

HIỆU SUẤT ĐẨY CỦA CHÂN VỊT VÀ CÁC HỆ SỐ THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH HIỆU SUẤT ĐẨY CỦA CHÂN VỊT

EFFICIENCY OF THE PROPELLER AND EXPERIMENTAL FACTORS FOR DETERMINING THE PROPELLER EFFICIENCY

PGS.TS. NGUYỄN HUY HÀO

Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Chân vịt tàu thủy được thiết kế dựa trên cơ sở các kết quả thử nghiệm mô hình chân vịt trong bể thử, trong đó chân vịt làm việc mà không có sự chuyển động của mô hình vỏ tàu ở phía trước. Trong thực tế khi chân vịt làm việc sau thân tàu, điều kiện làm việc sẽ khác xa so với thử nghiệm. Do vậy ngoài các kết quả thử nghiệm, việc xác định hiệu suất chân vịt cần phải tính đến các yếu tố ảnh hưởng trong thực tế khai thác. Nội dung bài báo giới thiệu các hệ số thực nghiệm được sử dụng để xác định hiệu suất của chân vịt trong thực tế khai thác.

Abstract

The designing of ship's propellers is based on practical results of the propeller model, in which the propeller model works without the motion of the ship hull model forward. In fact, when the propeller works behind the ship hull, its working condition differ from the condition in the towing tank. Because of this, it is necessary to consider the influential factors when determining the efficiency of the propeller besides the experimental results. The article introduces experimental factors that are used for determining the propeller efficiency in actual operation.

1. Đặt vấn đề

Lựa chọn và tính toán thiết kế chân vịt là một khâu trong quá trình thiết kế thân tàu thủy và hệ động lực của con tàu. Chân vịt tàu thủy được thiết kế đảm bảo tốc độ yêu cầu của tàu tương ứng với sức cản đã cho của thân tàu.

Việc tính toán thiết kế chân vịt được dựa trên cơ sở thử nghiệm mô hình chân vịt trong bể thử. Thử nghiệm mô hình chân vịt được tiến hành nhằm xác định các đặc tính quan trọng của chân vịt, trong đó có hiệu suất chân vịt. Mô hình chân vịt được thử nghiệm trong môi trường nước tự do (Open Water Test), trong đó không có sự chuyển động của mô hình thân tàu ở phía trước.

Trong khi đó, khi chân vịt được lắp đặt sau thân tàu để tạo ra lực đẩy tàu chuyển động, điều kiện làm việc của chân vịt lúc này đã thay đổi so với điều kiện thử nghiệm, do vậy hiệu suất của chân vịt trong khai thác cũng khác so với trong thử nghiệm ở môi trường nước tự do. Chính vì vậy trong việc xác định hiệu suất chân vịt cần phải hiệu chỉnh kết quả thử nghiệm mô hình bằng cách bổ sung thêm các hệ số tính toán thực nghiệm.

2. Hiệu suất đẩy của chân vịt

Liên quan đến khả năng làm việc của chân vịt người ta đưa ra ba khái niệm về hiệu suất chân vịt:

- Hiệu suất chân vịt trong môi trường nước tự do η_o là hiệu suất chân vịt được xác định bằng thử nghiệm chân vịt trong bể thử mô hình ở điều kiện không có vỏ tàu chuyển động phía trước [2]:

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{(K_{Tp})_m}{(K_{Mp})_m}, \quad (2.1)$$

Trong đó:

J là tỷ số tiến của chân vịt: $J = \frac{(v_p)_m}{(n_p)_m D_m}$ (chỉ số m liên quan đến mô hình chân vịt);

$(K_{Tp})_m$ và $(K_{Mp})_m$ là hệ số lực đẩy và hệ số mô men đẩy của mô hình, D_m là đường kính chân vịt mô hình (m).

