

CHỌN VÙNG VÒNG QUAY LÀM VIỆC CỦA TRỤC CHÂN VỊT TÀU THỦY

SELECTION THE SUITABLE SPEED RANGE OF MARINE PROPELLER SHAFT

NGUYỄN NGỌC HOÀNG*, NGUYỄN TRÍ MINH

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

*Email liên hệ: hoangnn.mtb@vimaru.edu.vn

Tóm tắt

Sự phối hợp công tác giữa động cơ và chân vịt là vấn đề quan trọng trong quá trình khai thác Hệ động lực tàu thủy. Việc lựa chọn phù hợp tốc độ quay chân vịt sẽ cho hiệu suất của động cơ và chân vịt cao, ngược lại có thể gây sự cố cho động cơ, chân vịt và hệ thống đường trục. Vòng quay chân vịt bị giới hạn trong phạm vi dải tốc độ quay công tác của động cơ diesel, phụ thuộc vào chất lượng quá trình cháy trong buồng đốt động cơ diesel ở dải vòng quay thấp và giới hạn mô men hay hiệu suất thủy động của chân vịt ở dải vòng quay cao hơn. Bài báo này giới thiệu chọn vùng vòng quay làm việc phù hợp, hiệu quả và an toàn của trục chân vịt tàu thủy trong thiết kế và khai thác hệ thống động lực diesel tàu thủy.

Từ khóa: Trục chân vịt tàu thủy, động lực diesel tàu thủy.

Abstract

Engine - propeller matching is an important work, a right chosen propeller RPM will give high efficiency of engine and propeller, otherwise, may cause some problems for engine, propeller and shaft devices. The propeller rotation is limited to the range of the rotational speed of the diesel engine, depending on the quality of the combustion in the diesel engine combustion chamber in the low revolution range and the torque limit of shaft or hydrodynamic efficiency of propeller in the higher RPM range. This article introduces the selecting suitable, efficient and safe speed range of propeller shaft in design and operation of marine diesel propulsion.

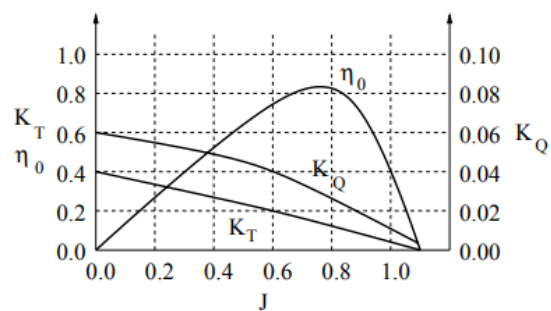
Keywords: Marine propeller shaft, marine diesel propulsion.

1. Đặt vấn đề

Công nghiệp tàu thủy đã tiến những bước dài trên phương diện số lượng và chất lượng đội tàu, nhưng cần đặc biệt chú trọng phát triển khoa học kỹ thuật

hàng hải cùng với quản lý hiệu quả năng lượng tàu thủy theo các yêu cầu của tổ chức hàng hải thế giới để nâng cao hiệu suất hệ động lực, giảm ô nhiễm môi trường, giảm phát thải carbon dioxide, trên cơ sở của nghị định thư Kyoto về hướng dẫn thực hiện các qui định bắt buộc về hiệu quả năng lượng tàu thủy theo MARPOL annex VI, trong đó có: Chỉ tiêu thiết kế hiệu quả năng lượng EEDI (energy efficiency design index) và chỉ tiêu kế hoạch quản lý hiệu quả năng lượng tàu thủy SEEMP (ship energy efficiency management plan) cho tàu thiết kế và đóng mới với mục đích thúc đẩy nâng cao hiệu suất sử dụng, bố trí trang thiết bị và máy móc của hệ động lực tàu thủy.

