

Cao độ tâm nổi bằng $\frac{1}{2}$ mớn nước của khối gỗ, bằng

$$KB = \frac{d}{2} = \frac{1.2}{2} = 0.6(m)$$

Độ cao tâm nghiêng ngang tính từ tâm nổi được xác định bằng công thức

$$BM = \frac{b^2}{12d} = \frac{3^2}{12 \times 1.2} = 0.625(m)$$

Vậy cao độ tâm nghiêng ngang là:

$$KM = KB + BM = 0.6 + 0.625 = 1.225$$

Chiều cao thể vữa của khối gỗ là:

$$GM = KM + KG = 1.225 + 1.5 = -0.275(m)$$

Vì chiều cao thể vữa $GM < 0$ nên khối gỗ không thể đạt trạng thái cân bằng bền tại tư thế thẳng đứng được, nó sẽ nghiêng về một bên với góc lệch ổn định ban đầu là:

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{-2GM}{BM}} = \sqrt{\frac{-2 \times (-0.275)}{0.625}} = 0.9381$$

$$\Rightarrow \theta = 43^{\circ}10'$$

Vậy khối gỗ sẽ nghiêng một góc bằng góc lệch ổn định ban đầu $\theta = 43^{\circ}10'$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Derrett D.R. *Stability for Master and Mate*
 [2] Charles H. Brown F.R.S.G.S *Nichollss Seamanship And Nautical Knowledge 2007*

Người phản biện: PGS.TS. Nguyễn Viết Thành

PHÂN TÍCH NGUYÊN NHÂN HƯ HỎNG HỆ TRỤC CHÂN VỊT MỘT SỐ TÀU CAO TỐC VỎ HỢP KIM NHÔM ĐANG SỬ DỤNG TẠI VIỆT NAM **ANALYSING DAMAGE CAUSES OF THE PROPELLER SYSTEM OF HIGH SPEED ALUMINUM ALLOY SHIPS**

TS. QUẢN TRỌNG HÙNG
Viện Khoa học Cơ sở, Trường ĐHHH

Tóm tắt

Bài báo giới thiệu kết quả khảo sát các hư hỏng khác thường của hệ trục chân vịt loại tàu cao tốc vỏ hợp kim nhôm đang được sử dụng tại một số đơn vị dịch vụ hàng hải, chỉ ra các nguyên nhân và rút ra những kinh nghiệm trong quá trình thiết kế và đóng mới loại tàu nói trên.

Abstract

This article presents the result of studying unusual damage to the propeller systems of aluminum alloy ships which are in use by some shipping service companies. The article indicates the causes of damage and summarizes experiences from designing and building the new ships mentioned above.

1. Đặt vấn đề

Trong những năm qua, ở Việt Nam đã thiết kế và đóng mới một loạt tàu cao tốc vỏ hợp kim nhôm. Sau một thời gian ngắn đưa vào khai thác, hệ trục chân vịt của một số tàu đã có những hư hỏng bất thường, có tàu mới khai thác chưa được nghìn giờ đã phải sửa chữa thay thế hệ trục,

bạc đỡ và định tâm lại các gối đỡ. Khi tháo bu lông bích nối trục với bích động cơ chính để kiểm tra cho thấy, các thông số đánh giá độ đồng tâm của hệ trục với động cơ chính vượt quá giới hạn: độ lệch tâm là $\Delta = 0,19 \div 0,25$ mm và độ gầy khúc $\theta = 0,30 \div 0,40$ mm/m, (trong khi giới hạn cho phép khi lắp ráp là: $[\Delta] = 0,1$ mm và $[\theta] = 0,15$ mm/m).

Kết quả đo đặc cũng cho thấy, với đường kính cổ trục là $d_c = 80 \div 85$ mm, khe hở giữa trục và bạc rất lớn có trường hợp trên 2 mm, nhất là tại bạc đỡ gần hộp số động cơ (trong khi khe hở cho phép là $[\delta] = 0,35 \div 0,5$ mm). Rút trục kiểm tra, phát hiện các bạc trục bị mài mòn rất mạnh, các cổ trục bị mòn thành thất ngẫng, nhất là phần tiếp xúc với bạc và tét kín nước phía trong buồng máy và đường tâm các gối đỡ đã bị xê dịch mạnh (có tàu cổ trục lệch đến $0,9 \div 1,05$ mm). Hiện nay, nhiều tàu đã được thay trục và bạc mới, tuy nhiên tình trạng mài mòn trên mức bình thường vẫn có khả năng xảy ra.

