

# PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG HỆ TRỤC CHÍNH TÀU THỦY BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN \* VIBRATION ANALYSIS OF PROPULSION SYSTEM OF SHIP BY FINITE ELEMENT METHOD

Trần Văn Tạo<sup>†</sup>, Lê Đình Tuấn, Lê Hoàng Chân

Khoa Kỹ thuật Giao thông, Đại học Bách khoa Tp.HCM, Việt Nam

## TÓM TẮT

Bài báo liên quan đến việc nghiên cứu về dao động của hệ thống động lực tàu thủy, bao gồm dao động xoắn, dao động dọc và dao động ngang, trong đó dao động xoắn thường được quan tâm. Việc tính toán dao động hệ động lực tàu thủy được thực hiện nhờ vào các mô hình qui đổi từ hệ động lực thực sang hệ tương đương. Ở đây, phương pháp phần tử hữu hạn là phương pháp tính xuyên suốt được áp dụng cho tất cả các bài toán đề cập trên. Kết quả tính được trình bày thông qua việc tính dao động cho hệ thống động lực tàu kéo công suất 350HP.

Từ khóa: dao động hệ động lực tàu thủy, rung động tàu

## ABSTRACT

This paper involves to analyzing the vibration of propulsion system of ship. It includes three type of vibration as longitudinal vibration, transversal vibration and torsional vibration. Among of them, torsional vibration is considered most important. Analyzing vibration of propulsion system often carry out in the modeling system. The numerical method is used to solve in this paper is finite element method. The result of this paper verifies this method with the ship of 350HP.

Keywords: vibration of propulsion system of ship, ship vibration

\* Nghiên cứu này trình bày các kết quả của đề tài cấp trường 2004, theo hợp đồng số 39/ĐH BK/KHCN&QHQT.

<sup>†</sup> E-mail liên lạc: [tao-tranvan@hcmut.edu.vn](mailto:tao-tranvan@hcmut.edu.vn)

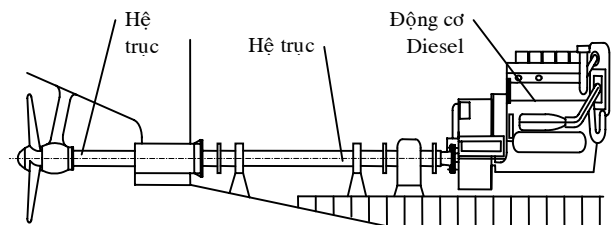
## 1. TỔNG QUAN VỀ HỆ TRỤC CHÍNH TÀU THỦY

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 tàu thủy gồm nhiều đoạn trục nối liền nhau và được đặt trên một đường thẳng. Tùy thuộc vào công dụng và tính năng của từng loại tàu mà tàu có thể có một hoặc nhiều đường trục.

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 kia mang chân vịt, chịu tác động trực tiếp momen cản của chân vịt trong nước. Ngoài ra hệ trục còn chịu tác động bởi lực đẩy của chân

vịt, chịu tác dụng của trọng lượng bản thân trục... Vì vậy việc xác định chế độ làm việc của trục là việc làm quan trọng và cần thiết.

Sau đây là sơ đồ hệ trục một đường trục:



Hình 1: Hệ trục tàu thủy

## 2. DAO ĐỘNG HỆ TRỤC TÀU THỦY

Các dạng dao động chính của hệ trục tàu thủy: dao động dọc, dao động ngang và dao động xoắn. Ta lần lượt xét đến từng trường hợp dao động và ảnh hưởng của nó đến hệ trục tàu thủy.

### 2.1. Dao động dọc

Chân vịt tàu quay trong nước tạo ra lực đẩy giúp tàu hoạt động, lực đẩy do chân vịt tạo ra tác dụng lên trục làm cho hệ trục mất ổn định dọc. Khi lực dọc trục vượt quá giới hạn cho phép (đạt trạng thái tới hạn) sẽ làm cho trục bị cong, do đó khi thiết kế hệ trục tàu thủy người ta phải chú ý đến vấn đề này. Trong thực tế vấn đề hư hỏng hệ trục do lực dọc trục rất ít khi xảy ra.