Như vậy với việc nghiên cứu phân tích lựa chọn vùng vòng quay khai thác và thiết kế của chân vịt tàu thủy theo yêu cầu tương thích với động cơ diesel và hiệu suất công tác của chân vịt, là hoàn toàn phù hợp với yêu cầu cấp thiết của khoa học kỹ thuật hàng hải.



Hình 1. Hiệu suất chân vịt, hệ số mô men và lực đẩy theo tỷ số tiến J [3]

η_0 - Hiệu suất chân vịt trong bề thử mô hình, chưa tính ảnh hưởng khi chân vịt làm việc thực tế sau đuôi tàu, K_T - Hệ số lực đẩy, K_Q - Hệ số mô men trong bề thử mô hình, chưa tính tới ảnh hưởng sau đuôi tàu [9].

2. Nội dung

2.1. Phân tích và chọn dải vòng quay làm việc của động cơ diesel chính trong thiết kế

Chúng ta biết công suất chân vịt có quan hệ bậc ba với vòng quay trên trục, vì nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố: Từ sức cản vỏ tàu, chiều chìm tàu, sóng gió, dòng chảy hay chiều sâu luồng lạch cho đến các bộ phận hợp thành hệ động lực.

$$N_{cv} = K_N \cdot n^3, (W) \quad (1)$$

Tương ứng mô men trên trục:

$$M = K_M \cdot n^2, (Nm) \quad (2)$$

Trong đó: K_N, K_M - Hệ số công suất và hệ số mô men trên trục chân vịt sau đuôi tàu;

n - Vòng quay trên trục chân vịt, (v/s).

Theo phân tích toán học đơn thuần thì tăng vòng quay sẽ tăng được công suất chân vịt và mô men. Tuy nhiên trong thực tế không phải hoàn toàn như vậy, vì nó liên quan đến hiệu suất chân vịt, hiệu suất chân vịt được định nghĩa là tỷ số giữa công suất đẩy nước và công suất quay cơ học cung cấp cho chân vịt.

Mặt khác, mô men tổng phát triển bởi dòng nước gây ra trên trục có thể xác định theo quan hệ bậc 5 với đường kính chân vịt:

$$M = K_{M,cv} \cdot \rho \cdot D^5 n^2 \quad (3)$$

Trong đó:

$K_{M,cv}$ - Hệ số mô men theo chân vịt;

D - Đường kính chân vịt, (m);

ρ - Mật độ dòng nước sau chân vịt, (N/m³).

Phương trình (3) gợi ý cho chúng ta thấy để thử buộc bên có kiểm soát và ‘an toàn’, tránh động cơ diesel chính đạt đến giới hạn quá tải về mô men và nhiệt thì chúng ta có thể giảm mật độ dòng nước ρ bằng cách khuếch tán bọt khí nén vào dòng nước tới chân vịt.

So sánh phương trình (2) và (3) ta rút ra hệ số mô men trên trục chân vịt có bước cố định là:

$$K_M = K_{M,cv} \cdot \rho \cdot D^5 \quad (4)$$

Để thấy K_M hay $K_{M,cv}$ tốt khi D tăng (mặc dù là xu hướng hiện nay nhưng nó còn bị giới hạn bởi chiều chìm tàu) nhưng chúng đều không tỷ lệ thuận với tỷ số tiến của chân vịt ‘advance coefficient’ J , là thông số phản ánh hiệu suất chân vịt:

$$J = \frac{V_a}{n \cdot D} \quad (5)$$

Trong đó:

V_a - Tốc độ tiến của chân vịt so với mặt nước, xấp xỉ tốc độ tiến của tàu, (m/s);

K_M hay $K_{M,cv}$ đều làm giảm ảnh hưởng của J .