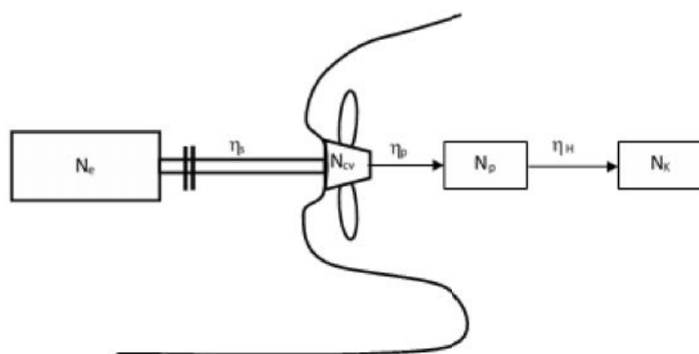
- Hiệu suất chân vịt khi làm việc sau thân tàu η_p là hiệu suất chân vịt được xác định khi chân vịt làm việc ở sau thân tàu, có kể đến ảnh hưởng của dòng chảy rối sau thân tàu [2]:

$$\eta_p = \frac{T_p v_p}{2\pi n_p M_p} \quad (2.2)$$

Với: T_p là lực đẩy chân vịt (N); M_p là mô men chân vịt (Nm); v_p là tốc độ tiến của chân vịt (m/s); n_p là tốc độ quay của chân vịt (min^{-1}).

Hiệu suất chân vịt còn có thể biểu diễn bằng mối quan hệ: $\eta_p = \eta_R \cdot \eta_o$, với η_R là hiệu suất quay tương đối.

- Hiệu suất đẩy của chân vịt η_D là hiệu suất công tác của chân vịt khi có kể đến ảnh hưởng của vỏ tàu.



Hình 2.1. Sơ đồ mối quan hệ chân vịt – vỏ tàu – máy chính

Theo sơ đồ mối quan hệ giữa chân vịt – vỏ tàu – máy chính (hình 2.1) thì hiệu suất đẩy của chân vịt được biểu diễn bằng biểu thức:

$$\eta_D = \frac{N_K}{N_{cv}} \quad (2.3)$$

Ở đây: N_{cv} là công suất nhận được trên đế (moay ơ) chân vịt sau tổn hao trên đường trục (kW);

N_p là công suất đẩy của chân vịt (kW);

N_K là công suất kéo cần thiết để tàu chuyển động với tốc độ thiết kế v tương ứng với sức cản toàn bộ R_T ;

η_s là hiệu suất đường trục: $\eta_s = N_{cv}/N_e$;

η_p là hiệu suất chân vịt: $\eta_p = N_p/N_{cv}$;

η_H là hiệu suất vỏ tàu: $\eta_H = N_K/N_p$.

Như vậy biểu thức hiệu suất đẩy của chân vịt có thể viết lại thành:

$$\eta_D = \frac{N_K}{N_{cv}} = \frac{N_K}{N_p} \times \frac{N_p}{N_{cv}} = \eta_H \eta_p \quad \text{hay} \quad \eta_D = \eta_o \eta_R \eta_H \quad (2.4)$$

Trong biểu thức (2.4), η_o có được nhờ kết quả thử nghiệm mô hình chân vịt đồng dạng trong môi trường nước tự do (không có vỏ tàu chuyển động phía trước chân vịt), còn η_R và η_H là các đại lượng được xác định khi chân vịt làm việc sau thân tàu có kể đến các yếu tố tương tác giữa vỏ tàu và chân vịt.

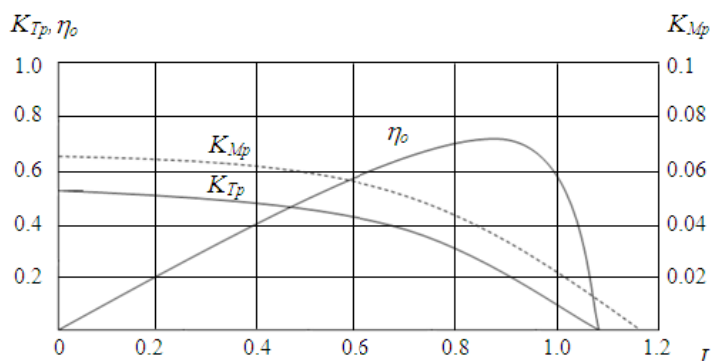
Khi đó, thay các biểu thức đã biết của hiệu suất quay tương đối và hiệu suất vỏ tàu vào biểu thức (2.4) ta được:

$$\eta_D = \eta_o \eta_R \cdot \frac{1-t}{1-w} \quad (2.5)$$

với t là hệ số suy giảm lực đẩy, w là hệ số dòng theo. Biểu thức (2.5) chính là phương trình tổng quát mô tả ảnh hưởng của các yếu tố đến hiệu suất đẩy của chân vịt

3. Các hệ số thực nghiệm xác định hiệu suất đẩy của chân vịt

Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất đẩy của chân vịt trong phương trình tổng quát được xác định thông qua thực nghiệm hoặc được xây dựng bằng phương pháp lý thuyết nửa thực nghiệm.



