

**TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC TÀU THUYỀN
THEO PHƯƠNG PHÁP MA TRẬN VÀ CÔNG THỨC GẦN ĐÚNG
TORSIONAL VIBRATION CALCULATION OF SHIP SHAFT LINE BY MATRIX
METHOD AND APPROXIMATE FORMULATE**

PGS.TS. NGUYỄN VĨNH PHÁT
ThS. BÙI THỊ HẰNG
Khoa Đóng tàu, Trường ĐHHH

Tóm tắt:

Bài báo trình bày phương pháp tính dao động xoắn tự do của hệ trục tàu thủy theo phương pháp ma trận, tổng quát cho hệ rẽ nhánh và tính dao động cưỡng bức theo các công thức thực nghiệm.

Abstract:

In this paper the natural torsional vibration of ship shaft line, generalizing for branch model is presented. The forced vibration is calculated using approximate formulas.

1. Đặt vấn đề

Tính toán dao động xoắn hệ trục tàu thủy với động cơ chính diesel phổ biến hiện nay là dùng mô hình rời rạc và không liên quan dao động. Còn dùng phương pháp Tolle-Holzer để xác định tần số tự do. Tính toán dao động cưỡng bức thường dùng đồ thị để xác định mô men cưỡng bức và phương trình cân bằng năng lượng cân-cưỡng bức để xác định biên độ dao động xoắn cộng hưởng[3].

Với sự phát triển của phương tiện tính toán điện tử, đã cho phép tính toán dao động tự do tiện lợi hơn nhờ phương pháp đại số-ma trận. Để tránh dùng nguồn đồ thị thiếu chính xác có thể dùng công thức gần đúng để xác định biên độ mô men cưỡng bức và biên độ dao động xoắn cộng hưởng.

2. Tính toán dao động xoắn tự do của hệ trục theo phương pháp đại số ma trận.

Ta xét hệ dao động tương đương gồm n đĩa có mô men quán tính khối lượng J_i ($i = 1, n$) và n-1 đoạn trục nối có các độ cứng $K_{i,j}$ (nối đĩa i và j). Khi hệ có các nhánh rẽ, ta cần qui đổi về hệ tương đương theo vòng quay của nhánh chính n_c theo liên hệ:

$$J_i = J_i' j_{qd}^2, \quad k_{i,j} = k_{ij}' j_{qd}^2 \quad (1)$$

Trong đó: $j_{qd} = \frac{n_p}{n_c}$, n_p : vòng quay của nhánh rẽ (nhánh phụ)

J_i', k_{ij}' : mômen, độ cứng của nhánh rẽ với n_p .

Từ đó ta có phương trình dao động tự do chưa có cản:

$$M \ddot{\varphi}(t) + K\varphi(t) = 0 \quad (2)$$

Trong đó:

$M = \text{diag}(J_i)_{i=1..n}$: ma trận quán tính

$K = [C_{ij}]_{i,j=1..n}$: ma trận độ cứng.

Tổng quát từ hệ rẽ nhánh, dựa trên mối quan hệ có từ hệ rẽ nhánh, các thành phần của K được xác định như sau:

$$C_{ij} = C_{ji} \quad (3)$$

$$C_{ij} = \sum_{j=1}^x k_{ij} \quad \text{với } x: \text{ số đoạn trục } j \text{ nối vào } J_i \quad (4)$$

$$C_{ij} = -k_{ij}, \quad k_{ij}: \text{ độ cứng của đoạn trục nối } J_i \text{ với } J_j \quad (5)$$

nếu i không nối với j, $C_{ij} = 0$

$$\varphi(t) = [\varphi_1 \dots \varphi_n]^T: \text{ vectơ dao động xoắn} \quad (6)$$

Nghiệm được tìm dưới dạng:

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} \exp(i\omega t) \quad (7)$$

ở đây: $\bar{\varphi} = [\bar{\varphi}_1 \dots \bar{\varphi}_n]^T$: vector biên độ xoắn (8)

i: đơn vị ảo, ω : tần số, t: thời gian

Từ đó ta có:

$$(K - \omega^2 M) \bar{\varphi} = 0 \quad (9)$$

Hay $(A - \lambda I) \bar{\varphi} = 0$ (10)

Với $A = M^{-1} \cdot K$, $\lambda = \omega^2$, I: ma trận đơn vị

$$I = \text{diag}(1)$$

Để $\bar{\varphi} \neq 0$ điều kiện cần và đủ là có phương trình định thức sau:

$$\det(A - \lambda I) = 0 \quad (11)$$

Theo đại số ma trận (11) cho: λ : là các giá trị riêng của A

$\bar{\varphi}$: là các vector riêng của A

Từ đó ta xác định các tần số $\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$, $\bar{\varphi}_i$: vector biên độ dao động tự do ứng với λ_i

(là vector cột i của $\bar{\varphi}$).