### 2.2. Dao động ngang

Hệ trục tàu thủy có thể xem là một dầm liên tục có nhiều gối đỡ, với số vòng quay nhất định nào đó trên trục xuất hiện hiện tượng nhẩy không ổn định. Nguyên nhân của hiện tượng trên là do trục di động trong phạm vi khe hở của gối trục, và do trọng tâm của trục không trùng với tâm quay. Vận hành trục trong tình hình đó sẽ làm cho trục bị hư hỏng sớm, gối trục bị mòn và gây ra rung động cho vỏ tàu. Vòng quay làm cho trục bị hiện tượng trên gọi là vòng quay tới hạn.

### 2.3. Dao động xoắn

Dao động xoắn là dạng dao động được chú ý nhất. Trong quá trình khai thác, hiện tượng gãy trục tàu thủy do dao động xoắn không phải là ít, dao động xoắn làm cho trục chịu một ngoại lực rất lớn có tính chu kỳ dẫn đến hiện tượng mỏi của vật liệu và trục bị phá hoại.

Momen gây nên dao động xoắn của hệ trục chân vịt tàu thủy gồm các thành phần sau: momen do áp suất khí cháy trong động cơ, momen do lực quán tính tịnh tiến của cơ cấu pittong-thanh truyền và momen do chân vịt tạo ra.

Do tầm quan trọng của dao động xoắn được đặc biệt quan tâm nên bài báo sẽ tập trung phần nhiều vào vấn đề này.

Để tính dao động xoắn hệ trục ta phải tiến hành theo các bước: Xác định chiều dài và

khối lượng tương đương, xác định lực cưỡng bức, xác định lực cản, giải bài toán dao động xoắn.

## 3. MÔ HÌNH HOÁ HỆ TRỤC TÀU THỦY

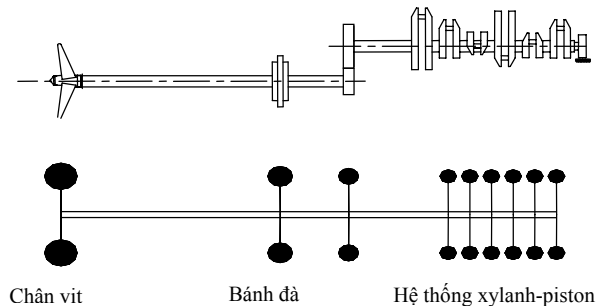
### 3.1. Dao động xoắn

Để tính được dao động xoắn, hệ trục thực phải được thay thế thành hệ đàn hồi đơn giản gồm một trục hình trụ và nhiều đĩa tròn gắn lên trục này. Hệ qui dẫn này phải đảm bảo các điều kiện sau:

Ứng với bất kỳ tần số nào góc xoắn của trục thực phải trùng với góc xoắn của trục tương đương.

Momen quán tính của khối lượng tương đương phải bằng momen quán tính của khối lượng thực.

Vậy hệ trục thực qui đổi là một hệ thống gồm trục đàn hồi lý tưởng không trọng lượng nhưng có độ cứng tương đương trục thật và các khối lượng đặt tại các vị trí nhất định (Hình 2).



Hình 2: Hệ trục thực tàu thủy và hệ qui đổi cho việc tính dao động xoắn

#### 3.1.1. Xác định chiều dài tương đương

Khi tính chiều dài tương đương để thay thế các đoạn trục thực, phải đảm bảo cân bằng về thế năng của trục khi chịu cùng một moment xoắn. Điều đó có nghĩa là độ cứng chống xoắn của các đoạn trục tương đương phải bằng độ cứng chống xoắn của trục thực.

