TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM

KHOA MÁY TÀU BIỂN

THUYẾT MINH

ĐỀ TÀI NCKH CẤP TRƯỜNG

ĐỀ TÀI

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM PHÂN TÍCH PHẦN TỬ HỮU HẠN TÍNH DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY

Chủ nhiệm đề tài: **TS. CAO ĐỨC THIỆP**

Thành viên tham gia: **ThS. ĐỖ THỊ HIỀN**

ThS. LÊ ĐÌNH DŨNG

Hải Phòng, tháng 5/2016

MỤC LỤC

MỞ ĐẦU 1
1. Tính cấp thiết của vấn đề nghiên cứu 1
2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực đề tài 2
3. Mục tiêu, đối tượng, phạm vi nghiên cứu 3
4. Phương pháp nghiên cứu, kết cấu của công trình nghiên cứu 3
5. Kết quả đạt được của đề tài 3
CHƯƠNG 1 DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP TÍNH 5
1.1. Khái quát về dao động ngang hệ trục tàu thủy 5
1.2. Các phương pháp tính dao động ngang hệ trục tàu thủy 7
1.2.1. Các phương pháp tính gần đúng 9
1.2.2. Phương pháp tính đúng dần- Phương pháp Simanxki 10
1.2.3. Các mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy 13
CHƯƠNG 2 MÔ HÌNH PTHH TÍNH DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY 15
2.1. Giới thiệu khái quát phương pháp PTHH 15
2.2. Phương pháp PTHH tính dao động ngang hệ trục tàu thủy 16
2.2.1. Mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy theo phương pháp PTHH cứng 16
2.2.2. Phương trình dao động ngang hệ trục tàu thủy và phương pháp giải. 18
CHƯƠNG 3 TÍNH DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY BẰNG PHẦN MỀM AUTODESK INVENTOR 22
3.1. Giới thiệu chung về phần mềm phân tích PTHH 22
3.2. Trình tự giải bài toán bằng công cụ phân tích PTHH 23
3.2.1. Tạo mô hình chi tiết hoặc kết cấu cần phân tích 23
3.2.2. Chọn hình thức cần phân tích 24
3.2.3. Khai báo vật liệu và các thuộc tính vật liệu 25
3.2.4. Khai báo các liên kết ràng buộc của kết cấu 26
3.2.5. Khai báo trạng thái tải trọng 26

3.2.6. Thực hiện tạo lưới PTHH 26
3.2.7. Thực hiện quá trình phân tích phần tử hữu hạn 27
3.2.8. Thực hiện tính toán các đại lượng cần thiết khác 28
3.2.9. Phân tích kết quả và tối ưu quá trình tính toán 28
3.3. Áp dụng tính dao động ngang cho một hệ trục tàu thực tế 28
3.3.1. Các thông số của hệ trục tàu: 29
3.3.2. Thực hiện tính dao động ngang và so sánh kết quả 30
KẾT LUẬN 33
TÀI LIỆU THAM KHẢO 34

DANH SÁCH HÌNH VẼ

Hình 1.1. Mô hình tính n_k theo phương pháp hai điểm đỡ. 9

Hình 1.2. Dao động ngang của dầm nhiều nhịp theo phương pháp Simanxki. .. 11

Hình 1.3. Mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy. 12

Hình 2.1. Hệ trục tàu thủy thực tế. 17

Hình 2.2. Mô hình PTHH cứng và đàn hồi – cản của hệ trục tàu thủy. 17

Hình 3.1. Cửa sổ phân tích kết cấu của Autodesk Inventor 2016. 24

Hình 3.2. Hai tùy chọn môi trường phân tích kết cấu. 25

Hình 3.3. Hộp thoại cho phép khai báo vật liệu của chi tiết. 25

Hình 3.4. Gắn liên kết cố định cho mặt trụ trong của chi tiết. 26

Hình 3.5. Lưới PTHH cho giá đỡ xoay. 27

Hình 3.6. Kết quả phân tích dao động ở Mode 1. 27

Hình 3.7. Kết quả phân tích dao động ở Mode 3. 28

Hình 3.8. Hệ trục tàu Trường Sa 14. 29

Hình 3.9. Mô hình hệ trục trên Autodesk Inventor. 30

Hình 3.10. Lưới PTHH của hệ trục gồm 4198 phần tử. 31

Hình 3.11. Biên độ dao động tương đối ở tần số thứ nhất. 31

Hình 3.12. Biên độ dao động tương đối trên trục chong chóng. 32

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của vấn đề nghiên cứu

Vấn đề phân tích dao động của hệ trục tàu thủy vẫn luôn là mối quan tâm của các nhà thiết kế và khai thác hệ động lực tàu thủy. Bài toán tính dao động hệ trục ngày càng được quan tâm, chú ý nhiều hơn do các con tàu được thiết kế đóng mới có trọng tải ngày càng lớn. Nó đòi hỏi công suất của máy chính lớn hơn, dẫn đến các đoạn trục và thiết bị hệ trục phải có kích thước và trọng lượng lớn hơn. Điều đó làm cho các dạng dao động của hệ trục, bao gồm: dao động dọc trục, dao động ngang và dao động xoắn, càng có ảnh hưởng quan trọng đến tuổi thọ và độ bền khai thác của hệ trục.

Vấn đề làm giảm ảnh hưởng của dao động hệ trục lên độ bền của nó cũng như đảm bảo cho hệ trục sẽ được khai thác ngoài vùng vòng quay cộng hưởng về dao động đòi hỏi phải có các phương pháp tính toán các dạng dao động của hệ trục tàu thủy một cách chính xác nhất. Ngoài ra, xác định chính xác ứng suất phát sinh trên các đoạn trục khi vòng quay làm việc của nó tiến gần đến vòng quay cộng hưởng (còn gọi là vùng vòng quay cộng chấn) cũng được quan tâm để đảm bảo ứng suất đó không vượt quá ứng suất cho phép. Do vậy các nhà thiết kế và đóng tàu ngày càng muốn phân tích chính xác hơn dao động hệ trục tàu thủy ngay ở giai đoạn thiết kế kỹ thuật của con tàu. Một trong những phân tích dao động hệ trục quan trọng là tính dao động ngang của đường trục trong hệ động lực diesel với thiết bị đẩy là chong chóng.

Để giải các bài toán về dao động hệ trục tàu thủy, người ta dùng phương pháp mô hình hóa hệ trục thực qua những mô hình vật lý và toán học, sau đó thiết lập các hệ phương trình toán học (thường là hệ phương trình vi phân) để mô tả trạng thái động học và tĩnh học của hệ trục. Trên thực tế, các hệ phương trình toán học mô tả hệ trục trong điều kiện làm việc thực tế thu được thường là hệ phương trình vi phân phi tuyến. Do vậy, khi giải thường dùng các giả thiết gần đúng để tuyến tính hóa nên độ chính xác của các kết quả thu được bị hạn chế. Mặt khác, cho đến nay các mô hình tính toán còn đơn giản và chưa xét được đầy đủ và chính xác các yếu tố của ổ đỡ trục như hệ số cứng của gối đỡ cũng như lực cản của màng dầu bôi trơn...

Cho đến nay, trong các tài liệu dùng cho giảng dạy và tham khảo khi thiết kế hệ thống động lực tàu thủy, bài toán tính dao động ngang thường sử dụng phương pháp gần đúng Simanski – là phương pháp được xây dựng cho mục đích có thể tính toán bằng tay khi máy tính chưa ra đời nên mô hình tính còn đơn giản và cho kết quả kém chính xác.

Ngày nay, các máy tính điện tử ra đời và phát triển như vũ bão theo hướng ngày càng mạnh, có khả năng tính toán khối lượng lớn, giải quyết những bài toán mà bằng tay không thể giải quyết được. Bên cạnh đó, phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) cũng ra đời và trở thành công cụ vạn năng cho việc giải các phương trình và hệ phương trình vi phân phức tạp mô tả các dạng bài toán trong nhiều ngành khoa học kỹ thuật khác nhau như: Cơ khí, xây dựng, điện – điện tử, hàng không vũ trụ,… Đã có nhiều phần mềm phân tích phần tử hữu hạn cho phép phân tích các dạng dao động của kết cấu cơ khí, công trình nói chung và các hệ trục truyền công xuất nói riêng. Có thể kể đến các phần mềm như MSC NASTRAN, ANSYS, Autodesk Inventor,…

Vì vậy việc nghiên cứu sử dụng một phần mềm phân tích PTHH để tính dao động ngang hệ trục tàu thủy nhằm đạt được kết quả chính xác hơn, đồng thời làm căn cứ đưa vào nội dung giảng dạy môn học Thiết kế hệ thống động lực tàu thủy cho sinh viên ngành Máy tàu thủy là cần thiết và phù hợp với xu hướng hiện đại hóa trong thiết kế và đóng tàu ở nước ta.

2. Tổng quan về tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực đề tài

Ở Việt nam, đã có một số tác giả nghiên cứu ứng dụng phương pháp PTHH tính dao động ngang hệ trục tàu thủy và đã đạt được thành công về mặt thiết lập mô hình phần tử hữu hạn phù hợp cho hệ trục tàu thủy. Tuy nhiên phần chương trình tính thường được viết trên ngôn ngữ Pascal hoặc Delphi với mục đích chủ yếu là minh họa tính khả thi của phương pháp nên chương trình thường chưa tối ưu về sử dụng tài nguyên của máy tính và chỉ có khả năng tính toán với số lượng phần tử nhỏ dẫn đến kết quả nhận được có độ chính xác chưa cao. Bên cạnh đó, một số tác giả đã nghiên cứu sử dụng phần mềm ANSYS để phân tích dao động xoắn của hệ trục tàu thủy nhưng chưa đề cập đến dao động ngang. Trong các giáo trình và sách tham khảo về thiết kế hệ thống động lực tàu thủy hiện nay vẫn giới thiệu cách tính dao động ngang hệ trục tàu thủy bằng phương pháp đúng dần Simanxki – là phương pháp gần đúng, có thể tính bằng tay, không còn phù hợp trong thời đại máy tính ngày nay.

Trên thế giới, phương pháp PTHH được nghiên cứu và ứng dụng từ những năm 60 của thế kỷ trước. Trải qua hơn 50 năm phát triển và hoàn thiện, phương pháp PTHH đã tỏ ra là công cụ đa năng, cho phép giải quyết các bài toán phức tạp

trọng hầu hết các ngành khoa học kỹ thuật. Đã có nhiều phần mềm phân tích phần tử hữu hạn được nghiên cứu, ra đời và không ngừng phát triển, trong đó có tích hợp công cụ phân tích động học khi dao động của kết cấu. Công cụ này đã tỏ ra rất hữu dụng cho các bài toán phân tích động học khi dao động của các kết cấu cơ khí và công trình công nghiệp. Tuy nhiên chưa có các nghiên cứu áp dụng cụ thể cho tính dao động ngang hệ trục tàu thủy.

3. Mục tiêu, đối tượng, phạm vi nghiên cứu

Nghiên cứu ứng dụng các phần mềm phân tích PTHH để tính toán dao động ngang hệ trục tàu thủy. Từ đó xây dựng mô hình tính có thể áp dụng vào thực tế thiết kế hệ trục tàu thủy cũng như làm tài liệu giảng dạy về dao động ngang hệ trục cho sinh viên ngành Máy tàu thủy khi học môn học Thiết kế hệ thống động lực tàu thủy.