Hình 3.1 Các đường cong thử nghiệm mô hình chân vịt trong môi trường tự do [2]

3.1. Hiệu suất chân vịt trong nước tự do

Hiệu suất chân vịt trong nước tự do η_0 được xác định từ các kết quả thử nghiệm mô hình chân vịt đồng dạng về mặt hình học với chân vịt thật (hình 3.1).

3.2. Hiệu suất quay tương đối

Hiệu suất quay tương đối η_R được xác định nhờ các biểu thức thực nghiệm của Holtrop và Mennem (1978) và Holtrop (1984):

- Với các tàu có một chân vịt: $\eta_R = 0.9922 - 0.05908 A_E/A_0 + 0.07424 (C_p - 0.0225 lcb)$;
- Với các tàu hai chân vịt: $\eta_R = 0.9737 - 0.111 (C_p - 0.0225 lcb) - 0.06325 H/D$,

Trong đó: lcb là khoảng cách từ giữa tàu tới tâm nổi của tàu, tính theo phần trăm của chiều dài đường nước thiết kế L_{wl} ; A_E/A_0 là tỉ số diện tích cánh của chân vịt; H/D là tỉ số giữa bước và đường kính của chân vịt (tỷ số bước); C_p là hệ số lắng trụ của tàu: $C_p = \Delta/A_M L_{wl}$, với Δ , A_M lần lượt là lượng chiếm nước (m^3) và diện tích sườn giữa của tàu (m^2).

Đối với các tàu nhỏ, hiệu suất quay tương đối được xác định theo công thức Helm (1980):

$$\eta_R = 0.826 + 0.01 \frac{L_{wl}}{\Delta^{1/3}} + 0.02 \frac{B_{wl}}{T} + 0.1 C_M,$$

Với: T là chiều chìm tàu (m); B_{wl} là chiều rộng đường nước thiết kế (m); C_M là hệ số diện tích mặt cắt sườn giữa tàu (m^2): $C_M = A_M/B_{wl}T$.

Theo các tính toán thực nghiệm của Alte và Baur (1986) thì hiệu suất quay tương đối có thể lấy $\eta_R = 1.00$ với các tàu một chân vịt, $\eta_R = 0.98$ với các tàu hai chân vịt.

3.3. Hệ số suy giảm lực đẩy

Hệ số suy giảm lực đẩy t là hàm của lực đẩy chân vịt và sức cản tàu theo biểu thức [2]:

$$t = \frac{T_p - R_T}{T_p} \quad \text{hay} \quad T_p(1-t) = R_T \quad (2.6)$$

Hệ số suy giảm lực đẩy t thường được xem là như nhau đối với mô hình và tàu thật, cho dù thành phần sức cản ma sát có những khác biệt nhất định. Hệ số suy giảm lực đẩy được xác định theo các biểu thức thực nghiệm sau:

Đối với các tàu có một chân vịt:

- Theo tiêu chuẩn Hechscher: $t = 0.5C_p - 0.12$, với các tàu hàng; $t = 0.77C_p - 0.30$, với các tàu kéo.

- Theo công thức của Danckwardt: $t = 0.5C_p - 0.15$, với các tàu hàng.
- Theo phương pháp "SSPA" của Williams (1969): $t = w(1.57 - 2.3 C_B/C_{WP} + 1.5 C_B)$, cho các tàu hàng.

- Theo công thức Holtrop và Mennen (1978):

$$t = 0.001079 L/[B(1 - C_p)] + 1.0585B/L - 0.00524 - 0.1418D^2/(BT),$$

trong đó: C_p là hệ số lặn trụ của tàu; w là hệ số dòng theo; C_B là hệ số béo thể tích: $C_B = \Delta/L.B.T$; C_{WP} là hệ số diện tích mặt phẳng đường nước: $C_{WP} = A_w/L.B$, A_w là diện tích mặt phẳng đường nước (m^2); D là đường kính chân vịt (m).