Theo lý thuyết sức bền vật liệu, góc biến dạng xoắn của trục tỉ lệ nghịch với hệ số đàn hồi của vật liệu và moment quán tính của tiết diện trục tỉ lệ thuận với chiều dài của trục và moment xoắn. Như thế nghĩa là:

$$\varphi = \frac{M.l}{G.J_p} \quad [\text{rad}] \quad (1)$$

Từ (1) ta có độ cứng xoắn của trục:

$$c = \frac{M}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad [\text{MN m/rad}] \quad (2)$$

Trong đó:

M - moment xoắn, [MNm]

G - hệ số đàn hồi của vật liệu

l - chiều dài trục, [m]

j - góc xoắn, [rad]

c - độ cứng chống xoắn của trục,

$J_p$  - moment quán tính độc cực, [m<sup>4</sup>]

Từ (2) nhận thấy rằng: độ cứng chống xoắn đứng về trị số mà nói là moment xoắn tác dụng khiến trục biến dạng một góc bằng 1 rad.

### 3.1.2. Tính khối lượng tương đương

Để có thể tính được khối lượng tương đương cần phải biết các khối lượng thực và moment quán tính của chúng. Các khối lượng thực được thay bằng những đĩa tròn có cùng moment quán tính và đặt các đĩa tròn này lên những vị trí nhất định trên trục tương đương. Vì vậy, việc tính khối lượng tương đương thực ra là tính moment quán tính của các đĩa tương đương.

Các chi tiết có dạng phức tạp được phân ra thành nhiều phần đơn giản, tìm moment quán tính của từng phần đơn giản ấy đối với trục quay. Tổng moment quán tính của chúng được tính theo công thức sau:

$$J = \sum_{i=1}^n J_i \quad [\text{m}^4] \quad (3)$$

Khối lượng tương đương có thể tính theo công thức:

$$m_{R_0} = \frac{J}{R^2} \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

Trong đó : $m_{R_0}$  - khối lượng tương đương đặt cách trục quay một bán kính quay R

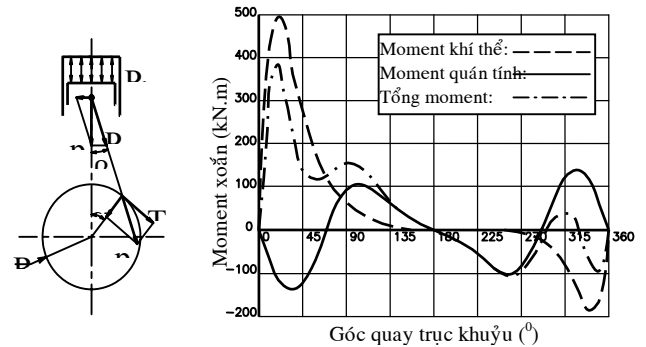
### 3.1.3. Xác định độ cứng xoắn của hệ

Độ cứng xoắn của trục được tính theo công thức (2):

### 3.1.4. Hệ phương trình dao động xoắn

$$\begin{cases} J_{i_0} \ddot{\varphi}_i + \sum_{s=1}^n C_{is} \cdot \dot{\varphi}_i + \xi_i \varphi_i = M_i(t) \\ \forall i = 1 \div n \end{cases} \quad (5)$$

### 3.1.5. Lực khí thể từ động cơ M(t)



$P_{kh}$  - lực khí cháy

$T_{kh}$  - lực tiếp tuyến gây ra dao

Hình 3: Dạng hàm lực cường bức

### 3.1.6. Phương pháp tính

Tính dao động xoắn bằng phương pháp phần tử hữu hạn và các codes chương trình viết trên nền MATLAB để giải bài toán. Tiến hành theo các bước sau:

- Rời rạc hoá kết cấu.
- Xác định ma trận độ cứng, ma trận momen quán tính phần tử và lắp ghép ma trận cho kết cấu.
- Giải hệ dao động xoắn

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & \vdots \\ 0 & -k_2 & \ddots & -k_n \\ 0 & \dots & -k_n & k_n \end{bmatrix} \quad (6)$$