4. Phương pháp nghiên cứu, kết cấu của công trình nghiên cứu

Phương pháp nghiên cứu: nghiên cứu lý thuyết về các phương pháp tính dao động ngang kết hợp với ứng dụng phần mềm phân tích PTHH cho bài toán cụ thể là tính dao động ngang hệ trục tàu thủy.

Nội dung: Ngoài phần Mở đầu và Kết luận, nội dung của đề tài được bố cục thành 3 chương, bao gồm: Chương 1- Dao động ngang hệ trục tàu thủy và các phương pháp tính; Chương 2- Mô hình PTHH tính dao động ngang hệ trục tàu thủy; Chương 3- Tính dao động ngang hệ trục tàu thủy bằng phần mềm Autodesk Inventor.

5. Kết quả đạt được của đề tài

Đề tài đã cho thấy bức tranh tổng thể về dao động hệ trục tàu thủy nói chung và dao động ngang hệ trục nói riêng. Đã tập hợp và trình bày tóm tắt các phương pháp và mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy đang được áp dụng ngày nay. Nêu nên được các điểm mạnh và hạn chế của các phương pháp và mô hình này.

Xây dựng được mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy theo phương pháp PTHH phù hợp cho việc sử dụng một phần mềm phân tích PTHH hiện có, sẵn sàng làm cơ sở cho việc đưa vào nội dung giảng dạy môn học Thiết kế hệ thống động lực tàu thủy, chương tính nghiệm dao động ngang hệ trục.

Đã hướng dẫn chi tiết các bước tính toán dao động ngang hệ trục tàu thủy bằng công cụ phân tích PTHH trong phần mềm thiết kế và mô phỏng 3D Autodesk Inventor. Phần mềm này được lựa chọn làm phần mềm tính dao động ngang hệ trục tàu thủy vì tính phù hợp với chuyên ngành Máy tàu thủy do liên kết dễ dàng với AutoCAD, gọn nhẹ, không đòi hỏi tài nguyên máy tính cao.

CHƯƠNG 1
DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP TÍNH

1.1. Khái quát về dao động ngang hệ trục tàu thủy

Hệ trục tàu thủy là một hệ cơ học phức tạp bao gồm động cơ, trục truyền và máy công tác. Tùy thuộc vào nhiệm vụ và trang trí hệ động lực tàu thủy mà động cơ có thể là động cơ đốt trong diesel, tua bin khí hay động cơ điện,... và máy công tác có thể là chong chóng, máy nén khí hay máy phát điện. Hệ trục có thể gồm một hay nhiều động cơ lai một hay nhiều máy công tác. Ở đây chỉ xét động lực học của hệ động cơ đốt trong - trục truyền động - máy công tác.

Hệ trục tàu thủy được đặt trên các gối đỡ liên kết với vỏ tàu. Động cơ đốt trong là nguồn sinh ra động năng, qua trục truyền động, năng lượng được truyền tới máy công tác. Do cấu trúc hình học và đặc trưng động học, đây là nguồn sinh ra các lực cưỡng bức tuần hoàn. Do sự làm việc của chong chóng, từ liên kết thủy - động cũng sinh ra các lực cưỡng bức tuần hoàn với tần số là bội số của số cánh chong chóng. Công nghệ chế tạo và lắp ráp các chi tiết hệ trục tàu thủy không tuyệt đối chính xác cũng sinh ra các lực biến đổi theo thời gian ảnh hưởng đến sự làm việc của hệ trục.

Trong quá trình làm việc, hệ trục đồng thời thực hiện các dạng dao động: dao động xoắn, dao động dọc và dao động ngang.

Dao động xoắn xuất hiện trên hệ trục là do hệ trục chịu tác dụng của mô men xoắn biến thiên tuần hoàn từ cả hai phía: phía động cơ diesel và phía chong chóng. Khi tần số của ngoại lực tác dụng vào hệ trục bằng một trong các tần số riêng của hệ thì xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Khi đó dù rằng ngoại lực có biên độ nhỏ nhưng biên độ dao động cộng hưởng cũng rất lớn, nhiều khi vượt quá giới hạn cho phép. Ứng suất bổ sung khi cộng hưởng có thể đạt tới giá trị mà có thể làm gãy trục. Vì vậy khi thiết kế hệ trục tàu thủy phải tính đến ứng suất phát sinh khi cộng chấn của dao động xoắn.

Dao động dọc xuất hiện trên hệ trục là do lực đẩy từ chong chóng và phản lực tại gối chặn lực đẩy. Dao động dọc của hệ trục cho thấy những vấn đề mới không kém phần quan trọng so với vấn đề độ bền. Dao động dọc qua gối chặn

truyền qua và sinh ra dao động vỏ tàu. Bằng cách đó sinh ra dao động dọc của vỏ tàu mà tần số của chúng có thể rơi vào vùng vòng quay làm việc của động cơ chính. Trạng thái dao động của vỏ tàu phụ thuộc nhiều vào dao động dọc của hệ trục. Nếu dao động dọc hệ trục lớn có thể phá vỡ bạc chặn của gối chặn lực đẩy và làm đứt các bu lông lắp ghép của gối đỡ [7].

Dao động ngang của hệ trục được gây nên bởi các ngoại lực không cân bằng từ chong chóng, từ động cơ chính và bản thân trọng lượng không cân bằng của các đoạn trục và các thiết bị gắn trên nó. Dao động ngang nguy hiểm nhất là khi xảy ra cộng hưởng tức là khi tần số của ngoại lực bằng tần số riêng của hệ.

Hệ trục tàu thủy là một hệ dao động phức tạp vì có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến dao động. Khi phân tích dao động coi hệ trục tàu thủy là hệ có vô số bậc tự do, do đó sẽ có vô số tần số dao động tự do. Đồng thời nó cũng là hệ phi tuyến, trước hết do độ cứng phi tuyến của ổ đỡ, màng dầu và các khớp nối mềm. Ngoài ra còn có sự liên quan giữa các dạng dao động (xoắn, dọc và ngang) bởi môi trường nước sau chong chóng làm các dạng dao động này, trong thực tế, xảy ra đồng thời. Đến nay, việc phân tích dao động đồng thời các dạng dao động này và xác định đầy đủ các nhân tố liên quan còn chưa được giải quyết. Khó khăn nhất là việc xác định mô hình toán học đạt độ chính xác cần thiết so với thực tế và phương pháp giải một cách có hiệu quả. Khó khăn nữa là việc xác định chính xác một loạt các tham số, như giá trị cản hay các hệ số thủy động học gây nên dao động liên quan.

Dao động của hệ trục tàu thủy có thể là tự do hoặc cưỡng bức. Dao động tự do được gây ra bởi tải trọng kích thích trong thời gian ngắn. Hệ được đưa ra khỏi vị trí cân bằng sau đó ngắt tác động đó. Quá trình dịch chuyển của cơ hệ có xu hướng trở về vị trí cân bằng ban đầu. Dao động cưỡng bức được xét trong đó có mặt của lực cưỡng bức sinh ra nó. Khi độ lớn của tải trọng động đáng kể thậm chí trong khoảng thời gian nhỏ cũng gây ra chuyển vị và biến dạng của trục. Tính toán dao động tự do của hệ trục là đi tìm tần số và dạng dao động chính. Các tần số dao động tự do cần được xác định để giải quyết vấn đề tránh dao động cộng

hưởng. Vì thế để tính dao động cưỡng bức của hệ trục trước hết cần tính dao động tự do của nó.

Mặc dù hệ trục tàu thủy tham gia đồng thời các dạng dao động xoắn, dọc và ngang. Tuy nhiên các yếu tố ảnh hưởng giữa các dạng dao động này chưa được mô hình một cách chính xác nên hiện nay, trong thực tế, thường vẫn tính ba dạng dao động này độc lập với nhau. Trong phần còn lại của chương này sẽ điểm lại các phương pháp tính dao động ngang đang được sử dụng ngày nay, trong đó dao động ngang được xét độc lập với các dao động xoắn và dọc của hệ trục tàu thủy.

1.2. Các phương pháp tính dao động ngang hệ trục tàu thủy

Để giải bài toán dao động nói chung của hệ trục tàu thủy, có các phương pháp sau:

Phương pháp mô hình hóa hệ trục thực qua những mô hình tương tự:

Phương pháp này khắc phục được những hạn chế của phương pháp đo thực nghiệm. Đây là phương pháp được tiến hành rộng rãi trên thế giới. Hệ trục được mô hình hóa thành một hệ trục tương tự, từ đó được biểu diễn bằng một hệ phương trình toán học. Để giải hệ phương trình của các mô hình toán học thu được, người ta có thể sử dụng nhiều phương pháp khác nhau. Với sự trợ giúp của máy tính điện tử, bằng những chương trình tính toán có thể đạt được kết quả dễ dàng hơn.

Các phương pháp mô hình hóa có độ chính xác rất khác nhau. Với cùng một hệ trục thực, có những cách mô phỏng khác nhau. Ví dụ cùng một hệ trục tàu thủy có thể mô hình hóa thành một hệ rời rạc của các phần tử hữu hạn đàn hồi. Đó là cách mô phỏng của phương pháp PTHH đàn hồi. Cách khác là có thể mô phỏng hệ trục thành mô hình rời rạc của một số hữu hạn các phần tử cứng (không biến dạng) được nối với nhau bằng các phần tử đàn hồi. Đó là cách mô hình hóa hệ trục của phương pháp PTHH cứng.

Trong thực tế, các mô hình toán học thu được thường là các hệ phương trình vi phân phi tuyến. Khi giải thường phải dùng các giả thiết gần đúng để tuyến tính hóa, vì vậy độ chính xác cũng kém đi. Như vậy phương pháp nào cũng có hạn chế nhất định của nó. Nhưng điểm quan trọng là với kết quả tính gần đúng cho phép đánh giá được trạng thái dao động của hệ trục, cho phép giải quyết được các vấn

đề liên quan đến dao động mà khi thiết kế cũng như khai thác hệ động lực cần quan tâm đến.

Đối với dao động ngang hệ trục tàu thủy, được xem xét như sau:

Hệ trục tàu thủy được coi là một dầm liên tục, có nhiều điểm đỡ, với số vòng quay nhất định nào đó trên trục xuất hiện hiện tượng "nhảy" không ổn định. Nguyên nhân phát sinh hiện tượng này là do trục di động trong phạm vi khe hở của gối trục và do tâm quay của trục không trùng với trọng tâm của nó. Nếu làm việc lâu trong tình trạng đó không những trục bị gõ một cách nghiêm trọng, hệ trục hư hỏng sớm mà còn đưa đến sự chấn động của vỏ tàu, hệ trục mất dần đàn tính, sản sinh hiện tượng "nhảy trục". Số vòng quay đó được gọi là vòng quay tới hạn.

Khi trục quay, trọng lượng bản thân trục tạo nên lực li tâm và gây nên độ võng ngoại ngạch ngoài độ võng tĩnh do trọng lượng bản thân trục gây ra. Lực li tâm này càng lớn nếu vòng quay của trục càng cao và do vậy độ võng càng tăng. Một điều đáng chú ý là hệ trục dao động theo một tần số mà tần số đó trùng với vòng quay tới hạn của trục. Do vậy nếu cần xác định vòng quay tới hạn của trục lúc tàu vận hành thì chỉ cần xác định tần số dao động ngang tự do của hệ trục là được.