Đối với các tàu hai chân vịt:

- Theo công thức Hechscher: $t = 0.5 C_p - 0.18$, với các tàu hàng;
- Theo công thức Danckwardt cho các tàu hàng: $t = 0.52C_p - 0.18$;
- Theo công thức "SSPA" của Williams (1969) cho các tàu hàng:

$$t = w (1.67 - 2.3 C_B/C_{WP} + 1.5 C_B);$$

- Theo công thức Holtrop và Mennen (1978): $t = 0.325C_B - 0.1885 \frac{D}{\sqrt{B.T}}$.

Thông thường, trong thiết kế ban đầu khó có thể xác định hệ số suy giảm lực đẩy t để có hiệu suất vỏ tàu tối ưu nhất. Do vậy, hệ số suy giảm lực đẩy t sẽ được xác định sơ bộ và sẽ được tính chọn lại trên cơ sở giá trị hệ số dòng theo sao cho hiệu suất vỏ tàu là tối ưu nhất.

Mối quan hệ giữa hệ số suy giảm lực đẩy và hệ số dòng theo được biểu diễn thông qua công thức thực nghiệm sau [1]:

$$1 - t = (1 - w)^{0.4 \sim 0.8} \quad (2.7)$$

3.4. Hệ số dòng theo

Dòng theo được hình thành bởi ba thành phần:

- Dòng theo do ma sát: Do có tính nhớt, vận tốc của dòng chảy so với vỏ tàu bị giảm tại lớp bao quanh vỏ tàu, dẫn tới có sự tách dòng chảy tại các vùng có độ cong lớn của vỏ tàu (đặc biệt ở phía đuôi tàu);

- Dòng theo do thể năng của chất lỏng: Dòng nước chảy qua thân tàu gây ra một áp suất tăng lên xung quanh lái, tại nơi dòng nước thu hẹp lại. Điều này có nghĩa là ở khu vực này vận tốc của nước chảy qua thân tàu sẽ nhỏ hơn vận tốc tàu và sẽ làm xuất hiện một dòng nước chuyển động về phía trước.

- Dòng theo do sóng:

Tàu tạo ra một mấu sóng trên bề mặt nước và các hạt nước ở phía trên sẽ chuyển động về phía trước theo quỹ đạo của nó, trong đó đỉnh sóng sẽ làm tăng hệ số dòng theo còn chân sóng sẽ làm giảm nó.

Với các tàu có một chân vịt thông thường, dòng theo do ma sát đóng vai trò chủ yếu. Dòng theo do sóng chỉ đáng kể khi trị số Froude $F_r > 0.3$ (theo Alte và Baur, 1986).

Giá trị hệ số dòng theo trong thử nghiệm mô hình lớn hơn so với tàu thực do có lớp biên và sự tách dòng tương đối lớn. Các công thức hiệu chỉnh đã cố gắng khắc phục vấn đề này, tuy nhiên ảnh hưởng của sự tách dòng khó có thể đánh giá một cách đầy đủ, do vậy sẽ gây ra sai số đáng kể. Chính vì lẽ đó sai số khi lựa chọn công suất động cơ chính là khá lớn vì một phần tổn thất năng lượng do dòng theo sẽ được bù lại bởi hoạt động của chân vịt. Tuy nhiên sai số này có thể được hiệu chỉnh nhờ tính toán tối ưu mối quan hệ giữa tốc độ quay và bước chân vịt. Trong thiết kế sơ bộ ban đầu, hệ số dòng theo có thể được xác định nhờ các công thức tiên nghiệm.

Đối với tàu một chân vịt:

- Theo công thức Schneekluth (1988): $w = 0.5C_p \cdot \frac{1.6}{1 + \frac{D}{T}} \cdot \frac{16}{10 + \frac{L}{B}}$

- Công thức Kruger (1976): $w = 0.75C_B - 0.24$;

- Công thức Hechscher: $w = 0.7C_p - 0.1$ cho các tàu hàng; $w = 0.77C_p - 0.28$ cho các tàu kéo;

- Công thức Troost: $w = 0.25 + 2.5(C_B - 0.6)^2$ cho các tàu hàng; $w = 0.5 C_B$ cho các tàu chuyên tải.

