

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI TP.HCM

----- oOo -----

BÙI ĐỨC LONG

**NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XOẴN HỆ TRỤC
DIESEL TÀU KIỂM NGƯ KN-1482C BẰNG PHẦN
MỀM ANSYS**

CHUYÊN NGÀNH: KHAI THÁC BẢO TRÌ TÀU THỦY

MÃ SỐ: 60520116

LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC: TS. LÊ VĂN VANG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GTVT TP.HCM
THƯ VIỆN

19/26/17

TP. HCM 6-2017

LUẬN VĂN ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Cán bộ hướng dẫn khoa học: **TS. Lê Văn Vang**



Cán bộ chấm nhận xét 1: **PGS-TS. Bùi Xuân Lâm**

Cán bộ chấm nhận xét 2: **TS. Ngô Duy Nam**

Luận văn thạc sĩ được bảo vệ tại Trường Đại học Giao thông vận tải Tp.HCM
ngày **26** tháng **5** năm **2017**.

Thành phần Hội đồng đánh giá luận văn thạc sĩ gồm:

- | | |
|--------------------------------|----------------------------|
| 1. PGS-TS. Lê Hữu Sơn | Chủ tịch Hội đồng; |
| 2. PGS-TS. Bùi Xuân Lâm | Ủy viên, phản biện; |
| 3. TS. Ngô Duy Nam | Ủy viên, phản biện; |
| 4. TS. Nguyễn Duy Trinh | Ủy viên, thư ký; |
| 5. TS. Nguyễn Sơn Trà | Ủy viên. |

Xác nhận của Chủ tịch Hội đồng đánh giá luận văn và Trưởng Khoa quản lý chuyên ngành sau khi luận văn đã được sửa chữa.

CHỦ TỊCH HỘI ĐỒNG

TRƯỞNG KHOA MÁY TÀU THỦY



PGS-TS. Lê Hữu Sơn



TS. Lê Văn Vang

LỜI CAM ĐOAN

Tôi tên Bùi Đức Long, là học viên lớp BT1301-Khoa Máy tàu thủy-Trường Đại học Giao thông Vận tải Tp. Hồ Chí Minh

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi dưới sự hướng dẫn khoa học của Tiến sĩ Lê Văn Vang Trưởng Khoa Máy tàu thủy-Trường Đại học Giao thông Vận tải Tp. Hồ Chí Minh

Ngoài các nội dung tham khảo trong tài liệu đã được liệt kê trong phần “Tài liệu tham khảo”, các số liệu, kết quả nêu trong luận văn là trung thực và chưa được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

Tác giả luận văn



Bùi Đức Long

LỜI CẢM ƠN

Tôi xin bày tỏ lòng biết ơn chân thành và sâu sắc đến thầy hướng dẫn TS. Lê Văn Vang, người đã tận tình hướng dẫn về phương pháp và nội dung nghiên cứu trong quá trình thực hiện luận văn. Nhân dịp này, tôi xin chân thành cảm ơn đến các thầy cô Khoa Máy tàu thủy, Viện Đào tạo sau đại học đã tận tình hướng dẫn, giúp đỡ tôi trong quá trình học tập tại trường Đại học Giao thông Vận tải Tp. Hồ Chí Minh cũng như trong quá trình làm luận văn.

Tác giả xin gửi lời cảm ơn đến tất cả người thân, bạn bè và đồng nghiệp đã động viên, giúp đỡ tác giả trong quá trình học tập cũng như trong quá trình làm luận văn.

Do thời gian có hạn, kiến thức và kinh nghiệm còn hạn chế nên luận án không tránh khỏi có những thiếu sót. Rất mong nhận được sự góp ý của các thầy cô, chuyên gia, bạn bè và đồng nghiệp để luận án được hoàn thiện hơn.

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	4
LỜI CẢM ƠN	5
MỞ ĐẦU	11
1. Tính bức thiết của đề tài	11
2. Đối tượng nghiên cứu	11
3. Phương pháp nghiên cứu	12
4. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài	12
5. Bố cục đề tài	12
CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN VỀ DAO ĐỘNG HỆ TRỤC TÀU THỦY	13
1.1. Khái quát chung về dao động hệ trục	13
1.2. Các loại dao động hệ trục	13
1.2.1 Dao động dọc trục	13
1.2.2 Dao động ngang	14
1.3. Tốc độ góc tới hạn của hệ trục	18
1.3.1 Khái niệm	18
1.3.2 Các yếu tố ảnh hưởng tới vòng quay tới hạn- n_k	19
CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU THỦY	21
2.1.1 Dao động xoắn	21
2.1. Cơ sở lý thuyết về dao động xoắn	22
2.1.1 Mô hình dao động xoắn	22
2.1.2 Các thông số của mô hình rời rạc	23

2.1.3 Phương pháp giải bài toán dao động xoắn tự do có các khối lượng thu gọn là hằng số.	27
2.1.4 Biểu đồ cộng hưởng.	28
2.1.5 Phương pháp giải bài toán dao động cưỡng bức.	29
2.2. GIỚI THIỆU CHUNG PHẦN MỀM ANSYS.	32
CHƯƠNG 3 ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU KN-1482C	34
3.1. Giới thiệu chung về tàu KN-1482C.	34
3.1.1 Đặc điểm nhiệm vụ, điều kiện làm việc, phạm vi hoạt động của tàu KN-1482C.	34
3.1.2 Tính năng đặc thù của tàu KN-1482C.	34
3.2. Đặc điểm kết cấu và hệ động lực của tàu Kn-1482C.	34
3.2.1 Các thông số chính của tàu KN-1482C.	34
3.2.2 Các thông số cơ bản của động cơ chính 12AYM-WET.	35
3.2.3 Đặc tính của động cơ chính 12AYM-WET [15].	38
3.2.4 Kết cấu của hệ trục chân vịt tàu KN-1482C.	38
3.3. Mô Hình Tính Toán Dao Động Xoắn Hệ Trục Chân Vịt Tàu KN-1482C.	44
3.4. Phương trình chuyển động của dao động xoắn tự do hệ động lực tàu KN-1482C:	46
3.4.1 Hệ thống tương đương của phần máy chính.	46
3.4.2 Hệ thống tương đương của hệ trục và chân vịt.	51
3.5. Tính toán tần số dao động tự do.	54
3.6. Tính toán mô men kích thích.	57
3.6.1 Xây dựng đồ thị pha các cấp của mô men điều hòa.	57
3.6.2 Phân tích Fourier mô men kích thích.	58

3.6.3 Hệ số cản của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền và chân vịt.....	68
3.6.4 Xác định biên độ cộng hưởng.....	68
3.6.5 Kiểm nghiệm ứng suất.....	84
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	87
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	89

DANH MỤC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Diễn giải	Đơn vị
KN-1482C	Tàu Kiểm Ngư 1482C	
PTVP	Phương trình vi phân	
HTĐL	Hệ động lực	
ĐCT	Điểm chết trên	
ĐCD	Điểm chết dưới	
PTHH	Phân tử hữu hạn	
α	Góc quay trục khuỷu	Độ
β	Góc lác của thanh truyền	Độ
λ	Hệ số kết cấu	
Ω	Tốc độ góc trung bình của hệ trục	rad/s
φ, θ	Góc xoắn	Độ
ω_i	Tần số dao động riêng	rad/s
δ_i	Góc lệch pha công tác của xi lanh	
τ_x	ứng suất do dao động xoắn gây ra	MN/m ²
a_k, b_k	Các hệ số Fourier	
b_i	Hệ số cản tương đối	Nms/rad
b_{ri}	Hệ số cản tuyệt đối	Nms/rad
c	Độ cứng chống xoắn	Nm/rad
G	Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu	N/m ²
JOA	Mô men quán tính của trục khuỷu đối với đường tâm trục	kg.m ²
J_p	Mô men quán tính độc cực của tiết diện ngang trục	m ⁴
J_{tt}	Mô men quán tính của thanh truyền đối với trọng tâm	kg.m ²

l	Chiều dài thanh truyền	m
R	Bán kính tay quay trục khuỷu	m
T	Chu kỳ của mô men kích thích	s
vpt	Vận tốc chuyển động của Piston	m/s
vtt	Vận tốc chuyển động của trọng tâm thanh truyền	m/s
Wx	Mô đun chống xoắn	m ³
γ	Trọng lượng riêng của vật liệu làm trục chân vịt	Kg/cm ³

MỞ ĐẦU

1. Tính bức thiết của đề tài

Dao động xoắn hệ trục chân vịt tàu thủy là một trong những nguyên nhân gây ra hư hỏng và gãy hệ trục chân vịt. Ngày nay, việc tính toán dao động xoắn của hệ trục chân vịt là một nội dung quan trọng trong tính toán thiết kế tàu thủy và được đưa vào trong số các yêu cầu bắt buộc của Đăng kiểm các nước.

Trong những năm gần đây, ngành đóng tàu Việt Nam đã có những bước phát triển mạnh mẽ. Tuy nhiên, việc tính toán dao động xoắn hệ trục chân vịt tại các cơ sở đóng tàu, các Viện thiết kế thường vẫn chủ yếu dựa vào các phương pháp giải tích được đưa ra từ những năm 50 của thế kỷ trước. Các kết quả tính toán nhìn chung đã đáp ứng được một số yêu cầu của việc tính toán thiết kế hệ trục chân vịt nhưng trong một số trường hợp chưa được quan tâm với thực tế khai thác sử dụng 100- 110% công suất của tàu vận tải quân sự. Mặt khác, do không được trang bị đầy đủ thiết bị đo kiểm nên hầu hết các tàu thủy được thiết kế và đóng mới trong nước không được đo kiểm dao động xoắn trước khi đưa vào sử dụng lâu dài. Điều này đặt ra yêu cầu cần phải xây dựng một mô hình tính toán dao động xoắn hệ trục chính xác và sát với thực tế hơn trên cơ sở sử dụng các phần mềm tính toán chuyên dụng và hiện đại.

Xuất phát từ thực tế trên, việc thực hiện đề tài: “Nghiên cứu dao động xoắn hệ trục diesel tàu kiểm ngư KN-1482C bằng phần mềm Ansys” là cần thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn quan trọng.

2. Đối tượng nghiên cứu

Hệ trục chân vịt của tàu kiểm ngư KN-1482C được đóng mới tại Việt Nam hoạt động trong điều kiện thực hiện các nhiệm vụ đánh cá nghề câu cá ngừ kết hợp lưới rê đồng thời làm nhiệm vụ kiểm ngư, nhiệm vụ bảo vệ an ninh trên mọi vùng biển Việt Nam, bảo vệ chủ quyền biển đảo của Tổ quốc làm chỗ dựa và cung ứng một phần dầu, nước cho ngư dân.

3. Phương pháp nghiên cứu

Xây dựng mô hình, tính toán dao động xoắn tự do và cưỡng bức của hệ trục tàu kiểm ngư KN-1482C, đánh giá tính toán dao động xoắn của hệ trục khi làm việc ở chế độ tốc độ cộng hưởng và chế độ sử dụng thực tế 110% công suất định mức trên cơ sở ứng dụng phần mềm ANSYS.

4. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

Ý nghĩa khoa học: Ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn và phần mềm hiện đại để giải bài toán dao động xoắn hệ trục chân vịt nhằm nâng cao độ chính xác cũng như giảm thời gian tính toán.

Ý nghĩa thực tiễn: Xác định ứng suất do dao động xoắn gây ra trên toàn bộ hệ trục làm cơ sở để đánh giá độ làm việc tin cậy của hệ trục cũng như xác định được các vùng vòng quay cấm trong quá trình khai thác sử dụng. Trên cơ sở kết quả tính toán dao động xoắn của hệ trục có thể đưa ra những thay đổi kết cấu phù hợp ngay từ giai đoạn thiết kế góp phần giảm thời gian và chi phí thiết kế.

5. Bố cục đề tài

Đề tài có bố cục như sau:

Mở đầu

Chương 1. TỔNG QUAN VỀ DAO ĐỘNG HỆ TRỤC TÀU THỦY

Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU THỦY

Chương 3. ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU KN-1482C

Kết luận và hướng phát triển

CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN VỀ DAO ĐỘNG HỆ TRỤC TÀU THỦY

1.1. Khái quát chung về dao động hệ trục

Dao động là hiện tượng phổ biến trong tự nhiên và kỹ thuật, là một lĩnh vực trong cơ học máy, nghiên cứu trạng thái động lực học của hệ cơ học.

Dao động đem lại nhiều ứng dụng trong kỹ thuật. Dao động điện tử, trong công nghệ chế tạo máy móc, xây dựng....

Dao động cũng gây ra nhiều trở ngại, tổn thất cho sản xuất

Để ngăn ngừa dao động, phải có thiết bị khử chấn, giảm rung, tính toán thiết kế hợp lý các thiết bị, khai thác hợp lý.

Dao động tàu thủy là một lĩnh vực khá phức tạp, tuy nhiên trong thiết kế và đóng tàu nếu không chú ý tới nó sẽ làm hạn chế chất lượng thiết kế cũng như hiệu quả và tính an toàn cho hoạt động của con tàu.

Đối với hệ trục tàu thủy, dao động cản trở sự làm việc bình thường của thiết bị ảnh hưởng lớn đến tinh thần và thể lực người khai thác thậm chí gây ra cộng hưởng làm gãy trục, phá hoại động cơ, gây tai nạn.

Các yếu tố này tác động qua lại rất phức tạp do vậy rất khó xác định một cách chính xác mức độ tác động của từng yếu tố cụ thể. Bởi vậy việc phân loại dao động nhằm mục đích phân chia chúng ra, tìm ra nguyên nhân và tìm cách khắc phục và hạn chế ngay từ khâu thiết kế khi đóng mới hoặc tìm mọi biện pháp tránh đối với những tàu đã vận hành rồi nhưng gặp phải vấn đề về dao động.

1.2. Các loại dao động hệ trục

1.2.1 Dao động dọc trục.

Dao động dọc là dao động mà phương biến dạng dọc theo đường trục của hệ trục.

Dao động dọc gây ra bởi các nguyên nhân sau đây:

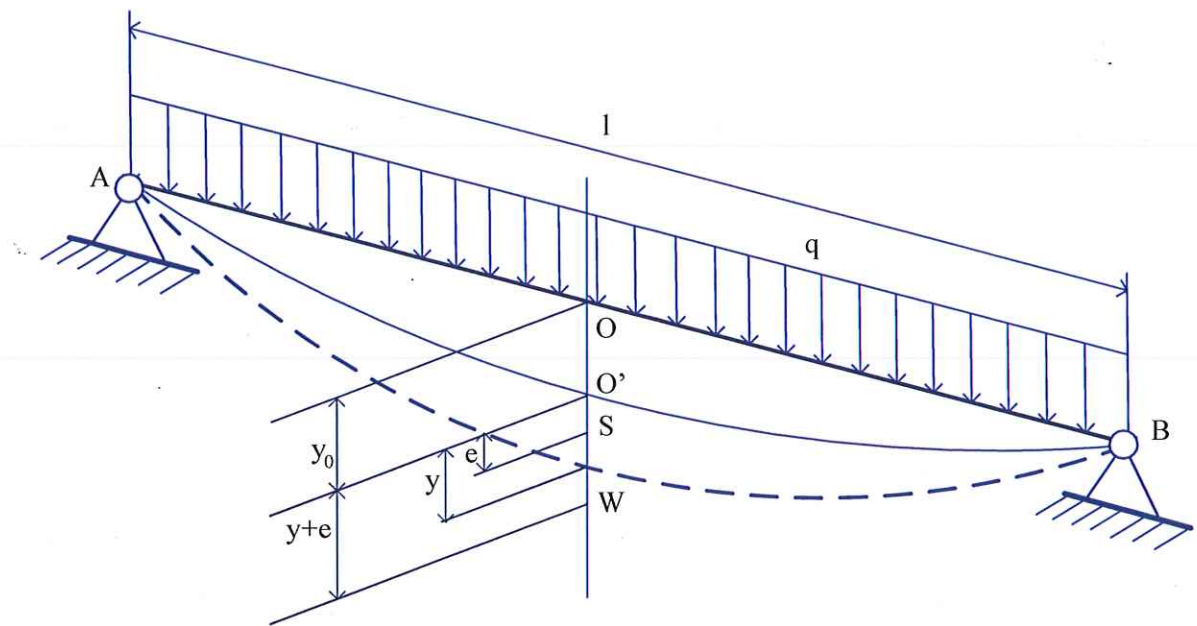
- Lực đẩy của chân vịt không ổn định do chân vịt không được cân bằng.
- Do sóng gió và biến dạng của vỏ tàu.
- Do dao xoắn của hệ trục.

Người ta thấy rằng khi tăng tốc độ tàu không phù hợp cũng gây ra dao động dọc trục. Tuy nhiên biên độ dao động dọc trục không lớn lắm so với các dạng dao động khác và nó ít phụ thuộc vào tần số góc quay của trục. Mặc dù vậy nếu trục bị cong vênh thì biên độ dao động khá lớn. Dao động dọc trục gây nên ứng suất lớn tại ổ đỡ chặn lực đẩy của chân vịt, ổ đỡ trục khuỷu máy chính, hộp giảm tốc và gây rung động khoang máy và vỏ tàu.

Để khắc phục dao động dọc trục cần tiến hành khắc phục các nguyên nhân của nó trong đó chú ý nhất đến vấn đề chế tạo và lắp ráp hệ trục sao cho đường tâm trục phải thẳng, sử dụng chân vịt được cân bằng tốt cũng như tăng cường thêm ổ chặn.

1.2.2 Dao động ngang.

Dao động ngang là dao động có phương biến dạng vuông góc với đường tâm của hệ trục. Ví dụ khi một đoạn trục lệch tâm quay quanh trục của nó trên hai gối đỡ sẽ gây ra dao động ngang. Dao động ngang gây ra bởi lực quán tính không cân bằng trên đường trục, khi mà trọng tâm của toàn bộ đường trục không nằm trên tâm quay của nó. Hiện tượng dao động ngang gây ra chấn động ở sàn đáy tàu trong buồng máy, nơi đặt các gối đỡ, khiến cho bạc các gối đỡ trục bị chóng mòn. Khi các bạc gối đỡ mòn thì làm cho đường tâm trục càng lệch và gây ra dao động ngang càng mạnh, vận hành lâu dài trong trạng thái này sẽ không an toàn để gây hư hỏng hoặc gãy trục. Về lý thuyết dao động ngang được minh họa như sau:



Hình 1-1 Dao động ngang của một đoạn trục

Xét một đoạn trục và xem nó như một dầm liên tục tựa trên hai gối đỡ, trọng lượng phân bố đều q trên suốt chiều dài l của nó. OO' là độ võng tĩnh của hệ trục do trọng lượng bản thân của nó. Do sai số trong gia công và vật liệu chế tạo không đồng nhất mà trọng tâm của trục là S chứ không phải tại O . Trục lúc này có thể xem là trục mềm và trọng tâm S quay quanh O chứ không phải quay quanh O' .

Trong khi quay quanh tâm O , trên trục xuất hiện lực li tâm gây ra độ văng $y = OW$. Tốc độ quay của trục càng cao thì lực li tâm P càng lớn, độ văng y càng lớn cho đến khi cân bằng với lực đàn hồi Q mới thôi ($P = Q$).

P được tính như sau:

$$P = \frac{g}{g} \omega^2 (y - e) = m \omega^2 (y - e) \quad (1-1)$$

Trong đó:

ω : tốc độ góc của trục (1/s)

y : độ võng tính từ vị trí cân bằng tĩnh (cm)

e - độ lệch tâm (cm);

g - gia tốc trọng trường (cm/s²)

G - trọng lượng của đoạn trục.

Q được xác định bằng công thức:

$$Q = \alpha y = \frac{EJ}{l^3} \pi^4 y \quad (1-2)$$

Trong đó:

J - momen quán tính tiết diện trục (cm⁴);

E - modun đàn hồi của vật liệu (kG/cm²);

l - chiều dài của nhịp trụ giữa hai gối đỡ (cm).

Từ (2.1) và (2.2) ta suy ra độ võng y:

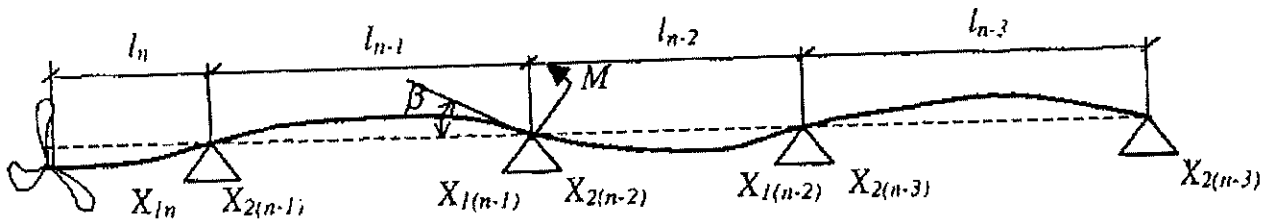
$$y = \frac{m\omega^2 e}{\alpha - m\omega^2} \quad (1-3)$$

Từ công thức (2.3) thấy rằng ω càng cao thì độ võng y do lực li tâm càng lớn. Nếu tiếp tục tăng ω đến khi $m\omega^2 = \alpha$ (hệ số đàn hồi) thì độ võng y tiến tới vô cùng và trục bị gãy. Tốc độ ω lúc này gọi là tốc độ quay tới hạn và được tính theo công thức:

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} \quad (1-4)$$

Trong tính toán và thiết kế hệ trục, việc tính toán dao động ngang chính là xác định số vòng quay tới hạn n_{th} với mục đích xem thử tốc độ quay định mức có trùng với tốc độ quay tới hạn của dao động ngang hay không.

Ở trên chỉ xét một đoạn trục đặt trên hai gối đỡ. Đối với hệ trục tàu thủy, nó là một dầm liên tục đặt trên nhiều gối đỡ khác nhau và chịu nhiều ngoại lực phức tạp nên công thức tính n_{th} sẽ khác. Hiện nay có nhiều phương pháp tính dao động ngang trên cơ sở xác định số vòng quay tới hạn nhưng phương pháp phổ biến nhất là phương pháp gần đúng của Simanxki. Việc tính số vòng quay giới hạn dựa trên giả thiết xem hệ trục là một dầm đàn hồi nhiều nhịp nằm ngang không quay.



Hình 1-2 Mô hình tính toán dao động ngang

Trị số momen M tại các gối tựa tỷ lệ thuận với góc nghiêng β của đường cong đàn hồi của trục ($M = \beta \cdot u$ với u là hệ số cứng uốn của trục tại mặt cắt của các điểm tựa).

Dao động tự do của dầm tính toán có thể xem bằng tổng số dao động của các nhịp và tần số dao động của các nhịp là bằng nhau và được tính bằng công thức:

$$\omega = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot G}{q}} \mu \quad (1-5)$$

Trong đó:

q - trọng lượng của dầm trên một đơn vị chiều dài,

E - môđun đàn hồi của vật liệu (kG/cm^2),

J - momen quán tính mặt cắt ngang (cm^4),

l - chiều dài nhịp (cm),

μ - hệ số xét đến việc cố định của dầm đối với tần số dao động tự do.

Số lần dao động tự do của trục trong một phút:

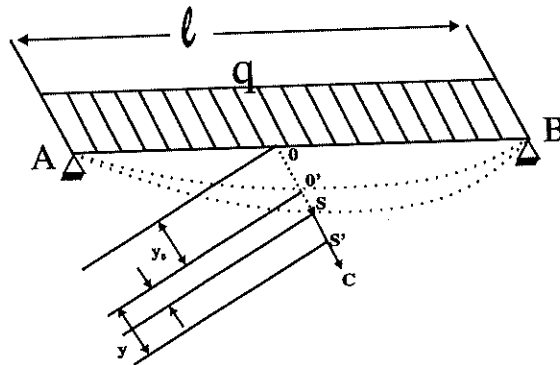
$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30\pi}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot G}{q}} \mu \quad (1-6)$$

Tốc độ quay tới hạn của trục được lấy bằng 80% n .

1.3. Tốc độ góc tới hạn của hệ trục

1.3.1 Khái niệm

Vòng quay tới hạn của hệ trục là số vòng quay nhất định khi đó trên trục xuất hiện hiện tượng nhảy không ổn định do trọng tâm thực tế của trục không trùng với tâm quay của trục.



Hình 1-3 Phân bố mô men trên đoạn trục

Ví dụ: xét đoạn trục AOB, có chiều dài l , đơn vị trọng lượng theo chiều dài là q . Dưới tác động của trọng lượng bản thân, trục sẽ võng xuống một đoạn $Y_0 = 00'$ và đường tâm trục sẽ là $A0'B$

Nếu O có ngoại lực tác dụng trục quay vẫn duy trì độ võng y .

Do gia công, lắp ghép C chính xác, mật độ vật lắc không đồng đều nên trọng tâm thực tế khác với trọng tâm lý thuyết ($O' \neq S$)

Khi trục làm việc, trọng tâm S sẽ quay xung quanh O với bán kính là $C = SO$. Giả thiết trọng tâm S nằm giữa AB. Khi trục quay, trọng tâm trục tạo lực ly tâm C và gây lên độ võng y , vòng quay tăng lên $y = y'$; phân lực tính Q của trục cân bằng lực ly tâm C ($Q = C$), nếu bỏ qua ma sát ta có điều kiện cân bằng của trục.

$$C = Q$$

$$\text{- Theo cơ học: } C = \frac{G_B}{g} U_2 (yte) = m \cdot u^2 (yte)$$

u : tốc độ góc của trục (Radian's)

y : độ võng ngoại ngạch tính từ vị trí cân bằng tĩnh (cm)

ls : độ lệch tâm.

g : gia tốc trọng trường

-Theo lý thuyết đàn hồi: $Q = \alpha.y$.

α : Hệ số đã tính của trục phụ thuộc vào kích thước, vật liệu trục, điểm tác dụng của phụ tải và các điều kiện gốc đo.

$$\alpha = \frac{E.J}{l^2} \pi^4$$

E: hệ số đàn tính vật liệu

J: Momem quán tính mặt cắt trục.

$$m.w^2 (yte) = a.y = \frac{E.Y}{l^3} \cdot \pi^4 y$$

$$y = \frac{mw^2 e}{\alpha - mw^2} \text{ (Độ võng).}$$

Như vậy nếu $w = \sqrt{\frac{\alpha}{m}}$ thì $y = \infty$

Nghĩa là với $w = \sqrt{\frac{\alpha}{m}}$ thì dao động của trục tăng rất lớn, trục bị phá hoại.

w_k : gọi là tốc độ góc tới hạn ứng với vòng quay tới hạn n_k .

$$n_k = \frac{G_0 w_k}{2\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{m}}$$

$$\text{Ta có: } y = \frac{m.w^2 e}{m.w^2 - \alpha} = \frac{e}{1 - \frac{\alpha}{m} / w^2} = \frac{e}{1 - \frac{w^2 k}{w^2}}$$

Khi $w > w_k$: w càng tăng thì giá trị y càng nhỏ.

$$\frac{w}{w_k} \rightarrow 0 \rightarrow y = 0$$

$$\frac{w}{w_k} \rightarrow \infty \rightarrow y = -e$$

$$\frac{w}{w_k} \rightarrow 1 \rightarrow y = \infty$$

1.3.2 Các yếu tố ảnh hưởng tới vòng quay tới hạn- n_k

1.3.2.1 Ảnh hưởng của hệ trục

Khe hở lắp ghép, bề dày màng dầu bôi trơn ảnh hưởng đến n_k trong điều kiện bình thường, khe hở nhỏ vòng quay tới hạn cao và ngược lại.

1.3.2.2 Ảnh hưởng của lực đẩy chân vịt

Từ công thức

$$n_k = \frac{30}{l_{\max}} \sqrt{\frac{8EJ}{q} \left(\frac{\pi^2}{l_{\max}^2} - \frac{P}{EJ} \right)}$$

P: Lực đẩy chân vịt

l : Chiều dài của đoạn trục lớn nhất.

Khi P: càng lớn, tính cứng chắc (EJ) của trục càng nhỏ,

l càng dài thì n_k càng thấp.

1.3.2.3 Ảnh hưởng phép nối tiếp đoạn trước của trục

Giữa các đoạn trục có thể nối cứng hoặc đồng tính với động cơ.

Thực tế đã chứng minh rằng phép nối trục ảnh hưởng rất ít đến vòng quay tới hạn n_k .

1.3.2.4 Ảnh hưởng của thiết bị làm kín vách ngăn

Giữa đệm làm kín với trục có khe hở tương đối lớn, do đó không coi là một gói đỡ, thực tế cho thấy đệm làm kín làm cho vòng quay tới hạn tăng lên một chút.