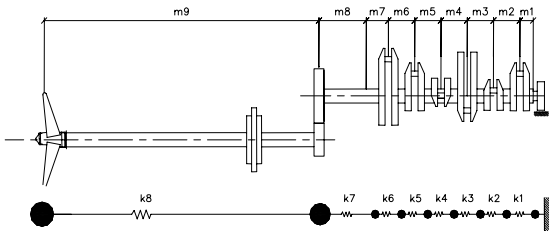
Ma trận momen quán tính:

$$M = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & J_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

Nội dung cần thực hiện trong chương trình:

- Giải bài toán trị riêng và tìm vec tơ riêng.
- Tìm đáp ứng của hệ: đối với bài toán dao động hệ trục trong đề tài, lực cường bức (momen xoắn trục khuỷu) được đưa vào dưới dạng rời rạc và được giải theo phương pháp Newmark. Trong đó ma trận giảm chấn được phân tích dưới dạng  $C = aM + bK$  với  $a = 10^{-7}$ ,  $b = 10^{-5}$ .
- Tìm dạng hàm khuếch đại.

### 3.2. Dao động dọc



Hình 4: Mô hình hệ động lực tàu thủy và mô hình tính dao động dọc

Dao động dọc trục tàu thủy do lực đẩy chân vịt gây ra, để tính dao động dọc trục ta phải qui đổi từ hệ trục thực sang mô hình động lực học tương ứng.

Hệ trục khuỷu-thanh truyền liên kết với trục chân vịt qua bích nối, ta có thể mô hình hoá hệ trục thành hệ lò xo có độ cứng tương đương ( $k_i$ ) và các khối lượng tập trung ( $m_i$ ) tại các vị trí tương ứng (Hình 2).

Độ cứng tương đương các đoạn trục được tính như sau:

$$k_i = \frac{\pi E d_i^2}{4L_i} \quad [N/m] \quad (8)$$

trong đó:

E - Modun đàn hồi của vật liệu [N/m<sup>2</sup>]

$d_i$  - đường kính [m]

$L_i$  - chiều dài đoạn trục tương ứng [m]

Độ cứng tương đương đoạn trục côn được tính như sau :

$$k_i = \frac{\pi E d_1 d_2}{4L_i} [N/m] \quad (9)$$

trong đó:

E: Modun đàn hồi của vật liệu [N/m<sup>2</sup>]

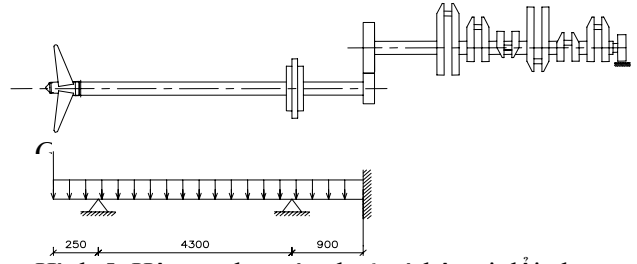
$d_1$ : Đường kính mút nhỏ của trục côn [m]

$d_2$ : Đường kính mút lớn của trục côn [m]

$L_i$ : Chiều dài đoạn trục côn [m]

### 3.3. Dao động ngang

Dao động ngang trục chân vịt tàu thủy gây ra bởi lực quán tính không cân bằng trên đường trục, trọng tâm hệ trục không nằm trên đường tâm quay của hệ trục. Để tính dao động ngang của đường trục chân vịt, ta mô hình hoá đường trục thành một dầm bị ngàm tại mặt bích nối trục chân vịt với máy chính, các gối tại các gối đỡ trục chân vịt (hình 5)



Hình 5: Hệ trục thực tàu thủy và hệ qui đổi cho việc tính dao động ngang hệ trục.