Nhận xét:

Phân tích các hư hỏng của hệ trục chân vịt một số tàu cho thấy:

I. Các hệ trục chưa bị gãy, không phát hiện thấy vết nứt trên trục, do vậy ở đây có thể thấy hệ trục chưa bị phá hủy do mỏi, không bị quá tải về mô men xoắn... vật liệu chế tạo không có khuyết tật.

II. Dạng hư hỏng ở đây là sự mài mòn mãnh liệt cổ trục và bạc trục xảy ra trên một loạt tàu tương tự, có điều kiện khai thác gần giống nhau, cường độ khai thác không cao.

III. Vấn đề đặt ra là: sau một thời gian khai thác, do đặc điểm kết cấu thân tàu, có thể xuất hiện sự biến dạng thân tàu, dẫn đến sự phát sinh tải trọng bổ sung với giá trị lớn trên hệ trục. Vấn đề này đã được đề cập ở nhiều các công trình nghiên cứu [2,4,5], mà kết quả là hệ trục bị uốn mạnh và trục và bạc đỡ chịu tải trọng lớn hơn giá trị tính toán, nhiệt lượng do ma sát sinh ra cao, phá hủy chế độ bôi trơn bình thường sẽ dẫn mài mòn với cường độ cao.

Để đi tìm lời giải, ta có thể xem xét phương pháp tính toán trục và chú ý đến phụ tải trên các gối đỡ khi có kể đến độ lệch tâm các gối do các yếu tố gây biến dạng gây ra.

2. Các cơ sở tính toán

Trong phương pháp tính toán hệ trục, độ bền hệ trục được xác định thông qua hệ số an toàn được tính bằng công thức [1,4,5]:

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma_\Sigma} \quad (1)$$

Trong đó: σ_e - là giới hạn chảy của vật liệu làm trục, σ_Σ - ứng suất tổng xác định tại mặt cắt nguy hiểm, điều kiện bền của trục được thỏa mãn khi $n \geq [n]$ (hệ số an toàn cho phép).

Theo đó, ứng suất tổng xác định tại mặt cắt nguy hiểm σ_Σ được tính:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_k + \sigma_u + \sigma_m)^2 + 3\tau_x^2}, \text{ N/mm}^2 \quad (2)$$

Với: σ_k - ứng suất nén trên trục do lực đẩy của chân vịt; σ_u - ứng suất do mômen uốn trên trục gây ra, τ_x - ứng suất do mômen xoắn được truyền, σ_m - ứng suất phát sinh do sai số lắp ráp hệ trục và biến dạng vỏ tàu, N/mm².

Trong các thành phần trên thì đại lượng σ_m rất khó xác định chính xác, do nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: do sai số độ đồng tâm giữa các gối đỡ trục và tâm của động cơ lai trục khi lắp ráp, do độ sứt lệch của các gối đỡ do biến dạng vỏ tàu... Đến nay, chưa có công thức tính toán ứng suất σ_m mà phải lựa chọn theo kinh nghiệm: như phương pháp định tâm, kết cấu thân tàu, trình độ công nghệ lắp ráp...

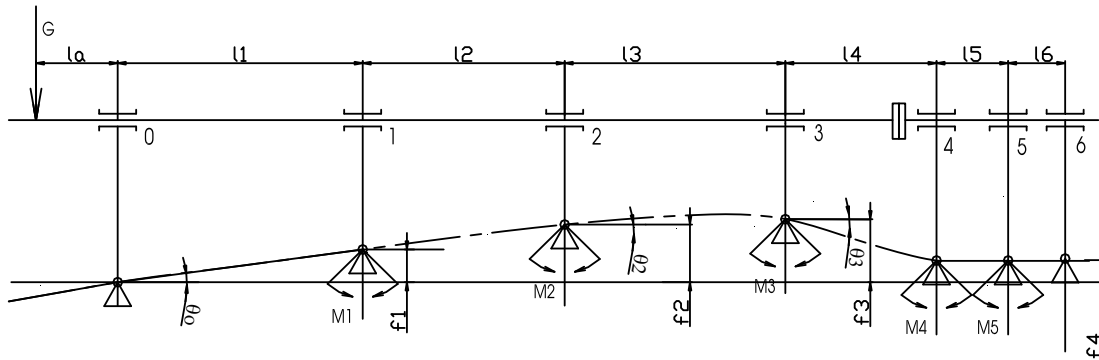
Ở trạng thái lý tưởng khi các gối đỡ đồng tâm, ta xem trục là 1 dầm siêu tĩnh nhiều nhịp và sử dụng hệ phương trình 3 mô men để tính toán và lựa chọn các đại lượng σ_u và σ_m [1,2,4,5]. Nhưng trong quá trình khai thác, do các yếu tố biến dạng, các gối đỡ có thể bị dịch chuyển, từ đó phát sinh uốn bổ sung. Do đặc điểm các tàu có kết cấu ngang như loạt tàu công tác vỏ hợp kim nhôm đang khai thác thì khả năng trên hoàn toàn có xảy ra (như kết quả khảo sát cho thấy).