1.3.2.5 Ảnh hưởng của sự thay đổi kích thước các đoạn trục:

Tại các bình nối ly hợp, khớp nối rãnh then... kích thước và trọng lượng các đoạn trục thay đổi, làm thay đổi n_k giá trị n_k thường thay đổi trong một khoảng

1.3.2.6 Ảnh hưởng của vật liệu chế tạo trục

Hệ số sai k.

$$k = \frac{n_k - n_p}{n_p} \times 100\%$$

n_p Vòng quay chân vịt

Đề tăng tính bền của hệ trục : $k \leq 15, 20\%$

Đối với tàu nhanh: $k \leq 10, 15\%$. Nếu bỏ qua các yếu tố không xét tới $k \leq 30\%$.

$\alpha = \frac{EJ}{l^3} \pi^4$ Mô men đàn hồi của vật liệu thay đổi rất ít do đó không xét tới

ảnh hưởng của vật liệu chế tạo.

CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU THỦY

2.1. Định nghĩa về dao động xoắn

Dao động xoắn là hiện tượng xảy ra thường xuyên trong hầu hết tất cả các máy móc có chuyển động quay. Mỗi sự biến thiên của tải trọng tác dụng lên hệ thống đều làm cho tốc độ của các khâu chuyển động quay thay đổi và các chuyển động quay có gia tốc này sẽ kéo theo các dao động xoắn bởi vì trong hệ thống bao giờ cũng có khâu đàn hồi và khâu quán tính. Dao động xoắn cũng xuất hiện mỗi khi người vận hành thay đổi tốc độ chuyển động của máy một cách có chủ định.

Dao động xoắn trong máy móc là một hiện tượng nguy hiểm. Ban đầu, khi thiết kế người ta đã dự kiến và tính toán bền cho các chi tiết trong trường hợp tải trọng lớn nhất mà máy sẽ phải chịu. Tuy nhiên, trong quá trình khai thác sử dụng, người ta phát hiện ra rằng có nhiều chi tiết và cụm máy bị phá hỏng ngay cả khi các tải trọng còn chưa đạt đến giá trị tính toán ban đầu. Nguyên nhân chính của các hư hỏng này là do hiện tượng cộng hưởng. Khi tần số của lực kích thích trùng với tần số dao động riêng của hệ thì hiện tượng cộng hưởng xảy ra. Khi đó, trong các chi tiết sẽ xuất hiện một ứng suất phụ rất lớn (ứng suất do dao động). Ứng suất này có thể lớn hơn nhiều so với ứng suất khi tính toán bền ban đầu.

Do ứng suất này thay đổi dấu liên tục nên có thể gây ra hiện tượng hư hỏng vì mỏi của vật liệu. Một đặc điểm chung của các hư hỏng do dao động xoắn là các vết nứt, vết gãy thường có góc nghiêng 45° so với đường tâm của trục và nói chung dao động xoắn thường khó phát hiện để đưa ra những cảnh báo kịp thời. Khi dao động xoắn xảy ra ở những bộ truyền bánh răng, cơ cấu khuỷu trục thanh truyền với biên độ lớn thì có thể xuất hiện hiện tượng rung động cùng với những tiếng gõ kim loại, còn khi xảy ra ở những đoạn trục dẫn động như trục trung gian, trục chân vịt thì hầu như không có biểu hiện gì và người ta thường không thể cảm nhận được. Dao động xoắn cộng hưởng sẽ làm cho động cơ làm việc mất ổn định, phá vỡ sự cân bằng của hệ lực quán tính. Trong quá trình vận hành có thể hệ trục khuỷu và hệ trục chân vịt bị nóng ở những vùng không hề ma sát với một chi tiết nào cả. Nguyên nhân chính của trường hợp này là do khi cộng hưởng ma sát của các lớp vật liệu chế tạo trục đã phát nhiệt và làm giảm công suất của động cơ.

Dao động xoắn là loại dao động nguy hiểm nhất trong các loại dao động của hệ trục chân vịt tàu thủy. Việc tính toán dao động xoắn hệ trục chân vịt tàu thủy là yêu cầu bắt buộc được quy định trong tất cả các quy phạm phân cấp tàu thủy của các nước trên thế giới.

Những phân tích trên cho thấy việc tính toán dao động xoắn của các loại động cơ và các hệ thống truyền động nói chung là một nhiệm vụ rất quan trọng. Từ những kết quả tính toán đó có thể đưa ra những biện pháp nhằm giảm thiểu những hư hỏng do dao động xoắn gây ra.

2.2. Cơ sở lý thuyết về dao động xoắn

Dao động xoắn của hệ trục xuất hiện chủ yếu là do sự biến thiên mô men xoắn của động cơ. Sự biến thiên này phụ thuộc vào số kỳ, khối lượng của các chi tiết chuyển động tịnh tiến của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền, tốc độ trục khuỷu, phụ tải động cơ,

...

2.2.1 Mô hình dao động xoắn

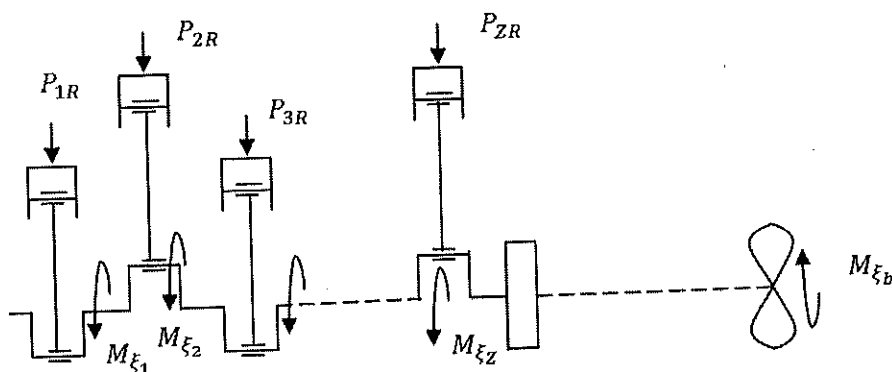
Khi phân tích hệ trục ta thấy rằng trong mô số mặt cắt nhất định tập trung các đặc tính khối lượng. Những mặt cắt nhất định đó là các vị trí của hệ trục khuỷu - thanh truyền - piston, bánh đà, chân vịt ... Hai hệ trục khuỷu - thanh truyền liên kết với nhau bởi các ổ đỡ dọc trục động cơ. Ta có thể xem rằng các mối liên kết này mang tính biến dạng, được xác định từ hệ số đàn hồi xoắn. Các lực sinh ra từ khí đốt trong buồng cháy tác động lên piston tạo thành mô men xoắn tại trục khuỷu. Các lực cản (ma sát) cũng sinh ra những mô men cản tương ứng.

Để tính toán được dao động xoắn, thông thường ta phải thay thế hệ trục khuỷu thanh truyền và các hệ chi tiết máy do trục khuỷu dẫn động bằng một hệ đàn hồi đơn giản gồm một trục hình trụ có độ cứng tương đương hệ thống thực nhưng không có trọng lượng và nhiều đĩa tròn gắn trên trục này. Hệ trục thay thế như vậy được gọi là hệ thống tương đương (hệ quy dẫn) theo mô hình rời rạc.

Nhằm đảm bảo cho dao động xoắn của hệ tương đương hoàn toàn giống như hệ trục thực (nghĩa là hệ tương đương có cùng một tần số dao động, có cùng dạng dao động như hệ trục thực), khi quy dẫn, ta phải đảm bảo hai điều kiện cơ bản sau:

Góc xoắn của hệ trục tương đương khi dao động xoắn ở bất kỳ tần số nào đều giống nhau như hệ trục thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo thế năng của hệ trục không thay đổi.

Mô men quán tính của khối lượng tương đương phải bằng mô men quán tính của khối lượng thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo động năng của hệ trục không thay đổi.



Hình 2-1 Mô hình tính mô men xoắn

2.2.2 Các thông số của mô hình rời rạc

Bước tiếp theo của việc thành lập hệ thống tương đương là tính toán quy đổi momen quán tính khối lượng. Điều kiện thay thế là động năng của hệ thống tương đương phải bằng hệ thống thật.

2.2.2.1 Mô men quán tính bánh đà.

Mô men quán tính bánh đà có thể tính theo công thức:

$$J_{bd} = \frac{G_{bd} D_{tb}^2}{4g} \quad (kGcms^2) \quad (2-1)$$

Trong đó:

G_{bd} - trọng lượng của bánh đà;

D_{tb} - đường kính bánh đà;

g - gia tốc trọng trường.

2.2.2.2 Mô men quán tính thay thế của cơ cấu khuỷu trục, thanh truyền.

a) Mô men quán tính của cổ chính:

$$J_{ck} = \frac{\pi(d_{ck}^4 - \delta_{ck}^4)}{32} l_{ck} \frac{\gamma}{g} \text{ (kGcms}^2\text{)} \quad (2-2)$$

Trong đó:

$d_{ck}, \delta_{ck}, l_{ck}$ - kích thước của cổ khuỷu trục (cm);

γ - trọng lượng riêng của vật liệu chế tạo cổ khuỷu trục (kG/cm³);

g - gia tốc trọng trường (9,81 m/s²).

b) Mô men quán tính của chốt khuỷu đối tâm khuỷu trục:

$$J_{ck} = J_0 + m_{ch} R^2 = \frac{\pi(d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4)}{32} l_{ch} \frac{\gamma}{g} + \frac{\pi(d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4)}{4} l_{ch} \frac{\gamma}{g} R^2 \quad (2.3)$$

Trong đó: $d_{ch}, \delta_{ch}, l_{ch}$ - kích thước của chốt khuỷu;

J_0 - momen quán tính của chốt khuỷu đối với đường tâm của nó; m_{ch} - khối lượng của chốt khuỷu;

R - bán kính tay quay của trục khuỷu.

c) Mô men quán tính của má khuỷu:

Tính gần đúng có thể xem hình dạng má khuỷu như trên thì công thức để tính momen quán tính là:

$$J_{mk} = \frac{\gamma}{g} \left[bha \left(\frac{b^2 + a^2}{12} + \frac{r^2}{4} \right) - \frac{\pi}{4} h \left(\frac{\delta^4 + \delta_1^4}{g} \right) + r^2 \delta_1^2 \right] \quad (2.4)$$

Má khuỷu có thể coi như dạng hình chữ nhật mô men quán tính của má khuỷu đối với trục đi qua trọng tâm của nó có thể xác định theo công thức [1]:

$$J_{mo} = \frac{1}{12} m_m (b^2 + c^2) \quad (2.5)$$

Trong đó: m_m - Khối lượng của má khuỷu;

b và c - Chiều rộng và chiều cao của má khuỷu.

Mô men quán tính của má khuỷu đối với đường tâm trục khuỷu tính theo công thức sau:

$$J_m = J_{mo} + m_m \rho^2 \quad (2.6)$$

Trong đó: ρ - Bán kính quay của má khuỷu (khoảng cách từ trọng tâm má khuỷu đến đường tâm trục khuỷu).

Tóm lại, mô men quán tính của mỗi khuỷu trục bằng tổng mô men quán tính của các bộ phận của khuỷu trục, vì vậy có thể tính:

$$J_{kh} = J_{ck} + J_{ch} + 2J_{mk} \quad (2.7)$$

d) *Mô men quán tính quay của thanh truyền:*

Thanh truyền chuyển động song phẳng phức tạp nên trong tính toán động lực thanh truyền được thay thế bằng một hệ tương đương gồm hai khối lượng tập trung.

Khối lượng m_1 đặt ở tâm đầu nhỏ và khối lượng m_2 đặt ở tâm đầu to.

m_1 và m_2 được tính dựa theo công thức:

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= m_{tt} \frac{l-l_1}{l} \\ m_2 &= m_{tt} \frac{l_1}{l} \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Trong đó:

l - khoảng cách tâm giữa đầu nhỏ và đầu to thanh truyền,

l_1 - khoảng cách từ đầu nhỏ đến trọng tâm

Về sơ bộ, đối với động cơ thủy, m_1 và m_2 được xác định theo công thức kinh nghiệm sau:

$$m_1 = (0,35 \div 0,40)m_{tt} \quad (2.9)$$

$$m_2 = (0,65 \div 0,60)m_{tt} \quad (2.10)$$

Khối lượng m_1 phía đầu nhỏ đặc trưng cho khối lượng chuyển động tịnh tiến cùng với piston. Khối lượng quy về đầu to đặc trưng cho khối lượng chuyển động quay cùng với cổ biên xung quanh đường tâm trục khuỷu. Mô men quán tính quay của thanh truyền được tính theo công thức sau:

$$J_2 = m_2 R^2 \quad (2.11)$$

e) *Mô men quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến.*

Khối lượng chuyển động tịnh tiến bao gồm khối lượng của nhóm piston m_{pt} và khối lượng của thanh truyền quy về đầu nhỏ m_i . Theo điều kiện bảo toàn động năng, khối lượng tương đương thay thế m_{npt} đặt cách tâm trục khuỷu một bán kính R để thay thế cho khối lượng chuyển động tịnh tiến. Thực chất như đã biết trong nguyên lý động cơ, mô men quán tính của khối lượng tương đương m_{npt} là hàm biến thiên theo góc quay của trục khuỷu nên để chuyển bài toán dao động xoắn về dạng tuyến tính bắt buộc phải sử dụng công thức gần đúng sau:

$$m_{npt} = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \quad (2.12)$$

Trong đó: $\lambda = \frac{R}{l}$ tỷ số của chiều dài biên tay quay.

Mô men quán tính thay thế của cơ piston và thanh truyền tính ở mục d và e có thể được tính gộp theo công thức sau [6]:

$$J_{pt-tt} = \frac{R^2}{g} \left\{ (1 - k)m_{tt} + \frac{k.m_{tt} + m_{npt}}{2} \left[1 + \frac{\lambda^2}{4} \right] \right\} \quad (2.13)$$

Trong đó:

m_u và m_{npt} là khối lượng của thanh truyền và nhóm piston, $k = 0,4$ đối với các loại tay biên thông thường.

g) Mô men quán tính của khuỷu trục:

Từ mục a, b và c ta có công thức tính mô men quán tính tổng của một khuỷu trục là:

$$J_{kt} = J_{kh} + (m_2 + m_{npt})R^2 \quad (2.14)$$

Và khi đó mô men tổng của toàn bộ trục khuỷu bằng tổng các khuỷu trục cộng với mô men quán tính của đoạn dùng để lắp bánh đà và đoạn trục dùng để lắp puli ở phía đầu tự do.

2.2.2.3 Mô men quán tính của chân vịt.

Chân vịt quay trong nước nên mô men quán tính thay thế cho cánh chân vịt trong hệ dao động xoắn bao gồm mô men quán tính bản thân cánh chân vịt và mô

men quán tính của khối lượng nước chuyển động theo nó và được tính theo công thức [6]:

$$J_{cv-n} = J_{cv} + J_n \quad (2.15)$$

Trong đó momen quán tính bản thân của cánh chân vịt là:

$$J_{cv} = 28.10^{-8} \gamma D^5 \left(\frac{A}{A_d} + 3 \right) \quad (2.16)$$

Momen của khối lượng nước chuyển động theo:

$$J_n = 6,7.10^{-10} D^5 (a - 0,1)(a + 5) (kG.cm.s^2) \quad (2.17)$$

Trong đó các công thức trên:

D – đường kính của cánh chân vịt;

a – khối lượng riêng của vật liệu làm chân vịt;

2.2.3 Phương pháp giải bài toán dao động xoắn tự do có các khối lượng thu gọn là hằng số.

Mục đích của bài toán dao động tự do là đi xác định tần số riêng và dạng dao động riêng của hệ. Hệ phương trình vi phân dao động xoắn tự do của hệ có các khối lượng thu gọn là hằng số có dạng:

$$M \cdot \ddot{q} + C \cdot q = 0 \quad (2.18)$$

Trong đó: M – ma trận khối lượng

Các ma trận M và C là các ma trận vuông cấp n có các phần tử là hằng số. Trong nhiều bài toán thực tế, các ma trận này là các ma trận đối xứng.

Để giải hệ phương trình (2.80) trước tiên ta phải giả định nghiệm, tìm nghiệm của hệ dưới dạng $q = a \sin(\omega t + a)$ và tiến hành giải phương trình:

$$|C - \omega^2 \cdot M| = 0 \quad (2.19)$$

Phương trình (2.81) là một phương trình đại số bậc n đối với ω^2 và được gọi là phương trình tần số hoặc phương trình đặc trưng. Các nghiệm ω_i ($i = 1, 2, \dots, n$) của phương trình tần số được gọi là các tần số riêng. Thay lần lượt các giá trị của ω_i vào phương trình (2.81) ta nhận được các hệ phương trình đại số tuyến tính thuần nhất để

xác định các thành phần véc tơ biên độ a_i . Trong các tài liệu [4], [6] đã trình bày chi tiết về cách giải hệ phương trình (2.81). Trước đây, khi các công cụ tính toán chưa phát triển thì phương pháp lập bảng của Holder hay phương pháp chuỗi phân số của Terskich được sử dụng rộng rãi để giải bài toán dao động tự do của hệ nhiều khối lượng. Hiện nay đã có rất nhiều phần mềm hỗ trợ giải bài toán này: Có thể dùng lệnh eig trong Matlab để xác định trị riêng (tần số riêng) và véc tơ riêng (dạng dao động riêng) của hệ, cũng có thể sử dụng bài toán phân tích Modal trong phần mềm ANSYS để xác định các tần số và dạng dao động riêng của hệ.

2.2.4 Biểu đồ cộng hưởng.

Một trong những nội dung tiếp theo của bài toán dao động xoắn tự do là xây dựng biểu đồ cộng hưởng. Với biểu đồ này cho phép dễ dàng xác định tốc độ vòng quay cộng hưởng cũng như cấp điều hòa của lực kích thích gây ra cộng hưởng.

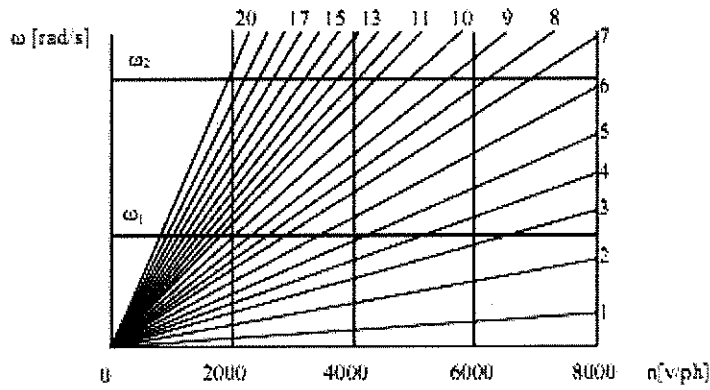
$$k\Omega = \omega_i \quad (2.20)$$

Đây mới chỉ là điều kiện cần chứ không phải là điều kiện đủ. Vấn đề còn phải phụ thuộc vào dải tốc độ làm việc của máy công tác, điều này thể hiện rất rõ trên biểu đồ cộng hưởng (hay còn gọi là biểu đồ Campbell).

$$\text{Với động cơ 4 kỳ: } n_{ch} = \frac{60\pi}{\Omega} [\text{v/ph}]$$

$$\text{Với động cơ 2 kỳ: } n_{ch} = \frac{30\pi}{\Omega} [\text{v/ph}]$$

Trên Hình 2.17 là biểu đồ cộng hưởng của một động cơ 2 kỳ có các tần số riêng $\omega_1 = 1.184,75(\text{rad/s})$ và $\omega_2 = 1815,87(\text{rad/s})$, động cơ làm việc trong dải tốc độ $n = 2.000 \div 8.000 \text{ vg/ph}$. Từ biểu đồ này dễ dàng đếm được với tần số riêng thứ nhất có 7 cộng hưởng có thể xảy ra (từ cấp điều hoà thứ 4 đến cấp 10) với tần số riêng thứ 2 sẽ có 11 cộng hưởng (từ cấp điều hoà thứ 9 đến cấp 19) về mặt lý thuyết k có thể lấy giá trị từ $1 \rightarrow \infty$, trên thực tế chỉ xét đến cấp 24 là đủ, vì ở các cấp cao biên độ của lực kích thích sẽ rất nhỏ và có thể bỏ qua. Thông thường chỉ xét ở các chế độ cộng hưởng do cấp chính gây ra. Việc xác định các cấp chính được thông qua việc xây dựng đồ thị pha [13].



Hình 2-2 Biểu đồ xác định chế độ cộng hưởng khi dao động xoắn

2.2.5 Phương pháp giải bài toán dao động cưỡng bức.

Với việc khảo sát dao động xoắn của hệ dựa vào góc quay α thì lực kích thích từ động cơ chỉ do lực khí thể sinh ra (bỏ qua ảnh hưởng của trọng lực của các khâu). Sau khi xác định được tốc độ cộng hưởng ta sẽ tiến hành tính toán chu trình công tác tại chế độ tốc độ này (thường tính theo chế độ đặc tính ngoài) để xác định mô men kích thích (hoặc cũng có thể tiến hành đo đạc từ thực nghiệm). Chu kỳ T của mô men kích thích do lực khí thể sinh ra phụ thuộc vào số kỳ của động cơ:

$$\text{Đối với động cơ 4 kỳ: } T = \frac{120}{n}$$

$$\text{Đối với động cơ 2 kỳ: } T = \frac{60}{n}$$

Với n là tốc độ vòng quay trục khuỷu, [v/ph]

Để tiện cho việc khảo sát (giải hệ phương trình vi phân) người ta thường phân tích mô men kích thích thành chuỗi Fourier:

$$M_x = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} M_k \cdot \sin(k\Omega t + \alpha_k) = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\Omega t + b_k \sin k\Omega t) \quad (2.21)$$

Với: $\Omega = \frac{2\pi}{T}$ là tần số cơ sở của mô men kích thích.

Kết quả tính toán hoặc đo đạc thường thu được giá trị M_x dưới dạng bảng số liệu. Khi đó phải thực hiện phép tích phân Fourier rời rạc.

Với động cơ nhiều xi lanh, mô men kích thích điều hòa của các khuỷu sẽ lệch pha tùy thuộc vào thứ tự công tác của động cơ. Nếu gọi δ_i là góc lệch pha công tác giữa xi lanh thứ i so với xi lanh thứ nhất (thường được lấy làm chuẩn), khi đó góc pha ban đầu của mô men kích thích thứ k tác dụng lên khuỷu thứ i sẽ:

$$a_k^i = a_k^l - \chi \delta_i \quad (2.22)$$

Với $\chi = k/2$ đối với động cơ 4 kỳ; $\chi = k$ đối với động cơ 2 kỳ.

Ta cũng có thể xác định trực tiếp các hệ số Fourier của các xylanh còn lại theo công thức sau:

$$\begin{cases} a_k^i = a_k^l \cos\left(\frac{k}{2}\delta_i\right) - b_k^l \sin\left(\frac{k}{2}\delta_i\right) \\ b_k^i = a_k^l \sin\left(\frac{k}{2}\delta_i\right) - b_k^l \cos\left(\frac{k}{2}\delta_i\right) \end{cases} \quad (2.23)$$

Trong đó: a_k^l, b_k^l - hệ số Fourier của xylanh chuẩn;

a_k^i, b_k^i - hệ số Fourier của xylanh thứ i ; k - cấp điều hòa.

2.2.5.1 Xác định biên độ và pha dao động.

Việc giải bài toán dao động cưỡng bức của hệ bằng phương pháp phân tử hữu hạn tức là giải hệ phương trình vi phân chuyển động của hệ được viết dưới dạng ma trận như sau:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_t\} \quad (2.24)$$

Trong đó: $[M]$ – Ma trận khối lượng của cơ cấu;

Ma trận khối lượng của một phần tử;

NE- Số lượng phần tử có trong mô hình FEM;

$[C]$ - Ma trận cản- được tính bằng khối lượng: $[C] = \alpha.[M] + \beta.[K]$;

$[K]$ - Ma trận độ cứng;

$\{u\}$ - véc tơ chuyển vị nút;

$\{\dot{u}\}$ véc tơ vận tốc chuyển vị nút;

$\{\ddot{u}\}$ - véc tơ gia tốc chuyển vị nút;

$\{F_t\}$ - véc tơ lực kích thích bên ngoài.

Lực kích thích theo chu kỳ được triển khai vào dãy Fourier thành các cấp điều hòa χ và tải tác dụng lên mô hình tính toán tại cổ khuỷu phù hợp với trình tự làm việc

của các xylanh động cơ. Trong phần mềm ANSYS về phải của phương trình được viết dưới dạng véc tơ phức như sau:

$$\{F(t)\} = \{F_x(\cos \tau_x + j \cdot \sin \tau_x)\} e^{j\chi\omega t} = \left(\left\{ \{F_{1x}\} + j \{F_{2x}\} \right\} \right) e^{j\chi\omega t} \quad (2.25)$$

Tương tự véc tơ chuyển vị nút sẽ được tìm dưới dạng véc tơ phức:

$$\{u\} = \{u_0 e^{j\phi}\} e^{j\chi\omega t} = (\{u_1\} + j\{u_2\}) e^{j\chi\omega t} \quad (2.26)$$

ở đây:

$\{u_1\} = \{u_0 \cos \omega\}$ - phần thực của véc tơ chuyển vị nút;

$\{u_2\} = \{u_0 \sin \omega\}$ - phần ảo của véc tơ chuyển vị nút.

Thay (2.82), (2.83) vào (2.81) ta có:

$$\begin{aligned} (-\{\chi\omega\}^2[M] + j\chi\omega[C] + [K])(\{u_1\} + j\{u_2\}) e^{j\chi\omega t} &= \left(\left\{ \{F_{1x}\} + j \{F_{2x}\} \right\} \right) e^{j\chi\omega t} \\ (-\{\chi\omega\}^2[M] + j\chi\omega[C] + [K])(\{u_1\} + j\{u_2\}) &= \left(\left\{ \{F_{1x}\} + j \{F_{2x}\} \right\} \right) \end{aligned} \quad (2.27)$$

Với mô hình tính toán là mô hình tuyến tính, nghĩa là các số hạng của các ma trận $[M]$, $[K]$, $[C]$ là hằng số thì phương trình (2.89) là hệ phương trình đại số tuyến tính có biến phức. Để giải phương trình trên ta sử dụng phần mềm ANSYS.

2.2.5.2 Xác định ứng suất khi cộng hưởng.

Sau khi có được các góc quay α_i của các khối lượng (thường chỉ lấy trong 1 chu kỳ dao động của lực kích thích) ta có thể xác định được ứng suất xoắn xuất hiện trên các đoạn trục theo công thức:

$$\tau = \frac{(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \cdot c_i}{W_x^i}, \left[\frac{MN}{m^2} \right]$$

Trong đó: W_x^i - mô đùn chống xoắn của đoạn trục thứ i , $[m^3]$;

c_i - độ cứng chống xoắn của đoạn trục thứ i , $[MNm/rad]$.

So sánh giá trị ứng suất lớn nhất của σ_x với giá trị ứng suất dao động xoắn cho phép $[\sigma_x]$ sẽ đánh giá được mức độ làm việc an toàn của từng đoạn trục. Giá trị của $[\sigma_x]$ được xác định trên cơ sở tính toán lý thuyết, thực nghiệm và thống kê đối với các hệ trục thực. Đối với các trục thép có sức căng tối đa lớn nhất $\sigma_{\text{th}} \approx 50 \cdot 70 \text{ kG/mm}^2$ và có thể tăng thêm 15 - 20 % thì ứng suất xoắn tổng σ có tính đến dao động xoắn không được vượt quá 600 N/mm^2 . Đối với trục khuỷu chế tạo bằng thép cacbon, ứng suất khi dao động xoắn không được vượt quá 250 kG/cm^2 [1].