## 4. TÍNH DAO ĐỘNG XOẮN CHO TÀU KHÁCH:

### 4.1. Thông số ban đầu

Kích thước cơ bản:

Chiều dài: 32.5 [m];

Chiều rộng tàu: 6.6 [m];

Chiều cao tàu: 2.8 [m];

Mớn nước: 2.1 [m];

Lượng chiếm nước: 280 [t];

Vận tốc khai thác: 15 [hl/h];

Thông số máy chính:

Máy chính : Volvo TAMD122A;

Công suất Ne: 380 [HP];

Số vòng quay n: 2100 [v/ph];

Đường kính xy lanh  $d_{xl}$  : 130.2 [mm];

Đường kính cổ trục khuỷu  $d_c$ : 146 [mm];

Chiều dài chốt khuỷu  $d_{ck}$ : 165 [mm]

Hành trình piston s: 150 [mm]

Tỷ số truyền hộp số i: 3.605

Đường kính trục chân vịt  $d_{cv}$ : 130 [mm]

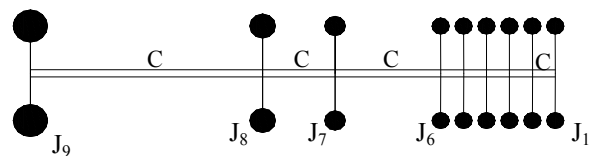
Chiều dài trục l: 5.45 [m]

Đường kính chân vịt D: 1.2 [m]

Trọng lượng chân vịt G: 280 [kg]

### 4.2. Mô hình hóa hệ trục

Hệ qui đổi của hệ trục chân vịt tàu thủy CN120 cho việc tính dao động xoắn như sau:



Hình 6: Hệ qui đổi tính cho dao động xoắn

Đường kính trục chuẩn:  $d_a = 0.139$  [m]

Momen quán tính tương đương :

$J_1 = J_2 = J_3 = J_4 = J_5 = J_6 = 0.32$  [kg×m<sup>2</sup>]

$$J_7 = 11.79 \text{ [kg}\times\text{m}^2]$$

$$J_8 = 205 \text{ [kg}\times\text{m}^2]$$

$$J_9 = 276 \text{ [kg}\times\text{m}^2]$$

Độ cứng tương đương:

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 = 6.08 \text{ [MNm/rad]}$$

$$C_6 = 24.4 \text{ [MNm/rad]}$$

$$C_7 = 17.6 \text{ [MNm/rad]}$$

$$C_8 = 0.42 \text{ [MNm/rad]}$$

Chiều dài tương đương:

$$l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = 0.15 \text{ [m]}$$

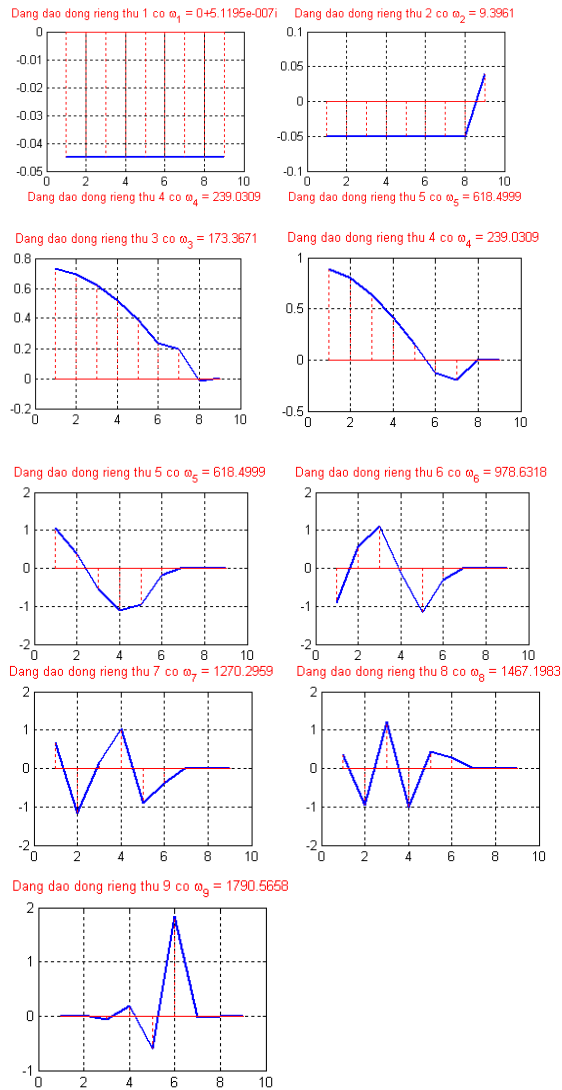
$$l_6 = 0.126 \text{ [m]}$$

$$l_7 = 0.175 \text{ [m]}$$

$$l_8 = 12.5 \text{ [m]}$$

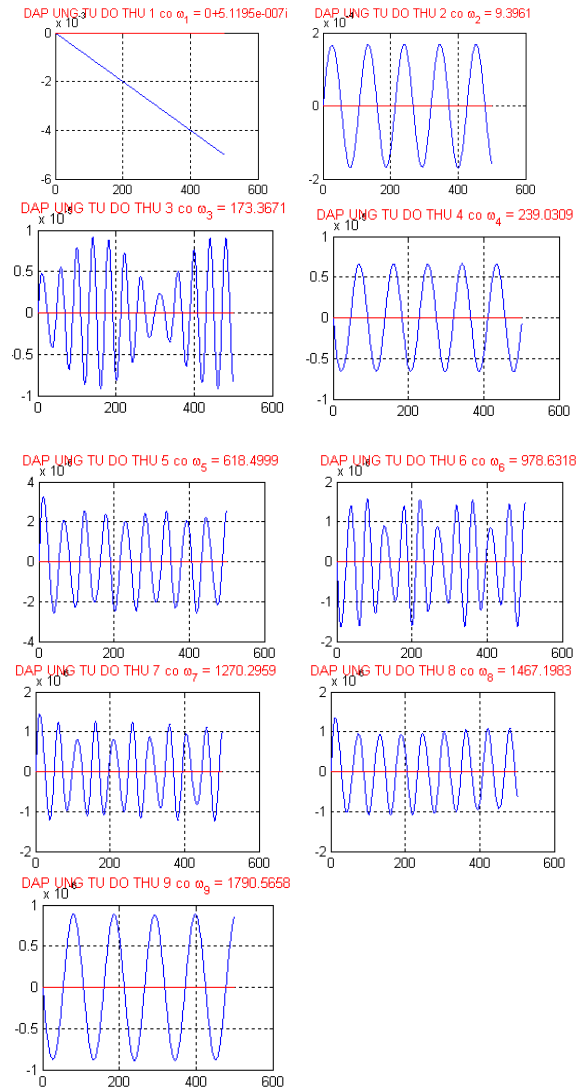
### 4.3. Dao động xoắn hệ trục

#### 4.3.1. Modes dao động



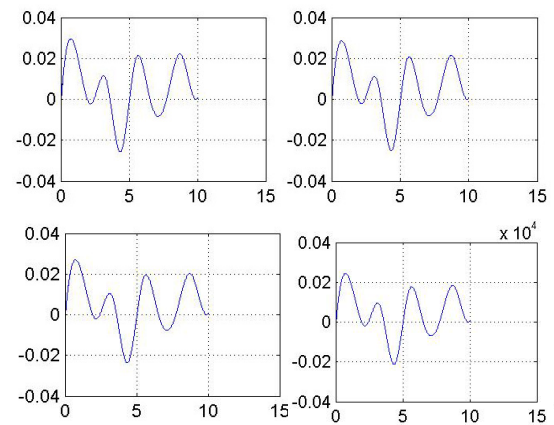
Hình 7: Dạng dao động riêng

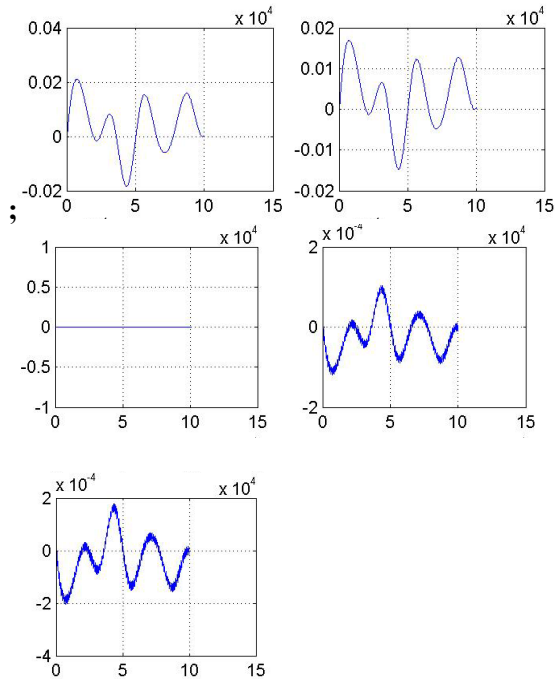
#### 4.3.2. Đáp ứng của dao động tự do



Hình 8: Dao động xoắn tự do của hệ