Khi các gối có sự dịch chuyển với nhau, đường tâm của trục bị cong đi và trong trục sẽ phát sinh ra các mômen uốn, gây lên các ứng suất bổ sung. Khi đó ta sử dụng công thức tổng quát để tính các mômen uốn phát sinh tại các gối do bị sụt gối là [3,5]:

$$M_{n-1}^b l'_n + 2M_n^b (l'_n + l'_{n+1}) + M_{n+1}^b l'_{n+1} + 6EJ_0(\theta_{n+1} - \theta_n) = 0 \quad (3)$$

Trong đó: E- Mô đyun đàn hồi của vật liệu trục, KG/cm²; J₀- mômen quán tính thiết diện, cm⁴; l'_i- chiều dài qui đổi các đoạn trục, cm; M^b_i- các mômen uốn phát sinh tại các gối, KG.cm và θ_i - các góc lệch của tâm trục với đường tâm lý tưởng, rad.

Như chúng ta đã biết, với những tàu cỡ nhỏ và vừa, việc định tâm hệ trục căn cứ vào kết quả kiểm tra đo độ lệch tâm và gây khúc giữa các mặt bích nối các đoạn trục và hệ trục với bích ra động cơ chính. Khi lắp ráp hệ trục do nhiều nguyên nhân khác nhau, độ mất đồng tâm của các gối đỡ luôn có thể xảy ra, kết quả khi chưa liên kết, trên cặp bích nối sẽ có độ lệch tâm Δ và độ gây khúc θ (độ lệch góc).



Hình 1. Sơ đồ phụ tải của hệ trục chân vịt do lệch tâm gối khi trục nối cứng với động cơ .

Giải hệ phương trình trên sẽ xác định mômen uốn và phản lực gối phát sinh trên do lệch gối và do độ lệch gối khi trục nối cứng với động cơ diesel là:

$$R_i^b = \frac{M_{i-1}^b - M_i^b}{l_i} + \frac{M_{i+1}^b - M_i^b}{l_{i+1}} \quad (4)$$

Khi đó tại vị trí bích nối cần đặt vào đầu bích lực ngang (cắt) P và mômen uốn M, trường hợp tổng quát thì quan hệ giữa lực và mômen đặt vào thiết diện nào đó của trục với các sai lệch (dịch chuyển) ở thiết diện đó là:

$$y = e_{11}P + e_{12}M; \quad \alpha = e_{21}P + e_{22}M \quad (5)$$

Trong đó: e₁₁, e₁₂ và e₂₁ và e₂₂ - độ mềm thẳng và độ mềm góc của thiết diện trục được đặt lực P và M,

Xuất phát từ công thức trên, đã xây dựng được phương pháp xác định P và M bổ sung khi có độ lệch tâm và gây khúc bằng các biểu thức sau:

$$P = \frac{l}{e'_{11} e'_{12} - e'^2_{12}} (e'_{22} \Delta - e'_{12} \theta); \quad (6)$$

$$M = \frac{l}{e'_{11} e'_{22} - e'^2_{12}} (e'_{11} \Delta - e'_{12} \theta);$$

Trong đó: P- Lực cắt đặt tại bích nối [KG]; M-Mômen uốn tại bích nối [KG.cm]; e'₁₁- Độ mềm tuyến tính tại chỗ nối [cm/KG]; e'₁₂=e'₂₁- Độ mềm tuyến tính góc [1/KG]; e'₂₂- Độ mềm tuyến tính tại bích nối [1/KG];

Khi liên kết cặp bích nối nếu tồn tại độ gầy khúc và độ lệch tâm giữa chúng sẽ tạo ra mômen uốn bổ sung tại các gối và mômen uốn đó với gối n, n+1 được xác định theo công thức sau:

$$M^1_n = M + Pl_1 \text{ và } M^1_{n+1} = M + Pl_r \quad (7)$$

Khi đó, phản lực phát sinh R tại các gối n và n+1 của đoạn trục chứa bích nối được xác định như sau:

$$R^1_n = \frac{Pl_r}{l_{n,n+1}} \text{ và } R^1_{n+1} = \frac{Pl_l}{l_{n,n+1}} \quad (8)$$

Trong đó: -P: Lực cắt tại bích nối [KG];
 - l_r, l_l : chiều dài đoạn trục phía bích phải, trái [cm];
 - $l_{n,n+1}$: chiều dài đoạn trục chứa bích [cm].