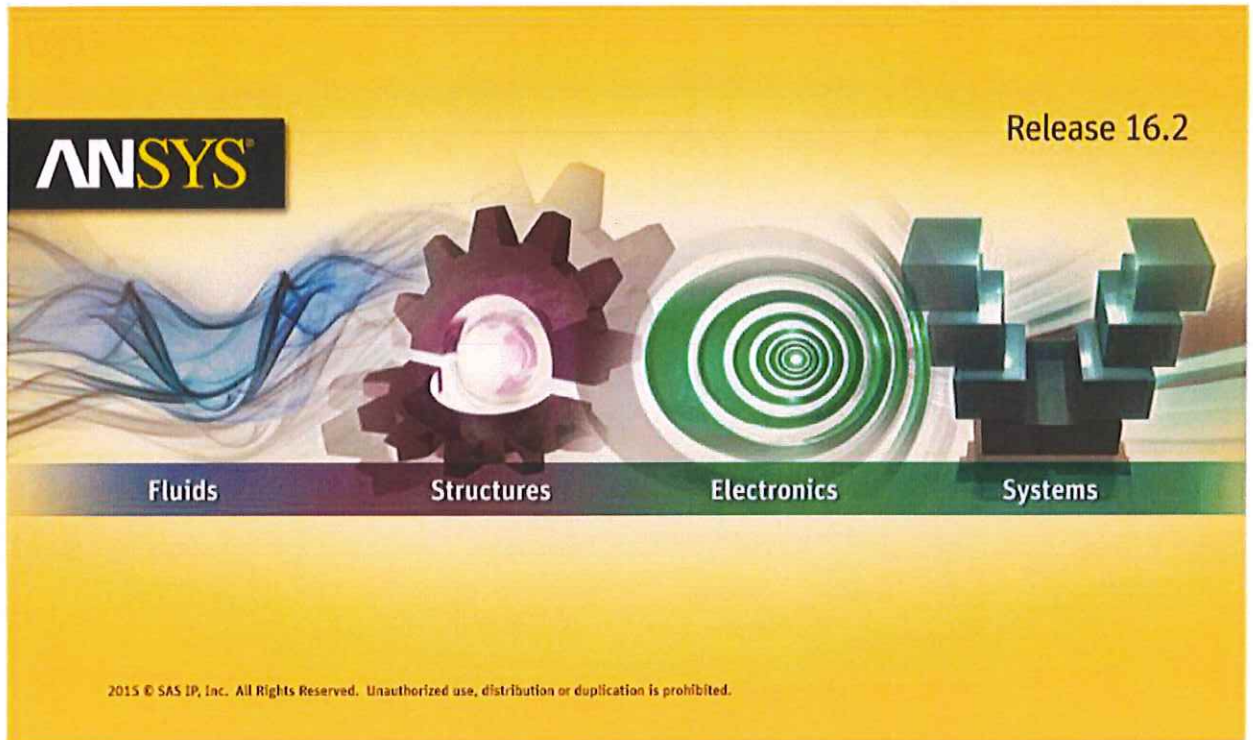
2.3. GIỚI THIỆU CHUNG PHẦN MỀM ANSYS.

ANSYS là một trong nhiều phần mềm công nghiệp, sử dụng phương pháp Phần tử hữu hạn- PTHH (FEM) để phân tích các bài toán vật lý- cơ học, chuyển các phương trình vi phân, phương trình đạo hàm riêng từ dạng giải tích về dạng số, với việc sử dụng phương pháp rời rạc hóa và gần đúng để giải.

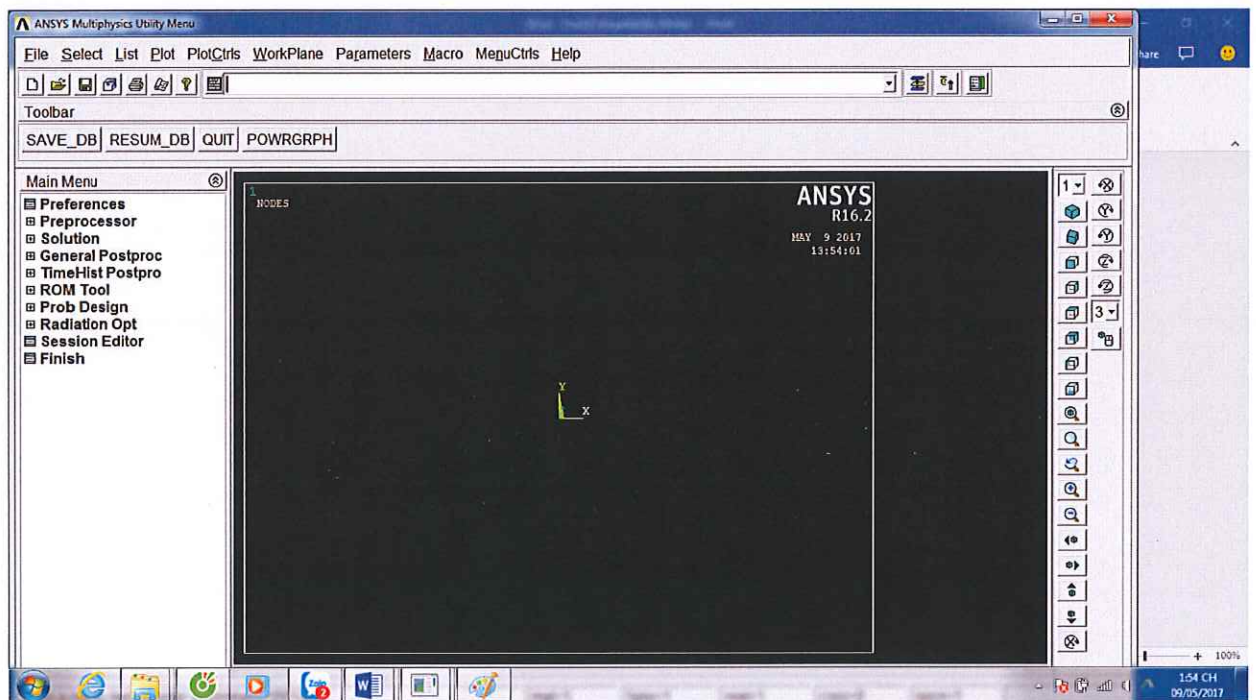
Nhờ ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn, các bài toán kỹ thuật về cơ, nhiệt, thủy khí, điện từ, sau khi mô hình hóa và xây dựng mô hình toán học, cho phép giải chúng với các điều kiện biên cụ thể với số bậc tự do lớn.

Trong bài toán kết cấu (Structural), phần mềm ANSYS dùng để giải các bài toán trường ứng suất- biến dạng, trường nhiệt độ các kết cấu. Giải các bài toán dạng tĩnh, dao động, cộng hưởng, bài toán ổn định, bài toán va đập, bài toán tiếp xúc. Các bài toán được giải cho các dạng phần tử kết cấu thanh, dầm, 2D và 3D, giải các bài toán với vật liệu đàn hồi, đàn hồi phi tuyến, đàn dẻo lý tưởng, dẻo nhớt, đàn nhớt,... Trước hết, cần chọn được kiểu phần tử, phù hợp với bài toán cần giải. ANSYS là phần mềm giải bài toán bằng phương pháp phần tử hữu hạn, để giải một bài toán cần đưa vào các điều kiện ban đầu và điều kiện biên cho mô hình hình học.

Sau khi xác lập các điều kiện bài toán, để giải chúng, ANSYS cho phép chọn các dạng bài toán. Các kết quả tính toán được ghi lưu vào các File dữ liệu. Việc xuất các dữ liệu được tính toán và lưu trữ, ANSYS có hệ hậu xử lý rất mạnh, cho phép xuất dữ liệu dưới dạng đồ thị, ảnh đồ, để có thể quan sát trường ứng suất và biến dạng, đồng thời cũng cho phép xuất kết quả dưới dạng bảng số.



Hình 2-3 Giao diện phần mềm Ansys bản 16.2



Hình 2-4 Giao diện và thanh công cụ của phần mềm

CHƯƠNG 3 ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG XOẢN HỆ TRỤC CHÂN VỊT TÀU KN-1482C

3.1. Giới thiệu chung về tàu KN-1482C

3.1.1 Đặc điểm nhiệm vụ, điều kiện làm việc, phạm vi hoạt động của tàu KN-1482C

Ngoài nhiệm vụ chính trên, tàu KN-1482C còn đảm nhiệm rất nhiều nhiệm vụ khác khi có lệnh của cấp trên như: tìm kiếm cứu nạn trên biển, trực bảo vệ chủ quyền biển đảo, cảnh giới bảo vệ tàu thăm dò dầu khí.

3.1.2 Tính năng đặc thù của tàu KN-1482C

Tàu KN-1482C hoạt động trong mọi điều kiện hàng hải trên vùng biển rộng, nên hệ động lực của tàu thường xuyên phải làm việc ở các chế độ quá tải. Vì vậy, tàu KN-1482C có tính năng đặc biệt hơn các loại tàu vận tải thông thường khác.

Là loại tàu cá vỏ thép. Tàu có 3 chân vịt, 1 boong chính, 1 boong nâng phía mũi, buồng máy và thượng tầng bố trí phía đuôi tàu, phân mũi, đuôi, mạn tàu được gia cường chắc chắn chịu được đâm, va, húc, úi.

Tàu được trang bị 3 hệ trục chân vịt nên cơ động cao nhằm mục đích bảo đảm hoàn thành tốt các nhiệm vụ phức tạp được giao.

3.2. Đặc điểm kết cấu và hệ động lực của tàu KN-1482C

3.2.1 Các thông số chính của tàu KN-1482C

Bảng 3-1: Các thông số kỹ thuật của tàu KN-1482C

STT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Chiều dài lớn nhất:	L_{max}	m	40,30
2	Chiều dài 2 trụ:	L_{LL}	m	35,00
3	Chiều rộng lớn nhất	B_{max}	m	7,80
4	Chiều rộng thiết kế	B_{tk}	m	7,80
5	Chiều cao mạn:	D	m	3,75
6	Mớn nước toàn tải trung bình	d_{tb}	m	2,90

7	Lượng chiếm nước	Δ	tấn	447,49
8	Các hệ số béo	δ	-	0,523
		β	-	0,784
		α	-	0,811

3.2.2 Các thông số cơ bản của động cơ chính 12AYM-WET

Động cơ có tính năng đảo được chiều (giúp tàu chạy tiến và chạy lùi), có các thông số kỹ thuật cơ bản như sau:

Tàu kiểm ngư KN-1482C được trang bị 03 máy chính hiệu 12AYM-WET của hãng **Yanmar - Nhật Bản**, có tổng công suất là 4650 HP (3 x 1550 HP). Đây là động cơ chữ V, 4 kỳ phun nhiên liệu trực tiếp và tăng áp bằng tuabin khí xả.

Động cơ lai gián tiếp chân vịt thông qua hộp số, có các thông số kỹ thuật cơ bản như sau:

Bảng 3-2 Đặc tính thiết kế:

STT	Nội dung	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Loại động cơ	-	-	12AYM-WET
2	Số xylanh	-	-	12
3	Đường kính xylanh	-	mm	155
4	Hành trình piston	-	mm	180
5	Tổng dung tích xylanh	-	lít	40.76
6	Công suất (tại bánh đà)	Ne	HP	1550
7	Vòng quay định mức	n_{dm}	vòng/phút	1840
8	Áp suất có ích bình quân	p	MPa	1.82
9	Áp suất cháy lớn nhất	p _z	MPa	16.2
10	Tỉ số nén		-	14.35
11	Trọng lượng	m	kg	4950

+ Thứ tự nổ:

* Máy quay phải: Chiều tiến (ngược chiều kim đồng hồ) 1-3-5-6-2-4;

Chiều lùi (cùng chiều kim đồng hồ) 1-4-2-6-3-5;

* Máy quay trái: Chiều tiến (theo chiều kim đồng hồ) 1-4-2-6-3-5;

Chiều lùi (ngược chiều kim đồng hồ) 1-3-5-6-2-4;

+ Tốc độ trung bình của piston: $C_m = 6,25 \text{ m/s}$;

+ Nhiệt độ khí xả ra khỏi xy lanh: $t_{\max}^0 = 430^\circ\text{C}$;

+ Nhiệt độ khí xả ở 110% của tải: $t_{\max}^0 = 460^\circ\text{C}$;

+ Nhiệt độ khí xả trước tua bin: t_{\max}^0

$= 550^\circ\text{C}$; + Nhiệt độ khí xả trước tua bin ở 110% tải: t_{\max}^0

$= 580^\circ\text{C}$; - **Thời điểm đóng mở supap:**

+ Nạp mở: 90° trước ĐCT;

+ Nạp đóng: 26° sau ĐCD;

+ Xả mở: 40° trước ĐCD;

+ Xả đóng: 56° sau ĐCT;

- **Góc phun sớm nhiên liệu:** 16° trước ĐCT;

+ Độ nâng của bơm cao áp: $5,5 \pm 0,1$;

+ Tuổi thọ danh định: 20.000 giờ; + Số giờ thay dầu bôi trơn: 500 giờ.

- **Thông số áp suất:**

+ Áp suất hữu ích trung bình trên piston: 8 kG/cm^2

+ Áp suất cháy max: $58,8 \text{ kG/cm}^2$

+ Áp suất nén ở 75% N_{en} : $35,3 \div 39,2 \text{ kG/cm}^2$

+ Áp suất khí cháy ở 110% N_{en} : $61,8 \text{ kG/cm}^2$

+ Áp suất dầu nhờn bôi trơn: $1 \div 39,2 \text{ kG/cm}^2$

+ Áp suất khí xả sau tuabin: 2940 Pa

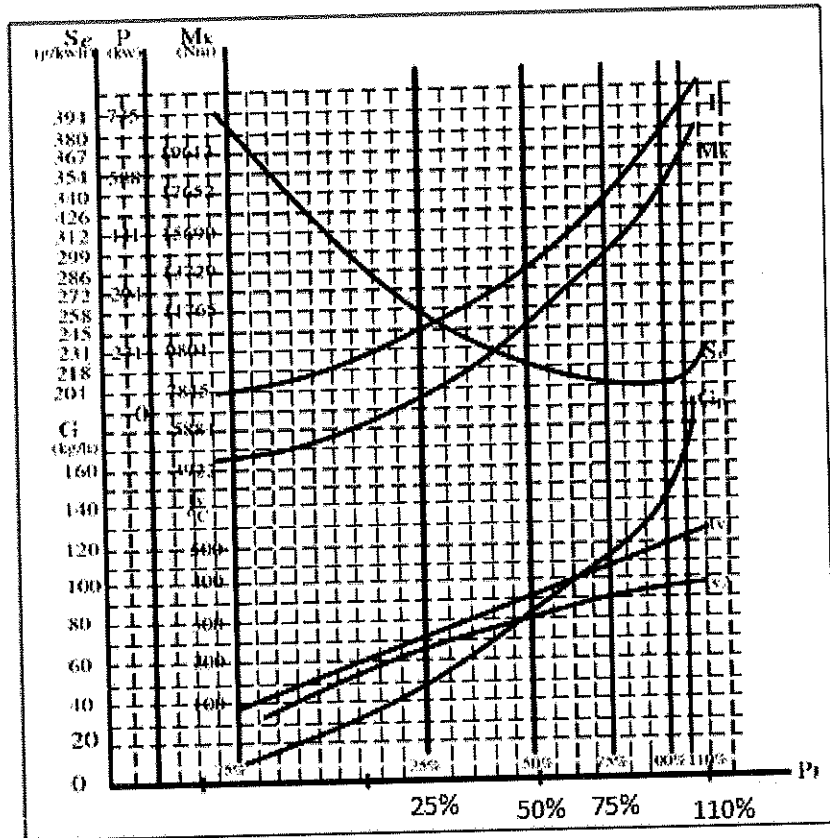
Bảng 3-3: Các thông số của khuỷu trục, piston, thanh truyền:

+ Khối lượng bánh đà:	$m_{bd}=1680 \text{ Kg}$
+ Mô men quán tính khối lượng bánh đà:	$J_{bd} = 20,84 \text{ KNmS}^2$
+ Đường kính cổ khuỷu trục:	$d_{ck} = 240 \text{ mm}$
+ Đường kính cổ chốt khuỷu:	$d_{ch} = 220 \text{ mm}$
+ Bán kính quay khuỷu trục:	$R = 250 \text{ mm}$
+ Chiều dài cổ khuỷu trục:	$l_{ck} = 240 \text{ mm}$
+ Chiều dài chốt khuỷu:	$l_{ch} = 220 \text{ mm}$
+ Chiều dày má khuỷu:	$h = 120 \text{ mm}$
+ Chiều rộng má khuỷu:	$b = 390 \text{ mm}$
+ Chiều cao má khuỷu:	$D = 500 \text{ mm}$
+ Chiều dài thanh truyền:	$l_{tt} = 1066 \text{ mm}$
+ Chiều dài piston:	$l_{pt} = 640 \text{ mm}$
+ Trọng lượng thanh truyền:	$m_{tt} = 60 \text{ kg}$
+ Trọng lượng nhóm piston:	$m_{pt} = 67 \text{ kg}$
+ Khoảng cách giữa 2 tâm xi lanh liên tiếp:	$H = 700 \text{ mm}$
+ Khoảng cách từ tâm xylanh cuối đến bánh đà:	$H_c = 990 \text{ mm}$
+ Chiều dài trục khuỷu:	$L_{kh} = 4200 \text{ mm}$

3.2.3 Hộp số

Hộp số Model: WVS 730/1; Hãng REINTJES (Đức); Tỷ số truyền $i = 3,048$

3.2.4 Đặc tính của động cơ chính 12AYM-WET [15].



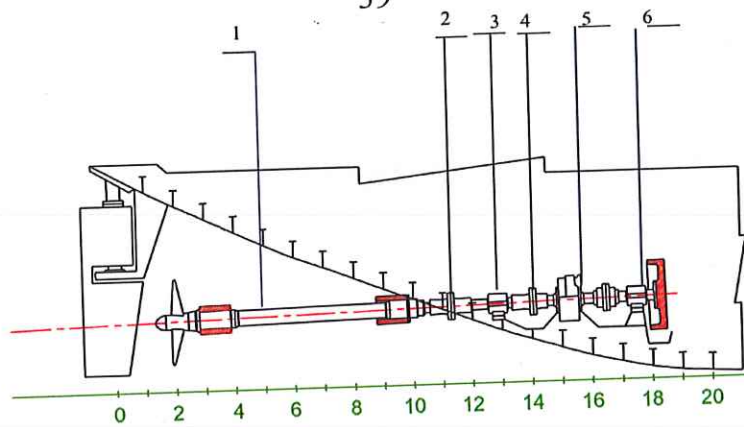
Hình 3-1 Các đường đặc tính ngoài của động cơ 12AYM-WET

Trong đó: P- Công suất động cơ (kW); M_k- Momen xoắn (Nm); S_g- Suất tiêu hao nhiên liệu riêng (g/kWh); G- lượng tiêu hao nhiên liệu giờ (kg/h); t_{v1}- Nhiệt độ khí xả tại cửa thoát của mỗi xilanh (°C); t_{v2}- Nhiệt độ khí xả trước tăng áp (°C).

3.2.5 Kết cấu của hệ trục chân vịt tàu KN-1482C

3.2.5.1 Đặc điểm kỹ thuật hệ trục chân vịt

Tàu KN-1482C được bố trí 03 hệ trục chân vịt. Mỗi hệ trục do một máy chính dẫn qua hộp số lai với tỉ số truyền 1:3,048. Sơ đồ nguyên lý các phân tử chính của hệ trục chân vịt tàu KN-1482.



Hình 3-2 Sơ đồ bố trí hệ trục giữa tàu KN-1482C

Trong đó: 1- Trục chân vịt; 2- Khớp nối trục trung gian I; 3- Ổ đỡ trục trung gian I; 4- Khớp nối trục đẩy; 5- Ổ đỡ chặn; 6- Ổ đỡ trục trung gian II.

3.2.5.2 Thiết bị đẩy tàu (Chân vịt).

Nhiệm vụ của chân vịt: Sau khi nhận được công suất N_p từ mặt bích của động cơ chính thông qua hệ trục tạo ra một động lực dọc trục (lực đẩy chân vịt P) để thắng được lực cản chuyển động R của tàu và đẩy tàu chuyển động với vận tốc V_s nào đó.

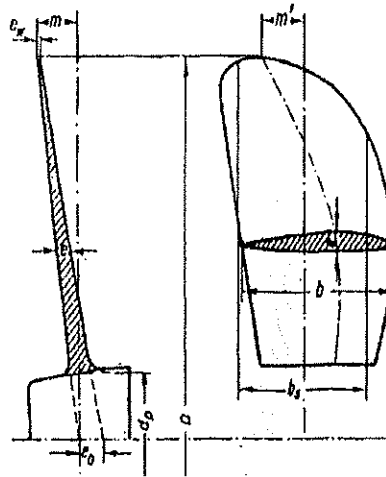
Điều kiện làm việc của chân vịt hết sức phức tạp, tiếp xúc trực tiếp với môi trường nước biển, chịu tác động của các yếu tố ngoại cảnh nên thường xuyên bị một số hỏng hóc như: ăn mòn, biến dạng, quăn mép, rỗ, nứt, mẻ, gãy,.... Hiện tượng sủi bọt, xâm thực, hư hỏng sự cố xảy ra thường xuyên trong quá trình khai thác nên dẫn đến hiệu suất đẩy tàu của chân vịt giảm.

Chân vịt sử dụng dưới tàu KN-1482C là loại chân vịt cố định bước, được cố định vào trục nhờ mặt côn và các then.

Các thông số kỹ thuật chủ yếu của chân vịt:

- Đường kính chân vịt:	$D_{cv} = 1700 \text{ mm}$
- Tỷ số bước :	$H/D = 0,865$
- Tỷ số mặt đĩa :	$A/A_d = 0,70$
- Số cánh :	$Z = 4$
- Hiệu suất chân vịt:	$\eta_{cv} = 0,63$
- Khối lượng:	$G_{cv} = 631 \text{ kG}$

- Vật liệu chế tạo: Đồng
 - Góc nghiêng của cánh: 15°

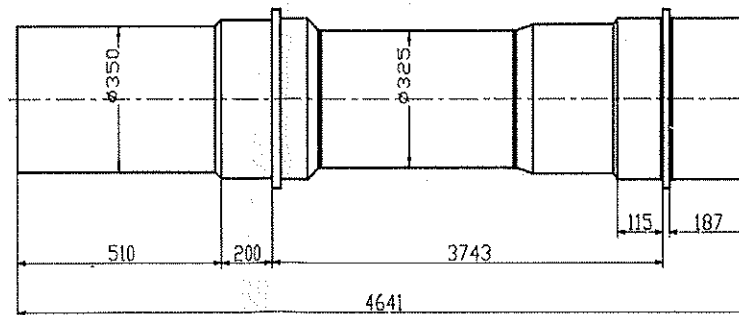


Hình 3-3 Chân vịt

3.2.5.3 Ống bao trục chân vịt và ổ kín nước đuôi tàu.

Ống bao trục chân vịt và ổ kín nước đuôi tàu là tổ hợp thiết bị có nhiệm vụ dẫn hướng chuyển động cho trục chân vịt và ngăn không cho nước tràn vào bên trong tàu, được làm kín dầu và kín nước bằng các thiết bị chuyên dùng, có một phần tiếp xúc trực tiếp với nước biển.

Các thông số đặc trưng: Chiều dài lắp trên trục mạn phải: 4641 mm; trên trục mạn trái: 4711 mm; vật liệu chế tạo: Thép CT3

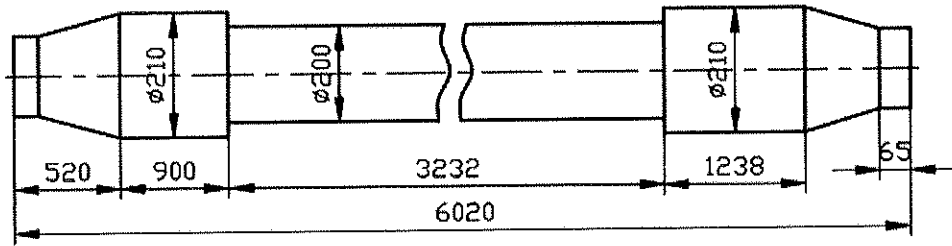


Hình 3-4 Ống bao trục chân vịt tàu KN-1482C.

3.2.5.4 Trục chân vịt

Trục chân vịt là đoạn cuối cùng và dài nhất của hệ trục chân vịt, được nối với trục trung gian I và được gối trên hai ổ đỡ bằng babit đặt trong ống bao trục, bôi trơn ổ trục bằng nhớt. Trục chân vịt nối trực tiếp với chân vịt, tiếp xúc với nước biển, chịu tải trọng động và tải trọng công xôn.

Các thông số đặc trưng là: Chiều dài: 6020 mm; vật liệu: Thép CT45 đặc; đường kính: 200 mm; được đặt trên 2 ổ đỡ là ổ kín nước đuôi tàu và ổ đỡ ngoài tàu.



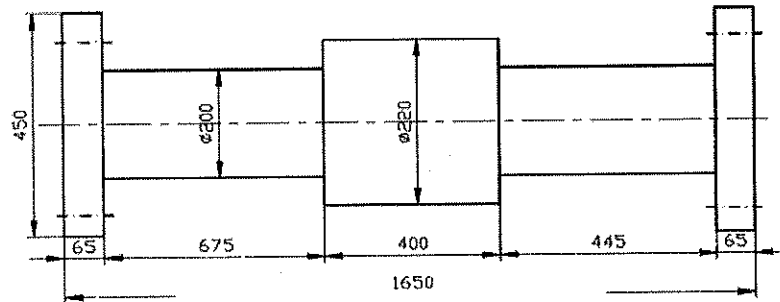
Hình 3-5 Trục chân vịt

3.2.5.5 Trục trung gian

Trục trung gian I là đoạn trục của trục chân vịt dùng để nối trục chân vịt với trục đẩy. Nhiệm vụ truyền mômen xoắn mà trục đẩy nhận được từ động cơ đến trục chân vịt đồng thời nó truyền lực đẩy tàu từ trục chân vịt đến trục đẩy.

Trục trung gian I là trục đặc làm bằng thép CT45, hai đầu nối bằng khớp kiểu bích lắp bằng 8 bulông M42 (Thép CT5).

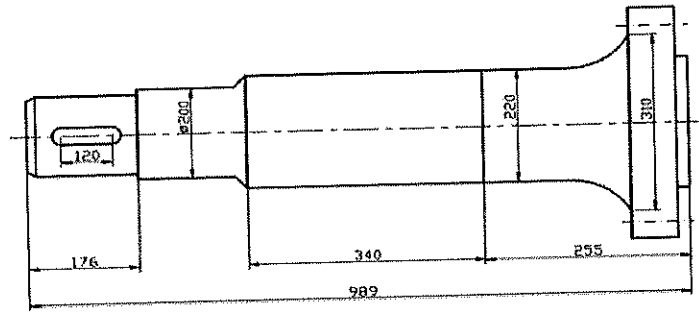
Các thông số đặc trưng là: Chiều dài: 1650 mm; vật liệu: Thép CT45 đặc; đường kính: 200mm; đặt trên một ổ đỡ $\Phi 220$ mm; có dầu bôi trơn ổ và dầu bôi trơn ổ được làm mát bằng nước biển.



Hình 3-6 Trục trung gian I

Trục trung gian II là đoạn trục nối bánh đà của động cơ chính với trục đẩy.

Các thông số đặc trưng là: Chiều dài: 989 mm; vật liệu: Thép CT45; đường kính: 220mm; đặt trên một ổ đỡ $\Phi 230$ mm; có dầu bôi trơn ổ (được làm mát bằng

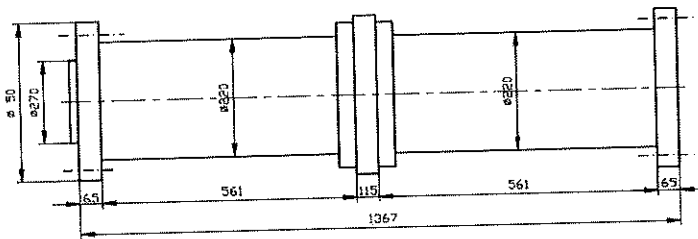


Hình 3-7 Trục trung gian II

3.2.5.6 Trục đẩy

Trục đẩy là đoạn trục của hệ trục trên vít có lắp ổ đỡ chặn, một đầu nối với trục trung gian I và một đầu nối với trục trung gian II.

Các thông số đặc trưng là: Chiều dài: 1367 mm; vật liệu: Thép CT45 đặc; đường kính: 220mm; đặt trên một ổ đỡ $\Phi 230$ mm.