Từ (5) chúng ta thấy có một giới hạn vòng quay làm việc của trục quay để đảm bảo hiệu suất chân vịt theo ‘advance coefficient’ J , và thực tế người ta thấy rằng

hiệu suất chân vịt có giá trị tối ưu khi J nằm trong khoảng 0,5÷0,9 (Hình 1), vượt ra ngoài khoảng này hiệu suất chân vịt sẽ giảm. Điều đó có nghĩa vòng quay làm việc của chân vịt có một giá trị giới hạn hiệu quả theo tốc độ và kích cỡ tàu, từ đó trên cơ sở giá trị tối ưu của J phụ thuộc theo tốc độ thiết kế chạy tàu V_a và thông số phụ thuộc chiều chìm tàu là đường kính chân vịt, thì chúng ta có thể sơ bộ xác định vòng quay làm việc hiệu quả của chân vịt, và trong thực tế các tàu cỡ lớn giá trị vòng quay này nằm trong khoảng 60÷260 (v/ph), còn ngược lại hiệu suất chân vịt sẽ nhỏ, có thể dưới 30%. Tàu chiến, tàu ưu tiên kích thước động cơ nhỏ, tốc độ cao thì không thể có hiệu suất chân vịt hay tỷ số tiến cao hơn các tàu vận tải được. Ngoài ra việc chọn vòng quay còn cần quan tâm đến tình trạng xâm thực của chân vịt, và được tính tới trong hệ số xâm thực, xâm thực sẽ tăng khi n hoặc V_a tăng.

Câu hỏi đặt ra bây giờ là với dải vòng quay rộng như vậy thì với các tàu cụ thể theo lượng chiếm nước thì chọn như thế nào? Từ phương trình vi phân chuyển động của tàu thủy có dạng:

$$B \frac{dv(t)}{dt} = T_p - R_T \quad (6)$$

Trong đó:

B - Khối lượng toàn bộ, liên quan đến dung tích của tàu;

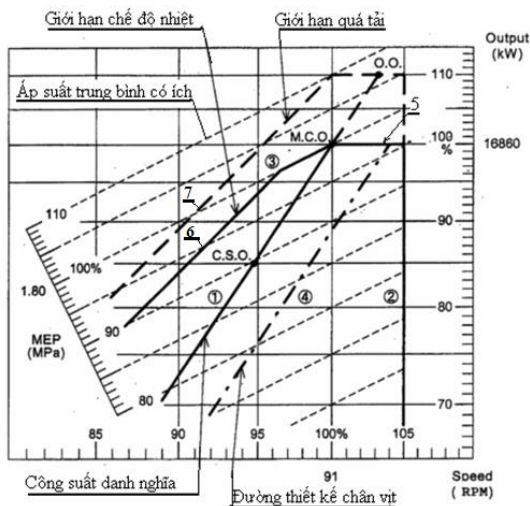
v - Vận tốc tàu;

T_p, R_T - Lực đẩy có ích và sức cản toàn bộ lên tàu.

Ta thấy tàu nhỏ, dung tích nhỏ thì việc gia tốc khi thay đổi tốc độ tàu theo sự thay đổi lực phát động $T_p - R_T$ sẽ tốt, có nghĩa những tàu này có thể lắp máy vòng quay cao kích thước nhỏ, ngược lại, tàu lớn có dung tích lớn, quán tính lớn (tàu 220.000 tấn ở tốc độ 10 hải lý/h có trớn ‘stopping distance’ đến 4,5 hải lý), những tàu này có khả năng gia tốc tàu hạn chế thì nên chọn máy có vòng quay thấp sẽ nâng cao hiệu suất đẩy chân vịt, điều đó lý giải vì sao có những tàu lớn như ULCC (Ultra large crude carrier) vòng quay máy chỉ 70 (v/ph) mà tốc độ có thể đạt 17 hải lý/h.

2.2. Phân tích và lựa chọn vùng vòng quay làm việc của động cơ diesel chính

Trong mục này nhóm tác giả tiến hành phân tích và hướng dẫn thực nghiệm chọn vùng vòng quay làm việc phù hợp an toàn và hiệu quả cho động cơ diesel chính, trên cơ sở các đường đặc tính tải của máy 6S70MC-C trên bộ thử, được lắp cho tàu hàng rời NSS ENDEAVOR (Hình 2).