Từ đó ứng suất bổ sung tính trên thứ biến của thiết diện ngang của trục tại các gối n, n+1 được xác định như sau:

$$\sigma^1_n = \frac{M^1_n \cdot d_n}{2J_n} \text{ và } \sigma^1_{n+1} = \frac{M^1_{n+1} \cdot d_{n+1}}{2J_{n+1}} \quad (9)$$

Trong đó: d_n, d_{n+1} - đường kính trục tại gối n và n+1, (cm).

Trên đây là các cơ sở để tính toán tải trọng trên các trục và gối đỡ trục khi có sự không đồng tâm của các gối đỡ trục do các nguyên nhân biến dạng và sai số lắp ráp. Từ đó ta có thể kiểm tra độ bền của chúng, tìm ra nguyên nhân hư hỏng của hệ trục chân vịt loạt tàu trên.

3. Kết quả tính

Tính toán cho một hệ trục của một tàu đang được sử dụng có tính đến phụ tải bổ sung do sự không đồng tâm hệ trục, đã nhận được kết quả như sau:

i. Khi chưa tính đến các sai số lắp ráp và biến dạng gây ra:

- Chọn đường kính trục thực tế chưa xét đến độ dự trữ, thông thường có thể tăng độ dự trữ độ bền và cho lần sửa chữa sau là $(1,05 \div 1,1) \cdot d_t$, trong đó d_t – là đường kính tính theo Quy phạm,
- Hệ số dự trữ an toàn về dao động ngang của hệ trục là thấp, đặc biệt khi xem xét ảnh hưởng của nhịp trục lớn nhất đến tần số dao động ngang của hệ trục thì hệ số dự trữ an toàn về dao động ngang không đảm bảo ($K = 1,7 \%$, trong khi $[K] \geq 30 \%$).
- Hệ số ổn định dọc trục ($K_{\text{ổđ}}$) không đảm bảo ($K_{\text{ổđ}} = 0,87 < [K] = 2,5$, và biến dạng xoắn của trục lớn hơn giá trị cho phép ($\varphi = 1,004 > [\varphi] = 0,45$ độ /m).

ii. Khi tính đến tải trọng phát sinh do sai số lắp ráp hệ trục và biến dạng vỏ tàu với các giá trị tính là độ gầy khúc trên cặp bích nối trục với với hộp số. Kết quả cho thấy:

- Khi $\Delta = 0,016$ cm, $\theta = 0,018$ cm/m, thì ứng suất σ_m vượt quá 200% giá trị thường chọn (300 kG/cm^2). Đây có thể là nguyên nhân gây hiện tượng mài mòn rất nhanh của trục và bạc đỡ.

- Với sự tăng độ lệch tâm và gầy khúc đo được tại bích nối $\Delta = 0,016$ cm và $\theta = 0,018$ cm/m, áp lực trên gối gần bích nối (gối mài mòn nhiều nhất) đã tăng từ $0,67 \text{ kG/cm}^2$ (khi chưa xét đến sai lệch) lên đến $2,29 \text{ kG/cm}^2$ (khi xét đến sai lệch) và với $\Delta = 0,024$ cm và $\theta = 0,04$ cm/m, áp lực trên gối tăng tương ứng đến $4,21 \text{ kG/cm}^2$, sự tăng áp lực riêng trên gối như vậy chắc chắn làm cường độ mài mòn tăng nhanh vượt quá mài mòn bình thường.

- Khi kể đến các sai lệch trên, mô men và ứng suất phát sinh trên trục tại vị trí xem xét cũng tăng lên nhiều làm cho hệ số an toàn hệ trục giảm mạnh xuống $n = (2,14 \div 1,12) < n = (2,5 \div 5,5)$, cho thấy hệ trục làm việc không an toàn.

4. Phân tích các nguyên nhân gây hư hỏng hệ trục và bạc đỡ

Nghiên cứu đặc điểm kết cấu loạt tàu công tác cho thấy có một số vấn đề sau:

- Phương án bố trí và chọn kích thước hệ trục chưa thật hợp lý, đặc biệt bố trí khoảng cách gối 0 và 1 quá lớn là $l = 289$ cm. Trong khi đó có khuyến cáo chiều dài nhịp l_n nên lấy trong khoảng: $12 \cdot d \leq l_n \leq 22 \cdot d$, với $d = 7,5$ cm, cho ta $90 \text{ cm} \leq l_n \leq 165 \text{ cm}$.