Nếu biến đổi $A = M^{-\frac{1}{2}} K M^{-\frac{1}{2}}$

Ta có [4]: $A = [a_{ij}]$

Với $a_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^x k_{ij}}{J_i}$, tử số xác định như (4) (12)

$$a_{ij} = \frac{-k_{ij}}{\sqrt{J_i J_j}} \quad (13)$$

$$a_{ij} = a_{ji} \text{ , nếu } i \text{ không nối với } j, a_{ij} = 0 \quad (14)$$

3. Tính dao động xoắn cưỡng bức của hệ trục theo các công thức gần đúng [2]

Khi xác định dao động xoắn cưỡng bức ở cộng hưởng, cần xác định các biên độ mômen xoắn cưỡng bức của các điều hoà bậc v_k : M_{v_k}

$v_k = k$ với động cơ 2 kì

$v_k = \frac{k}{2}$ với động cơ 4 kì, $k = 1, 2, \dots$

Ta có thể xác định M_{v_k} theo công thức sau:

$$M_{v_k} = M_{v_k^g} \sqrt{1 + \left(\frac{M_{v_k^i}}{M_{v_k^g}} \right)^2} + 2 \frac{M_{v_k^i}}{M_{v_k^g}} (\varphi_{v_k^i} - \varphi_{v_k^g}) \quad [\text{N.m}] \quad (15)$$

Trong đó: $M_{v_k^g}$, $\varphi_{v_k^g}$, $M_{v_k^i}$, $\varphi_{v_k^i}$: biên độ mômen và góc pha do lực khí cháy và lực quán tính.

Trong tính toán thực tế:

+ Với $k > 3$ coi $M_{v_k} = M_{v_k^g}$ (vì lực quán tính khi đó không đáng kể)

+ Với $k = 1, 2, 3$ $M_{v_k^i} = 12,5.k \frac{R^2 D^2 C_m^2}{L} .m$ (16)

Trong đó: R, D, L là bán kính khuỷu, đường kính xilanh, chiều dài biên [m]

C_m : vận tốc của piston.

m: là hệ số

$$m = \begin{cases} 1300 \div 2000 & \text{với diesel cao tốc} \\ 2500 \div 3000 & \text{với diesel trung tốc} \\ 2500 \div 5000 & \text{với diesel thấp tốc} \end{cases}$$

$$\varphi v_k^i = \begin{cases} 0^0 & \text{với } k = 1 \\ 180^0 & \text{với } k = 2,3 \end{cases}$$

$$Mv_k^g \text{ có thể tính theo công thức sau: } Mv_k^g = 0,125 \cdot \pi D^2 S \cdot C v_k \cdot 10^5, \text{ [N.m]} \quad (17)$$

D, S: hành trình piston [m]

Trong đó:

$$Cv_k = \begin{cases} \left[0,5 + \frac{10(p_i - 3,5)(3 - v_k)}{35} \right] \left[4,92 - (1,5 - v_k)^2 \right] \frac{4}{t} & \text{với } v_k = 0,5 \div 2 \\ (5,4 - v_k) \left[0,43 + 0,556 p_i \right] \frac{4}{t} & \text{với } v_k = 2 \div 4 \\ 1,72 \cdot \frac{15,5 + 10 p_i}{v_k^2 \sqrt{v_k}} \cdot \frac{4}{t} & \text{với } v_k > 4 \end{cases} \quad (18)$$

t: số kì, p_i : áp suất trung bình [MPa]

φv_k^g với $k = 1,2,3$ cho ở bảng sau:

k	φv_k^g bảng độ góc ở các p_i [MPa]					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1	10	17	23	26	26	25
2	-3	-5	-7	-7	-8	-5
3	-3	-10	-12	-13	-13	-12

Biên độ xoắn của đĩa khối lượng thứ nhất A_{1R} được tính theo công thức sau:

$$A_{1R} = \beta \cdot A_{St} \quad (19)$$

β : hệ số tăng biên độ

A_{St} : biến dạng tĩnh .