Hình 2. Các đặc tính công tác của máy 6S70MC-C trên bộ thử [6]

Công suất thiết kế hoạt động liên tục (M.C.O.) ở 100% tải là 16860kW, ở vòng quay chân vịt là 91 (v/ph) [6].

O.O. - ‘overload output’ - Là điểm làm việc khi tiến hành thử quá tải động cơ hoặc trong một số điều kiện làm việc khác nghiệt (tàu bị mắc cạn, chân vịt bị vướng vật cản, tàu chạy trong bão,...).

Đường 3 - Đường áp suất có ích trung bình định mức 100% tải.

Đường 4 - Đường đặc tính thiết kế chân vịt, đường này chọn công suất nhỏ hơn công suất chân vịt định mức từ 2,5% ÷ 5,0% để bù cho hao hụt trong chu kỳ lên đà, tương ứng trong khai thác là tàu đầy hàng, thời tiết tốt và vỏ tàu không hào hà.

Đường 6 - Đường gấp khúc biểu diễn đặc tính giới hạn phụ tải, ở các chế độ giới hạn mô men tải gây quá tải nhiệt.

Đường 7 - Đường giới hạn quá tải, giới hạn trên gây cho tua bin và phá hoại các chế độ làm việc bình thường của động cơ.

Diện tích nằm trong giới hạn đường 4, đường 5 và đường 6 là vùng khai thác động cơ ở chế độ đầy hàng. Khi tàu chở hàng quá đường môn nước, vỏ tàu bị hào hà, chạy ngược sóng, ngược nước, chạy ở luồng lạch cạn, chân vịt bị vật cản, hay đặc biệt khi tàu bị mắc cạn, tùy thuộc theo mức độ khác nghiệt mà chế độ khai thác máy sẽ nằm lân cận đường 6, khi đó vòng quay máy không đạt định mức 91 (v/ph) nhưng máy bị quá tải về mô men, bị quá tải về nhiệt.

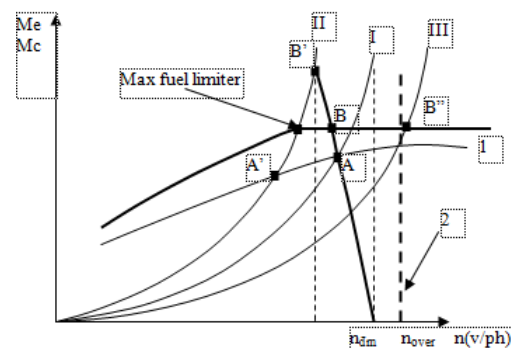
Đường 1 - Đường đặc tính chân vịt định mức ở chế độ đủ tải - tương ứng trong khai thác là tàu đầy hàng,

vỏ tàu bị hào hà và thời tiết tốt, vùng giới hạn giữa đường 4, đường 5 và đường 1 là vùng dư công suất 2,5% ÷ 5,0% bù cho hao hụt bám giữa chu kỳ lên đà.

Khai thác ở chế độ định mức trung bình C.S.O. (Continuous service output) tương ứng 85% công suất thiết kế ở vòng quay khoảng 86,5 (v/ph) là chế độ khai thác trung bình thường xuyên, khi tàu đầy hàng, vỏ tàu bị hào hà. Nhưng nếu tàu chạy ngược sóng, ngược dòng, luồng cạn, mặc dù vẫn đặt ở vòng quay khai thác 86,5, thì điểm khai thác C.S.O. sẽ dịch lên trên đi về phía gần với đường giới hạn quá tải nhiệt, khi đó cần quan tâm tới mô men tải hoặc vị trí thanh răng nhiên liệu, và qua thông số phản ánh trực tiếp chất lượng quá trình cháy của động cơ là nhiệt độ khí xả, lúc này còn cần quan tâm đến chế độ tăng áp khí nạp vì tua bin tận dụng nhiệt khí xả cũng đạt đến giới hạn.