- Trục được đỡ trên 3 gối, gối gần chân vịt được đỡ bằng 1 tấm giá treo, chúng được liên kết với kết cấu tàu bằng bulông và căn chỉnh bằng nhựa, rất dễ biến dạng gây xô dịch vị trí gối.

- Thông thường bạc 1 và 2 nằm trên 1 giá đỡ (bằng ống bao) có kết cấu tương đối cứng vững. Trên các tàu đang xem xét, gối 2 và 3 nằm trên đoạn ống bao ngắn, còn gối số 1 rời, không có xiêm gia cường. Do vậy, biến dạng thân tàu có khả năng làm mất độ đồng tâm các gối đỡ.

- Chính các nguyên nhân trên đã làm mất độ đồng tâm các gối và kéo theo là khả năng tải trọng bổ sung trên gối sẽ gia tăng, dao động ngang có thể xảy ra và hiện tượng mài mòn trực và cổ trực tăng lên mãnh liệt.

5. Những kiến nghị

Từ sự phân tích các hư hỏng, căn cứ vào phân tích các kết quả tính toán với hệ trục của loạt tàu đang xem xét, sau khi có tham khảo một số chuyên gia thiết kế tàu, có thể đưa ra một số kiến kinh nghiệm cho việc thiết kế và đóng mới các tàu công tác vỏ hợp kim nhôm tương tự như sau:

1. Với yêu cầu thân tàu nhẹ để tăng tốc độ tàu, cần chú ý đến các cơ cấu vùng buồng máy và đuôi tàu có bố trí các gối đỡ trực như: tăng kích thước đà dọc tại chỗ, có biện pháp tăng độ cứng vững các gối đỡ trực.

2. Bố trí hệ trục hợp lý hơn, thực hiện tốt khuyến cáo chọn nhịp trực lớn nhất hợp lý, trong trường hợp này giảm chiều dài nhịp thứ 2 bằng cách đưa gối thứ 2 về phía đuôi, cải tiến kết cấu đưa gối 1 và 2 vào trong ống bao, tăng độ cứng vững các bộ đỡ gối.

3. Cần kiểm tra đầy đủ các thông số đánh giá độ bền của hệ trục và bạc trực, đặc biệt với các tàu cao tốc, hệ trục được thiết kế ở chế độ “mềm”.

4. Với các tàu đang sử dụng, trong quá trình khai thác luôn theo dõi nhiệt độ nước ở gối đỡ trong buồng máy, chú ý phát hiện tiếng động vùng đuôi tàu..., cần định kỳ kiểm tra hệ trục để phát hiện kịp thời hư hỏng nặng có thể xảy ra như gãy trực trong quá trình khai thác.

5. Với các tàu đang khai thác, trong lần kiểm tra và sửa chữa tiếp theo, có thể hoán cải hệ trục sử dụng các biện pháp gia cường tăng độ cứng vững các bộ đỡ của các gối trực để giảm thiểu biến dạng đường tâm hệ trục chân vịt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Đặng Hộ, “*Thiết kế và trang trí động lực tàu thủy*”, tập I và tập II, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội. 1986
- [2] Mai Tuyết Lê, “*Tính toán ứng lực do lắp ráp và biến dạng xác định đường đàn hồi của hệ trục tàu thủy*”, Luận văn Thạc sỹ Kỹ thuật, Đại học Hàng hải. 2000
- [3] Cục Đăng kiểm Việt Nam, “*Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép*”, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội. 2010
- [4] Vinokurov E.F, 1988, “*Spravotnik po soprotivleniu Materialov*”, Minsk.
- [5] Cundny K, 1990, “*Line Walow Okretowych*”, *Wyd.Morkie Gdan'sk*.

Người phân biên: PGS. TS. Nguyễn Hồng Phúc

NHU CẦU ĐẦU TƯ ĐỘI TÀU VẬN CHUYỂN THAN NHẬP KHẨU PHỤC VỤ CÁC NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN VIỆT NAM

PGS.TS PHẠM VĂN CƯƠNG; ThS. PHẠM VIỆT HÙNG
Trường Đại học Hàng hải

Tóm tắt

Theo chiến lược và quy hoạch phát triển ngành điện đến năm 2015, Việt Nam sẽ thiếu than cho sản xuất điện. Nhằm duy trì hoạt động của các nhà máy nhiệt điện với mục đích phục vụ nhu cầu phụ tải của sản xuất và đời sống, nước ta buộc phải nhập khẩu than. Theo dự báo của Bộ Công Thương, dự kiến nhu cầu than trong nước vào năm 2015 sẽ là 94 triệu tấn, năm 2020 là 184 triệu tấn và 2025 là 308 triệu tấn. Từ năm 2012 phải NK