Việc tính toán dao động ngang hay xác định vòng quay tới hạn của hệ trục có một ý nghĩa quan trọng trong việc thiết kế và vận hành hệ trục tàu thủy đặc biệt là với các hệ trục làm việc ở vòng quay cao và tương đối dài.

Phần lớn vòng quay công tác của hệ trục tàu thủy nằm dưới vòng quay tới hạn, trừ một số tàu (như tàu khách, tàu cao tốc) làm việc với vòng quay trên vòng quay tới hạn. Vòng quay công tác của hệ trục thiết kế thấp hơn vòng quay tới hạn, độ cứng của trục lớn và tốn vật liệu. Nếu vòng quay hệ trục thiết kế cao hơn vòng quay tới hạn (vì vòng quay của trục có thể tăng nhanh qua vòng quay tới hạn) thì trục tương đối mềm dẻo, tiết kiệm được vật liệu [6].

Trên các tàu hiện đại, để hệ trục vận hành tin cậy thì người ta thường tận dụng khả năng tăng khoảng cách giữa các gối trục trung gian và trục chong chóng. Do đó đối với trục hoàn toàn thỏa mãn độ bền không phải bao giờ cũng thỏa mãn

độ cứng, đặc biệt đối với trục có vòng quay cao, cần phải tính vòng quay tới hạn mới xác định được kích thước của trục và khoảng cách hợp lý giữa các gối đỡ trục.

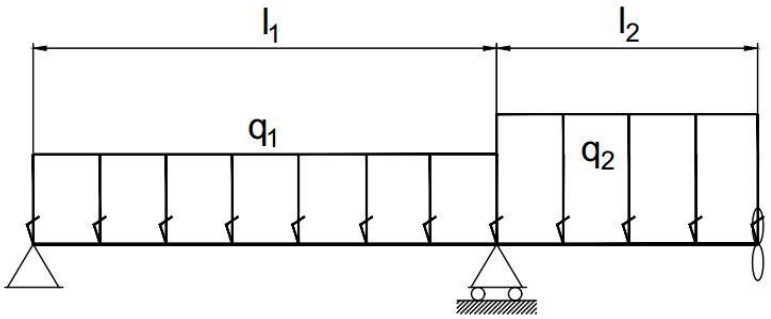
Thiết kế hệ trục cũng cần biết vòng quay tới hạn lớn hơn vòng quay công tác bao nhiêu, nếu lượng dư không đủ, độ võng sẽ tăng, do lực ly tâm và hiện tượng "nhảy" làm cho phản lực ngoại ngạch trong gối tăng lên.

Sau đây ta điểm qua một số phương pháp đang dùng để tính vòng quay tới hạn về dao động ngang của hệ trục tàu thủy.

1.2.1. Các phương pháp tính gần đúng

1. Phương pháp tính gần đúng dùng 2 điểm đỡ

Sơ dồ tính toán của phương pháp này như trình bày trên hình vẽ 1.1.



Hình 1.1. Mô hình tính n_k theo phương pháp hai điểm đỡ.

Vòng quay tới hạn được tính như sau:

$$n_k = \left(1 - 3{,}3\frac{\lambda^3}{\varphi}\right) n_0, \;\; v/ph \qquad (1.1)$$

trong đó: $\lambda = {}^{l_1}/_{l_2}$, $\varphi = {}^{q_1}/_{q_2}$

l_1 – Chiều dài nhịp trục gần cuối (cm);

l_2 – Chiều dài đoạn trục treo tính từ tâm gối đỡ sau trục chong chóng tới mút chong chóng (cm).

q_1 - Đơn vị trọng lượng của đoạn trục 1 (kG/cm);

q_2 - Trọng lượng đơn vị quy đổi từ đoạn trục 2 có kể cả chong chóng (kG/cm);

$$n_0 = \frac{30\pi}{l_1^2}\sqrt{\frac{EIg}{q_1}},$$

với: E – Mô đuyn đàn hồi của vật liệu trục (kG/cm^2).

I – Mô men quán tính khối lượng tiết diện trục (cm^4).

Thực tế số đoạn trục thường nhiều hơn như trong sơ đồ (Hình 1.2), do đó các đoạn trục khác cũng có ảnh hưởng đến n_k nếu đoạn trục phía trước ngắn, vòng quay tới hạn tăng lên (20 – 30)%, nếu đoạn trục phía trước dài, vòng quay tới hạn giảm xuống. Phương pháp này có thể tính gần đúng n_k cho hệ trục có đường kính bất kỳ.

2. Tính toán theo công thức kinh nghiệm

Vòng quay tới hạn được tính như sau: [2]

$$n_k = 6.10^6 C \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{l_2^2}},\ \ v/ph \qquad (1.2)$$

trong đó: D- Đường kính ngoài của trục (cm);

d- Đường kính trong của trục (cm);

c - Hệ số biến đổi được xác định bởi đồ thị [2];

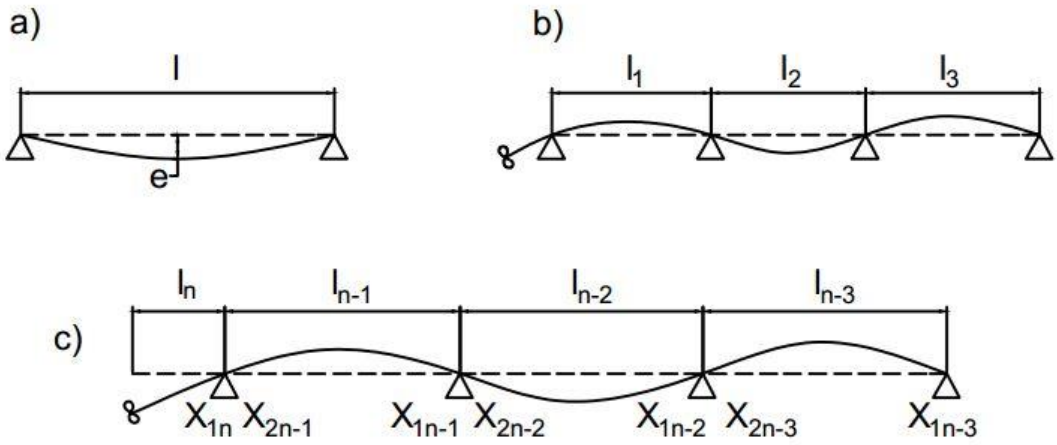
1.2.2. Phương pháp tính đúng dần- Phương pháp Simanxki

Đây là phương pháp tính đúng dần để tìm tần số dao động ngang tự do. Để tính theo phương pháp này ta xem hệ trục là 1 dầm ngang nhiều nhịp tựa trên nhiều điểm đỡ, mỗi nhịp tương đương với một dầm được đặt trên hai điểm tựa đàn tính. Trị số mô men tại điểm tựa tỷ lệ thuận với góc lệch nghiêng của dường cong đàn tính tại điểm đó, nhịp sau cùng của dầm ngang tương dương với một dầm treo đàn tính cố dịnh.

Khi dao động ở tần số thứ nhất (dao động một tâm), độ võng hai nhịp kề nhau của dầm ngang có cùng phương nhưng ngược chiều nhau như Hình 1.2.

Do vậy, mô men tại điểm tựa cản trớ độ uốn của nhịp bên này và tăng độ uốn nhịp bên kia. Do góc lệch β của đường cong đàn tính tại điểm tựa bằng nhau nên hệ số cứng mặt cắt điểm tựa $u = M/\beta$. Quy ước nếu *M* cản trở trục uốn thì *u* là dương và *M* tăng sự uốn của trục thì *u* là âm.

Dao động ngang tự do của dầm ngang nhiều nhịp có thể xem bằng tổng số dao động của các nhịp và tần số dao động của các nhịp bằng nhau.



Hình 1.2. Dao động ngang của dầm nhiều nhịp theo phương pháp Simanxki.

Tần số dao động góc ω của một nhịp cố định đàn tính:

$$\omega = \frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}\mu, \quad 1/s \tag{1.3}$$

trong đó: μ- Hệ số phụ thuộc vào chiều dài trục, hệ số cứng, mô men quán tính tiết diện trục. Nó đặc trưng cho phương pháp cố định trục tại các gối trục. Việc xác định giá trị của μ cho từng trường hợp liên kết dầm với các gối cụ thể được trình bày rõ trong [2].

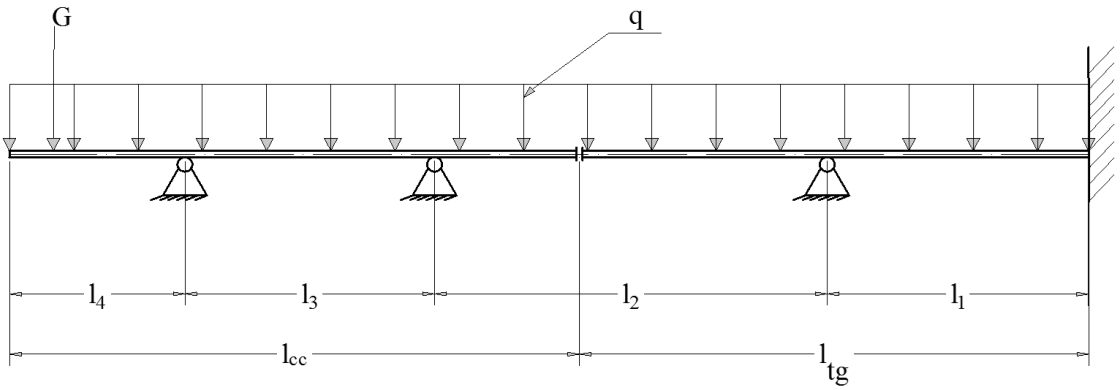
Tần số dao động của trục (tức là số lần dao động tự do trong 1 giây) được tính như sau:

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\pi}{2l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}\mu = 1{,}57\frac{1}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}\mu, \quad l\grave{a}n/s \tag{1.4}$$

Phương pháp Simanxki là phương pháp gần đúng dần được phát triển để phù hợp cho việc tính dao động ngang bằng tay. Trong thực tế, để thuận tiện cho việc theo dõi và tính toán, cũng như để tránh nhầm lẫn khi tính theo phương pháp này, người ta đưa ra các bước tính toán của phương pháp Simanxki như trình bày dưới đây. Các bước tính này được lập thành bảng tính như trong Bảng 1.1.

1. Hàng ngang thứ nhất trong bảng điền thứ tự các đoạn trục của mô hình, ô sau cùng là dầm treo (xem Hình 1.2);
2. Hàng thứ hai (tức là l_n) ghi chiều dài các nhịp của mô hình;

3. Hàng thứ ba (tức là $\beta = l_n/l_{n-1}$) ghi tỷ số chiều dài của 2 nhịp trục kề nhau;



Hình 1.3. Mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy.