Khi hồng một vài xi lanh, khi chạy chống cướp có thể khai thác máy đến áp suất có ích trung bình 100% tương ứng 18kG/cm² (6S70MC), các thông số khai thác khác như nhiệt độ khí thải, thanh răng nhiên liệu có thể lấy tương đương chế độ M.C.O. nói như vậy vì thông số khai thác chủ yếu là vòng quay còn phụ thuộc tình trạng biển và khi đó tình trạng làm việc của cặp tua bin - máy nén khí tăng áp cũng đạt đến giới hạn trên do đó cũng làm ảnh hưởng ngược lại quá trình cháy trong động cơ.

Diện tích nằm trong giới hạn đường 2, đường 5 và đường 4 đặc trưng cho chế độ chạy ballast của tàu, về mặt lý thuyết thì khi này tải nhẹ có thể khai thác máy ở vòng quay cao, nhưng trong thực tế không phải hoàn toàn như vậy. Chúng ta xem xét chế độ khai thác này trên đồ thị Hình 3.



Hình 3. Phối hợp công tác giữa động cơ với chân vịt

Giả sử động cơ đang khai thác ở vòng quay định mức xung quanh điểm A, giao của đặc tính mô men yêu cầu của chân vịt - đường I, mô men phát động của động cơ - đường 1 và đặc tính điều tốc AB.

Khi sóng yên biển lặng, chúng ta khai thác máy ở vòng quay định mức thì không có vấn đề gì, nhưng khi chạy trong vùng có sóng gió thì cần giảm vòng quay máy chính theo tình trạng biển để tránh ‘shutdown’ do ‘overspeed’ (Bảng 2, với máy 6S60MC-C, ở địa chỉ 093, 094 vòng quay overspeed shutdown là 101(v/ph)). Trên đồ thị ta thấy khi sóng trùm lên tàu, lên chân vịt làm chiều chìm tàu tăng lên tức thời, lúc này đặc tính yêu cầu của chân vịt sẽ đi đến đường II, động cơ giảm vòng quay về tương ứng điểm A’ do tính tự ổn định, nhưng sau đó bộ điều tốc sẽ tác động điều chỉnh tăng thanh răng nhiên liệu để tăng phục hồi vòng quay về định mức tương ứng với công suất yêu cầu là tại B’, ở đó động cơ sẽ quá tải mô men, quá tải nhiệt và giới hạn về không khí cấp buồng đốt. Nhưng như chúng ta biết bộ điều tốc còn có bố trí thiết bị giới hạn lượng nhiên liệu cấp cả bằng điện tử và cơ khí (Bảng 2, với máy 6S60MC-C, giới hạn lượng nhiên liệu cấp lớn nhất của bộ điều tốc điện tử ở địa chỉ 099 là 77,1mm) nên động cơ chỉ phát động công suất tương ứng với đường ‘max fuel limiter’, động cơ lúc này làm việc ở chế độ có vòng quay tương ứng với điểm B trở xuống. Sóng đi qua tàu lại trôi lên, chiều chìm tàu tức thời lại giảm, chân vịt trôi lên trên mặt nước, đường đặc tính yêu cầu của chân vịt lại trở về đường III, điểm phối hợp công tác lúc này là B”, vượt ra ngoài đường ‘overspeed’ máy sẽ ‘shutdown’ ngay lập tức không có độ trễ, rất nguy hiểm. Vì vậy cần dự liệu tình trạng sóng biển để chọn giá trị đặt vòng quay khai thác máy chính trong trường hợp này để đảm bảo trong mọi trường hợp không làm vượt tốc động cơ diesel chính.

