trục tàu thủy theo phương pháp ma trận chuyển. Kết quả phân tích, tính toán xác định được các tần số dao động riêng của hệ.

Từ khóa: Tính dao động ngang của hệ trục tàu thủy, phương pháp ma trận chuyển.

Abstract:

In this article the horizontal for vibration of ship's according to the displacement matrix method. The results of analysis, calculation and determination of the system's own vibrational frequencies.

Key words: Horizontal for vibration of ship's , displacement matrix method.

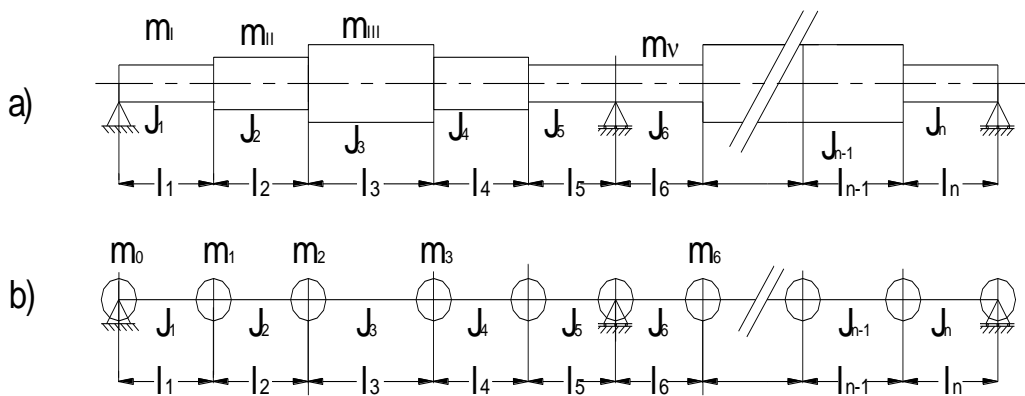
1. Đặt vấn đề

Trong tính toán thiết kế tàu, các dao động của hệ trục tàu thủy luôn là vấn đề được quan tâm hàng đầu, trong đó bài toán tính dao động ngang của hệ trục, xác định chính xác các tần số dao động riêng và tìm ra vòng quay tới hạn để làm giảm ảnh hưởng của nó lên độ bền trục đang là bài toán rất được quan tâm hiện nay.

2. Nội dung

2.1. Mô hình tính dao động ngang của trục theo phương pháp ma trận chuyển.

Xét hệ trục được đỡ lý tưởng. Trục thực được biểu thị trên hình 1:



Hình 1: Mô hình hệ trục và hệ tương đương.

Là trục có thiết diện tròn đối xứng, thay đổi đường kính dọc theo chiều dài trục (hình a) được thể hiện bởi mô hình tính toán (hình b). Gồm các đoạn trục không khối lượng có đặc tính đàn hồi của trục thực với các khối lượng tập trung ở đầu mút các đoạn tính. Một nửa đoạn trục thực được đặt ở một đầu, còn nửa kia ở đầu kia.

2.2. Cơ sở về tính dao động ngang của trục theo phương pháp ma trận chuyển.

Các khối lượng tập trung thì được tính bằng tổng các nửa khối lượng của đoạn trục thực kề nhau:

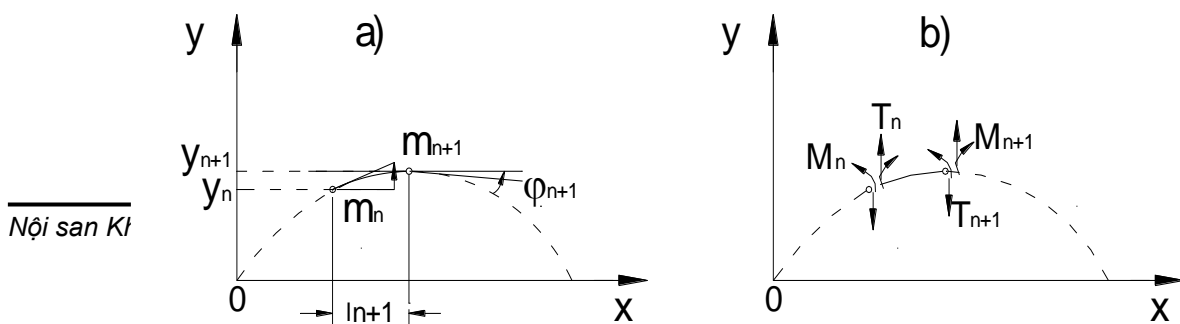
$$m_N = \frac{1}{2} m_N + \frac{1}{2} m_{N+1} \quad (1.1)$$

ví dụ: $m_0 = \frac{1}{2} m_I,$

$$m_{III} = \frac{1}{2} m_{III} + \frac{1}{2} m_{IV}$$

Xét dao động tự do của hệ.