4. Tính trị số vòng quay tới hạn (n_k) ban đầu, n_k có trị số gần với tần số dao động của dầm nhiều nhịp, được xác định:

$$n_k = 49{,}2\frac{1}{l_{max}^2}\sqrt{\frac{EI}{q}}\mu, \quad lần/s \tag{1.5}$$

trong đó: l_{max} - Chiều dài của nhịp trục lớn nhất (cm);

μ - Hệ số; với tàu nhanh μ = 1,2 ÷ 1,25; tàu lớn μ < 1,0.

5. Căn cứ vào công thức dưới đây tìm μ_n (nhịp cuối cùng không tính), sau khi tính xong điền vào hàng thứ tư:

$$\mu_n = \frac{n_k}{A}l_n^2, \quad A = 49{,}2\sqrt{\frac{EI}{q}} \tag{1.6}$$

6. Căn cứ vào μ_n tìm trị số $X_{1n} + X_{2n}$. Kết quả tính toán điền vào hàng thứ năm của bảng.
7. Tính toán trị số X_{1n}, X_{2n} của tất cả các nhịp. Hệ số X_{11} của điểm tựa đầu nhịp thứ nhất căn cứ vào đặc tính cố định tại điểm đó mà quyết định. Nếu đỡ tự do thì X_{11} = 1, nếu cố định tuyệt đối X_{11} = 0. Hệ số X_{21} phía phải của nhịp thứ nhất xác định như sau: $X_{21} = (X_{11} + X_{21}) - X_{11}$. Tất cả các hệ số X_{1n} phía trái của tất cả các nhịp được tính theo công thức:

$$X_{1n} = \frac{1}{1 - \beta_n \dfrac{1 - X_{2(n-1)}}{X_{2(n-1)}}} \qquad (1.7)$$

Tất cả các hệ số X_{2n} phía phải của các nhịp (trừ nhịp cuối cùng) đều được tính bởi $X_{2n} = (X_{1n} + X_{2n}) - X_{2n}$. Các kết quả tính của X_{1n}, X_{2n} được điền vào hàng ngang thứ 6 của bảng;

8. Căn cứ vào trị số X_{1m} của nhịp dầm treo sau cùng đã tìm được, dùng đồ thị trong [2] xác định μ và dùng công thức sau để tính tần số dao động tự do của hệ:

$$n_k = 8{,}64 \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\dfrac{Q_B}{l} + 0{,}24q}}\,\mu, \quad lần/s \qquad (1.8)$$

Kết quả tính toán điền vào cột sau cùng của bảng;

9. Nếu n_k tính được theo công thức (1.8) lớn hơn n_k ban đầu thì tính lần thứ hai cần tăng n_k lên và ngược lại. Quá trình tính toán như trên dừng lại khi sai số giữa 2 trị số n_k giữa 2 lần tính liên tiếp không quá 10 v/p.

Bảng 1.1. Tính dao động ngang theo phương pháp Simanxki.

Thứ tự các nhịp			1		2		…	n		…	m		
Chiều dài nhịp			l_1		l_2		…	l_n		…	l_m		
$\beta_n = {l_n}/{l_{n-1}}$			-		${l_2}/{l_1}$		…	${l_n}/{l_{n-1}}$		…	${l_m}/{l_{m-1}}$		
$n_k =$	μ_n		μ_1		μ_2		…	μ_n		…	μ_m		$n_k =$
	$X_{1n} + X_{2n}$		$X_{11} + X_{21}$		$X_{12} + X_{22}$		…	$X_{1n} + X_{2n}$		…	-		
	X_{1n}	X_{2n}	X_{11}	X_{21}	X_{12}	X_{22}	…	X_{1n}	X_{2n}	…	X_{1m}	X_{2m}	
$n_k =$							…			…			$n_k =$
							…			…			
							…			…			

1.2.3. Các mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy

1. Mô hình rời rạc

Theo cách tiếp cận này, hệ trục liên tục thực tế được qui đổi về một hệ rời rạc bao gồm các khối lượng tập trung đặt tại các vị trí xác định. Các khối lượng này được nối với nhau bằng các đoạn nối không khối lượng (chỉ có độ cứng).

Theo mô hình này thì có thể xét đến hoặc bỏ qua độ mềm ở các gối đỡ. Khi đó áp dụng lý thuyết dao động cho cơ hệ có hữu hạn bậc tự do (phương pháp Prohn) [8].

2. Mô hình liên tục

Một cách tiếp cận mới áp dụng gần đây là coi hệ trục thực tế là mottj dầm liên tục. Trong đó, vấn đề được quan tâm chính là cưỡng bức dao động do chong chóng. Các lực cưỡng bức do chong chóng gây nên dao động ngang mạnh trên đoạn trục chong chóng và một phần của trục trung gian. Ảnh hưởng dao động này giảm đáng kể ở các đoan trục cách xa chong chóng. Từ đó khi tính dao động ngang theo mô hình liên tục thường chỉ xét riêng đoạn trục chong chóng [2].

Phương pháp tính áp dụng cho các dạng mô hình này chính là phương pháp PTHH với việc dùng phần tử dạng thanh để mô tả [9]. Tuy vậy, một phương pháp tiện lợi và thích hợp là tính dao động ngang theo mô hình sử dụng các PTHH cứng và đàn hồi- cản [2].

CHƯƠNG 2
MÔ HÌNH PTHH TÍNH DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY

2.1. Giới thiệu khái quát phương pháp PTHH

Một cách vắn tắt, phương pháp PTHH có thể được định nghĩa như là một phương pháp số cho phép giải gần đúng các phương trình (hoặc hệ phương trình) vi phân cũng như các phương trình tích phân. Về cơ bản, phương pháp PTHH được mô tả như là một hệ thống các thủ tục dùng để xấp xỉ một hàm liên tục bất kỳ bằng một mô hình rời rạc, gọi là mô hình phần tử hữu hạn. Mô hình PTHH bao gồm tập hợp các giá trị của hàm cần tìm được đánh giá tại một số hữu hạn các điểm trong miền xác định của nó (gọi là các *nút*), cùng với các xấp xỉ từng phần của hàm cần tìm trong một số hữu hạn các miền con - được gọi là các *phần tử hữu hạn* hoặc vắn tắt hơn là các *phần tử*.

Hàm xấp xỉ địa phương (còn được gọi là *hàm dạng* hoặc *hàm nội suy*) của hàm cần tìm trên mỗi phần tử được xác định duy nhất theo các giá trị rời rạc của hàm đó tại các nút trong miền xác định của nó. Đặc trưng phân biệt nhất của phương pháp PTHH so với các phương pháp số khác là sự chia nhỏ miền xác định đã cho của bài toán thành một tập hợp các miền con – các phần tử. Sau đó là đi tìm lời giải xấp xỉ liên tục trên mỗi phần tử theo các giá trị của hàm tại các nút của phần tử (gọi là các *giá trị nút*). Cuối cùng là lắp ráp các phương trình phần tử bằng cách áp đặt tính liên tục giữa các phần tử để thu được lời giải trên toàn miền xác định ban đầu.

Phương pháp PTHH có lịch sử phát triển lâu đời và là đối tượng nghiên cứu của các nhà khoa học trong nhiều lĩnh vực, như toán học, cơ học môi trường liên tục, cơ học kết cấu và kỹ thuật,… Ban đầu, phương pháp PTHH được phát triển và phổ biến như một phương pháp mô phỏng trên máy tính để phân tích kết cấu trong các ngành công nghiệp hàng không vũ trụ. Sau đó, nó đã được áp dụng cho việc thiết kế và phân tích hệ thống kết cấu phức tạp, không chỉ trong không gian mà còn trong các công trình dân dụng và cơ khí. Cuối những năm 1960, phương pháp PTHH đã được mở rộng cho các mô phỏng của các bài toán phi cấu trúc

trong chất lỏng, cơ nhiệt và điện từ. Trong những năm 1970, sự thành công của phương pháp PTHH như một phương pháp mô phỏng vạn năng đã thu hút sự chú ý của các nhà khoa học bên ngoài các ngành kỹ thuật như các nhà toán học và các doanh nghiệp phần mềm. Cuối cùng, phương pháp PTHH được chia thành các hướng: ứng dụng, toán học và các sản phẩm phần mềm thương mại.

Trong suốt thời gian đó, phương pháp PTHH đã liên tục được phát triển, bổ sung và hoàn thiện. Rất nhiều tài liệu viết về phương pháp PTHH cũng như các ứng dụng của nó đã được công bố (xem thêm lý thuyết về phương pháp PTHH [1, 8], và ứng dụng của phương pháp PTHH trong cơ học môi trường liên tục [2, 6-7]).

Nói chung, việc giải một bài toán bằng phương pháp PTHH thường bao gồm các bước cơ bản sau đây:

1. Rời rạc miền khảo sát của bài toán thành một số hữu hạn các PTHH - *tạo lưới PTHH*;

2. Thiết lập *dạng yếu* hoặc dạng tích phân trọng số cho hệ phương trình đạo hàm riêng của bài toán;

3. Thành lập các hàm nội suy trên phần tử;

4. Xây dựng mô hình PTHH trên phần tử điển hình căn cứ trên dạng yếu;

5. Lắp ghép các phương trình PTHH để thu được hệ phương trình đại số tuyến tính cho toàn miền khảo sát;

6. Khử các điều kiện biên của bài toán;

7. Giải hệ phương trình toàn cục để tìm các giá trị nút;

8. Tính toán các kết quả, đại lượng liên quan.

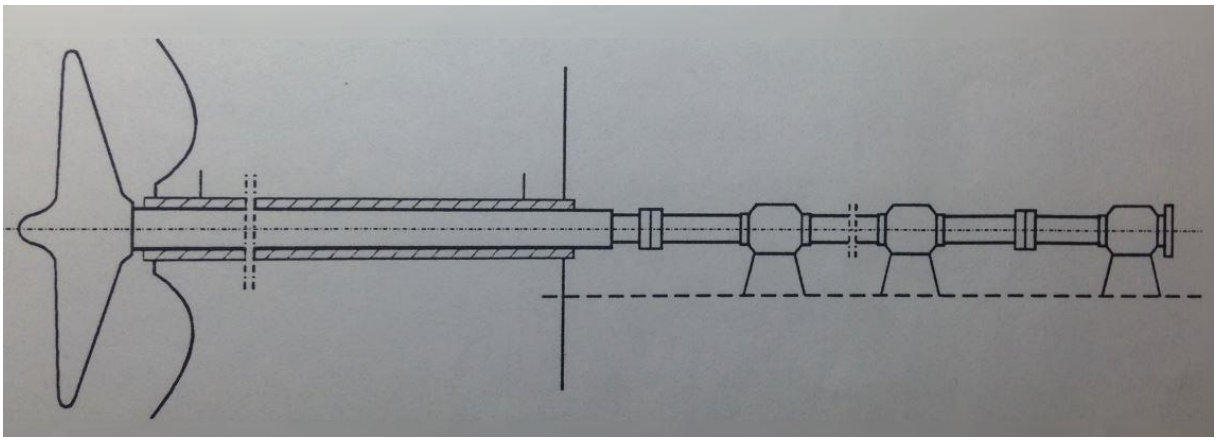
Trong phần còn lại của chương này sẽ trình bày phương pháp PTHH cứng để tính dao động ngang của hệ trục tàu thủy