Hình 3-8 Trục đẩy chân vít

3.2.5.7 Các thông số của hệ trục chân vít.

Hệ trục gồm: 1 trục chân vít, 2 trục trung gian và 1 trục đẩy có các số liệu như Bảng 1.2:

Bảng 3-4: Các thông số của hệ trục chân vít tàu KN-1482C

Trục	Chân Vít	Trung gian I	Trung gian II	Trục đẩy
D(mm)	210	210	220	220
L(mm)	6020	1650	989	1367

Vật liệu các trục là thép cacbon có trọng lượng riêng $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ (Kg/cm³)

3.2.5.8 Ổ đỡ hệ trục chân vít

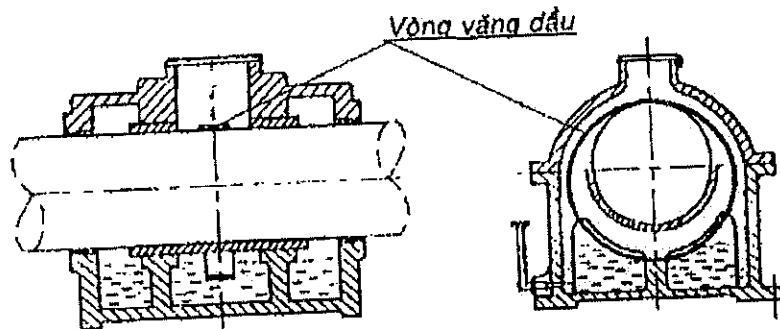
- Ổ đỡ trước trục chân vịt:	
+ Đường kính trong :	210mm;
+ Đường kính ngoài:	220mm;
+ Chiều dài:	1090mm
Vật liệu	Batit;
+ Khối lượng:	58kg.
- Ổ đỡ sau trục chân vịt:	
+ Đường kính trong :	210mm;
+ Đường kính ngoài:	220mm;
+ Chiều dài:	630mm;
+ Vật liệu:	Batit;
Khối lượng:	5kg.

+ Ổ đỡ trục trung gian:

Số lượng: 2 chiếc vật liệu: Batit;

Đường kính ổ đỡ của trục trung gian I: 220mm;

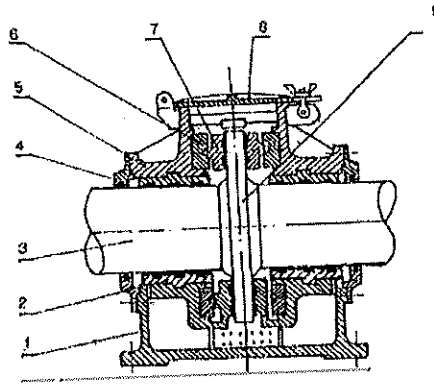
Đường kính ổ đỡ của trục trung gian II: 230mm;



Hình 3-9: ổ đỡ trục trung gian

- Ổ đỡ trục đẩy:

Đường kính ổ đỡ chặn trục: 230mm vật liệu: Batit;



Hình 3-10 Kết cấu ổ đỡ trục đẩy chân vịt

1-Bộ ổ đỡ; 2- Ổ đỡ trục; 3- Trục đẩy; 4- Nắp chặn dầu; 5- Nửa trên ổ đỡ; 6- Giá đỡ bạc chặn; 7- Bạc chặn; 8- Nắp; 9-Vành chặn.

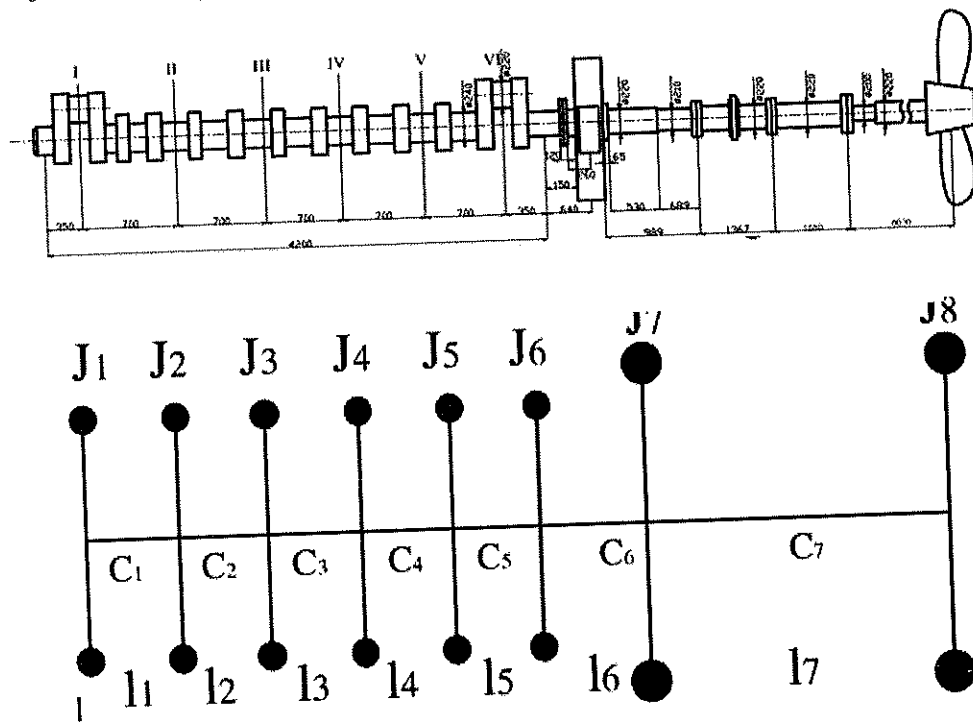
3.3. Mô Hình Tính Toán Dao Động Xoắn Hệ Trục Chân Vịt Tàu KN-1482C

Mô hình thực của tàu hệ động lực tàu KN-1482C, Hình 3.1 có kích thước thực cụ thể sau:

- Đường kính cổ trục khuỷu:	$d_{ck} = 240 \text{ mm}$
- Đường kính cổ chốt khuỷu:	$d_{ch} = 220 \text{ mm}$
- Bán kính quay trục khuỷu:	$R = 250 \text{ mm}$
- Chiều dài cổ trục khuỷu:	$l_{ck} = 240 \text{ mm}$
- Chiều dài chốt khuỷu:	$l_{ch} = 220 \text{ mm}$
- Chiều dày má khuỷu:	$h = 120 \text{ mm}$
- Chiều rộng má khuỷu:	$b = 390 \text{ mm}$
- Chiều cao má khuỷu:	$D = 500 \text{ mm}$
- Chiều dài thanh truyền:	$l_{tt} = 1066 \text{ mm}$
- Chiều dài piston:	$l_{pt} = 640 \text{ mm}$
- Khoảng cách giữa 2 tâm xi lanh liên tiếp:	$H = 700 \text{ mm}$
- Khoảng cách từ tâm xi lanh cuối đến bánh đà:	$H_c = 990 \text{ mm}$
- Chiều dài Trục khuỷu:	$l_{kh} = 4200 \text{ mm}$
- Chiều dài trục chân vịt:	$l_{tcv} = 6020 \text{ mm}$
- Chiều dài trục trung gian I:	$l_{tI} = 1650 \text{ mm}$
- Chiều dài trục đẩy:	$l_{td} = 1367 \text{ mm}$
- Chiều dài trục trung gian II:	$l_{tII} = 989 \text{ mm}$

Mô hình tương đương của hệ động lực tàu KN-1482C, Hình 3.1 trong đó:

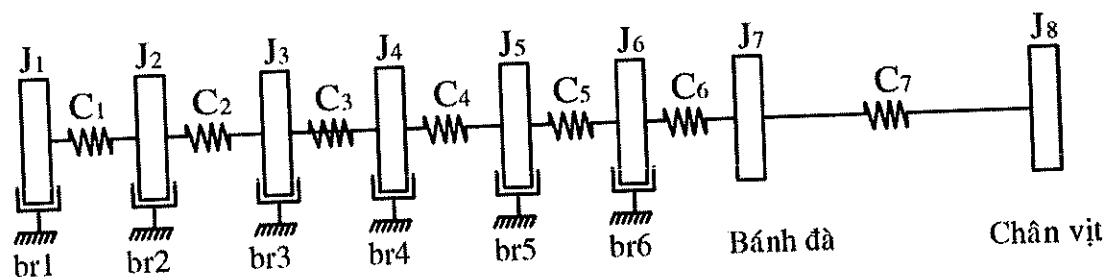
- C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - Độ cứng chống xoắn của các khuỷu trục.
- C_6 - Độ cứng chống xoắn của đoạn trục nối động cơ với bánh đà.
- C_7 - Độ cứng chống xoắn của đoạn trục nối bánh đà với chân vịt.
- $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ - Mô men quán tính khối lượng thu gọn của khuỷu trục thứ nhất, thứ hai, thứ ba, thứ tư, thứ năm, thứ sáu của động cơ.
- J_7 - Mô men quán tính khối lượng thu gọn của bánh đà.
- J_8 - Mô men quán tính khối lượng thu gọn của chân vịt.



Hình 3-11 Mô hình hệ động lực tàu KN-1482C

KN-

Sơ đồ hệ thống tương đương mô men quán tính, độ cứng chống xoắn của hệ trục chân vịt được thể hiện ở hình 3.2.



Hình 3-12: sơ đồ hệ thống tương đương của hệ động lực tàu KN-1482C

3.4. Phương trình chuyển động của dao động xoắn tự do hệ động lực

tàu KN-1482C:

$$J_1\varphi_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

$$J_2\varphi_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0$$

$$J_3\varphi_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0$$

$$J_4\varphi_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0$$

$$J_5\varphi_5 - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) + c_5(\varphi_5 - \varphi_6) = 0$$

$$J_6\varphi_6 - c_5(\varphi_5 - \varphi_6) + c_6(\varphi_6 - \varphi_7) = 0$$

$$J_7\varphi_7 - c_6(\varphi_6 - \varphi_7) + c_7(\varphi_7 - \varphi_8) = 0$$

$$J_8\varphi_8 - c_7(\varphi_7 - \varphi_8) = 0$$

Cộng các phương trình trên lại với nhau ta có:

$$J_1\varphi_1 + J_2\varphi_2 + J_3\varphi_3 + J_4\varphi_4 + J_5\varphi_5 + J_6\varphi_6 + J_7\varphi_7 + J_8\varphi_8 = 0$$

Thiết lập hệ thống tương đương.

Trong chương này thực hiện tính toán xác định các tần số riêng và dạng dao động riêng của hệ trục chân vịt tàu KN-1482C khi tàu ở hành trình tiến.

Để xây dựng hệ thống tương đương cần phải xác định được mô men quán tính khối lượng thu gọn, độ cứng chống xoắn, các hệ số cản của tất cả các thành phần của hệ trục, bao gồm: máy chính, hệ đường trục và chân vịt.

3.4.1 Hệ thống tương đương của phần máy chính.

Động cơ 12AYM-WET là động cơ 12 xy lanh hình chữ V xếp đối xứng của mô trên 6 cổ biên tạo ra Mô men M_x khá cao. Đây là động cơ có tính tự cân bằng khá tốt, nên ít bị rung chân khi làm việc.

Xác định chiều dài, mô men quán tính và độ cứng chống xoắn tương đương trục khuỷu động cơ 12AYM-WET [1].

3.4.1.1 Xác định chiều dài tương đương của cơ cấu khuỷu trục, thanh truyền thu gọn

- Mô men quán tính của tiết diện tương đương:

$$J_0 = J_{ck} = \frac{\pi d_k^4}{32} = \frac{\pi 24^4}{32} = 32.556 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Chiều dài tương đương của một khuỷu trục: Tính theo công thức carte.

$$l_0 = (l_{ck} + 0,8h) + 0,75 l_{ch} \frac{d_{ck}^4}{d_{ch}^4} + 1,5R \frac{d_{ck}^4}{hb^3}$$

$$l_0 = (24 + 0,8 \times 12) + 0,75 \times 22 \frac{24^4}{22^4} + 1,5 \times 25 \frac{24^4}{12 \times 39^3} = 75 \text{ cm}$$

- Chiều dài tương đương mặt bích bên phải nối trục khuỷu với bánh đà:

Với: $Z=8$; $\delta = 4,2 \text{ cm}$; $d_3=45 \text{ cm}$; $l_3=8 \text{ cm}$

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (d_3^4 + Z\delta^4) = \frac{\pi}{64} (45^4 + 8 \times 4,2^4) = 201,310 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = l_3 \frac{J_0}{J_3} = 8 \times \frac{32,556}{201,310} = 1,3 \text{ cm}$$

- Chiều dài tương đương mặt bích bên trái nối trục khuỷu với bánh đà:

Với: $Z=8$; $\delta = 4,2 \text{ cm}$; $d_3=45 \text{ cm}$; $l_3=7 \text{ cm}$

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (d_3^4 + Z\delta^4) = \frac{\pi}{64} (45^4 + 8 \times 4,2^4) = 201,310 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = l_3 \frac{J_0}{J_3} = 7 \times \frac{32,556}{201,310} = 1,1 \text{ cm}$$

Do kết quả tính toán trên ta xác định được chiều dài tương đương của các đoạn trục:

- Chiều dài tương đương của đoạn trục giữa các xylanh:

I - II - III - IV - V - VI là 75 cm

- Chiều dài tương đương của đoạn trục giữa xylanh VI và tâm bánh đà là:

$$l_0 = 37,5 + 15 + 1,3 + 1,1 + 25,5 = 80 \text{ (cm)}$$

3.4.1.2 Xác định mô men quán tính khối lượng tương đương của cơ cấu khuấy trục, thanh truyền thu gọn.

- Chốt khuấy:

+ Trọng lượng chốt khuấy:

$$G_{ch} = l_{ch} \times \frac{\pi d_{ch}^2}{4} \times \gamma = 22 \times \frac{\pi 22^2}{4} \times 0,0785 = 656N$$

+ Mô men quán tính của chốt khuấy với đường tâm trục khuấy:

$$J_{ch} = J_0 + m_{ch} R^2 = \frac{\pi d_{ch}^4}{32} \times l_{ch} \times \frac{\gamma}{g} + \frac{\pi d_{ch}^2}{4} \times l_{ch} \times \frac{\gamma}{g} \times R^2$$

$$J_0 = \frac{\pi d_{ch}^4}{32} \times l_{ch} \times \frac{\gamma}{g} = 22 \times \frac{\pi 22^4}{4} \times 22 \times \left(\frac{0,0785}{981} \right) = 40 Ncms^2$$

$$J_{ch} = 40 + \frac{656}{981} \times 25^2 = 458 Ncms^2$$

Má khuấy: hình chữ nhật

$$J_{mk} = \frac{1}{12} m_m (b^2 + c^2)$$

Trong đó: m_m - khối lượng má khuấy, (Ns²/cm);

b, c- chiều rộng và chiều cao má khuấy, (cm).

Mô men quán tính của má khuấy đối với đường tâm của trục khuấy theo công thức sau:

$$J_m = J_{mk} + m_m \rho^2$$

Trong đó: ρ - bán kính quay của má khuấy (khoảng cách từ trọng tâm của má khuấy đến đường tâm trục khuấy).

$$G_m = h \cdot b \cdot c \cdot \gamma = 12 \times 39 \times 50 \times 0,0758 = 1837 (N)$$

$$J_{mk} = \frac{1}{12} \frac{G_m}{g} (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \frac{1837}{981} (39^2 + 50^2) = 627 Ncms^2$$

$$J_m = 627 + \frac{G_m}{g} \times \rho^2 = 627 + \frac{1837}{981} \times 12,5^2 = 919 Ncms^2$$

Cổ trục khuỷu:

$$J_{ck} = \frac{\pi d_{ch}^4}{32} \times l_{ck} \times \frac{\gamma}{g} = 24 \times \frac{\pi 24^4}{32} \times \frac{0,0785}{981} = 1562 \text{ Ncms}^2$$

Mô men quán tính của một khuỷu đối với đường tâm trục khuỷu bằng:

$$1562 + 458 + 2 \times 919 = 3858 \text{ Ncms}^2$$

- Tổng mô men quán tính của cơ cấu khuỷu trục- thanh truyền (một khuỷu).

$$J = J_{kh} + (m_2 + 0,5m_1)R^2 = 3858 + \left(\frac{382}{981} + 0,5 \times \frac{862}{981} \right) \times 25^2 = 4377 \text{ (Ncms}^2\text{)}$$

$$= 0,4377 \text{ kG.m}^2$$

Mô men quán tính thu gọn của cơ cấu khuỷu trục, thanh truyền được thể hiện dưới Bảng 3.1.

Bảng 3-5 Các thông số mô men quán tính khối lượng của động cơ 12AYM-WET.

TT	Tên thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Đường kính xi lanh	D	0,35	m
2	Bán kính trục khuỷu	R	0,25	m
3	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ nhất	J1	0,4377	kG.m ²
4	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ hai	J2	0,4377	kG.m ²
5	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ ba	J3	0,4377	kG.m ²
6	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ tư	J4	0,4377	kG.m ²
7	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ năm	J5	0,4377	kG.m ²
8	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của khuỷu trục thứ sáu	J6	0,4377	kG.m ²
9	Mô men quán tính khối lượng thu gọn trung bình của bánh đà	J7	2.084	kG.m ²

3.4.1.3 Xác định độ cứng chống xoắn.

- Độ cứng từ tâm xylanh I đến tâm xy lanh II:

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 = \frac{GJ_0}{l_0}$$

$$C_1 = \frac{8,45 \times 10^6 \times 32556}{75} = 37 \times 10^8 \left(\frac{Ncm}{rad} \right) = 37.10^6 \left(\frac{Nm}{rad} \right)$$

- Độ cứng từ tâm xylanh VI đến bánh đà

$$C_6 = \frac{8,45 \times 10^6 \times 32556}{80} = 34 \times 10^8 \left(\frac{Ncm}{rad} \right) = 34.10^6 \left(\frac{Nm}{rad} \right)$$

Độ cứng chống xoắn của các khuỷu trục, đoạn trục nối giữa xylanh thứ sáu với bánh đà được thể hiện dưới Bảng 3.2.

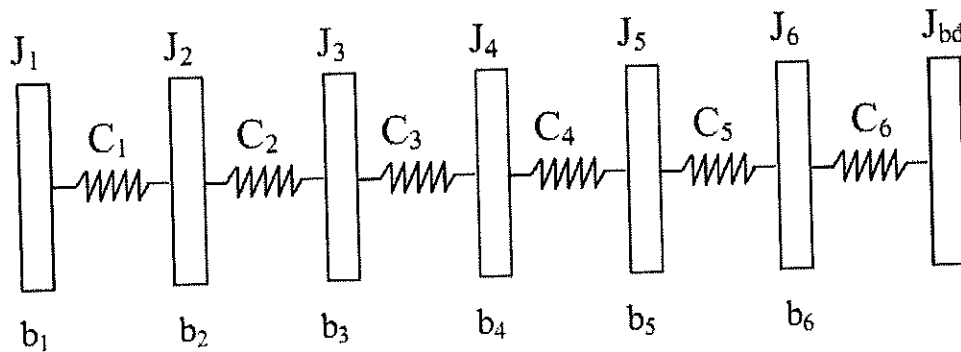
Bảng 3-6 Các thông số độ cứng chống xoắn của động cơ 12AYM-WET.

TT	Tên thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ nhất đến của khuỷu trục thứ hai	C1	37.106	Nm/rad
2	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ hai đến khuỷu trục thứ ba	C2	37.106	Nm/rad
3	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ ba đến khuỷu trục thứ tư	C3	37.106	Nm/rad
4	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ tư đến khuỷu trục thứ năm	C4	37.106	Nm/rad
5	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ năm đến khuỷu trục thứ sáu	C5	37.106	Nm/rad
6	Độ cứng chống xoắn của khuỷu trục thứ sáu đến bánh đà	C6	34.106	Nm/rad

3.4.1.4 Hệ số cản của động cơ.

Do chiều dài của trục khuỷu ngắn nên có thể bỏ qua lực cản trong vật liệu. Hệ số cản tương đối có thể chọn $b_i = 0$. Hệ số cản tuyệt đối của trục khuỷu (từ b_1 đến b_6) được xác định theo công thức (2.59), $b_{pi} = 3,01$ [Nms/rad] ($i=1 \div 6$).

Sơ đồ mô men quán tính trung bình, độ cứng chống xoắn, hệ số cản tuyệt đối của động cơ được thể hiện ở hình 3.3.



Hình 3-13 Sơ đồ hệ thống tương đương của động cơ 12AYM-WET.

Bảng 3-7 Các thông số hệ thống tương đương của động cơ chính.

STT	1	2	3	4	5	6	7
J_i [kG.m ²]	0,4377	0,4377	0,4377	0,4377	0,4377	0,4377	2.084
c_i [MNm/rad]	37.104	37.104	37.104	37.104	37.104	37.104	0
b_i [Nms/rad]	0	0	0	0	0	0	0
b_{ri} [Nms/rad]	3,01	3,01	3,01	3,01	3,01	3,01	0

3.4.2 Hệ thống tương đương của hệ trục và chân vịt.

Mô men quán tính khối lượng đoạn trục chân vịt từ tâm bánh đà đến tâm chân vịt được tính theo công thức sau:

Chiều dài tương đương mặt bích trục trung gian II nối với bánh đà:

Với: $Z=8$; $\delta=4,2$ cm; $d_3=45$ cm; $l_3=6,5$ cm

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (d_3^4 + Z\delta^4) = \frac{\pi}{64} (45^4 + 8 \times 4,2^4) = 201,310 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = l_3 \frac{J_0}{J_3} = 6,5 \times \frac{32,556}{201,310} = 1 \text{ cm}$$

Chiều dài tương đương của đoạn trục có $\Phi=220$ mm, $l_1=530$ mm (trục trung gian II)

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 22^4}{32} = 22986 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 53 \cdot \frac{32556}{22986} = 75 \text{ (cm)}$$

Chiều dài tương đương của đoạn trục có $\Phi=210$ mm, $l_1=689$ mm (trục trung gian II)

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 21^4}{32} = 19083 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 68,9 \cdot \frac{32556}{19083} = 117 \text{ (cm)}$$

- Chiều dài tương đương mặt bích nối các trục chân vịt (3 mặt bích)

Với: $Z=8$; $\delta 4,2$ cm; $d_3=37$ cm; $l_3=13$ cm

$$l_0 = l_3 \cdot \frac{2d_0^4}{(d_3^4 + Z\delta^4)} = 13x \frac{2x24^4}{(37^4 + 8x4,2^4)} = 4,55 \text{ cm}$$

$$3x4,55 = 13,65 \text{ (cm)}$$

- Chiều dài tương đương của đoạn trục có $\Phi=220$ mm, $l_1=561+561+400=1122$ mm

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 22^4}{32} = 22986 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 112,2x \frac{32556}{22986} = 159,32 \text{ (cm)}$$

Chiều dài tương đương của ổ chắn lực chiều trục $d_1=450$ mm, $l_1=115$ mm

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 45^4}{32} = 402374 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 11,5x \frac{32556}{402374} = 0,92 \text{ (cm)}$$

Chiều dài tương đương của đoạn trục có $\Phi=210$ mm:

$$l_0 = 1160 + 1303 = 2463 \text{ mm}$$

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 21^4}{32} = 19083 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 246,3x \frac{32556}{19083} = 420(\text{cm})$$

- Chiều dài tương đương của đoạn trục có $\Phi = 200 \text{ mm}$:

$$l_0 = 3233 + 675 + 445 = 2352 \text{ mm}$$

$$l_0 = l_1 \cdot \frac{J_0}{J_1}; J_1 = \frac{\pi 20^4}{32} = 15700 \text{ cm}^4$$

$$l_0 = 246,3x \frac{32556}{15700} = 902(\text{cm})$$

- Chiều dài tương đương của đoạn trục giữa tâm bánh đà đến tâm chân vịt là:

$$l_0 = 1 + 75 + 117 + 13,65 + 159,32 + 0,92 + 420 + 902 = 1688 \text{ cm}$$

- Độ cứng chống xoắn từ tâm bánh đà đến tâm chân vịt:

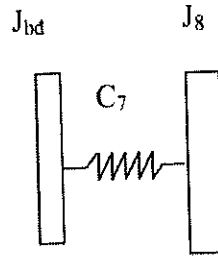
$$C_7 = \frac{GJ_0}{l_0} = \frac{8,45x10^6x32556}{1688} = 1,6x10^8 \left(\frac{\text{Ncm}}{\text{rad}} \right) = 1,6x10^6 \left(\frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right)$$

- Mô men quán tính khối lượng chân vịt.

$$- J_7 = J_{cv} + J_n$$

$$J_8 = 28.10^{-8} \gamma D^5 \left(\frac{A}{A_d} + 3 \right) + 6,7 \cdot 10^{-10} (a - 0,1)(a + 5) \\ = 131,75(\text{kG} \cdot \text{m}^2)$$

Trong đó: J_{cv} và J_n là mô men quán tính khối lượng của bản thân chân vịt và lượng nước kèm theo chân vịt. Sơ đồ hệ thống tương đương mô men quán tính, độ cứng chống xoắn của hệ trục chân vịt được thể hiện ở hình 3.4.



Hình 3-14 sơ đồ hệ thống tương đương của hệ trục và chân vịt

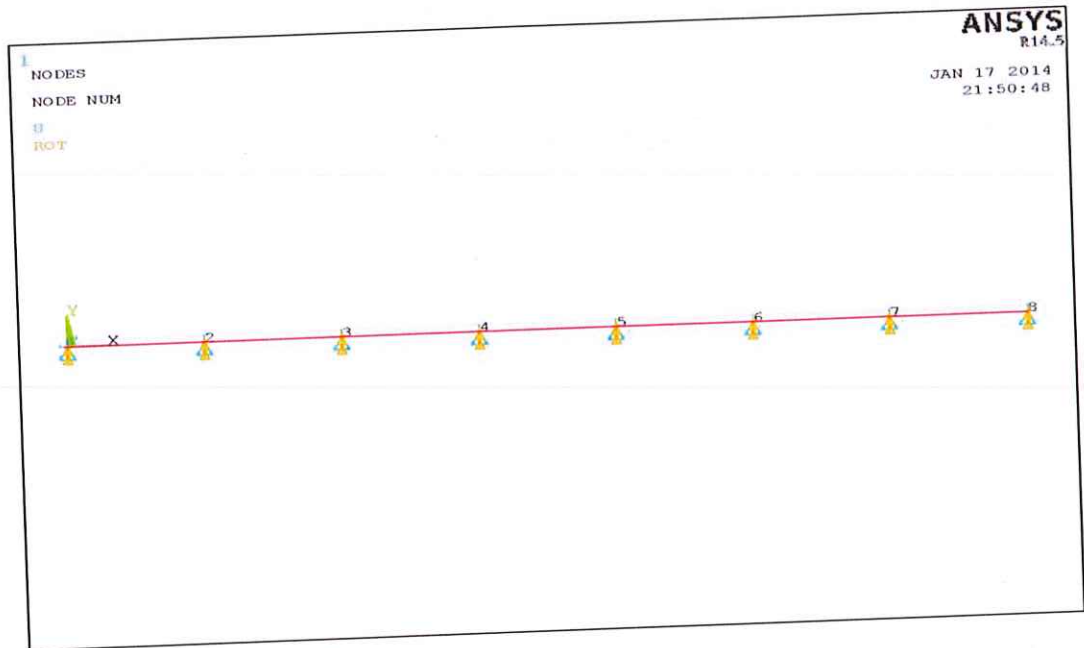
Các giá trị của mô men quán tính, độ cứng chống xoắn của hệ động lực tàu KN-1482C được thể hiện ở Bảng 3.4.