Ta có:

$$A_{St} = \frac{Mv_k \sum_1^z \bar{\alpha}_i}{J_0 \omega_n^2 \sum_1^p v_i \alpha_j^2} \quad (20)$$

J_0 : mômen quán tính khối lượng của đơn vị biên khuỷu

ω_n : tần số dao động tự do của dạng được xét

v_i : mômen không thứ nguyên $v_i = \frac{J_i}{J_0}$

P: số khối lượng (đĩa) của hệ xoắn

$\sum \bar{\alpha}_j$: tổng hình học của các biên độ tương đối với $\alpha_1 = 1$

$$\alpha_j = \frac{\varphi_j}{\varphi_1}$$

$$\text{Và hệ số tăng biên độ tính gần đúng theo: } \beta = \frac{\sum_{j=1}^P v_j \alpha_j^2}{\sum_{j=1}^P \mu_j v_j \alpha_j^2} \quad (21)$$

Trong đó: μ_j : suất ma sát (cản) của thành phần j. Thường xét cản của chỉ động cơ và chân vịt ta có:

$$\beta = \frac{\sum_{j=1}^P v_j \alpha_j^2}{\mu_c \sum_{j=1}^Z \alpha_j^2 + \mu_p v_p \alpha_p^2} \quad (22)$$

μ_c, μ_p : suất ma sát của 1 xilanh và của chân vịt, Z: số xilanh

$$\mu_c = \frac{2,5}{k_0 \cdot C_m \cdot v_k}, \quad k_0 = \frac{J_0}{D^2 S^3 10^3}$$

$$\mu_p = \frac{k_p \cdot J^{1,5}}{a \cdot v_k}, \quad k_p = \begin{cases} 0,3 & \text{với chân vịt kim loại định bước} \\ 0,17 & \text{với chân vịt biến bước} \end{cases}$$

J: a: tỉ số bước và đĩa của chân vịt.

4. Tính toán ví dụ minh họa

1. Tính dao động tự do theo phương pháp ma trận, áp dụng tìm giá trị riêng và vectơ riêng của Matlab cho hệ trục tàu thủy tàu container 564 TEU không lắp khớp mềm, lắp máy chính MAN B&W 8L40/54 (5760kW) với 11 đĩa cho tần số tự do 1 tâm $\omega_1 = 55,12$ rad/s, với 2 tâm $\omega_2 = 393,7$ rad/s và các biên độ tương đối tương ứng là các cột của ma trận giá trị riêng.
2. Tính dao động xoắn cưỡng bức cho hệ trục tàu hàng 1400 tấn lắp máy 8NVD36A-1U, công suất 425,4 kW theo các công thức gần đúng trên cho kết quả [1]: với cấp chính $v_k = 4$ cho $Cv_k = 1,54$, và biên độ $A_{1R} = 3,1 \cdot 10^{-3}$ rad.

Trong khi tính theo [3] tra đồ thị $Cv_k = 1,25$ và $A_{1R} = 2,34 \cdot 10^{-2}$ rad.

5. Kết luận

- Tính toán theo phương pháp ma trận sử dụng phần mềm máy tính sẽ cho ngay các tần số tự do và các biên độ tương ứng nhanh chóng và tiện lợi. Tính toán dễ dàng dao động tự do được cho các hệ xoắn rẽ nhánh.

- Tính toán dao động cưỡng bức theo công thức gần đúng tránh được tra đồ thị Cv_k , dễ dàng tự động hoá tính toán.

- Phương pháp ma trận cho phép phát triển tính dao động cưỡng bức.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Bùi Thị Hằng (2005) "Tính toán dao động xoắn cưỡng bức hệ trục tàu thủy theo công thức thực nghiệm" Luận văn Thạc sĩ, Đại học Hàng hải, Hải phòng.
- [2]. Ephremov.L.V... (1980) "Độ tin cậy và dao động của hệ động lực diesel tàu cá" (Tiếng Nga), NXB công nghiệp thực phẩm, Moxkva.
- [3]. Istomin.P.A (1968) "Dao động xoắn trong động cơ đốt trong tàu thủy", (Tiếng Nga). NXB Đổng tàu, Leningrad .
- [4]. Xudnur.K (1976) "Hệ trục tàu thủy" (tiếng Ba Lan), NXB Biển, Gdansk.

Người phản biện : TS. **Quản Trọng Hùng**