Bảng 1. Ảnh hưởng của sóng biển lên tốc độ động cơ diesel chính và tốc độ tàu NSS ENDEAVOR

Voy	Ballast condition	Sea state		Ship speed (mile)	Engine speed(RPM)			
		Sea con	Wind		set	maximum	Nor. Service	overspeed
51A	full	7	1h	14.2	70	97	86.5	101
52A	full	6	10h	15.1	75	93	86.5	101
53A	full	6	11h	14.9	75	94	86.5	101

Bảng 1 nhóm Tác giả giới thiệu việc lựa chọn vòng quay làm việc của động cơ chính 6S60MC-C lắp trên tàu NSS ENDEAVOR, trên cơ sở thực nghiệm điều chỉnh và thống kê ảnh hưởng của sóng biển lên tốc độ động cơ chính trong khai thác ở chế độ đầy ballast khi đi qua eo biển Cape Hope Nam Phi trong ba chuyến liên tục.

Như vậy việc chọn giới hạn trên cho vòng quay khai thác động cơ diesel trong trường hợp như Bảng 1 là hoàn toàn dựa vào thống kê giá trị vòng quay lớn nhất xuất hiện theo tình trạng sóng biển thực tế để đảm

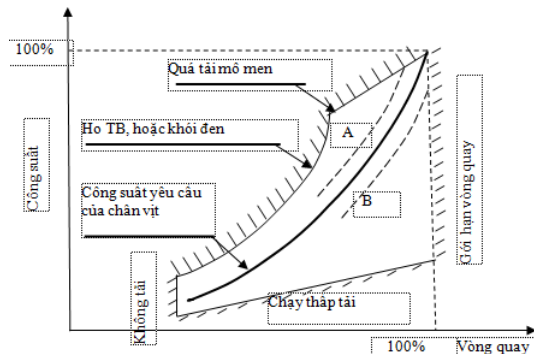
bảo an toàn tàu không để xảy ra tình trạng ‘shutdown’ động cơ do ‘over speed’, còn giới hạn dưới của vòng quay đặt càng cao, gần với yêu cầu tốc độ khai thác của tàu (vì các động cơ điều khiển cam MC làm việc ở tải càng nhỏ càng kém) và thường càng xa vùng giới hạn làm việc của quạt gió phụ tăng áp càng tốt, để tránh việc tự động bật tắt quạt này do áp suất trong hộp khí quét giảm đến giới hạn 0,069MPa mà làm ảnh hưởng đến dòng tải, đến công suất máy phát điện, hay tuổi thọ các thiết bị.

Bảng 2. Một số giá trị giới hạn đặt động cơ 6S60MC

Ten. key ad	Use	Pass word	Description	unit	Adj range		Set. value	
					Min.	Max.	1	2
080	Limit	-	Actuator position limiter(high gain mode)	%/mm	0.0	200.0	71	72
093	Limit	-	Command rotating speed upper limit	rpm	0.0	999.9	101	91
094	Limit	-	Command rotating speed upper limit	rpm	0.0	999.9	101	91
099	Limit	-	Actuator upper limiter	%/mm	0.0	200.0	92	77.1

Nguồn: Manoeuvring system, Mitsui-Man B&W-NSS ENDEAVOR finish plan, 2004

Cũng như các máy diesel thông thường, động cơ 6S70MC-C cho phép chạy quá tải công suất 110% 1 giờ sau chu kỳ 12 giờ.



Hình 4. Phạm vi công tác của máy chính lái chân vịt

Trên sơ đồ Hình 4 giới thiệu sơ đồ phân vùng khai thác động cơ diesel theo công suất yêu cầu của chân vịt, ở đây đường cong công suất yêu cầu của chân vịt phụ thuộc theo vòng quay là quan hệ bậc ba (phương trình (1)), vì nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: Tình trạng vỏ tàu, tình trạng ngoại biên, hay lực cản từ hệ đường trục và các khớp nối.