Bảng 3-8 Các thông số mô men quán tính và độ cứng chống xoắn của hệ động lực tàu KN-1482C

TT	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	J1	0,4377	kG.m ²	C1	37.106	Nm/rad
2	J2	0,4377	kG.m ²	C2	37.106	Nm/rad
3	J3	0,4377	kG.m ²	C3	37.106	Nm/rad
4	J4	0,4377	kG.m ²	C4	37.106	Nm/rad
5	J5	0,4377	kG.m ²	C5	37.106	Nm/rad
6	J6	0,4377	kG.m ²	C6	34.106	Nm/rad
7	J7	2.084	kG.m ²	C7	1,6.106	Nm/rad
8	J8	131,75	kG.m ²			

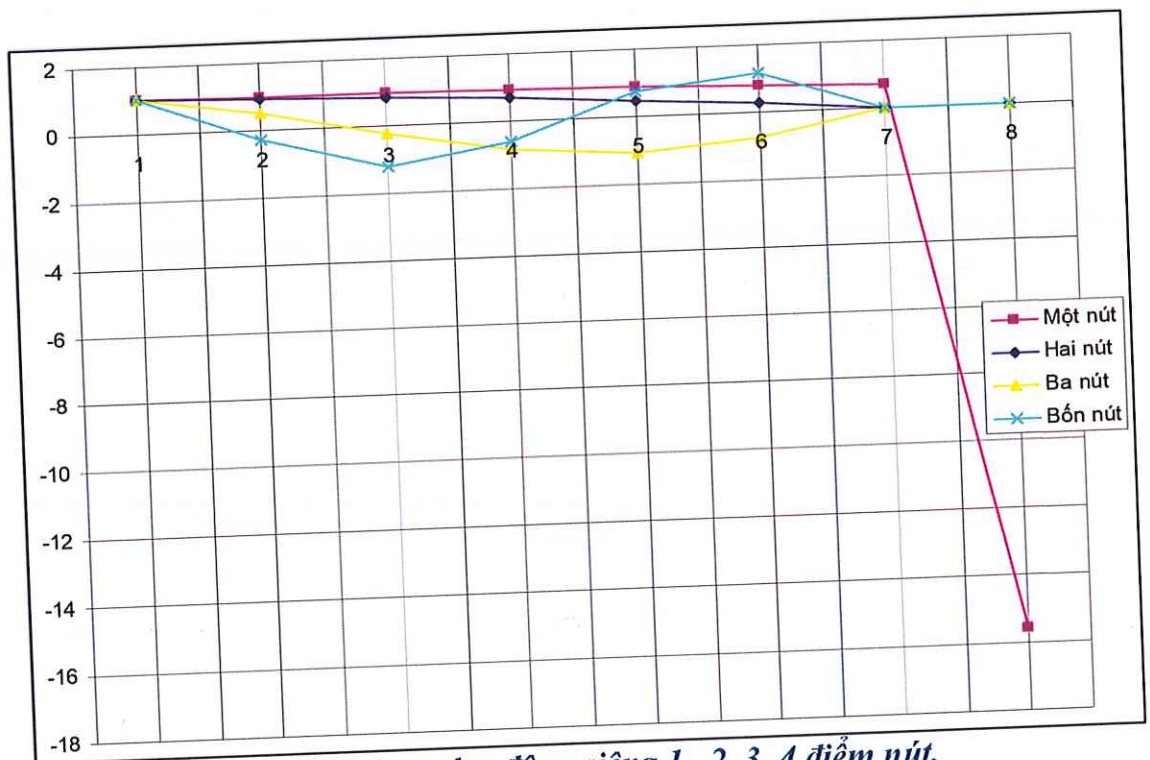
3.5. Tính toán tần số dao động tự do.

Phần mềm ANSYS 16.2 được sử dụng làm công cụ để giải bài toán dao động tự do. Đây là dạng bài toán kết cấu kiểu phân tích dao động riêng (modal). Trong phần mềm ANSYS sử dụng các phần tử Mass21 để biểu diễn 08 khối lượng tập trung (đĩa) và 07 phần tử combine14 để biểu diễn phần tử đàn hồi (lò xo). Kết quả tính toán thu được 08 tần số dao động riêng và dạng dao động riêng tương ứng với mỗi tần số riêng.



Hình 3-15 Mô hình tính dao động tự do bằng phần mềm ANSYS 16.2

Các dạng dao động riêng của của hệ được thể hiện trên hình 3.5, các giá trị cụ thể được trình bày tại Phụ lục 2.



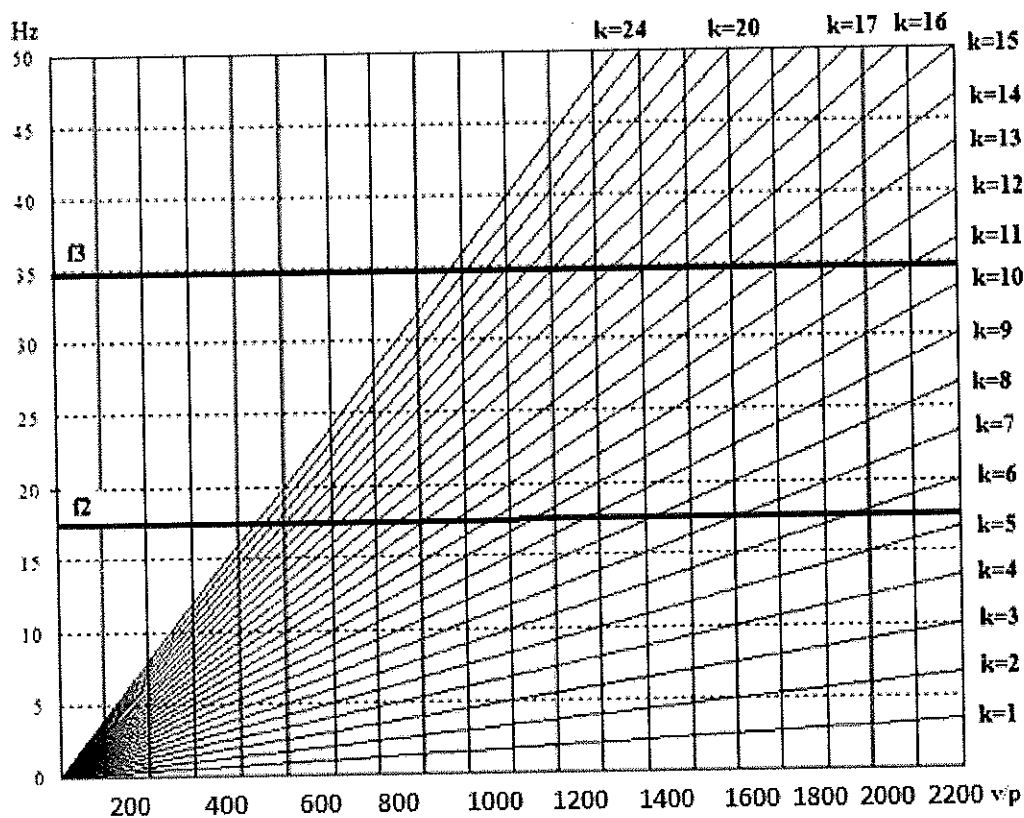
Hình 3-16 Các dạng dao động riêng 1, 2, 3, 4 điểm nút.

Các giá trị của tần số dao động riêng của hệ được thể hiện ở Bảng 3.5.

Bảng 3-9 Các thông số tần số dao động riêng của hệ động lực tàu KN-1482C

TT	f(hz)	TT	$\omega(\text{rad/s})$
f1	1.23E-07	ω_1	7.722E-07
f2	17.579	ω_2	110.39612
f3	34.95	ω_3	219.486
f4	102.63	ω_4	644.5164
f5	164.83	ω_5	1035.1324
f6	217.87	ω_6	1368.2236
f7	258.47	ω_7	1623.1916
f8	283.96	ω_8	1783.2688

Trên cơ sở tần số dao động riêng đã tính và dải tốc độ hoạt động của động cơ ta xây dựng được biểu đồ cộng hưởng của hệ động lực ở Hình 3.17.



Hình 3-17 Biểu đồ cộng hưởng của hệ động lực tàu KN-1482C

Do các giá trị tốc độ cộng hưởng của tần số f_1 là quá nhỏ và tần số $f_4 \div f_8$ là quá lớn so với giới hạn vòng quay khai thác của động cơ (Từ 1560 ÷ 2020 v/p), cho nên

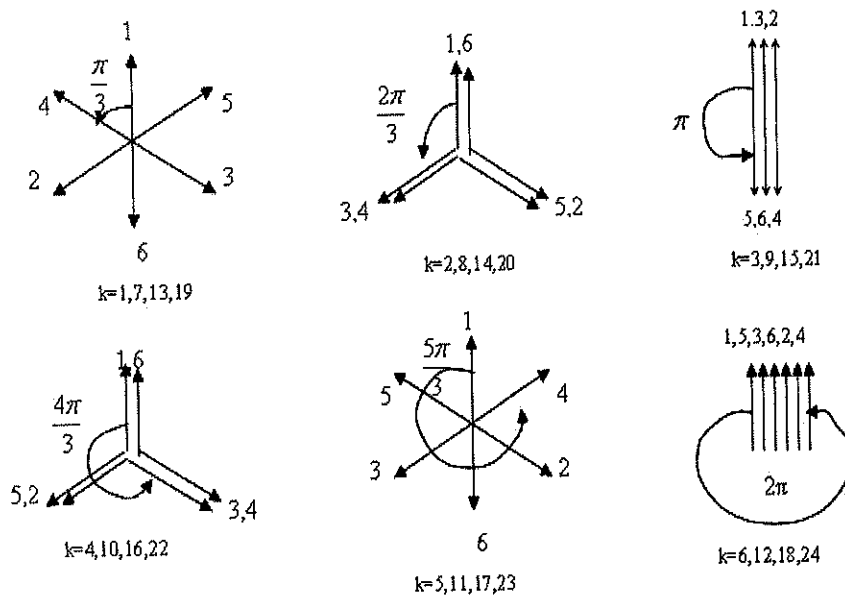
trên biểu đồ cộng hưởng chỉ biểu diễn các giá trị tốc độ cộng hưởng của các tần số riêng f_2, f_3 .

Trong dải tốc độ khai thác ổn định của động cơ từ 1560 ÷ 2020 v/ph từ biểu đồ cộng hưởng xác định được các tốc độ cộng hưởng tương ứng với tần số riêng và cấp điều hòa.

3.6. Tính toán mô men kích thích.

3.6.1 Xây dựng đồ thị pha các cấp của mô men điều hòa

Đồ thị pha các cấp của mô men điều hòa động cơ 12AYM-WET, đây là động cơ 4 kỳ có 12 xi lanh chữ V chia ra làm 6 ổ cổ trục. Được thể hiện trên Hình 3.8.



Hình 3-18 Đồ thị pha của các thành phần điều hòa động cơ 12AYM-WET.

Khi tần số dao động của mô men điều hòa ở cấp nào đó bằng tần số dao động tự do của hệ thì hệ thống sẽ phát sinh cộng hưởng. Tốc độ của hệ khi phát sinh cộng hưởng được gọi là tốc độ giới hạn. Do mô men điều hòa có vô số cấp nên cũng có rất nhiều tốc độ giới hạn. Tuy vậy không phải tốc độ giới hạn nào cũng nguy hiểm mà phần lớn đều không có tác dụng đáng kể vì công của các mô men điều hòa các cấp đó sinh ra không lớn nên biên độ dao động nhỏ và thường được bỏ qua. Các véc tơ điều

hòa có cùng phương, cùng chiều nên có giá trị lớn nhất còn được gọi là các cấp chính.

3.6.2 Phân tích Fourier mô men kích thích

Ở bài toán dao động tự do đã xác định được 8 tần số dao động riêng của hệ. Do mô men xoắn của động cơ sinh ra thay đổi theo một chu kỳ phức tạp nên ta biểu diễn mô men kích thích tác dụng lên hệ thống thay đổi theo quy luật của hàm điều hòa. Thực hiện phân tích Fourier rời rạc mô men xoắn do lực kích thích của một xi lanh ta có được các hệ số Fourier a_k , b_k và mô men xoắn trung bình M_0 . Do biên độ dao động của các cấp điều hòa cao là rất nhỏ nên chỉ xét đến cấp điều hòa 24.

Các bảng 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11 và 3.12 là kết quả phân tích Fourier lực kích thích ở chế độ tốc độ cộng hưởng $n = 1560$ v/ph, $n = 1650$ v/ph và $n = 2020$ v/ph, lấy xylanh số 1 làm chuẩn và dựa vào góc lệch pha công tác theo công thức:

$$p_j = -mR\omega^2 \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha \right)$$

sẽ xác định được hệ số Fourier của các xylanh còn lại.

Bảng 3-10 Hệ số Fourier của các cỡ biên thứ 1,5,3 tại tốc độ 1560 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak1	Bk1	Ak5	Bk5	Ak3	Bk3
1	5740.11	5399.3985	-1805.961	7670.780	-7546.071	2271.382
2	-3633.43	8916.11562	-5904.868	-7604.700	9538.298	-1311.415
3	-8650.447	-1133.4997	8650.447	1133.500	-8650.447	-1133.500
4	-1534.82	-6503.3318	-4864.641	4580.859	6399.461	1922.473
5	3690.568	-2994.9051	-748.380	-4693.578	-4438.948	-1698.673
6	3517.027	1537.70851	3517.027	1537.709	3517.027	1537.709
7	-305.741	3026.66811	-2774.042	1248.555	-2468.301	-1778.114

8	-2130.557	654.798624	498.206	-2172.516	1632.351	1517.717
9	-1124.667	-1292.0993	1124.667	1292.099	-1124.667	-1292.099
10	531.4331	-1188.15609	-1294.755	133.881	763.322	1054.350
11	1015.224	19.130052	524.179	-869.645	-491.045	-888.775
12	293.074	709.638663	293.074	709.639	293.074	709.639
13	-426.5539	422.621999	-579.278	-158.096	-152.724	-580.718
14	-415.1337	-166.46157	351.727	-276.286	63.407	442.747
15	-10.7971	-355.34062	10.797	355.341	-10.797	-355.341
16	246.6743	-108.80555	-217.566	-159.223	-29.109	268.029
17	159.3994	150.48849	210.027	-62.800	50.627	-213.288
18	-65.73343	155.429759	-65.733	155.430	-65.733	155.430
19	-140.1815	1.27521936	-71.195	-120.763	68.986	-122.038
20	-37.07259	-102.5771	107.371	19.183	-70.298	83.394
21	66.35796	-65.912262	-66.358	65.912	66.358	-65.912
22	67.62658	33.3945221	-4.893	-75.264	-62.734	41.869
23	1.015375	67.890394	59.302	33.066	58.287	-34.825
24	-53.30969	17.9336519	-53.310	17.934	-53.310	17.934

Bảng 3-11 Hệ số Fourier của các cỡ biên thứ 6,2,4 tại tốc độ 1560 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak6	Bk6	Ak2	Bk2	Ak4	Bk4
1	-5740.110	-5399.399	1805.961	-7670.780	7546.071	-2271.382
2	-3633.430	8916.116	-5904.868	-7604.700	9538.298	-1311.415
3	8650.447	1133.500	-8650.447	-1133.500	8650.447	1133.500
4	-1534.820	-6503.332	-4864.641	4580.859	6399.461	1922.473
5	-3690.568	2994.905	748.380	4693.578	4438.948	1698.673
6	3517.027	1537.709	3517.027	1537.709	3517.027	1537.709
7	305.741	-3026.668	2774.042	-1248.555	2468.301	1778.114
8	-2130.557	654.799	498.206	-2172.516	1632.351	1517.717
9	1124.667	1292.099	-1124.667	-1292.099	1124.667	1292.099
10	531.433	-1188.231	-1294.755	133.881	763.322	1054.350
11	-1015.224	-19.130	-524.179	869.645	491.045	888.775
12	293.074	709.639	293.074	709.639	293.074	709.639
13	426.554	-422.622	579.278	158.096	152.724	580.718
14	-415.134	-166.462	351.727	-276.286	63.407	442.747
15	10.797	355.341	-10.797	-355.341	10.797	355.341
16	246.674	-108.806	-217.566	-159.223	-29.109	268.029
17	-159.399	-150.488	-210.027	62.800	-50.627	213.288
18	-65.733	155.430	-65.733	155.430	-65.733	155.430
19	140.182	-1.275	71.195	120.763	-68.986	122.038
20	-37.073	-102.577	107.371	19.183	-70.298	83.394
21	-66.358	65.912	66.358	-65.912	-66.358	65.912
22	67.627	33.395	-4.893	-75.264	-62.734	41.869

23	-1.015	-67.890	-59.302	-33.066	-58.287	34.825
24	-53.310	17.934	-53.310	17.934	-53.310	17.934

Bảng 3-12 Hệ số Fourier của các cỡ biên thứ 1,3,5 tại tốc độ 1650 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak1	Bk1	Ak5	Bk5	Ak3	Bk3
1	6818.392	5915.91513	-1714.137	8862.858	-8532.529	2946.943
2	-4332.827	11728.5433	-7990.803	-9616.610	12323.630	-2111.933
3	-10359.87	-1920.5565	10359.870	1920.557	-10359.870	-1920.557
4	-1873.968	-7934.6974	-5934.666	5590.253	7808.634	2344.445
5	4557.669	-3505.8424	-757.314	-5699.978	-5314.983	-2194.136
6	4161.842	1858.26391	4161.842	1858.264	4161.842	1858.264
7	-546.0469	3529.09029	-3329.305	1291.655	-2783.258	-2237.436
8	-2525.378	757.14948	606.978	-2565.616	1918.400	1808.467
9	-1225.31	-1627.0925	1225.310	1627.093	-1225.310	-1627.093
10	636.0122	-1364.0524	-1499.310	131.224	863.298	1232.829
11	1201.4	120.874704	705.381	-980.006	-496.019	-1100.880
12	316.7899	809.34959	316.790	809.350	316.790	809.350
13	-547.4047	458.401512	-670.690	-244.866	-123.285	-703.267
14	-458.9207	-194.67282	398.052	-300.101	60.869	494.773
15	32.14512	-425.0926	-32.145	425.093	32.145	-425.093
16	272.4074	-112.31052	-233.467	-179.756	-38.940	292.067
17	171.2834	204.960813	263.143	-45.855	91.860	-250.816
18	-74.26416	164.232655	-74.264	164.233	-74.264	164.233
19	-173.6333	-21.495595	-68.201	-161.119	105.432	-139.623

20	-35.35113	-108.98349	112.058	23.877	-76.707	85.107
21	96.57348	-72.792014	-96.573	72.792	96.573	-72.792
22	69.33623	37.1684479	-2.479	-78.631	-66.857	41.463
23	-10.99529	88.7207243	71.337	53.883	82.332	-34.838
24	-56.08696	16.9370802	-56.087	16.937	-56.087	16.937

Bảng 3-13 Hệ số Fourier của các cỡ biên thứ 6,2,4 tại tốc độ 1650 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak6	Bk6	Ak2	Bk2	Ak4	Bk4
1	-6818.392	-5915.915	1714.137	-8862.858	8532.529	-2946.943
2	-4332.827	11728.543	-7990.803	-9616.610	12323.630	-2111.933
3	10359.870	1920.557	-10359.870	-1920.557	10359.870	1920.557
4	-1873.968	-7934.697	-5934.666	5590.253	7808.634	2344.445
5	-4557.669	3505.842	757.314	5699.978	5314.983	2194.136
6	4161.842	1858.264	4161.842	1858.264	4161.842	1858.264
7	546.047	-3529.090	3329.305	-1291.655	2783.258	2237.436
8	-2525.378	757.149	606.978	-2565.616	1918.400	1808.467
9	1225.310	1627.093	-1225.310	-1627.093	1225.310	1627.093
10	636.012	-1364.052	-1499.310	131.224	863.298	1232.829
11	-1201.400	-120.875	-705.381	980.006	496.019	1100.880
12	316.790	809.350	316.790	809.350	316.790	809.350
13	547.405	-458.402	670.690	244.866	123.285	703.267
14	-458.921	-194.673	398.052	-300.101	60.869	494.773
15	-32.145	425.093	32.145	-425.093	-32.145	425.093
16	272.407	-112.311	-233.467	-179.756	-38.940	292.067
17	-171.283	-204.961	-263.143	45.855	-91.860	250.816

18	-74.264	164.233	-74.264	164.233	-74.264	164.233
19	173.633	21.496	68.201	161.119	-105.432	139.623
20	-35.351	-108.983	112.058	23.877	-76.707	85.107
21	-96.573	72.792	96.573	-72.792	-96.573	72.792
22	69.336	37.168	-2.479	-78.631	-66.857	41.463
23	10.995	-88.721	-71.337	-53.883	-82.332	34.838
24	-56.087	16.937	-56.087	16.937	-56.087	16.937

Bảng 3-14 Hệ số Fourier của các cỡ biên thứ 1,5,3 tại tốc độ 2020 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak1	Bk1	Ak5	Bk5	Ak3	Bk3
1	8267.349	7051.2602	-1972.896	10685.364	10240.245	3634.104
2	-5395.529	15524.7986	-10747.105	-12435.064	16142.634	-3089.734
3	-12697.37	-2633.2206	12697.370	2633.221	12697.370	-2633.221
4	-2512.387	-9713.4906	-7155.936	7032.536	9668.323	2680.954
5	5744.004	-4248.2468	-807.088	-7098.577	-6551.092	-2850.330
6	5210.567	2281.15368	5210.567	2281.154	5210.567	2281.154
7	-767.0921	4361.13905	-4160.403	1516.248	-3393.311	-2844.891
8	-3116.292	995.197861	696.279	-3196.387	2420.013	2201.189
9	-1475.22	-2062.3131	1475.220	2062.313	-1475.220	-2062.313
10	752.8283	-1704.3972	-1852.465	200.1560	1099.637	1504.167
11	1492.449	197.006977	916.838	-1193.995	-575.611	-1391.002
12	416.9591	985.345379	416.959	985.345	416.959	985.345
13	-705.0407	548.248315	-827.317	-336.459	-122.277	-884.707
14	-571.382	-217.89821	474.396	-385.882	96.986	603.780

15	64.5681	-531.85217	-64.568	531.852	64.568	-531.852
16	326.336	-152.43843	-295.184	-206.396	-31.152	358.834
17	200.7826	269.961574	334.185	-38.902	133.402	-308.864
18	-77.96452	204.897456	-77.965	204.897	-77.965	204.897
19	-217.5838	-41.694872	-72.683	-209.281	144.901	-167.586
20	-52.9761	-128.56944	137.832	18.406	-84.856	110.163
21	129.6665	-82.774312	-129.667	82.774	129.667	-82.774
22	87.41027	37.7503999	-11.012	-94.575	-76.398	56.824
23	-23.20918	110.763816	84.320	75.482	107.529	-35.282
24	-66.38102	26.7167594	-66.381	26.717	-66.381	26.717

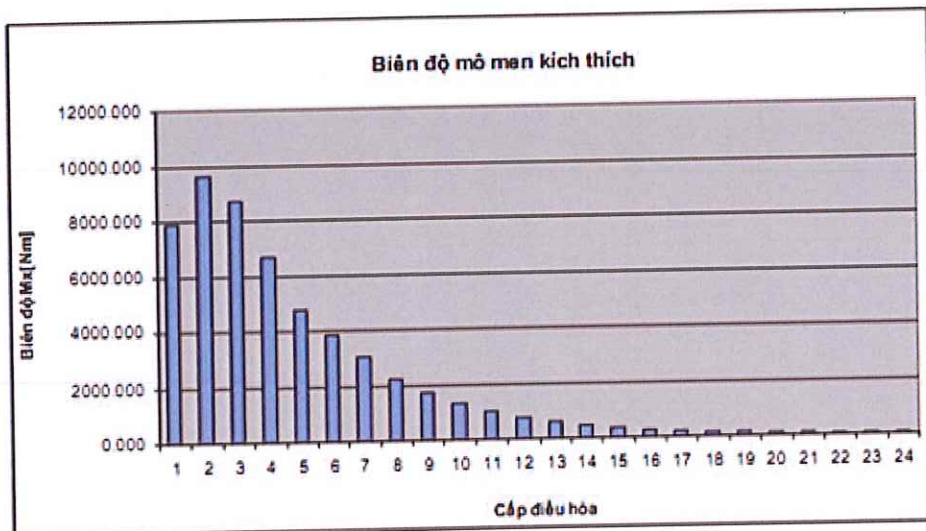
Bảng 3-15 Hệ số Fourier của cô biên 6,2,4 tại tốc độ 2020 v/ph.

Cấp điều hòa	Ak6	Bk6	Ak2	Bk2	Ak4	Bk4
1	-8267.349	-7051.260	1972.896	-10685.364	10240.245	-3634.104
2	-5395.529	15524.799	-10747.105	-12435.064	16142.634	-3089.734
3	12697.370	2633.221	-12697.370	-2633.221	12697.370	2633.221
4	-2512.387	-9713.491	-7155.936	7032.536	9668.323	2680.954
5	-5744.004	4248.247	807.088	7098.577	6551.092	2850.330
6	5210.567	2281.154	5210.567	2281.154	5210.567	2281.154
7	767.092	-4361.139	4160.403	-1516.248	3393.311	2844.891
8	-3116.292	995.198	696.279	-3196.387	2420.013	2201.189
9	1475.220	2062.313	-1475.220	-2062.313	1475.220	2062.313
10	752.828	-1704.397	-1852.465	200.230	1099.637	1504.167
11	-1492.449	-197.007	-916.838	1193.995	575.611	1391.002

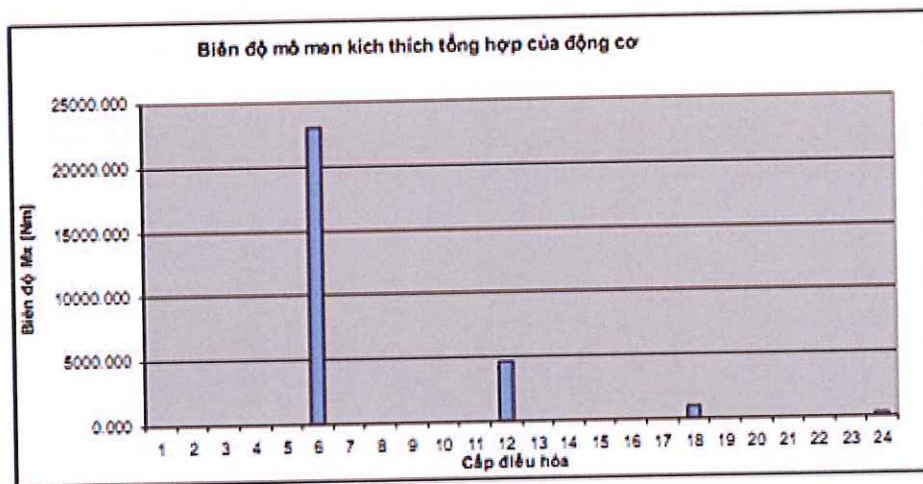
12	416.959	985.345	416.959	985.345	416.959	985.345
13	705.041	-548.248	827.317	336.459	122.277	884.707
14	-571.382	-217.898	474.396	-385.882	96.986	603.780
15	-64.568	531.852	64.568	-531.852	-64.568	531.852
16	326.336	-152.438	-295.184	-206.396	-31.152	358.834
17	-200.783	-269.962	-334.185	38.902	-133.402	308.864
18	-77.965	204.897	-77.965	204.897	-77.965	204.897
19	217.584	41.695	72.683	209.281	-144.901	167.586
20	-52.976	-128.569	137.832	18.406	-84.856	110.163
21	-129.667	82.774	129.667	-82.774	-129.667	82.774
22	87.410	37.750	-11.012	-94.575	-76.398	56.824
23	23.209	-110.764	-84.320	-75.482	-107.529	35.282
24	-66.381	26.717	-66.381	26.717	-66.381	26.717

Theo kết quả ở các bảng 3.7; 3.8; 3.9; 3.10, 3.11, 3.12 thì mô men kích thích tổng hợp tại các xylanh có cùng giá trị, cùng phương tại các cấp điều hòa $k = 6$

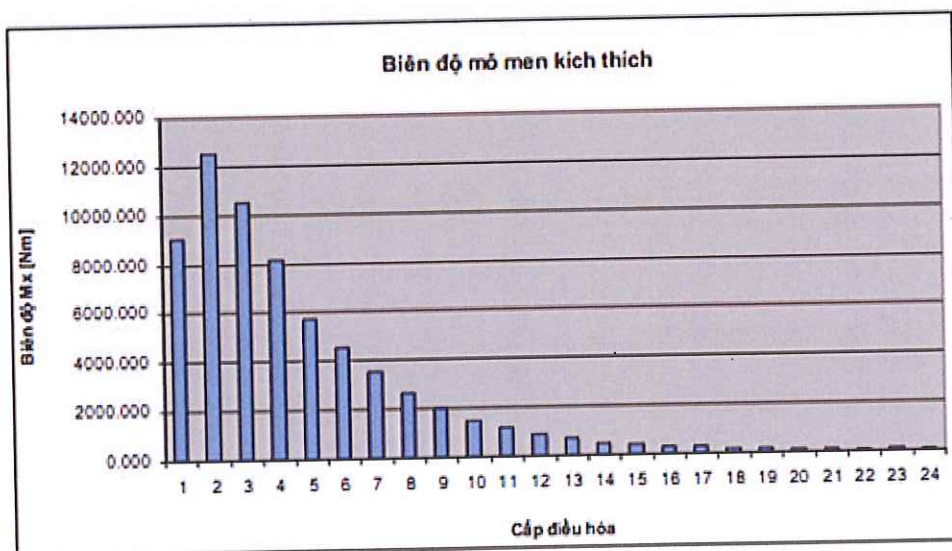
Điều này cần phải được quan tâm khi xác định các chế độ tốc độ cộng hưởng. Đồ thị biểu diễn phổ mô men kích thích tổng hợp và mô men điều hòa các cấp của xylanh số 1 của động cơ tại $n = 1560$ v/ph, $n = 1650$ v/ph và $n = 2020$ v/ph.