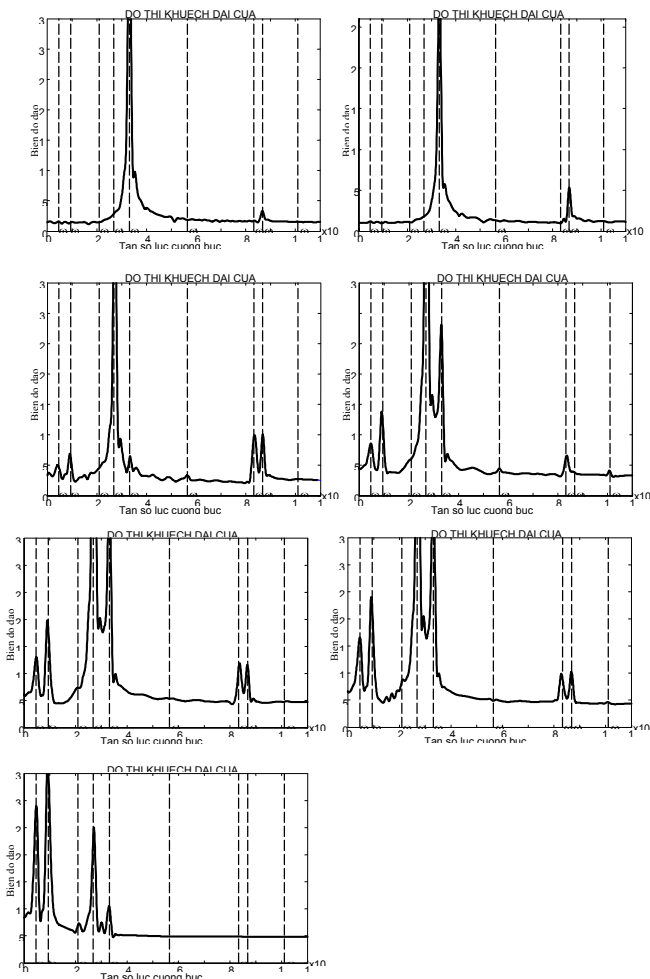
#### 4.3.3. Đáp ứng của dao động cưỡng bức





Hình 9: Dao động xoắn cưỡng bức của hệ

#### 4.3.4. Hàm khuếch đại



Hình 10: Dạng hàm khuếch đại của các bậc tự do

#### 4.3.5. Nhận xét kết quả

Từ phương trình dao động tổng quát của hệ động lực tàu cùng với các thông số đầu vào chương trình đã cho ra các kết quả phân tích dao động theo yêu cầu ban đầu như: dạng dao động riêng, các đáp ứng của hệ (tự do, cưỡng bức), đồ thị hàm khuếch đại.