2.2. Phương pháp PTHH tính dao động ngang hệ trục tàu thủy

2.2.1. Mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy theo phương pháp PTHH cứng

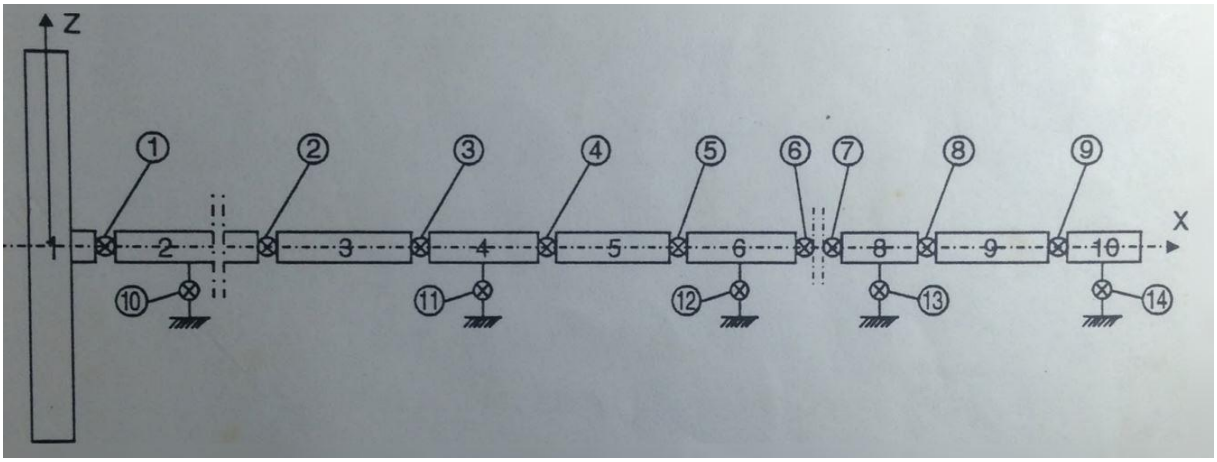
Hệ trục tàu thủy (xemHình 2.1) thường bao gồm 1 đoạn trục chong chóng và một hay nhiều đoạn trục trung gian được nối với nhau bằng các khớp nối cứng và

được đặt trên các gối đỡ có dạng ổ đỡ trượt. Trong bài toán tính dao động ngang, hệ trục thực tế của tàu được coi là một dầm siêu tĩnh đặt trên nhiều gối đỡ chính là các gối đỡ của hệ trục và một đầu ngàm cứng. Các cặp bích nối trục có thể xem là các khối lượng tập trung, còn khối lượng các đoạn trục được coi là phân bố đều theo chiều dài của nó. Chong chóng cũng được xem là khối lượng tập trung trong mô hình tính dao động ngang. Trong tính toán có xét cả khối lượng nước kèm.



Hình 2.1. Hệ trục tàu thủy thực tế.

Trong phương pháp PTHH cứng, mô hình liên tục của hệ trục tầu thủy được đưa về mô hình rời rạc gồm một số hữu hạn các phần tử cứng được nối với nhau bằng các phần tử đàn hồi - cản.



Hình 2.2. Mô hình PTHH cứng và đàn hồi – cản của hệ trục tàu thủy.

Cách chia như sau: ban đầu chia hệ trục làm *n* đoạn có thể bằng nhau hay không bằng nhau tùy ý. Sau đó mỗi đoạn trục lại được chia làm hai nửa được nối với nhau bằng phần tử đàn hồi - cản. Khối lượng của 2 nửa đoạn trục này được

gộp vào khối lượng tập trung đặt tại hai đầu mút, trong khi tính đàn hồi của đoạn trục được quy vào phần tử đàn hồi – cản. Như vậy hệ trục sẽ gồm (*n+1*) phần tử cứng được nối với nhau bằng *n* phần tử đàn hồi - cản. Ngoài ra, tại mỗi gối trục ta sẽ dùng 1 phần tử đàn hồi – cản để kể đến tính đàn hồi của gối đỡ. Bài toán đưa về khảo sát dao động của hệ gồm (*n+1*) phần tử cứng và (*n+m*) phần tử đàn hồi - cản, với *m* là số các gối đỡ của hệ trục.

Mô hình PTHH của hệ trục như trình bày trên Hình 2.2.

Đối với bài toán tính dao dộng hệ trục ta chọn gốc cho hệ tọa độ địa phương của phần tử cứng trùng với nút của phần tử và chính là trọng tâm hình học của nó. Như vậy các cô-sin chỉ phương của hệ tọa độ địa phương trong hệ tọa độ chung đếu bằng 1.

Trong phương pháp PTHH cứng, mỗi phần tử cứng thứ *i* được xem như là một vật rắn có khối lượng m_i đặt tại tâm hình học của nó. Các phần tử đàn hồi - cản có kích thước được bỏ qua và thông số đặc trưng ảnh hưởng tới dao động ngang của hệ trục là hệ số cứng của nó.

2.2.2. Phương trình dao động ngang hệ trục tàu thủy và phương pháp giải

Bài toán tính dao động ngang hệ trục tàu thủy được xét độc lập với các dao động khác (dao động xoắn, dọc). Khi đó phương trình đầy đủ mô tả dao động ngang cưỡng bức của hệ trục tầu thủy được viết như sau:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F, \qquad (2.1)$$

trong đó: *M*- Ma trận quán tính của hệ;

C- Ma trận cản của kết cấu;

K- Ma trận độ cứng của kết cấu;

F- Lực cưỡng bức (lực kích động) dao động.

U, $\dot{U}$, và $\ddot{U}$- Vectơ chuyển vị nút của hệ, đạo hàm bậc l và bậc 2 của nó.

Thực tế cho thấy việc xác định đầy đủ và chính xác quy luật thay đổi của lực kích động bên ngoài là 1 vấn đề khó khăn. Các lực cản ảnh hưởng không

nhiều đến tần số dao động riêng nên khi xét dao động ngang tự do thường bỏ qua lực cản. Khi đó phương trình (2.1) có dạng:

$$M\ddot{U} + KU = 0. \quad (2.2)$$

Trong các bài toán dao động, hàm *U* thường được chọn có dạng:

$$U(t) = U_0 e^{i\omega t}. \quad (2.3)$$

Thay (2.3) vào (2.2) được hệ phương trình mô tả dao động ngang của hệ trục tàu thủy:

$$(-M\omega^2 + K)U_0 = 0,$$

hay

$$(A - I\omega^2)U_0 = 0, \quad (2.4)$$

với:

$$A = KM^{-1}, \quad (2.5)$$

trong đó: M^{-1}- Ma trận nghịch đào của ma trận quán tính;

I - Ma trận đơn vị;

U_0 - Vectơ biên độ chuyển vị tổng quát của các PTHH theo hướng trục *z*.

Để xác định các tần số dao động tự do và dạng dao động ngang của hệ trục, cần xác định được ma trận *A*. Do vậy, theo công thức (2.5), phải xác định được ma trận độ cứng *C* và ma trận quán tính *M* của hệ.

Việc xác định các ma trận độ cứng *K*, ma trận quán tính *M* được trình bày chi tiết trong lý thuyết về phương pháp PTHH cứng và phương pháp PTHH đàn hồi – cản [2, 7]. Ở đây tác giả chỉ đưa ra công thức cuối cùng của các ma trận này.

Ma trận quán tính của hệ:

$$M = diag(m_1, J_1, \dots, m_n, J_n); M^{-1} = \left(M^{-\frac{1}{2}}\right)^T M^{-\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

trong đó: m_i, J_i , $i = 1, \dots, n$- Khối lượng và mô men quán tính của phần tử i;

$$M^{-\frac{1}{2}} = \begin{bmatrix} \sqrt{1/m_1} & & \dots & 0 \\ & \sqrt{1/J_1} & & \\ & & \dots & \\ & & & \sqrt{1/m_n} \\ 0 & & \dots & \\ & & & \sqrt{1/J_n} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Ma trận độ cứng của cả hệ là ma trận 2 đường chéo có dạng:

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & & \dots & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & K_{23} & & 0 & 0 \\ & \dots & \dots & & \dots & \\ 0 & 0 & & & K_{n-1,n-1} & K_{n-1,n} \\ 0 & 0 & & \dots & 0 & K_{n,n} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Từ đó ma trận *A* có thể tính được nhờ công thức (2.5) như sau:

$$A = \left(M^{-\frac{1}{2}}\right)^T K M^{-\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

Như vậy ma trận A có thể được viết dưới dạng sau:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ & A_{22} & A_{23} & 0 & 0 & 0 \\ & \dots & \dots & & \dots & \\ & & & & A_{n-1,n-1} & A_{n-1,n} \\ \text{Đối } xứng & & \dots & & & A_{n,n} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Đó là ma trận dải đường chéo đối xứng gồm các khối ma trận có kích thước 2×2. Công thức chi tiết xác định các phần tử $A_{ij}, i, j = 1 \dots n$ có thể tham khảo ở [2, 7].

Sau khi xác định được ma trận A, để tìm tần số và dạng dao động ngang tự do của hệ trục ta phải xác định trị riêng và vec-tơ riêng của phương trình (2.4). Tức là giải phương trình đại số sau:

$$det(A - I\omega^2) = 0. \quad (2.11)$$

Thuật toán tính định thức như trong (2.11) được xây dựng trên cơ sở phương pháp khử Gauss và phương pháp hội tụ nhanh được trình bày ở [2,7]. Bởi vì ma trận $(A - I\omega^2)$ là ma trận vuông cấp *n* nên phương trình (2.11) sẽ cho *n* nghiệm là các giá trị riêng của ma trận này. Lần lượt thay các giá trị riêng này

vào phương trình (2.4) sẽ giải được một vec-tơ riêng U_0 chính là biên độ dao động tương đối của hệ.

CHƯƠNG 3
TÍNH DAO ĐỘNG NGANG HỆ TRỤC TÀU THỦY BẰNG PHẦN MỀM AUTODESK INVENTOR

3.1. Giới thiệu chung về phần mềm phân tích PTHH

Trong quá trình phát triển của các lý thuyết vỏ và phương pháp PTHH, nhiều gói phần mềm phân tích PTHH đã được tạo ra, bao gồm cả phần mềm thương mại và phần mềm học thuật. Các phần mềm thương mại có mục tiêu chung được thiết kế để chạy độc lập trên các máy tính trạm mạnh mẽ. Chúng cho phép giải quyết hầu hết các bài toán trị biên của cơ học kết cấu từ những bài toán đơn giản của dầm và khung cho đến các bài toán phức tạp hơn như các bài toán trị biên của vỏ vỏ trong một số trường hợp đặc biệt.