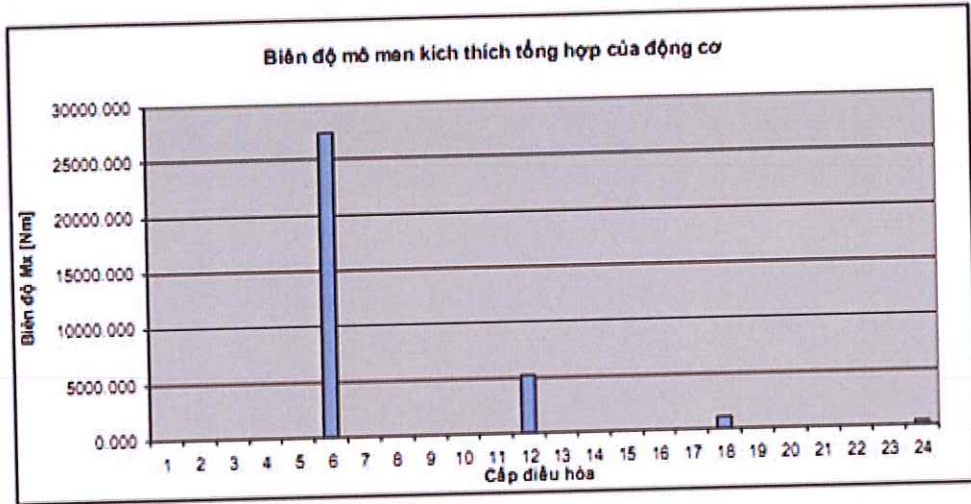
Hình 3-19 Phổ mô men kích thích cỡ biên 01 tại n=1560 v/ph



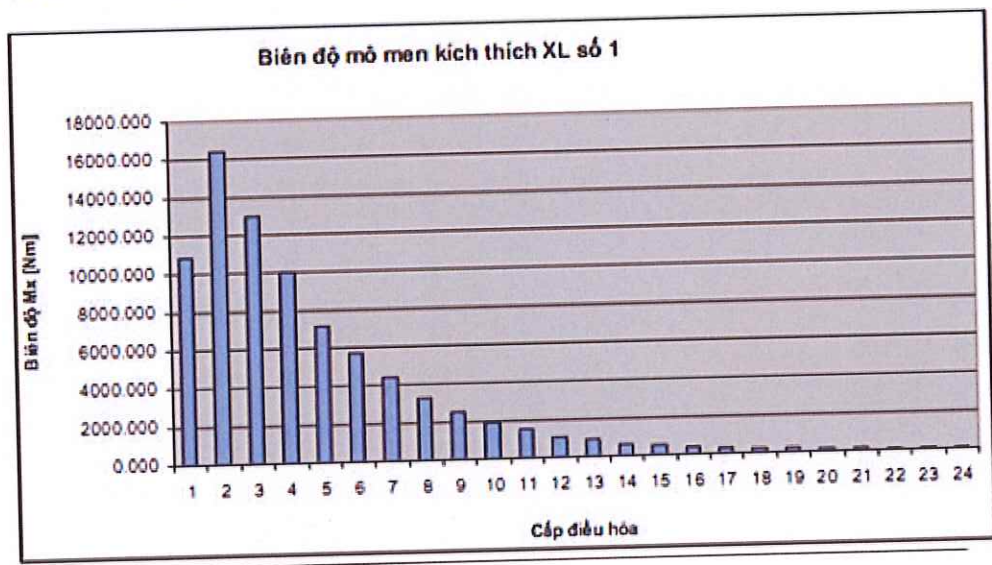
Hình 3-20 Biên độ mô men kích thích tổng hợp của động cơ tại n=1560 v/ph.



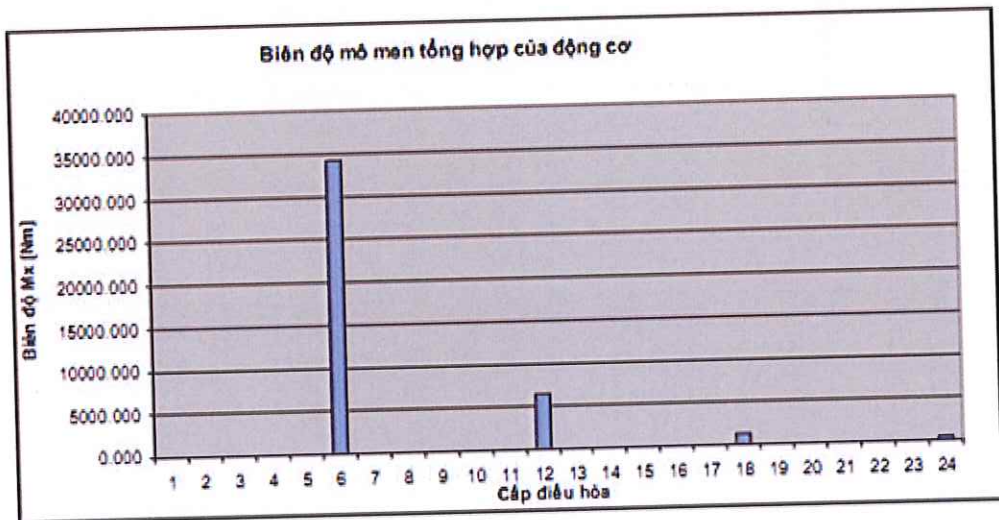
Hình 3-21 mô men kích thích cỡ biên 01 tại n= 1650v/ph.



Hình 3-22 Biên độ mô men kích thích tổng hợp của động cơ tại n = 1650v/ph



Hình 3-23 Phổ mô men kích thích cỡ biên 1 tại n = 2020v/ph.



Hình 3-24 Biên độ mô men kích thích tổng hợp của động cơ tại n = 2020v/ph.

Hệ số cản của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền và chân vịt.

Khi khảo sát dao động xoắn hệ trục chân vịt tàu thủy thì các thành phần cản ở động cơ và chân vịt có ảnh hưởng lớn nhất tới biên độ dao động xoắn của các khối lượng thuộc hệ [1], [18]. Như đã trình bày ở Chương 2, việc xác định các thành phần cản này (thông qua các hệ số cản) là rất phức tạp, phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau (đặc biệt là hệ số cản của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền). Dựa vào mô men xoắn trung bình đo được trên trục chân vịt ở các chế độ tốc độ tính toán, luận văn sử dụng công thức $b_{cv} = 30 \cdot \frac{M_{cv}}{n_{cv}} - M_{cv}$ là mô men chân vịt, để xác định hệ số cản của chân vịt.

Việc tính hệ số cản của động cơ theo công thức $b = \mu \cdot A \cdot r^2 ; \left(\frac{Ncms}{rad} \right)$

Ta tính được $b_{ri} = 3,01$ [Nms/rad] ($i=1 \div 6$).

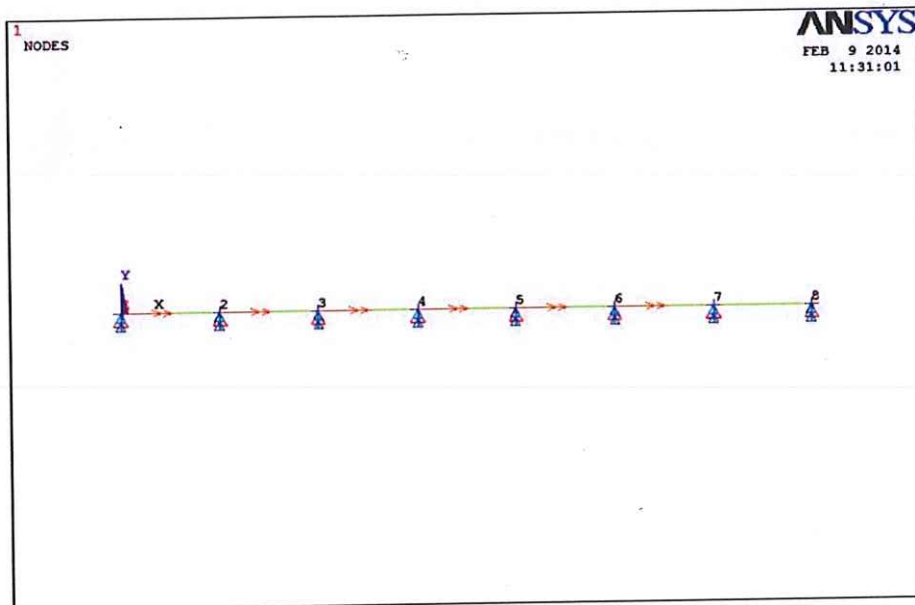
Trên Bảng 3.13 là các giá trị hệ số cản của chân vịt và hệ số cản của động cơ tại các tốc độ tính toán sau khi đã hiệu chỉnh.

Bảng 3-16 Giá trị hệ số cản chân vịt và hệ số cản động cơ tại các chế độ tính toán.

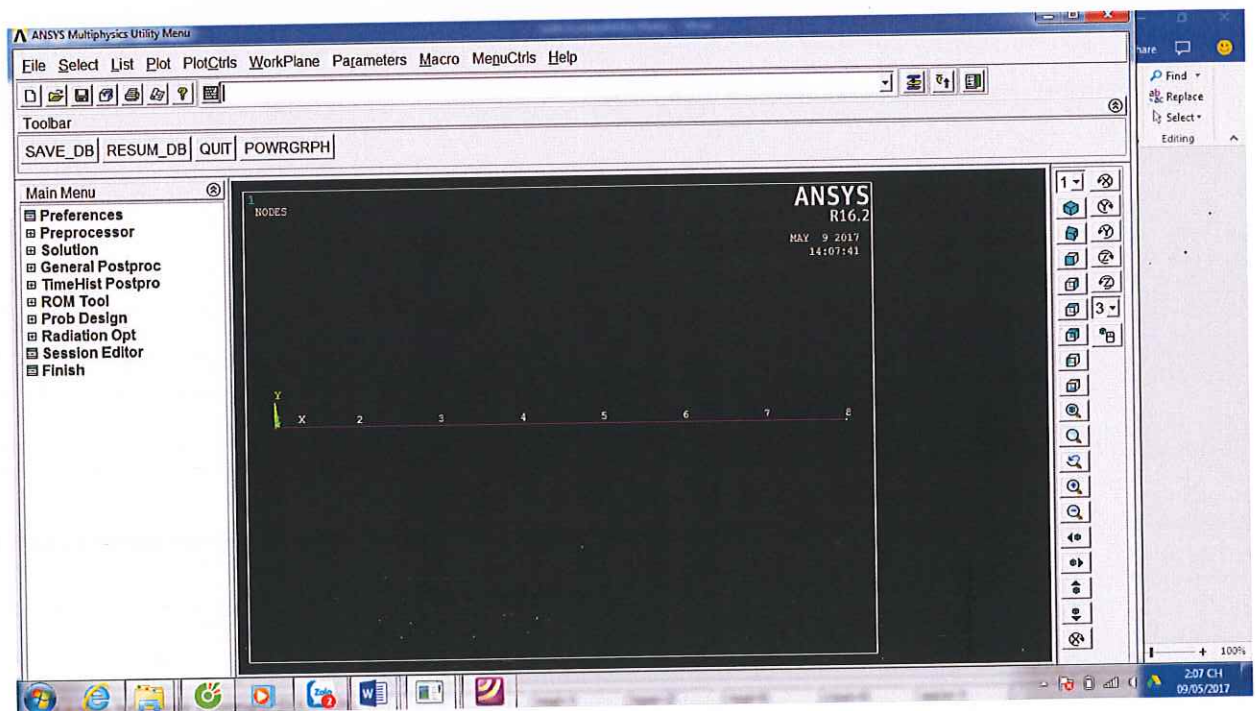
Chế độ tốc độ tính toán	Hệ số cản chân vịt b_{cv} [Nms/rad]	Hệ số cản động cơ b_{dc} [Nms/rad]
$n = 1560$ v/ph	17,18	3,01
$n = 1650$ v/ph	11,29	3,01
$n = 2020$ v/ph	10,24	3,01

3.6.3 Xác định biên độ cộng hưởng.

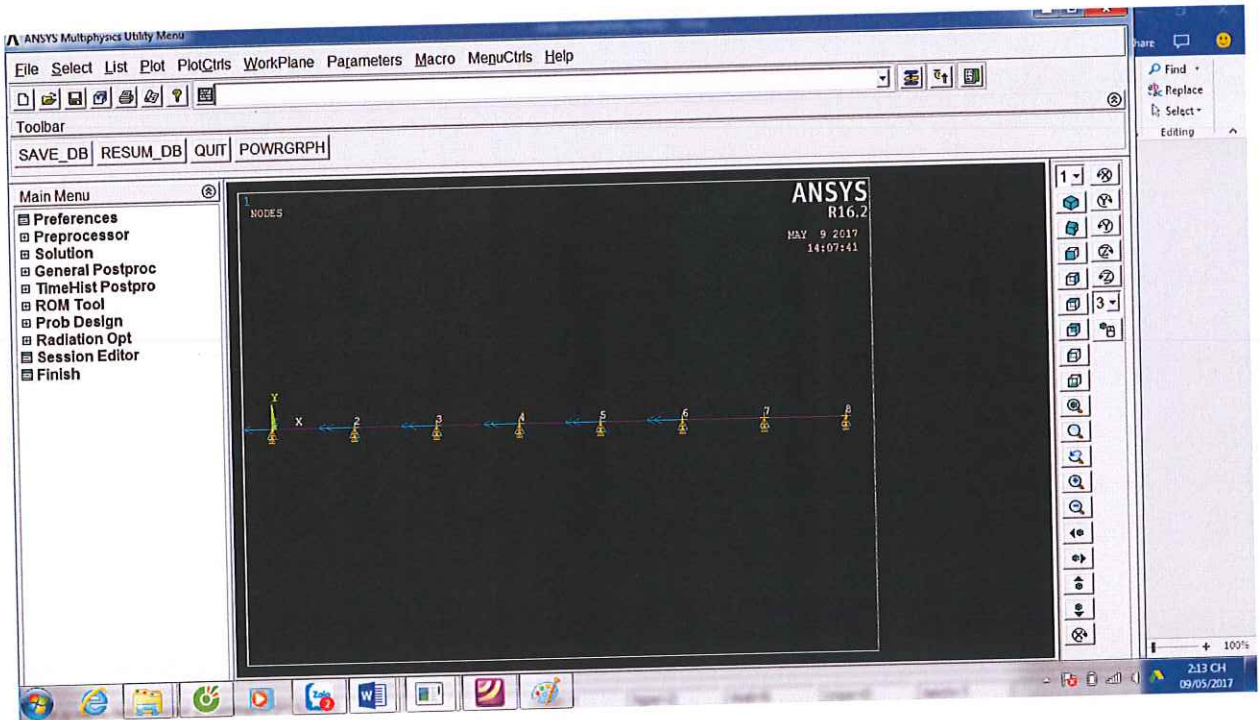
Sử dụng phần mềm ANSYS (Modul Harmonic Analysis) giải bài toán dao động điều hòa với mô men kích thích tại 2 chế độ cộng hưởng. Trên Hình 3.23 là mô hình tính toán của hệ.



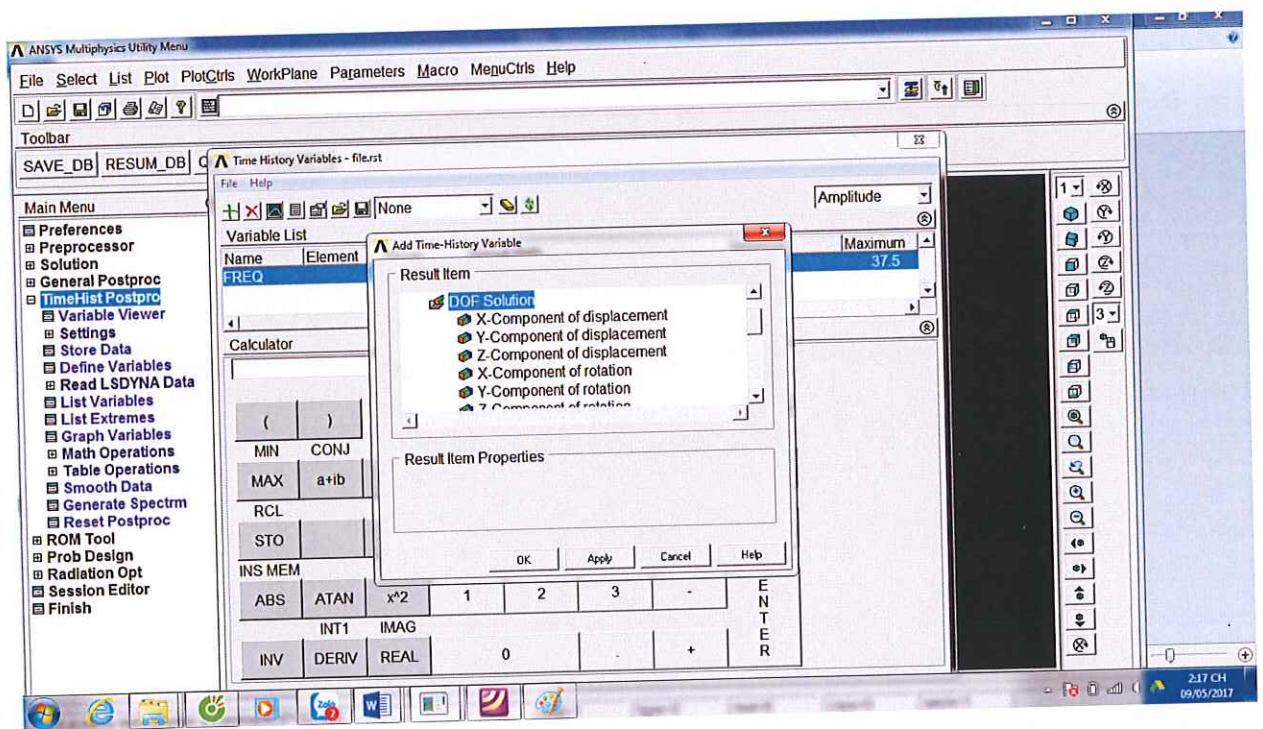
Hình 3-25 Mô hình tính dao động cưỡng bức bằng ANSYS 16.2



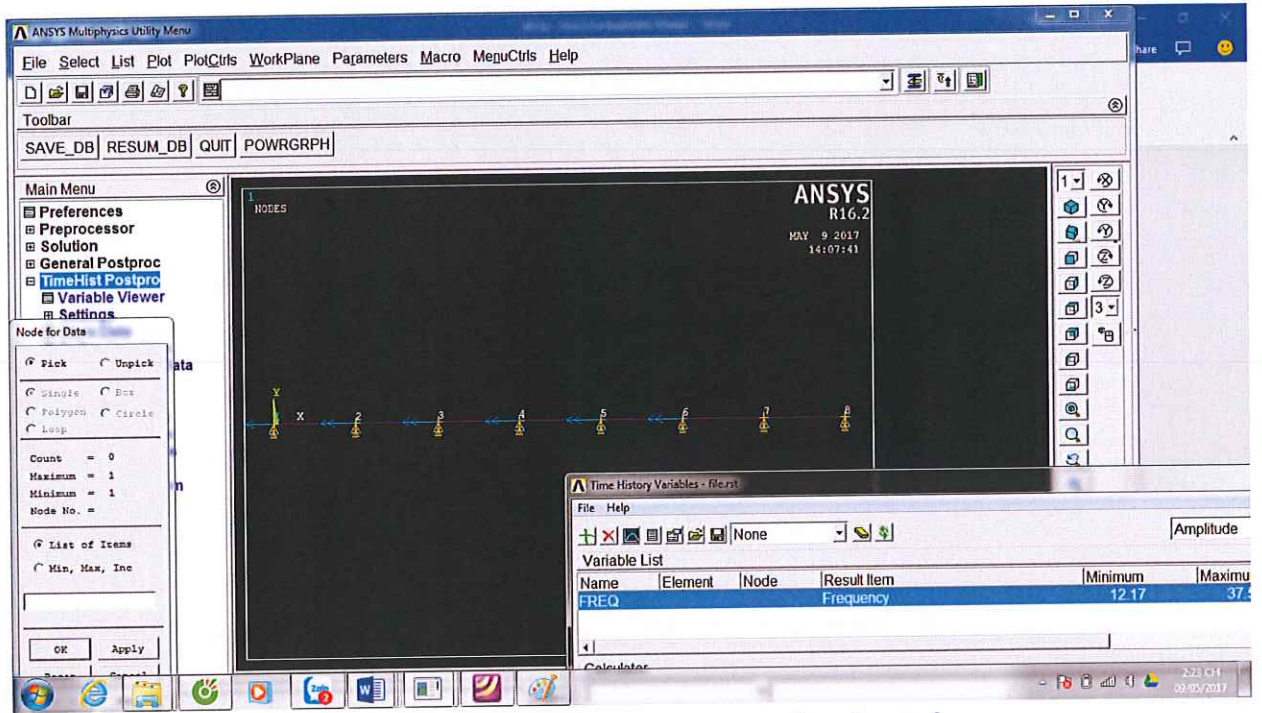
Hình 3-26 Tạo các gôii momen trên hệ trục



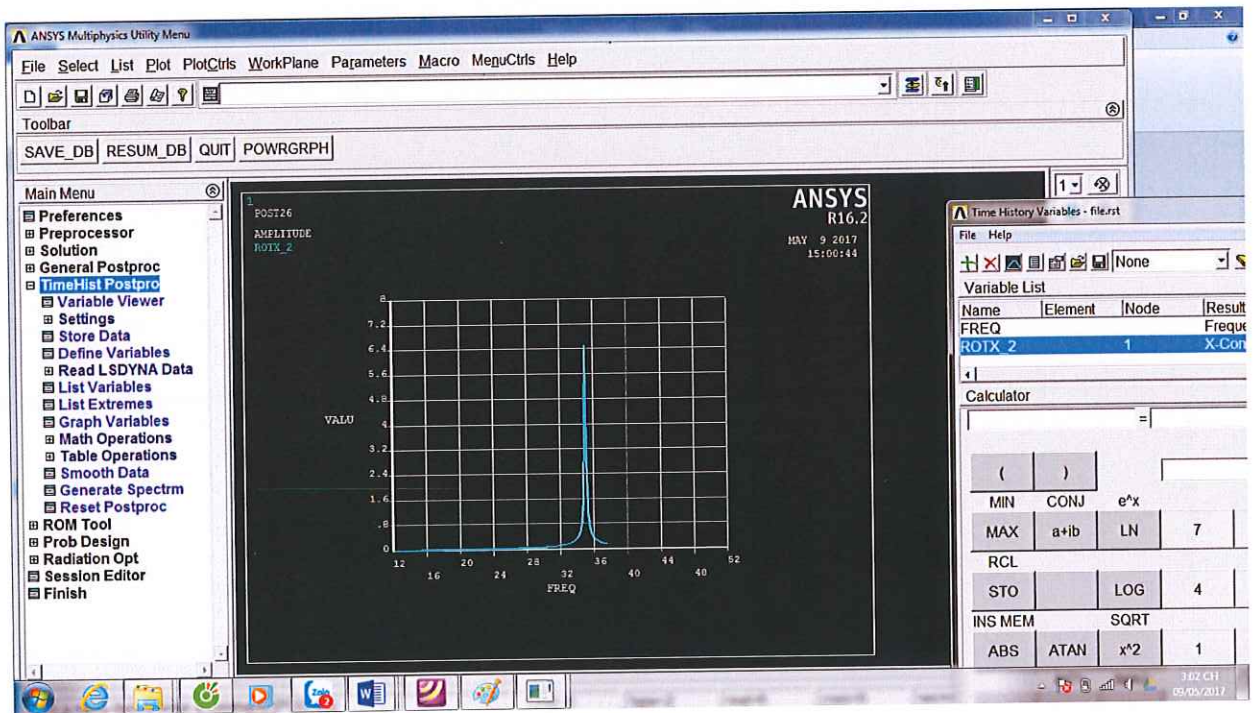
Hình 3-27: Gán các giá trị lên hệ trục



Hình 3-28 Chọn dao động quay trên trục x



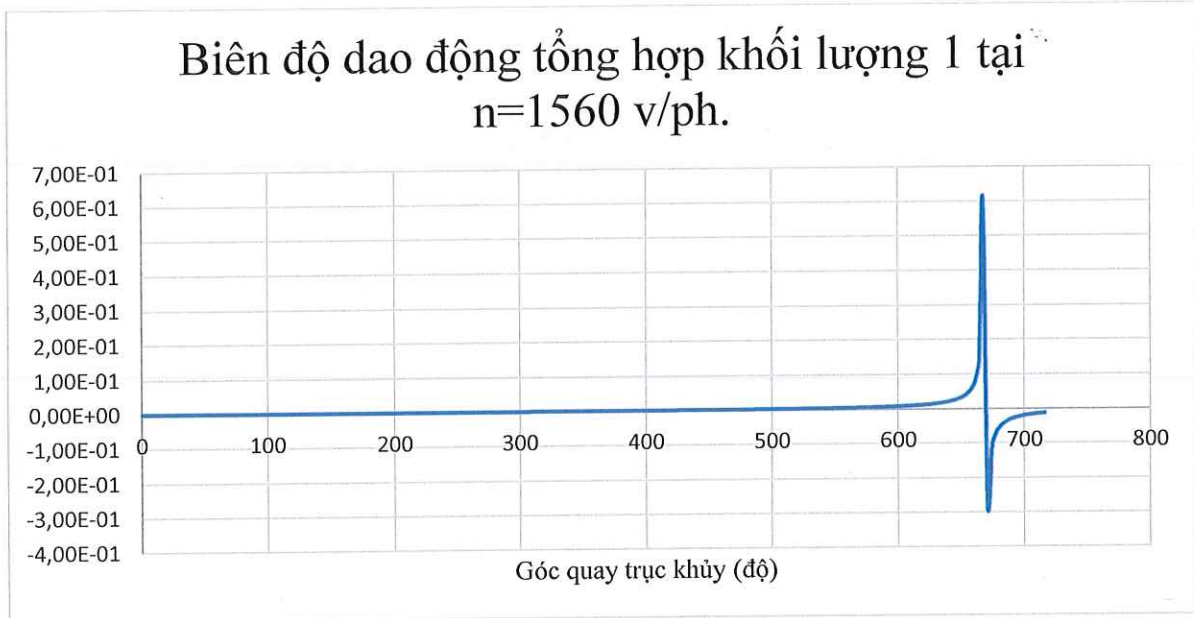
Hình 3-29 Chọn gói trực cần cần thiết



Hình 3-30 Xuất ra kết quả của momen

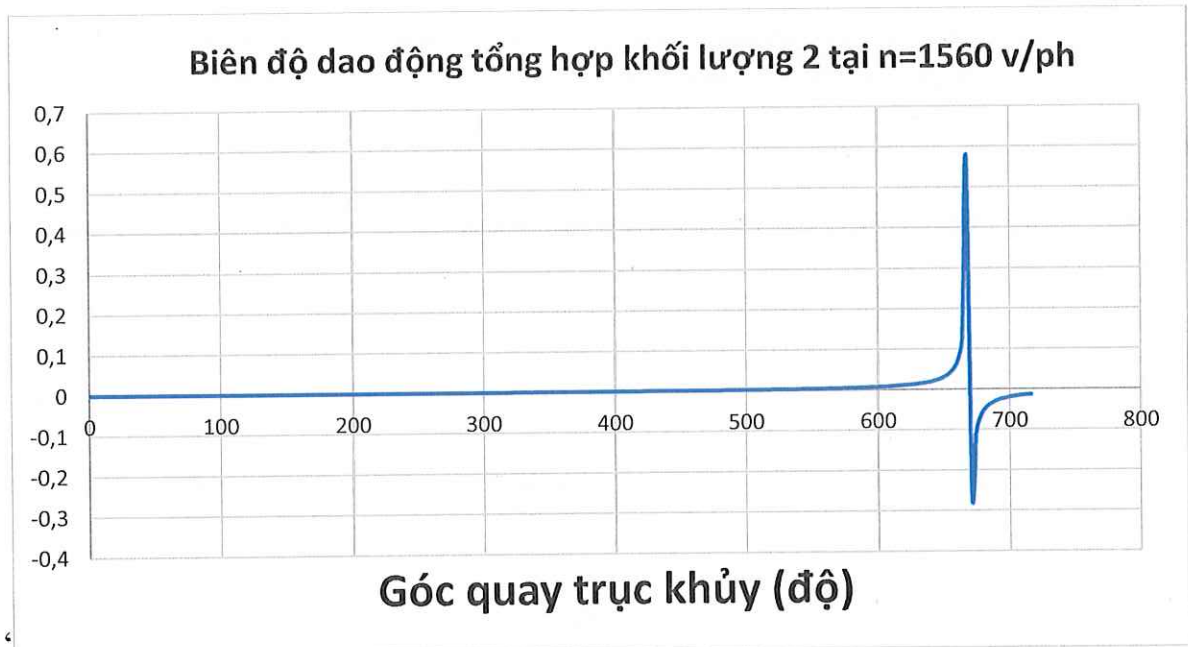
Một số kết quả tính toán dao động cưỡng bức:

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 1 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$ ta có $A_{k1} = 3517.027$):



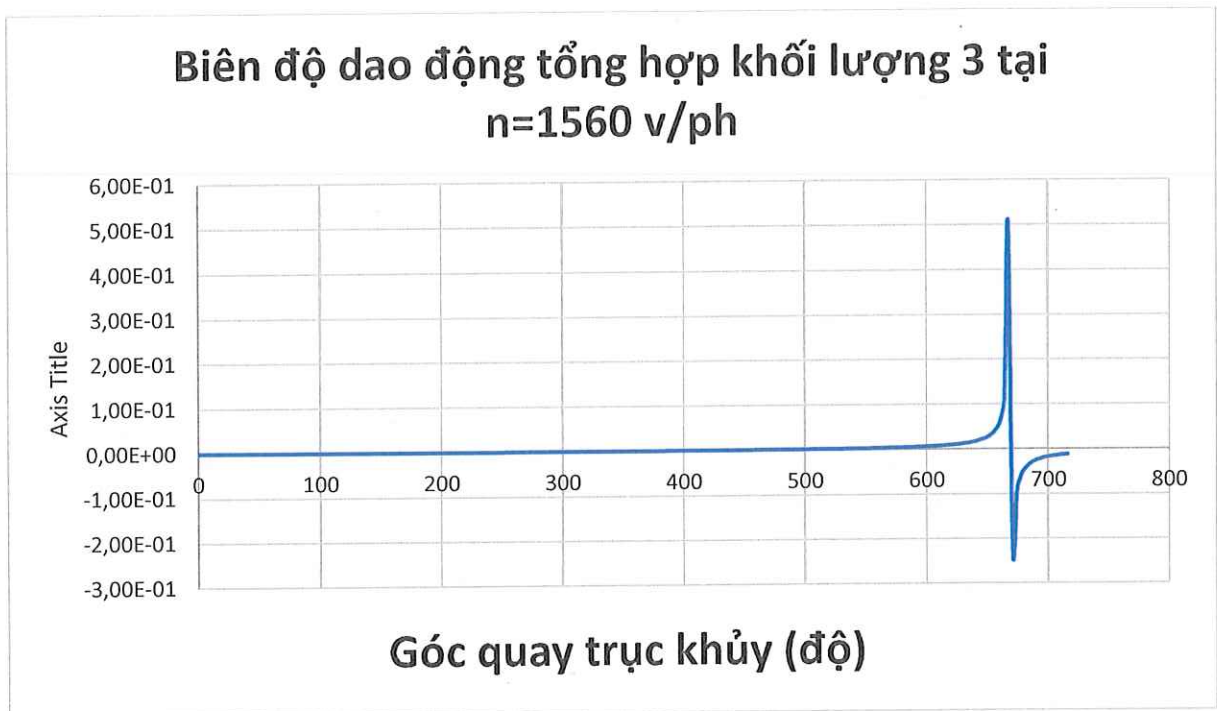
Hình 3-31 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 1 tại $n=1560$ v/ph.