Đặc tính tiêu thụ công suất của chân vịt luôn luôn thay đổi trong quá trình công tác do ảnh hưởng của nhiều yếu tố như: Tình trạng biên, sức gió, dòng chảy, tình trạng vỏ tàu hay lượng chiếm nước. Nói chung, việc tăng tính khốc liệt của những yếu tố này sẽ yêu cầu tăng công suất chân vịt để duy trì tốc độ động cơ

theo điểm đặt của bộ điều tốc. Như vậy, đường công suất yêu cầu của chân vịt khi này sẽ di chuyển về bên trái tiến tới đường A, tương ứng với chế độ làm việc của động cơ nặng nề hơn so với thiết kế, làm động cơ có thể rơi vào vùng quá tải về mô men hay quá tải nhiệt, do đó trong thực tế điều này phải được tính tới trong sử dụng khai thác động cơ, cũng như khi chọn máy chính, thiết kế hệ thống động lực. Một đường cong như đường B, nằm bên phải đường công suất thiết kế yêu cầu của chân vịt có thể được lựa chọn cho phối hợp công tác giữa động cơ và chân vịt trong khai thác, đảm bảo có độ dư an toàn của động cơ lai chân vịt, bù cho tình trạng khắc nghiệt của biển, hay các vấn đề khác chưa được tính đến, để đảm bảo hiệu quả khai thác trong chu kỳ lên đà.

3. Kết luận

Như vậy qua thực tế vận hành khai thác hệ động lực tàu thủy, chúng tôi thấy việc chọn vòng quay làm việc cho động cơ chính trong các điều kiện khác nhau là khác nhau: Cần phải tính tới ảnh hưởng của sóng gió, dòng hải lưu, vị trí của bánh lái, chiều chìm tàu và ảnh hưởng của hàu hà bám,...

Dựa trên kinh nghiệm và các số liệu về khai thác thực tế trên tàu cùng với những phân tích khoa học, bài báo đã chỉ ra hướng nghiên cứu lựa chọn tốc độ quay tối ưu của động cơ lai chân vịt trong thiết kế hệ động lực tàu thủy, giúp cho các kỹ sư và chủ tàu trong quá trình thiết kế lựa chọn lắp đặt máy chính.

Cùng với đó bài báo đã đưa ra những hướng dẫn chọn vòng quay khai thác trong các trường hợp rất cụ thể, rõ ràng và hữu ích với những ví dụ thực tế khai thác trên tàu, giúp cho người khai thác nắm bắt được các kiến thức cơ bản cùng các kỹ năng cần thiết để sử dụng máy hiệu quả và an toàn trong quá trình khai thác hệ động lực diesel tàu thủy.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Xiros. N. *Robust control of diesel ship propulsion*, Springer international publisher 2002.
- [2] Malcolm Latarche, *The basics and origins of a ship turbocharger*, 9/2017.
- [3] MS. Triantafylyou, *Propeller & Propulsion-lecture notes*, Massachusetts Institute Technology, 2004.
- [4] IMO, *documentations*.
- [5] Mitsui Engineering & Shipbuilding Co.,LTD, *6S60MC-C, Operation and data*, NSS Endeavor Machinery Finish Plans, 2004.
- [6] NSS ENDEAVOR, *Machinery, Finish Plans*, 2004.
- [7] NSU ENDEAVOR, *Engine Log Book*.
- [8] Mitsui Man B&W 7S50ME-B9, *finished plan*, June 2015.
- [9] PGS.TS. Nguyễn Huy Hòa, *Hiệu suất đẩy của chân vịt và các hệ số thực nghiệm xác định hiệu suất đẩy của chân vịt*, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải, Số 42 (4/2015), 2015.
- [10] PGS.TS. Nguyễn Mạnh Thường, *Tự động điều khiển hệ động lực tàu thủy*, NXB Hàng hải, 2018.

Ngày nhận bài:	24/6/2021
Ngày nhận bản sửa:	02/8/2021
Ngày duyệt đăng:	19/8/2021