- Công thức Caldwell: $w = C_B/3 + 0.01$ cho các tàu kéo, với: $0.47 \leq C_B \leq 0.56$

- Công thức Papehl: $w = 0.165 C_B \cdot (\Delta^{1/3}/D) - 0.1 (F_r - 0.2)$

- Công thức Telfer: $w = \frac{3}{1 - (C_P / C_{VP})^2} \cdot \frac{B}{L} \cdot \frac{E}{T} \cdot \left[1 - \frac{1.5D + (\varepsilon + r)}{B} \right]$; với ε là góc lệch

(rad), r là góc nghiêng (rad), E là chiều cao của đường tâm trục so với sống đáy tàu (m).

Đối với các tàu có hai chân vịt:

- Công thức Kruger cho các tàu hàng: $w = 0.81C_B - 0.34$;

- Công thức Heckscher cho các tàu hàng: $w = 0.7C_P - 0.3$;

- Công thức Caldwell cho các tàu kéo: $w = C_B/3 + 0.03$ với $0.47 \leq C_B \leq 0.56$

4. Kết luận

Trong phương pháp thiết kế chân vịt bằng lý thuyết đồng dạng, hiệu suất chân vịt được xác định bằng thử nghiệm mô hình mới chỉ đánh giá được mức độ tổn hao năng lượng khi chuyển hóa công suất nhận được từ động cơ chính đến chân vịt mà chưa tính đến sự tương tác giữa chân vịt và vỏ tàu khi chân vịt làm việc sau thân tàu. Sử dụng các hệ số thực nghiệm sẽ cho phép hiệu chỉnh kết quả thử nghiệm mô hình. Tuy nhiên độ chính xác của kết quả còn phụ thuộc vào việc lựa chọn các hệ số thực nghiệm có phù hợp với đặc điểm tuyến hình của vỏ tàu và chân vịt hay không. Việc xây dựng mối quan hệ giữa các yếu tố ảnh hưởng và hiệu suất chân vịt có ý nghĩa lớn không chỉ về mặt thiết kế mà cả trong khai thác tàu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] H. Schneekluth and V. Bertram. *Ship Design for Efficiency and Economy*. Butterworth-Heinemann, 1998
- [2] F.H Todd. *Resistance and Propulsion (chapter VII of Principles of NAVAL ARCHITECTURE)*. The society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, 1992

Phản biện: TS. Nguyễn Trí Minh; PGS. TS. Trần Hồng Hà

THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN RỬA SẠCH TỰ ĐỘNG BẰNG PLC CHO BẦU LỌC NƯỚC TRONG HỆ THỐNG XỬ LÝ NƯỚC DẪN CỦA TÀU BIỂN DESIGN AUTO CLEANING CONTROLLER PLC FOR WATER FILTER OF BALLAST WATER TREATMENT SYSTEM ON THE SHIP

NCS. NGUYỄN ĐÌNH THẠCH
PGS.TS. TRẦN HỒNG HÀ
PGS.TS. NGUYỄN CẢNH SƠN
Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Tổ chức Hàng hải quốc tế IMO đã thông qua công ước quốc tế về kiểm soát, quản lý nước dẫn và cặn nước dẫn 2004, công sẽ ước có hiệu lực năm 2016. Theo quy định của công ước, tàu phải có kế hoạch trao đổi nước dẫn hoặc hệ thống xử lý nước dẫn để tránh việc nước dẫn trở thành phương tiện di chuyển các loài thủy sinh giữa các khu vực trên thế giới. Các bầu lọc được lắp đặt trong hệ thống để ngăn ngừa sinh vật và các cặn bẩn trong nước biển qua hệ thống xử lý vào các két nước dẫn tàu. Để quá trình hoạt động của hệ thống xử lý nước dẫn được liên tục và không phải dừng để vệ sinh bầu lọc, nhóm nghiên cứu đã tính toán và thiết kế bầu lọc làm sạch tự động cho hệ thống. Bầu lọc này tự động làm sạch theo chu kỳ thời gian và độ chênh áp ở đường vào và ra của bầu lọc, do vậy bầu lọc có thể hoạt động trong một thời gian dài mà không cần giám sát của người vận hành. Từ đó nâng cao được hiệu quả hoạt động và độ tin cậy của hệ thống.

Từ khóa: Nước dẫn tàu, bầu lọc.