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 2 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-32 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 2 tại $n=1560$ v/ph

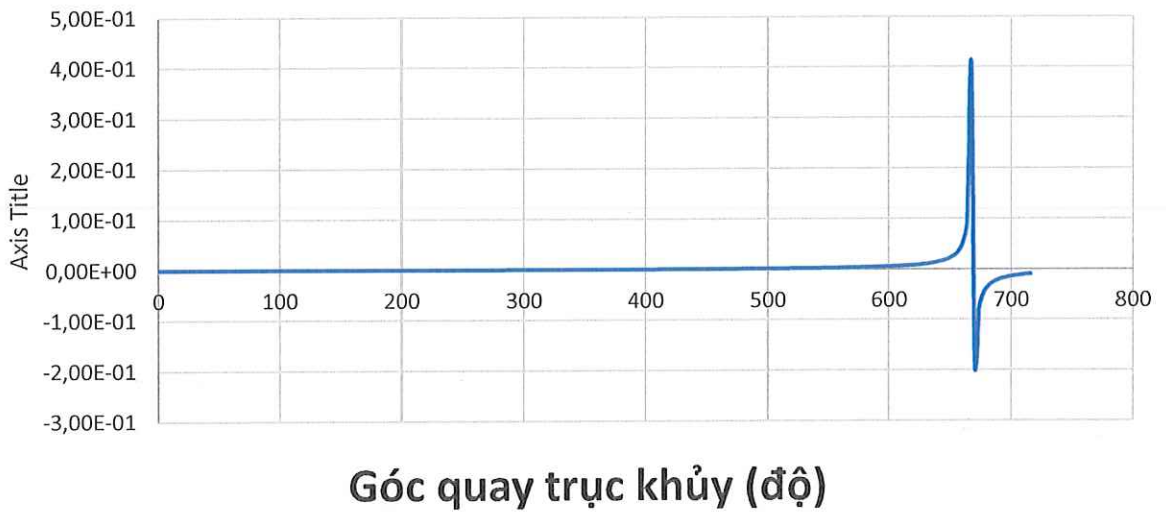
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 3 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-33 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 3 tại $n=1560$ v/ph

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 4 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$):

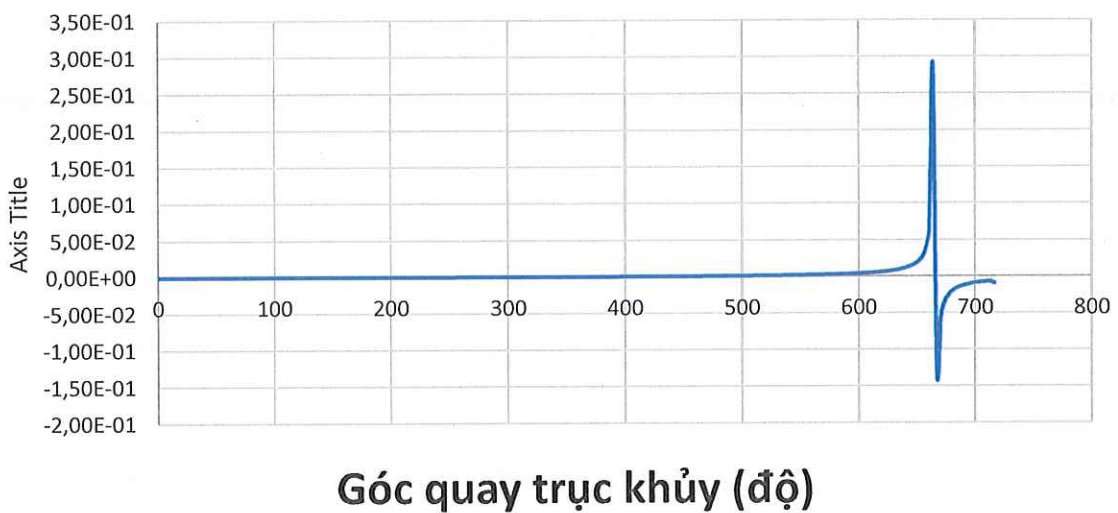
Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=1560$ v/ph



Hình 3-34 *Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=1560$ v/ph.*

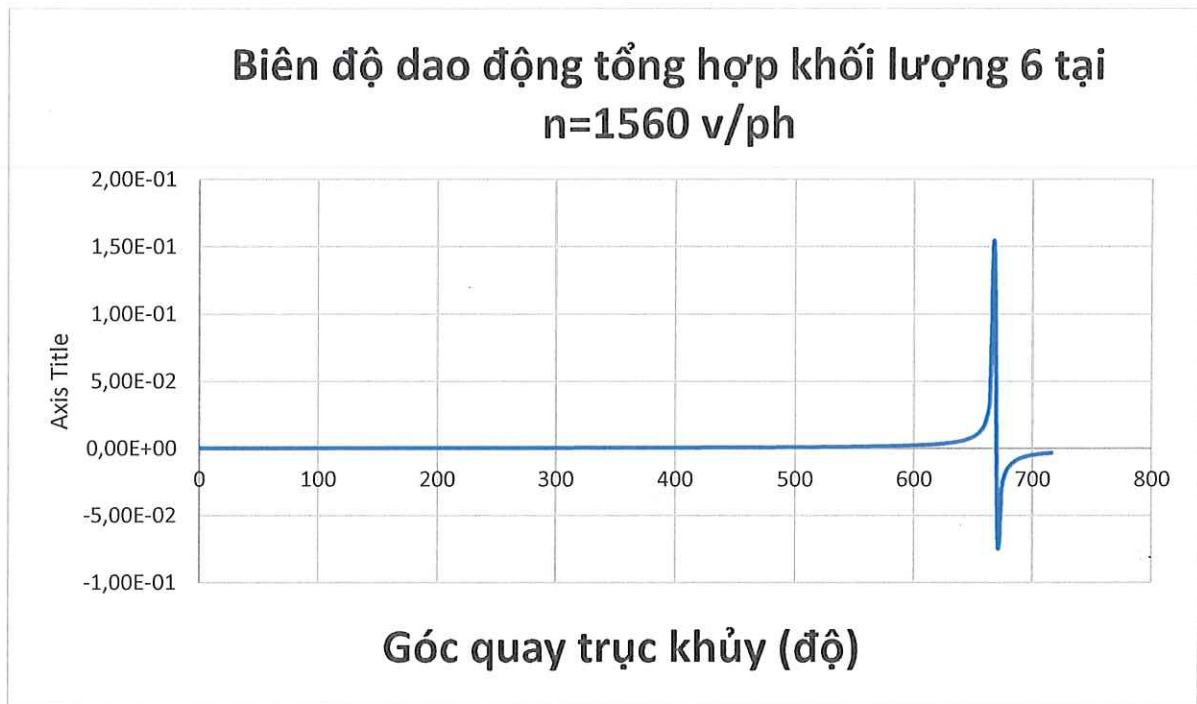
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 5 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$):

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=1560$ v/ph

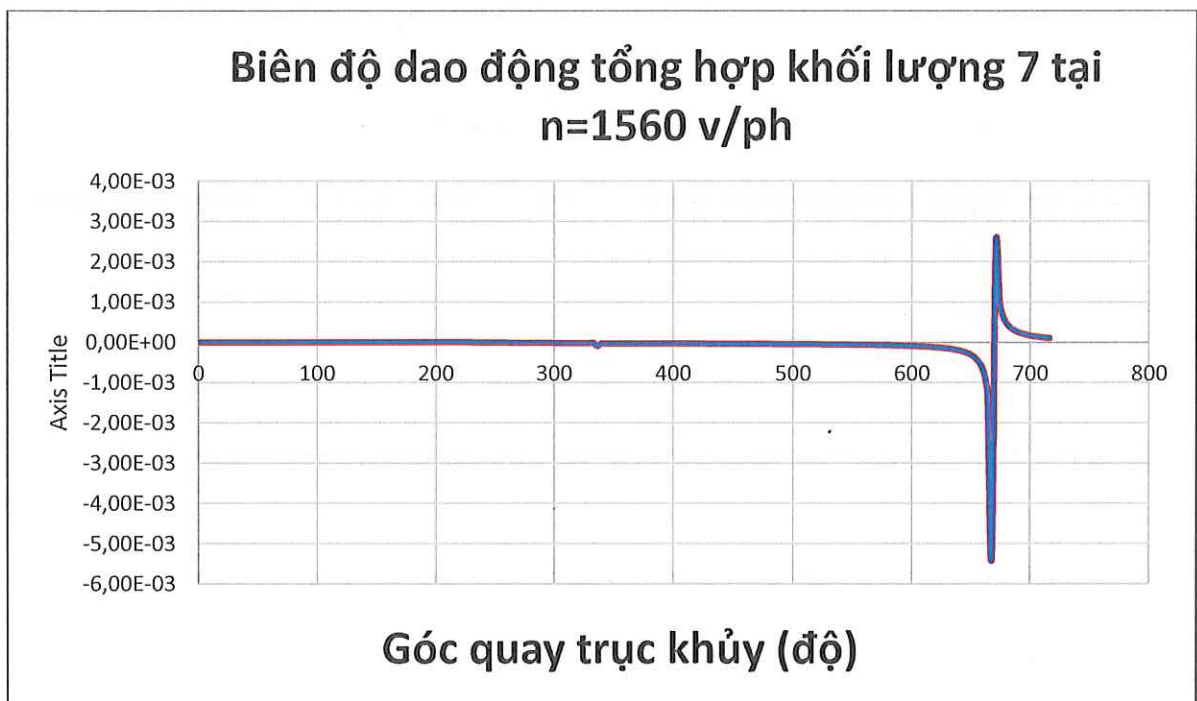


Hình 3-35 *Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=1560$ v/ph.*

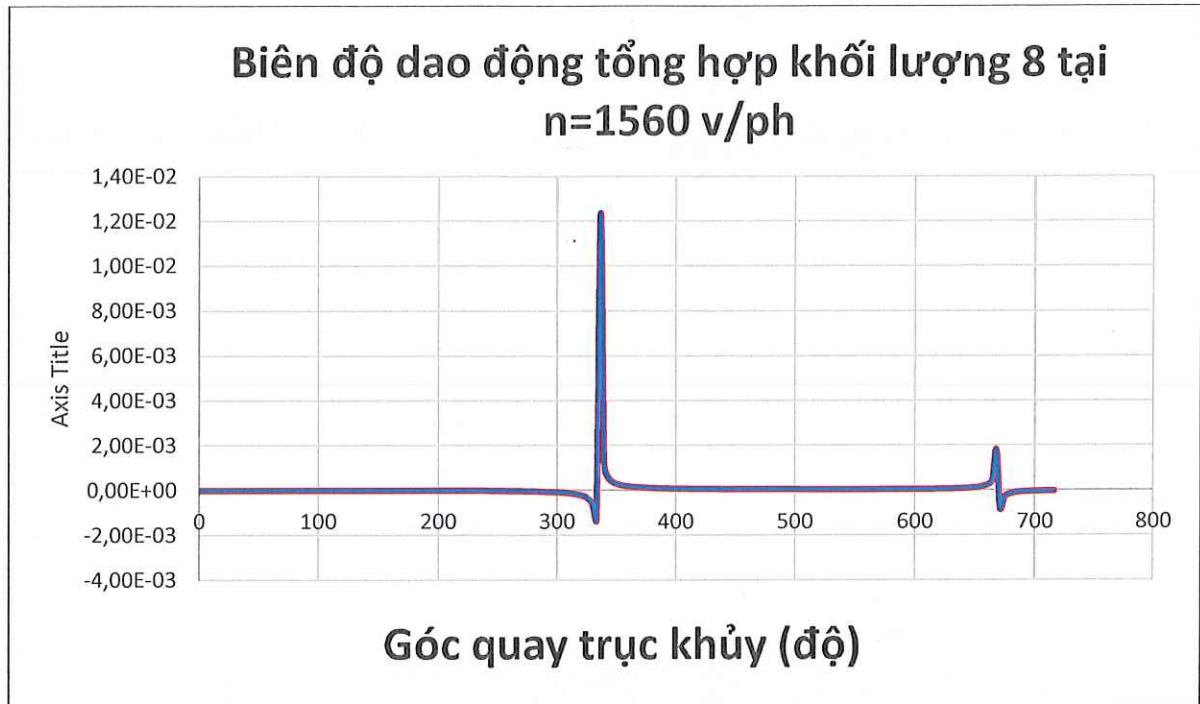
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 6 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1560 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 2 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-36 *Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 6 tại $n=1560$ v/ph.*

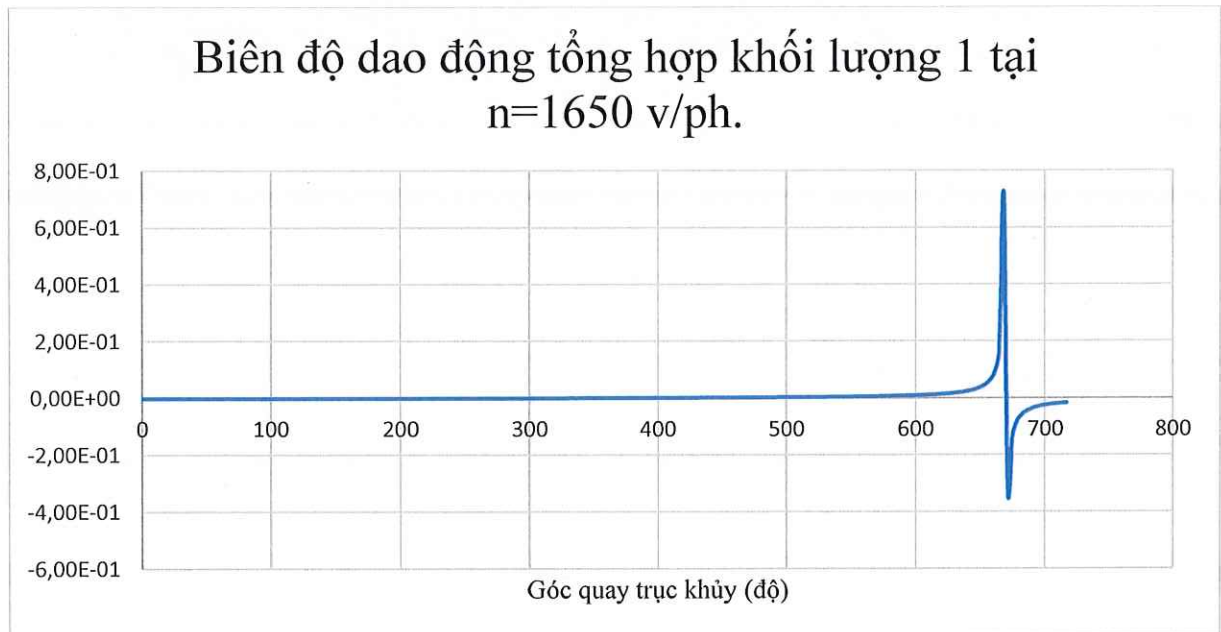


Hình 3-37 *Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 7 tại $n=1560$ v/ph.*



Hình 3-38 **Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 8 tại $n=1560$ v/ph**

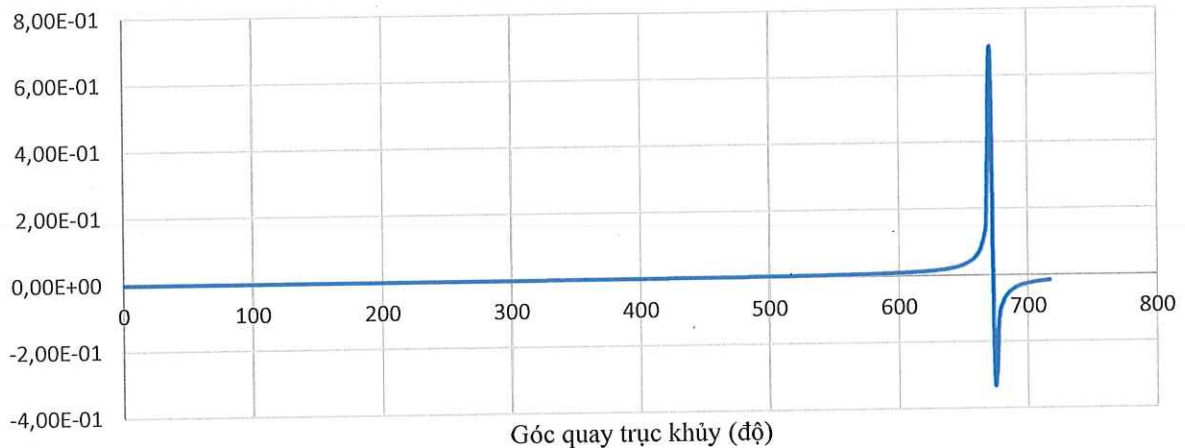
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 1 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-39 **Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 1 tại $n=1650$ v/ph.**

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 2 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$ Với $A_{k1} = 4161.842$):

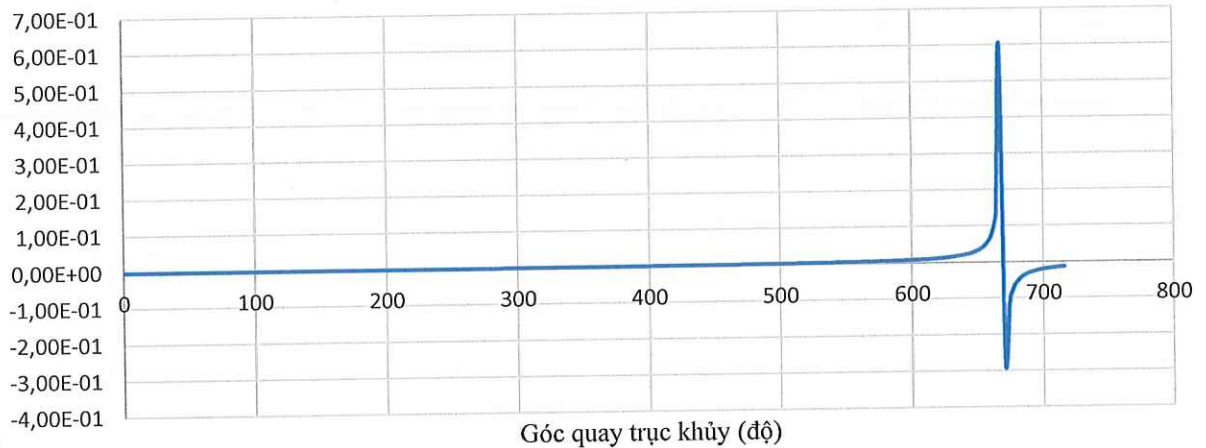
Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 2 tại $n=1650$ v/ph.



Hình 3-40 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 2 tại $n=1650$ v/ph.

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 3 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với trường hợp cộng hưởng của tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):

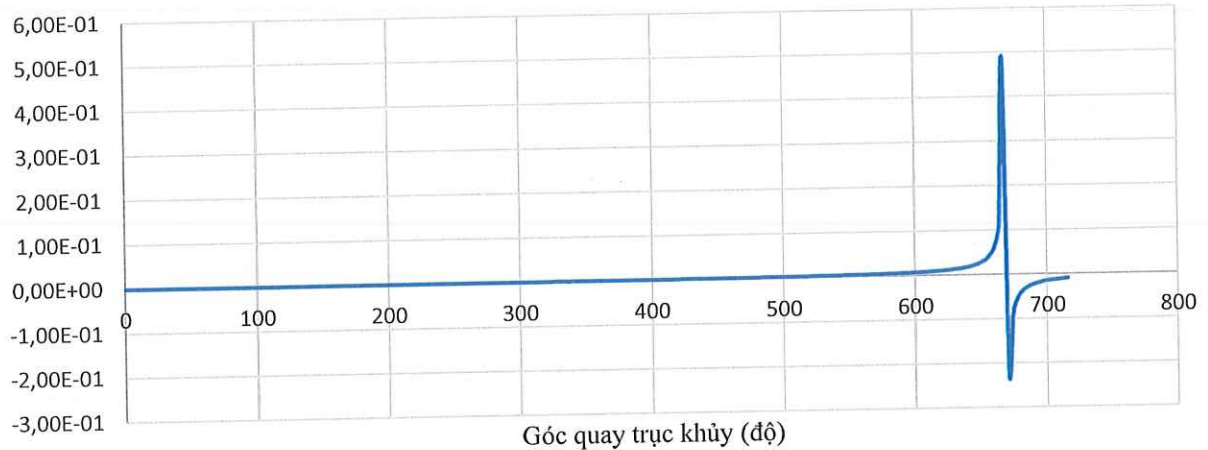
Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 3 tại $n=1650$ v/ph.



Hình 3-41 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 3 tại $n=1650$ v/ph.

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 4 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):

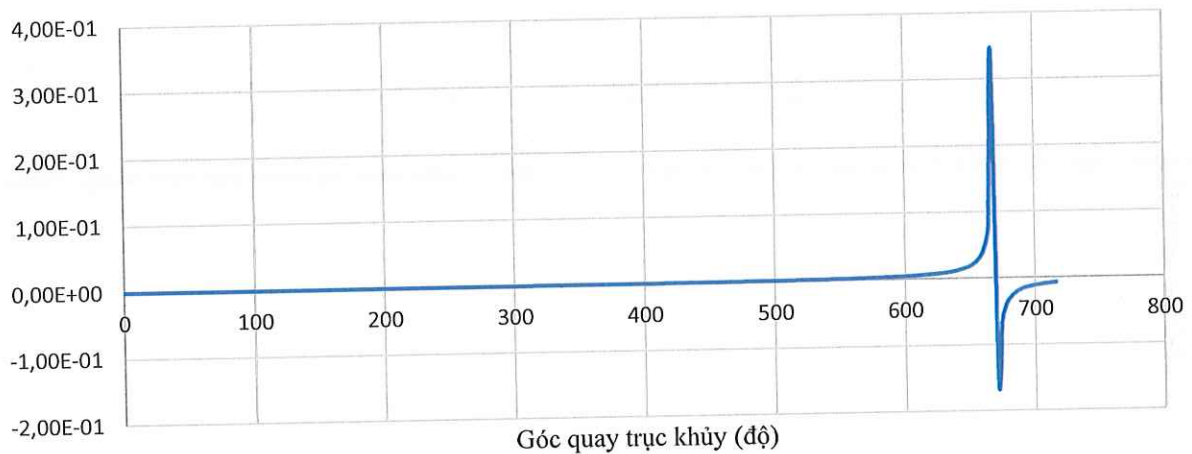
Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=1650$ v/ph.



Hình 3-42 **Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=1650$ v/ph.**

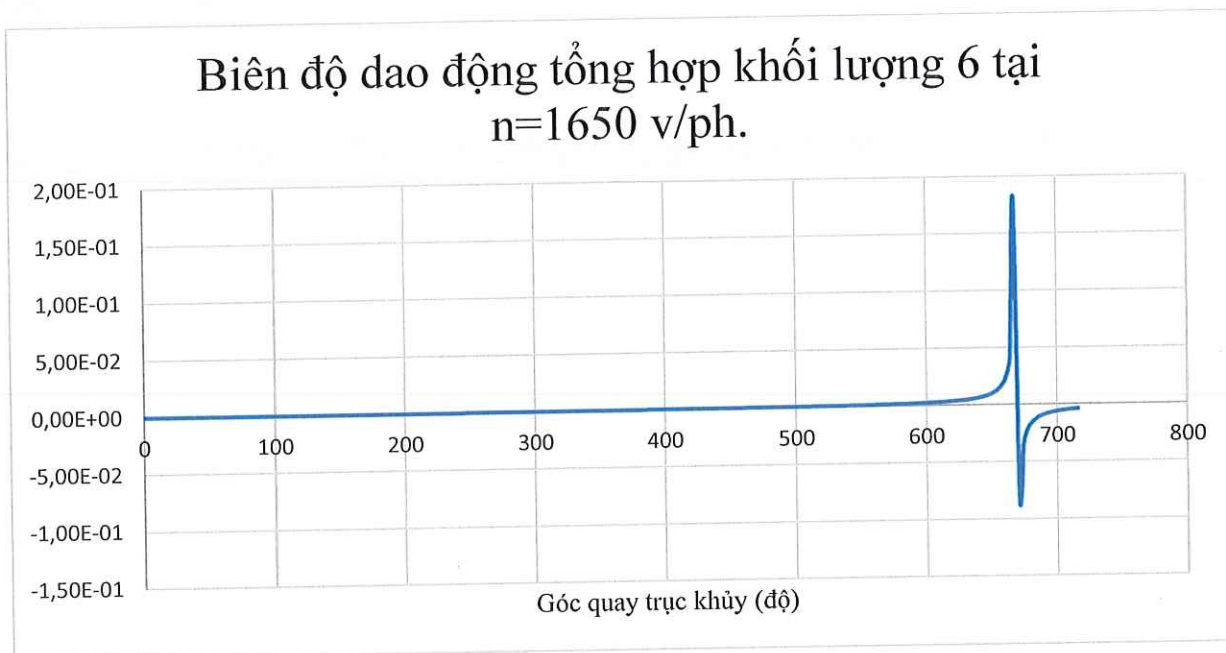
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 5 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=1650$ v/ph.