Để lập phương trình dao động ta xét 1 đoạn trục bị uốn quá khối lượng n và $n+1$ và các lực, mô men tác dụng nên chúng hình 2:



Nội san Kt

Hình 2: Độ uốn và lực, mô men tác dụng lên đoạn trục.

ký hiệu:

Y_n : Độ võng của trục ở thiết diện thứ n

φ_n : Góc xoay của trục ở thiết diện thứ n

M_n : Mô men uốn của trục ở thiết diện thứ n

T_n : Lực cắt ở thiết diện thứ n của đoạn trục n+1

I_{n+1} : Mô men quán tính thiết diện ngang của đoạn trục giữa khối lượng n và n+1

Theo sức bền vật liệu có công thức liên hệ các đại lượng giữa thiết diện n+1 và n:

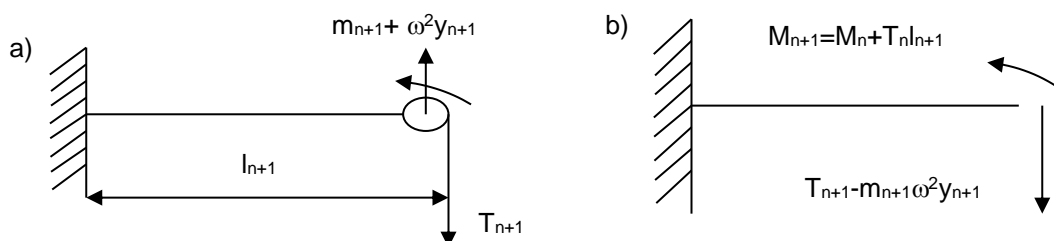
$$Y_{n+1} = Y_n + X_{n+1}\varphi_n + \frac{1}{2} \frac{I_{n+1}^2}{EI_{n+1}} M_n + \frac{1}{6} \frac{I_{n+1}^3}{EI_{n+1}} T_n$$

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \frac{I_{n+1}}{EI_{n+1}} M_n + \frac{1}{6} \frac{I_{n+1}^2}{EI_{n+1}} T_n \quad (1.2)$$

$$M_{n+1} = M_n + I_{n+1} T_n$$

$$T_{n+1} = T_n + m_{n+1} \omega^2 Y_{n+1}$$

2 phương trình cuối ta có từ phương trình cân bằng của đoạn n+1 như trên hình 3:



Hình 3: Trạng thái lực tại thiết diện n+1.

viết được dưới dạng ma trận:

$$V_{n+1} = B_n V_n \quad (1.3)$$

trong đó:

$$V_n = [Y, \varphi, M, T]^T_{(n)} \quad (1.4)$$

được gọi là véc tơ trạng thái của thiết diện n.

Ma trận B_n :

$$B_n = \begin{pmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EI} & \frac{l^3}{6EI} \\ 0 & 1 & \frac{l^2}{EI} & \frac{l^2}{2EI} \\ 0 & 0 & 1 & l \end{pmatrix} \quad (1.5)$$

$$m\omega^2 \quad m\omega^2 l \quad \frac{m\omega^2 l^2}{2EI} \quad 1 + \frac{l^3}{6EI} \quad (n+1)$$

(Chỉ số dưới chỉ tham số của trục ở đoạn trục n+1) được gọi là ma trận chuyển qua khối lượng n+1

Điều kiện biên trong trường hợp đang xét trục trên 2 gối đỡ, các đầu mút tự do là:

$$\begin{aligned} Y_0 = 0 & \qquad Y_n = 0 \\ M_0 = 0 & \qquad M_n = 0 \end{aligned} \quad (1.6)$$

Với mô hình trục xét ta có:

$$\begin{aligned} V_1 &= B_0 V_0 \\ V_2 &= B_1 V_1 = B_1 B_0 V_0 \\ &\dots\dots\dots \\ V_n &= B_{n-1} V_{n-1} = B_{n-1} B_{n-2} \dots\dots B_1 B_0 V_0 \end{aligned} \quad (1.7)$$

như vậy:

$$V_n = D V_0 \quad (1.8)$$

với:

$$D = B_{n-1} B_{n-2} \dots\dots B_1 B_0 \quad (1.9)$$

và:

$$D = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & d_{14} \\ \dots\dots\dots & & & \\ d_{41} & d_{42} & d_{43} & d_{44} \end{pmatrix} \quad (1.10)$$

Từ điều kiện bên trên ta có:

$$\left. \begin{aligned} Y_n = d_{12}\varphi_0 + d_{14}T_0 = 0 \\ M_n = d_{23}\varphi_0 + d_{34}T_0 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

Để φ_0 hoặc $T_0 \neq 0$ điều kiện là:

$$\begin{vmatrix} d_{12} & d_{14} \\ d_{32} & d_{34} \end{vmatrix} = 0 \quad (1.12)$$

Đây chính là phương trình tần số, nghiệm của phương trình cho ta các tần số dao động tự do của hệ $\omega_1, \omega_2, \dots$ để từ đó có thể xác định được biên độ dao động tương đối \bar{Y}_i và $\bar{\varphi}_i$.

3. Kết luận

Với các kết quả nghiên cứu tính toán trên ta đi đến kết luận sau:

- Ngoài cách tính dao động ngang theo phương pháp tính truyền thống phương pháp gần đúng Simanski cho kết quả kém chính xác, ta có thể tính tần số dao động ngang của hệ trục tàu thủy theo phương pháp ma trận chuyển.
- Đây là phương pháp xác định chính xác nhất các tần số dao động riêng của hệ $\omega_1, \omega_2, \dots$ bằng cách giải trực tiếp từ phương trình tần số.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Phạm công Ngô. *Lý thuyết điều khiển tự động*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 1996.
 [2]. Nguyễn văn Khang. *Dao động kỹ thuật*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2005.
 [3]. Miiller P.C.Schiehlen. *Dao động tuyến tính*, NXB Xây dựng, 1979.
 [4]. Kalman R. E., "On the General Theory of Control Systems", Proc. 1st Int.

- [5]. Kalman R. E., "*Mathematical Description of Linear Dynamical Systems*", SIAM J. Contr. 1963
- [6]. SS.Rao. *Mechanical Vibrations*. Addison, Wesley Publishing Com. USA. 1999
- [7]. R.E.D.Bishop, G.M.L.Gladwell, S.Michaelson. "*The matrix analysis of Vibration*", Cambridge University Press 1995.