Dưới đây là một số phần mềm FEA mục đích chung đang được dùng phổ biến:

1. FEMAP (FE Modeling And Postprocessing) phát triển bởi hãng phần mềm Siemens PLM;

2. NASTRAN (NASA Structural Analysis) cung cáp bởi Cơ quản quản lý hàng không vũ trụ Mỹ NASA;

3. ABAQUS (tên được lấy từ cụm từ Abacus Calculation Tool) phát triển bởi Dassault Systèmes Simulia Corp.;

4. ANSYS (Engineering Analysis System) phát triển bởi Swanson Analysis System, Inc.;

5. SAP2000 (Structural Analysis Program) phát triển bởi Computers and Structures, Inc. USA;

6. Autodesk Inventor với module Stress Analysis được phát triển bởi Autodesk Inc. USA.

Ngoài các gói phần mềm thương mại như trên, một nhóm nhỏ các nhà nghiên cứu tại các trường đại học hoặc các viện nghiên cứu cũng đã phát triển một cách độc lập các gói phần mềm FEA, vì thế chúng được gọi là các gói phần mềm học thuật, ví dụ như CALFEM (Computer Aided Learning of the FEM), OpenFEM (Open-source toolbox based on the FEM) [4],… Các gói phần mềm này dựa trên

nền tảng phương pháp PTHH và thường sử dụng 4 dạng phần tử cơ bản là: phần tử phẳng, phần tử cong, phần tử 3 chiều và phần tử 3 chiều suy biến.

3.2. Trình tự giải bài toán bằng công cụ phân tích PTHH

Để giải bài toán phân tích ứng suất, biến dạng hoặc trường nhiệt độ bằng phần mềm Autodesk Inventor chúng ta phải trải qua các bước cơ bản sau đây:

- Tạo mô hình chi tiết hoặc kết cấu cần phân tích;
- Chọn hình thái cần phân tích;
- Khai báo vật liệu và các thuộc tính vật liệu;
- Khai báo các liên kết ràng buộc (điều kiện biên) của kết cấu;
- Khai báo trạng thái tải trọng;
- Thực hiện tạo lưới PTHH;
- Thực hiện quá trình phân tích phần tử hữu hạn;
- Thực hiện tính toán các đại lượng cần thiết khác;
- Phân tích kết quả và tối ưu quá trình tính toán.

3.2.1. Tạo mô hình chi tiết hoặc kết cấu cần phân tích

Để thực hiện việc phân tích dao động (Modal Analysis) hay phân tích trạng thái ứng suất (Stress Analysis) bằng phần mềm Autodesk Inventor, chúng ta đều phải thực hiện bước đầu tiên là tạo mô hình hình học của chi tiết hay toàn bộ kết cấu trong đó có chứa chi tiết ta cần thực hiện phân tích ứng suất, biến dạng,...

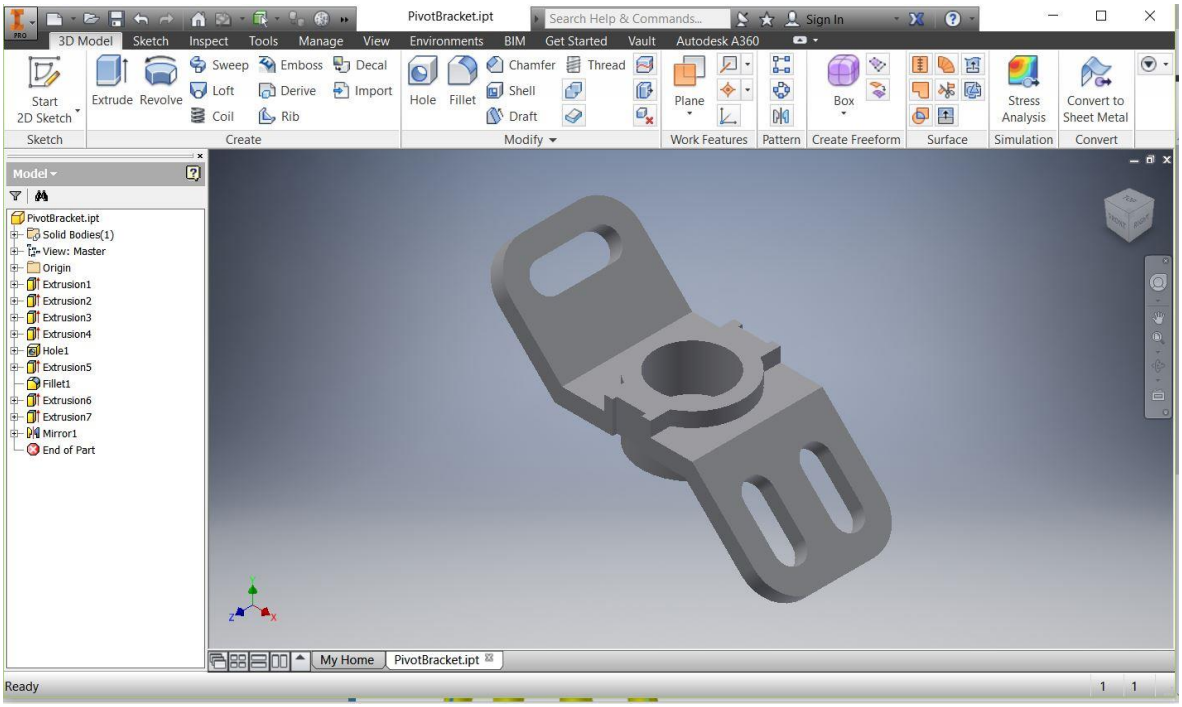
Việc tạo mô hình có thể được thực hiện ngay trong Autodesk Inventor bằng sử dụng tính năng Create Sketch hoặc nhập từ các bản vẽ AutoCAD hoặc một vài phần mềm tạo mô hình 3D khác. Bản thân Autodesk Inventor cho phép người dùng dựng các mô hình 3D từ các bản vẽ 2D của AutoCAD. Đây chính là điểm mạnh của Autodesk Inventor so với các phần mềm khác bởi vì các nhà thiết cơ cơ khí từ lâu đã quen làm việc với AutoCAD và họ thật sự đã có riêng một thư viện thiết kế của riêng mình.

Để tiện cho việc minh họa các bước cần thực hiện của bài toán. Ta sử dụng một ví dụ được cung cấp sẵn trong Autodesk Inventor và thực hiện trên Autodesk Inventor 2016 như thể hiện trên Hình 3.1.

3.2.2. Chọn hình thức cần phân tích

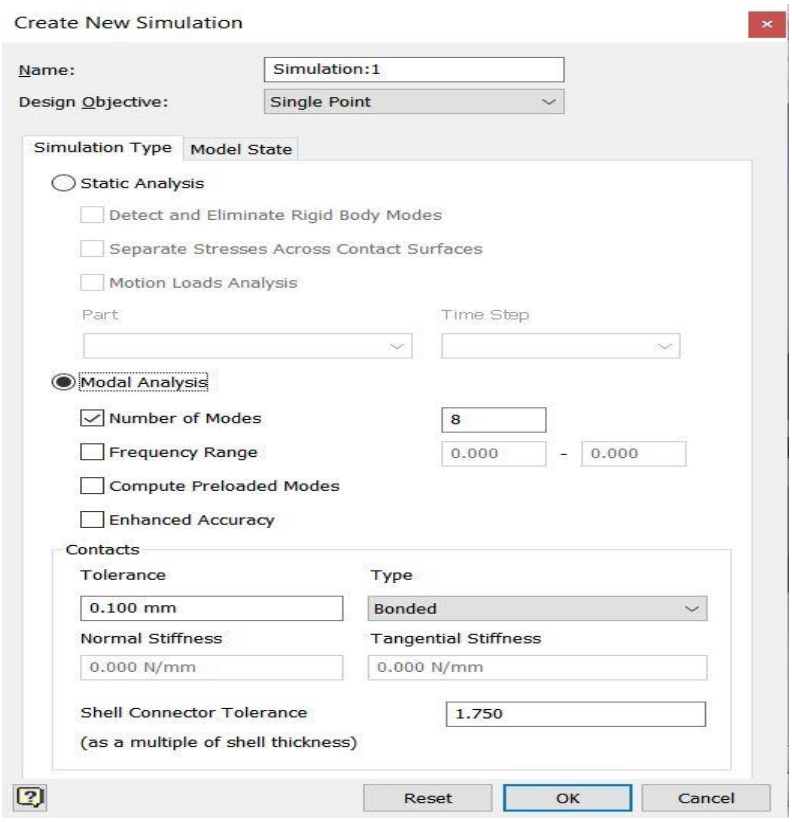
Autodesk Inventor cung cấp hai tùy chọn khác nhau cho việc phân tích ứng suất, biến dạng theo phương pháp PTHH là: *Static Analysis* và *Modal Analysis*.

Static Analysis dùng cho phân tích trạng thái ứng suất, biến dạng của kết cấu dưới tải trọng tĩnh tác dụng. Sau đây ta gọi là *phân tích tĩnh học*.



Hình 3.1. Cửa sổ phân tích kết cấu của Autodesk Inventor 2016.

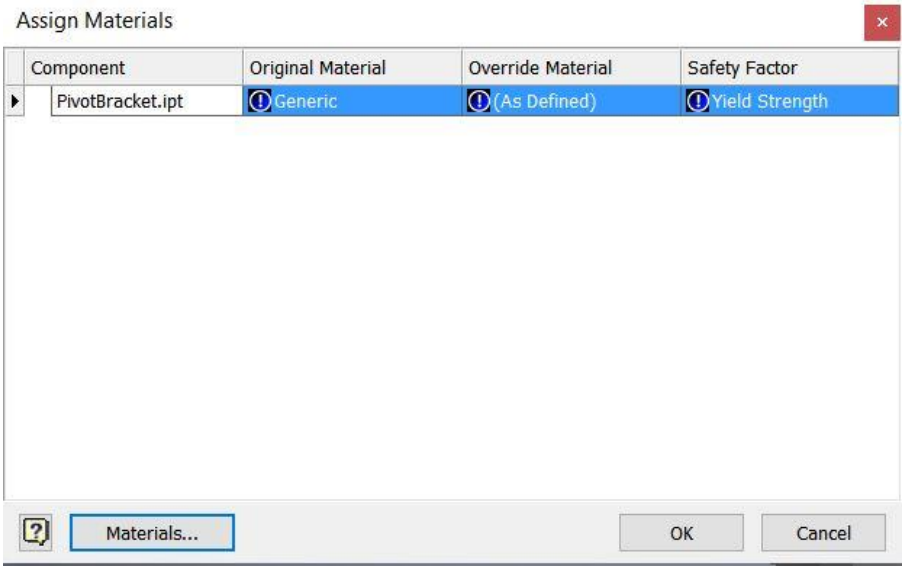
Autodesk Inventor hỗ trợ phân tích dao động ngang tự do cho toàn bộ hoặc một vài chi tiết của kết cấu. Quá trình này sẽ xác định tần số dao động tự do (còn gọi là giá trị riêng) và biên độ dao động tương đối của kết cấu hoặc một phần của nó. Ngoài ra, Autodesk Inventor cũng cho phép phân tích dao động ở chế độ tham số, trong đó tham số thay đổi có thể là các thông số thiết kế (về hình dáng hình học, vật liệu, tải trọng,…). Nó cho phép phân tích trạng thái ứng suất, biến dạng, dao động của kết cấu với các hình dáng khác nhau của một kết cấu cụ thể. Như vậy sẽ rất tiện lợi cho người làm thiết kế trong việc so sánh giữa các phương án khác nhau về hình dáng, kích thước hình học và vật liệu. Cửa sổ lựa chọn hình thức phân tích kết cấu như thể hiện trên Hình 3.2.



Hình 3.2. Hai tùy chọn môi trường phân tích kết cấu.