Dạng dao động riêng (Modes) cho ta thấy các dạng dao động có thể có của hệ qua đó ta có thể dự đoán được vị trí cần đo dao động xoắn khi sử dụng các thiết bị chuyên dùng. Dạng dao động có nhiều điểm nút sẽ làm cho ứng suất thay đổi dọc theo đường trục qua đó cho thấy được với tần số riêng càng cao thì hệ càng chịu nhiều ứng suất thay đổi.

Thông qua đồ thị khuếch đại ta thấy được khi tần số của lực cưỡng bức (moment xoắn do động cơ sinh ra) càng gần với các tần số riêng thì biên độ dao động sẽ tăng rất nhanh (hiện tượng cộng hưởng). Đặc biệt tại những bậc tự do chịu moment kích thích thì nơi đó sẽ có biên độ dao động rất lớn. Cũng từ kết quả trên nhận thấy rằng khi tần số lực kích thích rơi vào vùng từ  $\omega_1$  đến  $\omega_4$  thì biên độ dao động của các bậc tự do tăng rất nhanh, đây cũng chính là khoảng làm việc của máy, còn đối với các tần số khác thì không nằm trong phạm vi hoạt động máy.

Tóm lại qua việc phân tích một trường hợp cụ thể ta có thể biết được các vấn đề liên quan đến phân tích dao động cho hệ động lực tàu thủy. Kết quả này cũng thích hợp với yêu cầu của cơ quan đăng kiểm khi cần kiểm tra dao động xoắn hệ trục tàu (tần số riêng, hàm khuếch đại) mà trước đây chỉ dùng các phương pháp như dùng bảng Tole hay chuyển hệ nhiều bậc tự do về dạng hệ chỉ có một bậc để tìm tần số riêng qui đổi.

### 5. KẾT LUẬN

Kết quả đạt được cho thấy rằng ta có thể giải quyết được hệ dao động xoắn có nhiều bậc tự do.

Chương trình được xây dựng từ cơ sở lý thuyết và thuật toán dùng cho chương trình máy tính cũng được viết dựa trên cơ sở này do vậy khắc phục được các phép tính qui đổi từ đó tăng độ chính xác.

Sử dụng chương trình tính trên sẽ giúp ta dự đoán được các trường hợp nguy hiểm qua đó có thể tránh được các trường hợp cộng hưởng.

Ngoài ra chương trình còn giúp xác định các vị trí khi sử dụng các thiết bị chuyên dùng để đo dao động xoắn hệ động lực tàu thủy.

- Kết quả xuất dưới dạng dữ liệu số và đồ thị có thể sử dụng cho các bước tính tiếp theo.

- Kết quả phân tích đáp ứng đầy đủ các yêu cầu đặt ra trong dao động xoắn hệ trục tàu thủy: tìm đáp ứng dao động của hệ tự do và có lực cưỡng bức, tìm dạng dao động riêng, tìm hàm khuếch đại của hệ...

- Đồ thị khuếch đại cho biết các hiện tượng nguy hiểm do dao động xoắn gây ra.

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- 1 Rao, S.S: Mechanical Vibrations, Wiley, Massachusetts 1995.
- 2 William T.Thomson: Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall, 1982.
- 3 M. Gérardin/D.Rixen: Mechanical Vibrations, Wiley, 1994.
- 4 C.T.Sun, Y.P.LU: Vibration Damping of Structural Elements, Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ 07632, 1984.
- 5 Kelley , S.G: Fundamentals of Mechanical Vibration, NJ, 2001.
- 6 J S Carlton: Marine Propellers and Propulsion System, Bulterworth Heineman, 1998.
- 7 Loyd's Register: "Rules and Regulations for The Classification of Ships", January 1995.
- 8 Trần Công Nghị (chủ biên) - Ngô Thị Kiều Nhi: Rung Động Tàu, NXB ĐH Quốc Gia Tp.HCM, 2002.
- 9 Nguyễn Văn Khang: Dao Động Kỹ Thuật, NXB Khoa Học Kỹ Thuật, 1995.
- 10 Nhóm tác giả: Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong, NXB Giáo Dục, 1984.