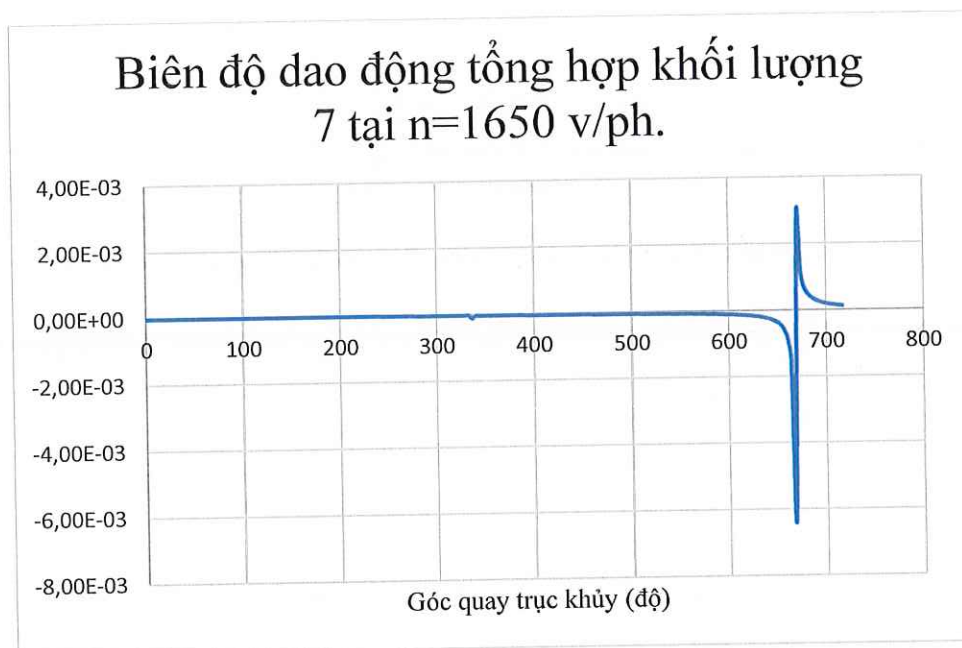
Hình 3-43 **Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=1650$ v/ph.**

+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 6 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-44 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 6 tại $n=1650$ v/ph

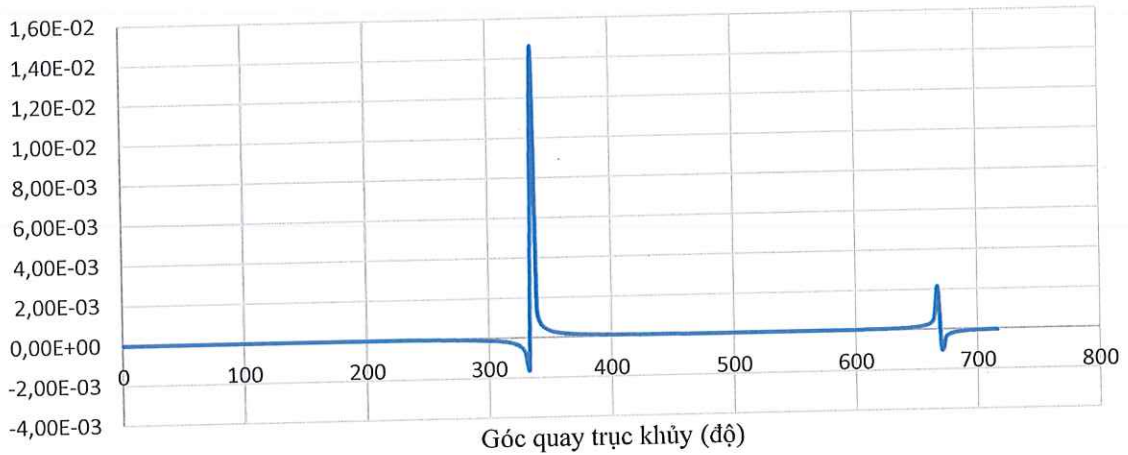
Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 7 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):



Hình 3-45 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 7 tại $n=1650$ v/ph

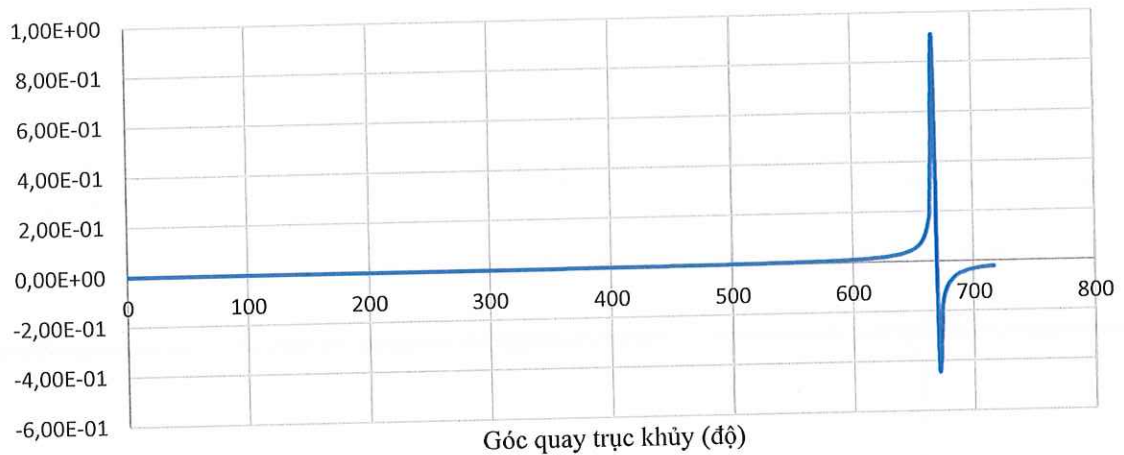
+ Biên độ dao động xoắn của khối lượng số 8 ứng với các cấp điều hòa tại tốc độ 1650 v/ph (ứng với tần số dao động riêng thứ 1 tại cấp điều hòa $k=6$):

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 8 tại
 $n=1650$ v/ph.



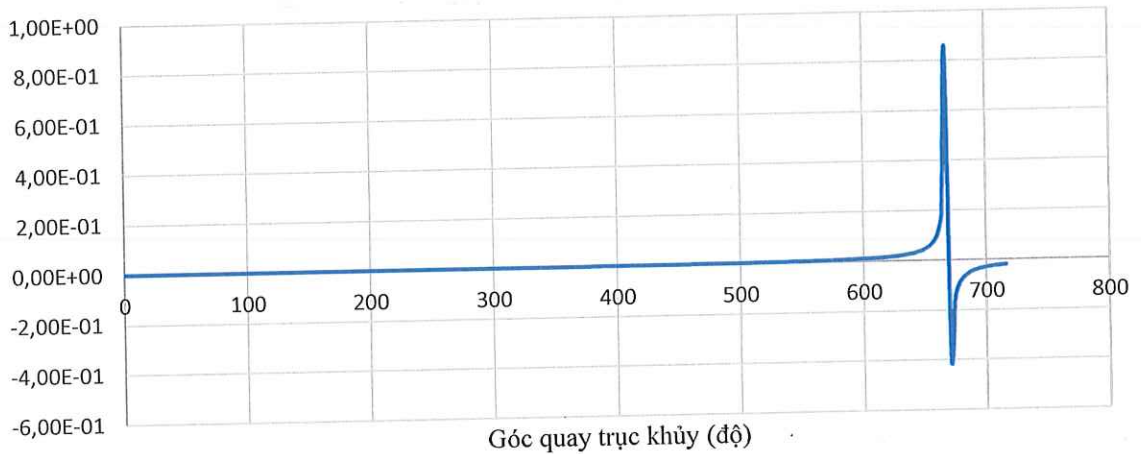
Hình 3-46 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 8 tại $n=1650$ v/ph.

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 1 tại
 $n=2020$ v/ph.



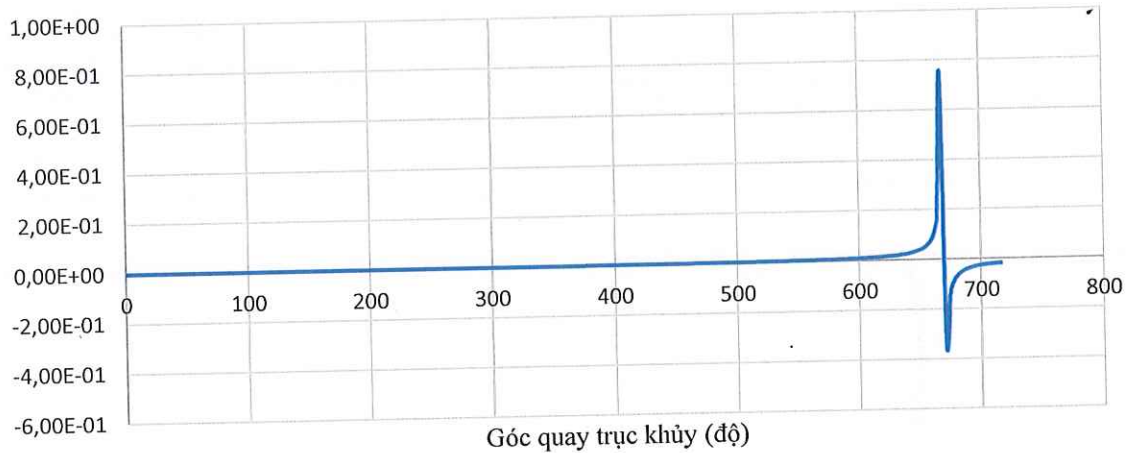
Hình 3-47 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 1 tại $n=2020$ v/ph

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 2 tại $n=2020$ v/ph.



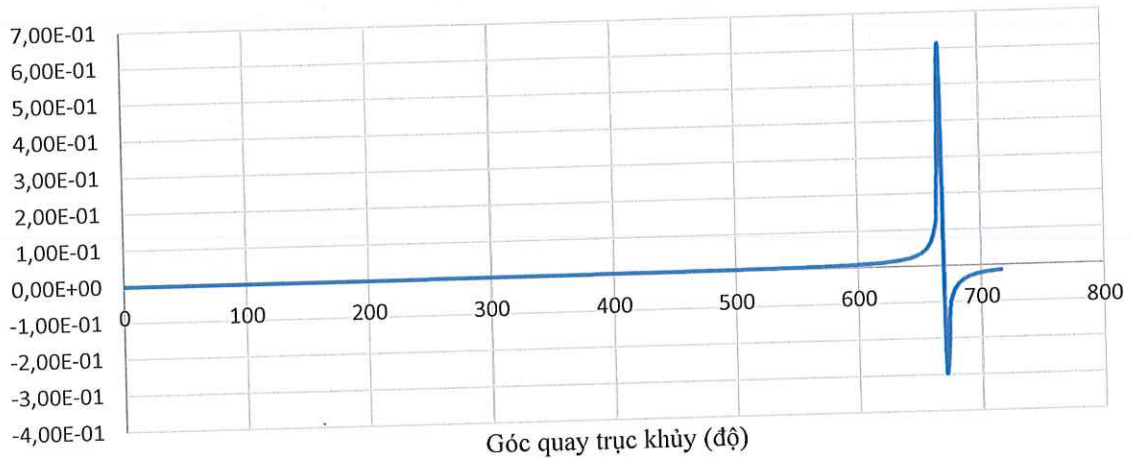
Hình 3-48 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 2 tại $n=2020$ v/ph.

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 3 tại $n=2020$ v/ph.



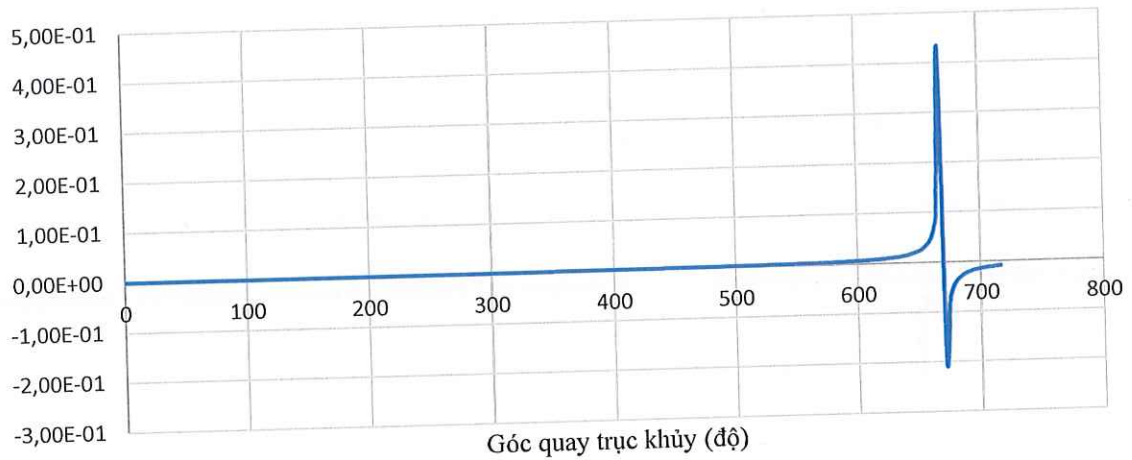
Hình 3-49 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 3 tại $n=2020$ v/ph.

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=2020$ v/ph.



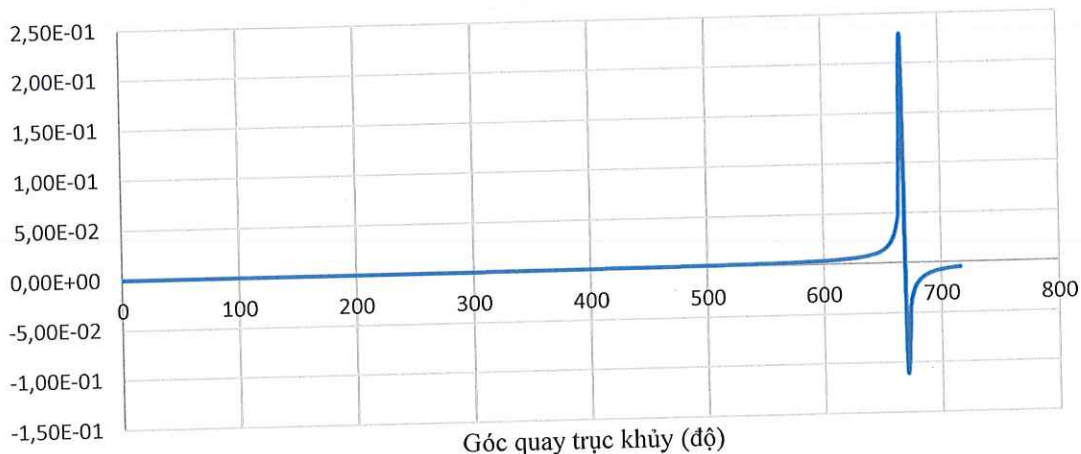
Hình 3-50 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 4 tại $n=2020$ v/ph

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=2020$ v/ph.



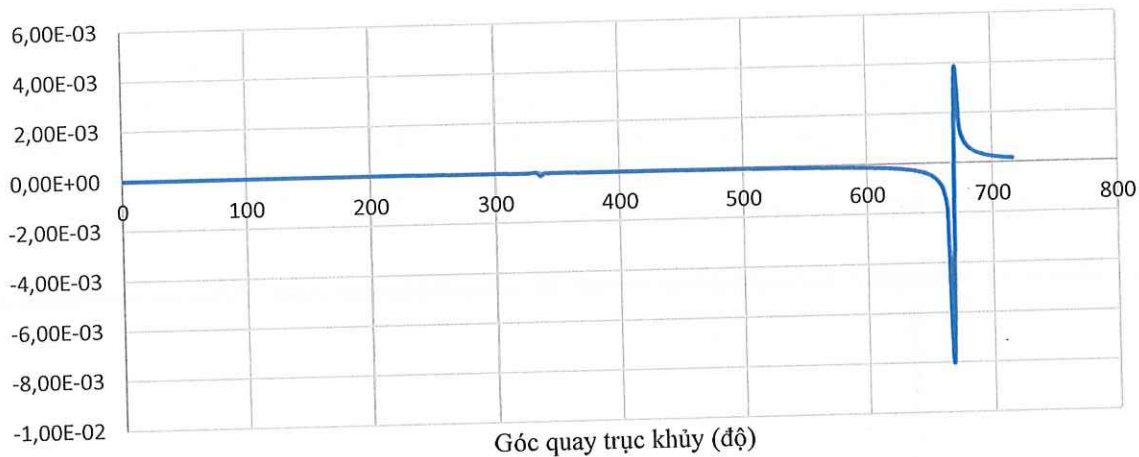
Hình 3-51 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 5 tại $n=2020$ v/ph

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 6 tại
 $n=2020$ v/ph.



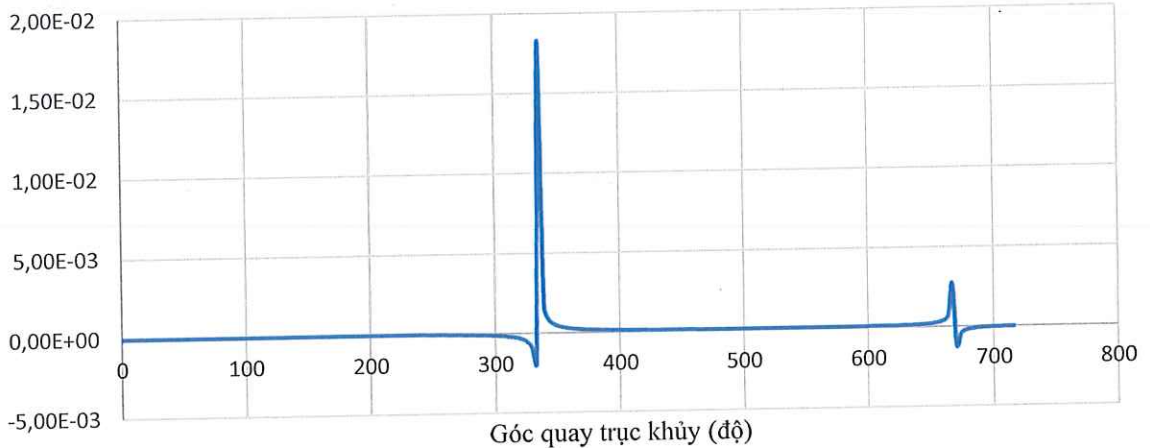
Hình 3-52 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 6 tại $n=2020$ v/ph.

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 7 tại
 $n=2020$ v/ph.



Hình 3-53 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 7 tại $n=2020$ v/ph

Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 8 tại $n=2020$ v/ph.



Hình 3-54 Biên độ dao động tổng hợp khối lượng 8 tại $n=2020$ v/ph

3.6.4 Kiểm nghiệm ứng suất.

Từ kết quả giải bài toán dao động cưỡng bức tìm được biên độ dao động của các khối lượng. Kiểm tra ứng suất xoắn của các đoạn trục tại các khối lượng có biên độ dao động lớn nhất thể hiện ở bảng 3.14, 3.15 và 3.16.

Bảng 3.14: Ứng suất xoắn của các đoạn trục tại $n = 1560$ v/ph.

Đoạn trục	Độ cứng chống xoắn (Nm/rad)	Biên độ (độ)	Biên độ (rad)	mm	Wo (m ³)	M _φ (Nm)	ζ (N/mm ²)
1-2	37E+06	6.49351	0.11333313	240	2.71E-03	239807	88.35
2-3	37E+06	6.12216	0.10685185	240	2.71E-03	465924	171.65
3-4	37E+06	5.40066	0.0942593	240	2.71E-03	665474	245.17
4-5	37E+06	4.37015	0.07627351	240	2.71E-03	827059	304.70
5-6	37E+06	3.08942	0.05392055	240	2.71E-03	941458	346.85
6-7	34E+06	1.63154	0.02847574	220	2.09E-03	934198	446.83
7-8	1.6E+06	5.73E-02	0.00099933	220	2.09E-03	1061	0.51

Bảng 3.15: Ứng suất xoắn của các đoạn trục tại $n = 1650$ v/ph.

Đoạn trục	Độ cứng chống xoắn (Nm/rad)	Biên độ (độ)	Biên độ (rad)	d (mm)	Wo (m ³)	M _φ (Nm)	ζ (N/mm ²)
1-2	37E+06	0.787696	0.01374789	240	2.71E-03	-29089	-10.72
2-3	37E+06	0.74265	0.01296169	240	2.71E-03	-56520	-20.82
3-4	37E+06	0.655127	0.01143412	240	2.71E-03	-80725	-29.74
4-5	37E+06	0.530121	0.00925236	240	2.71E-03	-100326	-36.96
5-6	37E+06	0.374762	0.00654083	240	2.71E-03	-114203	-42.07
6-7	34E+06	0.197914	0.00345425	220	2.09E-03	-113323	-54.20
7-8	1,6E+06	6.95E-03	0.00012122	220	2.09E-03	-129	-0.06

Bảng 3.16: Ứng suất xoắn của các đoạn trục tại n = 2020 vg/ph.

Đoạn trục	Độ cứng chống xoắn (Nm/rad)	Biên độ (độ)	Biên độ (rad)	d (mm)	Wo (m ³)	M _φ (Nm)	ζ (N/mm ²)
1-2	37E+06	0.983014	0.01715683	240	2.71E-03	-36303	-13.37
2-3	37E+06	0.926798	0.01617568	240	2.71E-03	-70534	-25.99
3-4	37E+06	0.817573	0.01426934	240	2.71E-03	-100742	-37.11
4-5	37E+06	0.66157	0.01154657	240	2.71E-03	-125203	-46.13
5-6	37E+06	0.467689	0.00816271	240	2.71E-03	-142522	-52.51
6-7	34E+06	0.246989	0.00431077	220	2.09E-03	-141423	-67.64
7-8	1,6E+06	8.67E-03	0.00015128	220	2.09E-03	315	0.15

Tại bảng 3.14, 3.15 và 3.16 là kết quả tại các biên độ lớn nhất của 2 tốc độ cộng hưởng và tốc độ 110% công suất thì giá trị của ứng suất nhỏ hơn so với giá trị ứng suất xoắn giới hạn $[\tau_x] = 600 \text{ N/mm}^2$ (của hệ trục chân vịt).

Từ kết quả tính toán trên ta nhận thấy:

- Các giá trị độ cứng chống xoắn, mô men quán tính thu gọn cho hệ trục chân vịt tàu KN-1482C được nhà chế tạo cung cấp, xây dựng được hệ thống tương đương có 8 khối lượng, trong đó các giá trị mô men quán tính của động cơ được xác định là giá trị trung bình.
- Sử dụng phần mềm ANSYS 16.2 giải bài toán dao động tự do với các phần tử MAS21 và COMBIN14 cho 8 khối lượng được 8 tần số dao động riêng của 8 khối lượng tương ứng.
- Xây dựng biểu đồ cộng hưởng xác định được 25 tốc độ tương ứng với các tần số riêng và cấp điều hòa. Xác định được các tốc độ cộng hưởng cần quan tâm $n = 1560$ v/ph, $n = 1650$ v/ph.
- Đã tiến hành giải bài toán dao động cưỡng bức tại tốc độ 1560 v/ph, 1650 v/ph và 2020 v/ph. Kết quả cho thấy, giá trị ứng suất do dao động xoắn gây ra trên trục khuỷu động cơ cũng như trên hệ đường trục chân vịt còn thấp hơn ứng suất xoắn cho phép. Giá trị ứng suất xoắn lớn nhất bằng (446 N/mm^2) nhỏ hơn so với ứng suất cho phép do Đăng kiểm quy định.
- Đoạn trục cần quan tâm là đoạn trục nối giữa M6 với bánh đà do ở các chế độ tốc độ cộng hưởng của động cơ đều có giá trị ứng suất xoắn lớn nhất.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

I. KẾT LUẬN

Việc xây dựng mô hình tương đương bao gồm việc liên kết cả động cơ, hệ trục và chân vịt, xác định mô men quán tính của các khối lượng quy dẫn, độ cứng chống xoắn của các đoạn trục có ý nghĩa quyết định đến độ chính xác của kết quả tính toán dao động xoắn.

Trong quá trình ứng dụng phần mềm ANSYS và phương pháp phần tử hữu hạn trong việc tính toán dao động xoắn có nhiều khối lượng không tách rời nhau đã đảm bảo độ chính xác và tin cậy của các thông số làm việc hệ động lực tàu thủy.

Bằng phần mềm ANSYS đã xác định được 8 tần số dao động riêng và các dạng dao động riêng tương ứng của hệ. Từ đó đã xây dựng được biểu đồ cộng hưởng và xác định được 2 vùng tốc độ cộng hưởng: 1560 v/ph, 1650 v/ph. Đây là những vùng tốc độ cần được hạn chế sử dụng trong quá trình khai thác vận hành động cơ 12AYM-WET trên tàu KN-1482C

Việc xác định biên độ và pha cộng hưởng bằng phần mềm ANSYS giải bài toán dao động cưỡng bức cho phép xác định sự ảnh hưởng của các thành phần điều hòa đến ứng suất xuất hiện khi dao động, khắc phục được thiếu sót khi chỉ xét đến các cấp điều hòa chính.

Kết quả tính toán dao động xoắn của hệ trục chân vịt tàu KN-1482C cho thấy, giá trị ứng suất do dao động xoắn gây ra trên trục khuỷu động cơ cũng như trên hệ đường trục chân vịt ở tốc độ cộng hưởng (1560v/ph, 1650v/ph) và tốc độ 110% công suất (2020v/ph) còn thấp hơn ứng suất cho phép (600N/mm^2).

Mô hình và chương trình tính toán đã xây dựng có thể áp dụng để khảo sát dao động xoắn hệ trục chân vịt trên các tàu sử dụng hệ động lực diesel. Dựa vào kết quả khảo sát có thể đánh giá được mức độ làm việc tin cậy của hệ trục hoặc đưa ra những thay đổi kết cấu phù hợp ngay từ giai đoạn thiết kế góp phần giảm thời gian và chi phí thiết kế.

II. KIẾN NGHỊ.

Cần tiếp tục tiến hành tính toán dao động xoắn của hệ động lực khi xét đến tính phi tuyến của các khâu đàn hồi và các thành phần cản.

Cần có các giải pháp điều chỉnh đưa miền cộng hưởng ra xa vùng làm việc lâu dài của động cơ bằng cách thay đổi các thông số của bánh đà, trục chân vịt hoặc chân vịt ...

Khi thiết kế và đóng mới tàu thủy nói chung, tàu vận tải quân sự nói riêng cần phải tính toán, đưa ra các thông số chính xác về mômen, độ cứng chống xoắn, vùng tốc độ cộng hưởng, vùng tốc độ làm việc đặc thù của hệ động lực, nhằm khuyến cáo các nhà khai thác vận hành đúng qui trình.

Do quá trình hoạt động mang tính chất đặc thù của tàu KN-1482C nên ngoài việc đánh giá ảnh hưởng của các chế độ tốc độ cộng hưởng, cần thiết phải đánh giá chỉ tiêu dao động xoắn hệ trục chân vịt trong điều kiện sử dụng 110% công suất định mức.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Hồ Tất Chuẩn, Nguyễn Đức Phú, Trần Văn Tề, Nguyễn Tất Tiến, Phạm Văn Thế (1996), *Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong tập 1*, Nxb Giáo dục.
- [2] Nguyễn Đăng Cường (2000), *Thiết kế & lắp ráp thiết bị tàu thủy*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật.
- [3] Phan Nguyên Di, Vũ Liêm Chính (2001), *Giáo trình động lực học máy*, Nxb Khoa học và kỹ thuật (tài liệu dịch).
- [4] Phan Nguyên Di, Nguyễn Văn Khang (1991), *Tính toán dao động máy*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật.
- [5] Nguyễn Văn Khang (2005), *Dao động kỹ thuật*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật.
- [6] PGS, TS Lê Hữu Sơn, *Động lực học, Hệ Động Lực tàu thủy*
- [7] Trần Đình Sơn (1996), *Tính toán dao động xoắn của các hệ có khối lượng thu gọn biến đổi*, Luận án Phó tiến sỹ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [8] Đào Trọng Thắng, Nguyễn Năng Thắng, Lại Văn Định (2009), *ứng dụng phần mềm ANSYS để tính toán dao động xoắn hệ trục khuỷu động cơ đốt trong*, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải, Số 17 – 4/2009
- [9] TS Lê Văn Vang, *Khai thác hệ động lực tàu thủy (2009)*.