3.2.3. Khai báo vật liệu và các thuộc tính vật liệu

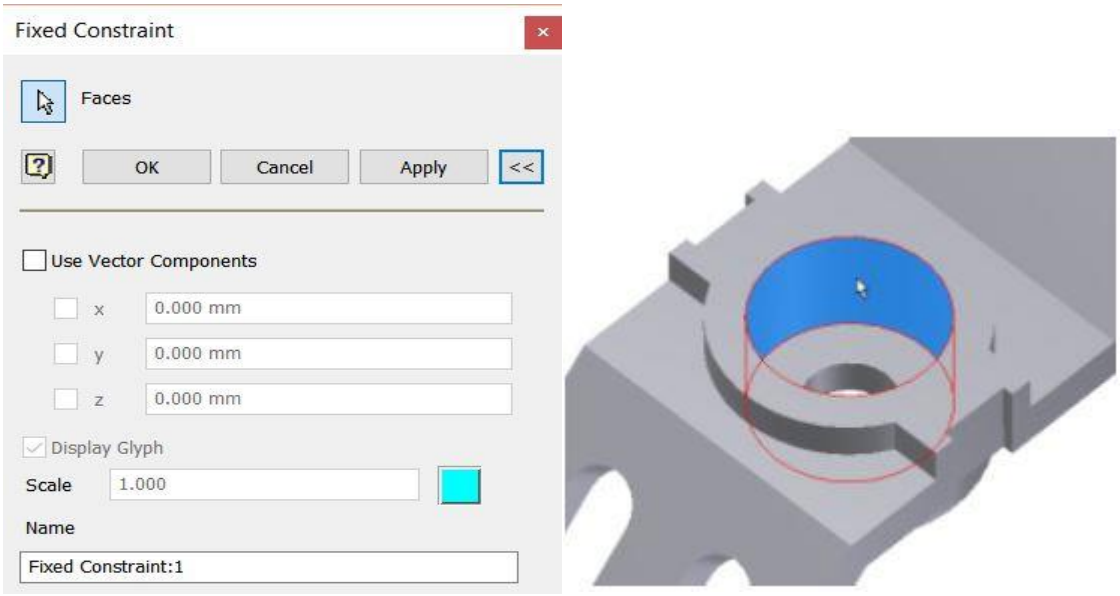
Autodesk Inventor cung cấp hộp thoại Assign Materials (xem Hình 3.3) để người dùng có thể khai báo loại vật liệu cho mỗi chi tiết của kết cấu. Người dùng có thể khai báo đặc tính cho các vật liệu mới ngoài các vật liệu phổ thông đã được cung cấp sẵn trong phần mềm.



Hình 3.3. Hộp thoại cho phép khai báo vật liệu của chi tiết.

3.2.4. Khai báo các liên kết ràng buộc của kết cấu

Để khai báo các liên kết của chi tiết hoặc kết cấu, còn gọi là điều kiện biên, sử dụng hộp thoại Constraints. Tất cả các lắp ghép trong thực tế được qui về 3 dạng liên kết chính: Cố định (Fixed), chốt xoay (Pin) và ma sát trượt (Frictionless). Ví dụ hộp thoại liên kết cố định được trình bày trên Hình 3.4.



Hình 3.4. Gắn liên kết cố định cho mặt trụ trong của chi tiết.

3.2.5. Khai báo trạng thái tải trọng

Khai báo dạng tải trọng tác dụng trên chi tiết hoặc kết cấu bằng sử dụng thẻ Loads. Các dạng tải trọng bao gồm: Lực tập trung (Force), Lực phân bố trên bề mặt (Pressure), lực ma sát trượt trên ổ đỡ (Bearing load), mô men (Moment) và trọng lực. Sau khi chọn dạng lực tác dụng, một hộp thoại xuất hiện cho phép người dùng chọn vị trí mà tải tác dụng.

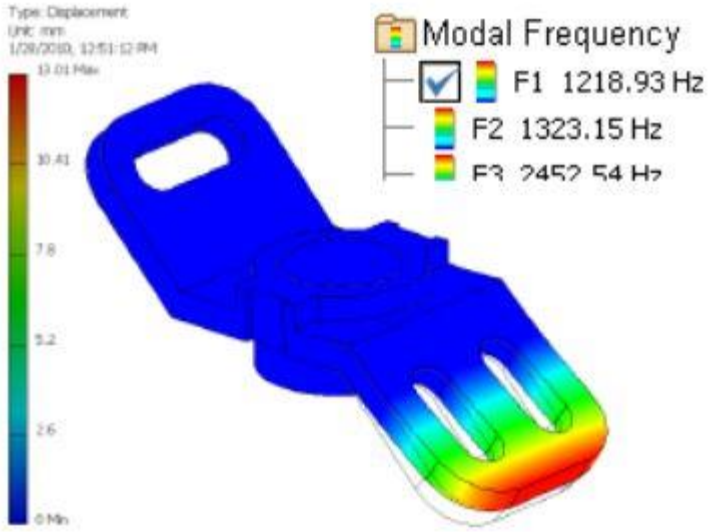
3.2.6. Thực hiện tạo lưới PTHH

Chọn nút Mesh view trên thanh công cụ để chương trình thực hiện tạo lưới phần tử tự động. Tùy theo dạng bài toán các PTHH của lưới có thể là 1, 2 hay 3 chiều. Hình 3.5 trình bày lưới PTHH cho giá đỡ xoay đang xem xét. Tùy theo yêu cầu của bài toán, người dùng có thể hiệu chỉnh lưới PTHH bằng các nút lệnh Mesh Setting, Local Mesh Control hoặc Convergence Setting.

Hình 3.5. Lưới PTHH cho giá đỡ xoay.

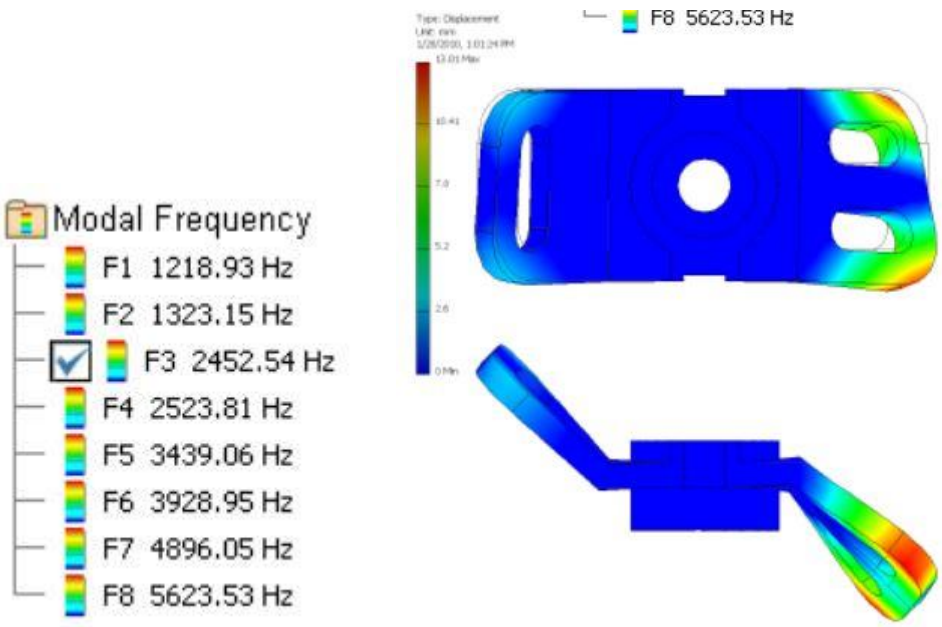
3.2.7. Thực hiện quá trình phân tích phần tử hữu hạn

Chọn nút Simulate trên thanh công cụ để ra lệnh cho chương trình bắt đầu thực hiện quá trình phân tích PTHH. Quá trình có thể mất từ một vài đến hàng chục phút tùy theo số phần tử của lưới và độ phức tạp của kết cấu.



Hình 3.6. Kết quả phân tích dao động ở Mode 1.

Hình 3.6 trình bày kết quả dao động tự do của giá đỡ xoay ở tần số tự do thứ nhất (dao động 1 tâm). Người dùng có thể xoay kết cấu 360^{o} để quan sát kết quả từ nhiều góc độ khác nhau cũng như việc chọn xem kết quả ở các tần số dao động khác nhau (xem Hình 3.7).



Hình 3.7. Kết quả phân tích dao động ở Mode 3.

3.2.8. Thực hiện tính toán các đại lượng cần thiết khác

Một cách tự động, chương trình sẽ tính và đưa ra kết quả là chuyển vị tại các nút của lưới PTHH dưới dạng đồ thị. Tùy theo bài toán người dùng có thể chọn để xem và xuất ra nhiều kết quả khác như ứng suất, biến dạng,... của kết cấu.

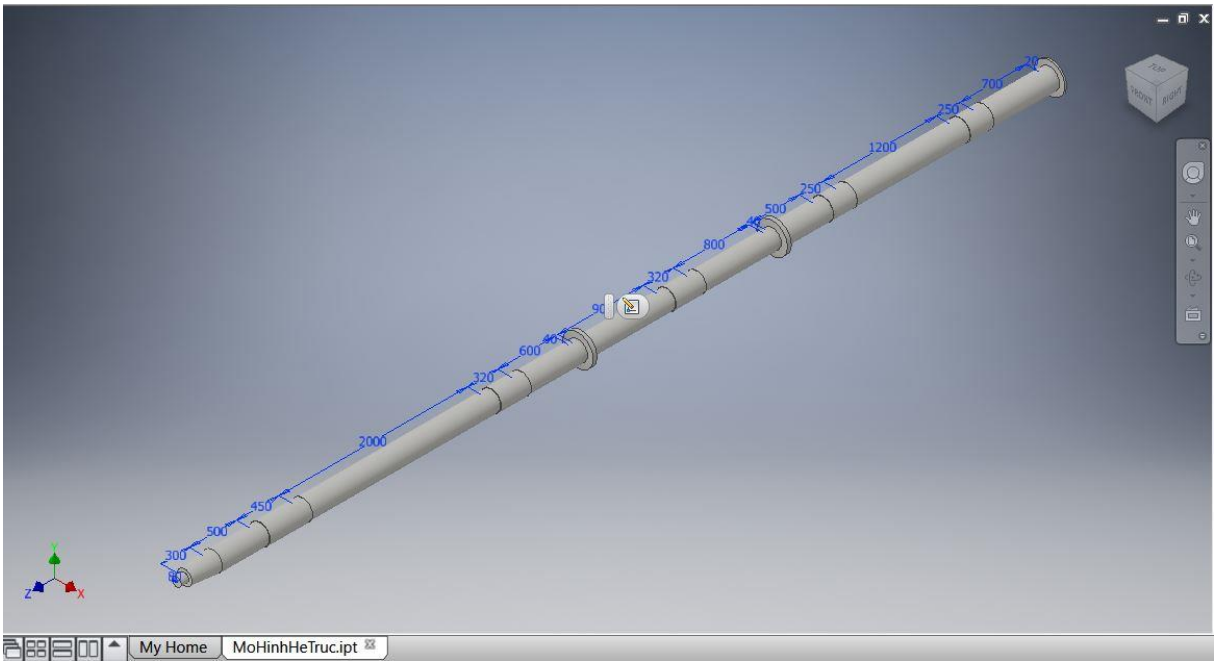
3.2.9. Phân tích kết quả và tối ưu quá trình tính toán

Tùy vào kinh nghiệm về phân tích kết cấu theo phương pháp PTHH và kiến thức về sức bền vật liệu, người phân tích sẽ đánh giá các kết quả thu được, từ đó đưa ra các hiệu chỉnh về mô hình tính, lực tác dụng, liên kết,… nhằm tối ưu lưới PTHH để đạt được kết quả chính xác hơn. Tức là Autodesk Inventor hỗ trợ người dùng hiệu chỉnh một bước bất kỳ trong các bước nêu trên sau đó lại thực hiện Simulate lại để thu được kết quả phù hợp hơn.

3.3. Áp dụng tính dao động ngang cho một hệ trục tàu thực tế

Các bước giải bài toán phân tích dao động ngang hệ trục tàu thủy sử dụng phần mềm Autodesk Inventor như trình bày trong mục 3.2 có thể áp dụng được cho hệ trục tàu thủy bất kỳ. Tuy nhiên, vì cần cơ sở để so sánh kết quả tính toán với một phương pháp tin cậy đã biết, tác giả chọn tính ví dụ cho hệ trục tàu vận tải quân sự 1.400 tấn - tàu Trường Sa 14 là loại tàu hàng khô. Dao động ngang

của tàu này đã được tính sử dụng cả phương pháp Simanxki và phương pháp PTHH cứng đàn hồi – cản [2]. Sơ đồ hệ trục của tàu như Hình 3.8.



Hình 3.8. Hệ trục tàu Trường Sa 14.

3.3.1. Các thông số của hệ trục tàu:

1. Trục trung gian 1: nối với trục chân vịt.

- Đường kính: d_1 = 20 cm;
- Chiều dài gối đỡ: B_1 = 32 cm;
- Chiều dày bạc: δ_1 = 1,5 cm;
- Vòng quay trục: n = 375 v/p;
- Vật liệu trục: Thép 45.

2. Trục trung gian 2: nối với động cơ

- Đường kính: d_2 = 22 cm;
- Chiều dài gối đỡ: B_2 = 25 cm;
- Chiều dày bạc: δ_2 = 1,5 cm;
- Vòng quay trục: n = 375 v/p;
- Vật liệu trục: Thép 45.

3. Trục chong chóng

- Đường kính: d_c = 21 cm;
- Chiều dài gối đỡ sau: B_{c1} = 35 cm;

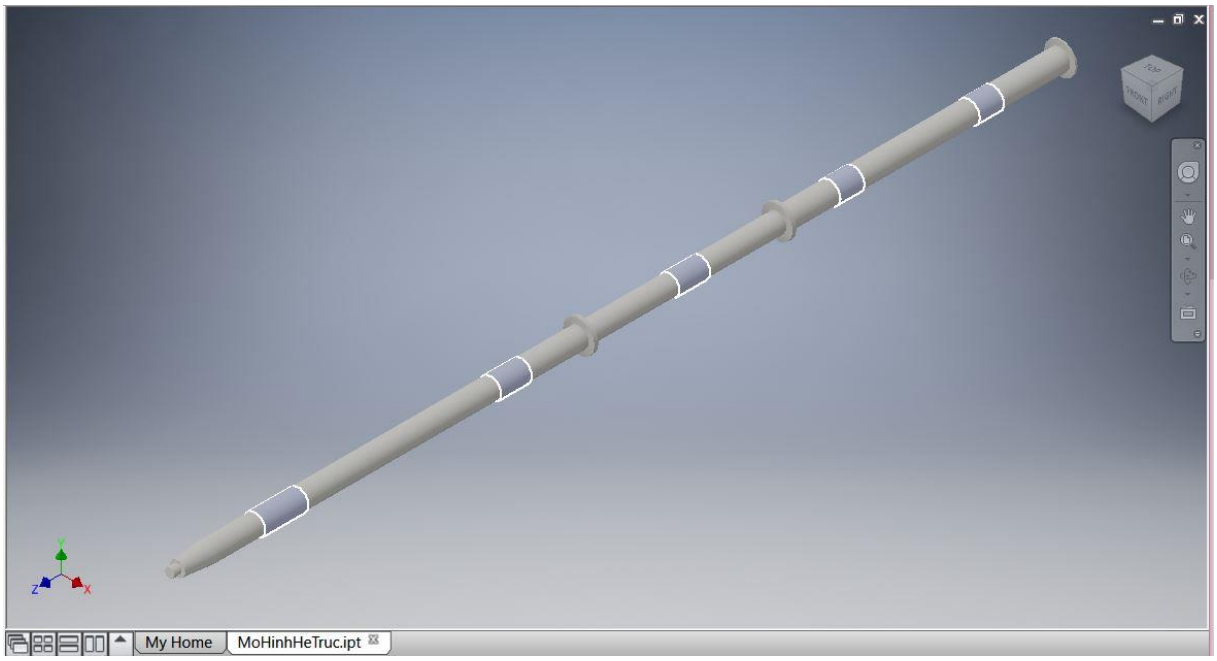
- Chiều dài gối đỡ sau: B_{c1} = 30 cm;
- Chiều dày bạc: δ_c = 2,0 cm;
- Vòng quay trục: n = 375 v/p;
- Vật liệu trục: Thép 35.

4. Chong chóng

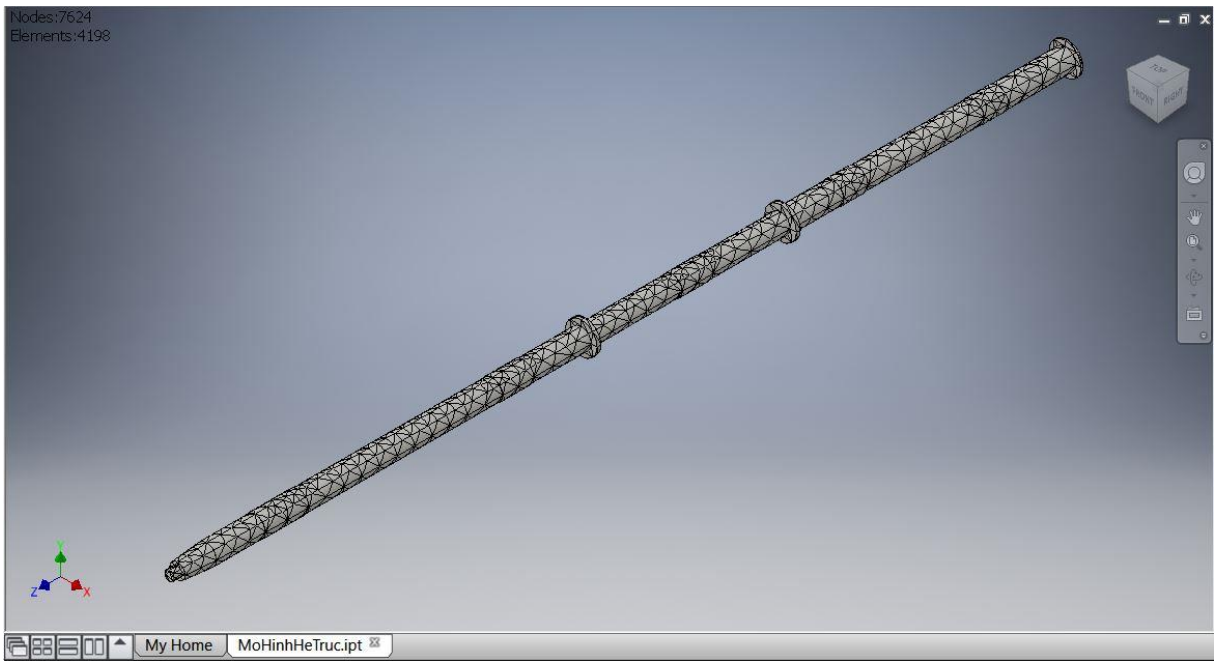
- Đường kính: D = 210 cm;
- Số cánh: Z = 4;
- Tỉ số đĩa: θ = 0,55;
- Tỉ số bước: H/D = 0,81;
- Vòng quay: n = 375 v/ph;
- Vật liệu: Đồng thau;
- Trọng lượng liêng: $\gamma = 8{,}6.10^3$ kG/m^3.

3.3.2. Thực hiện tính dao động ngang và so sánh kết quả

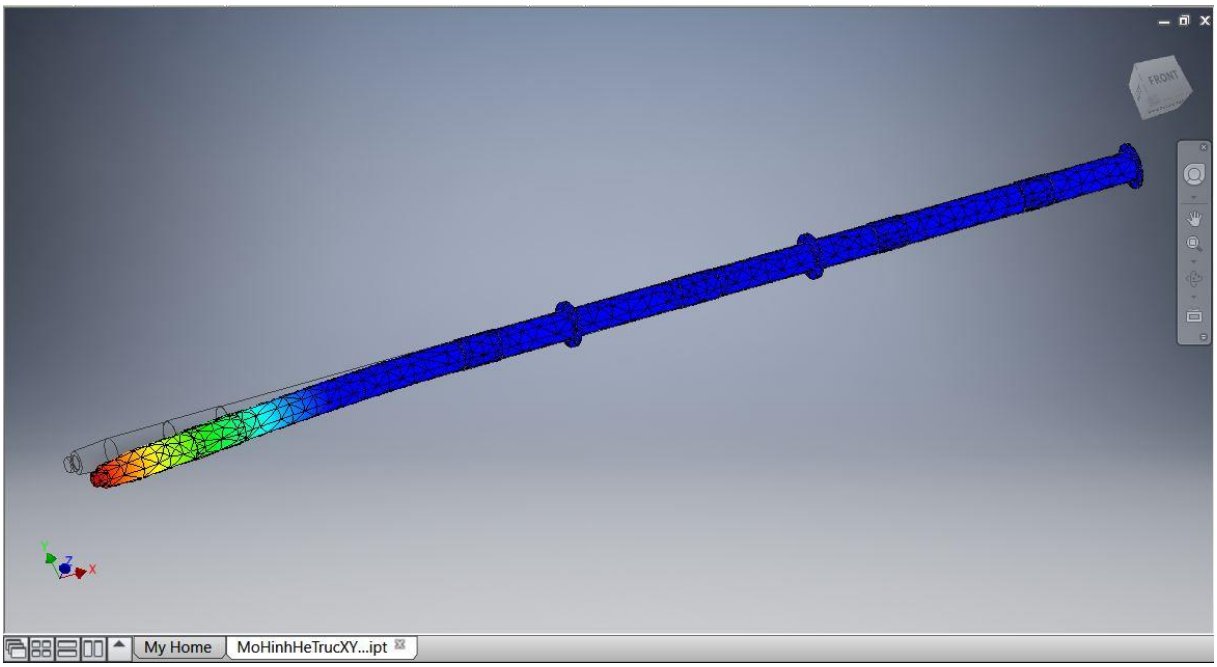
Hệ trục của tàu được mô hình tính dao động ngang ngay trên phần mềm Autodesk Inventor như trên hình Hình 3.9. Mô hình lưới PTHH được trình bày trên hình Hình 3.10. Trong khi kết quả về tần số dao động ngang tự do và biên độ tương đối ở các tần số riêng thứ nhất được hiển thị trên Hình 3.11 và Hình 3.12.



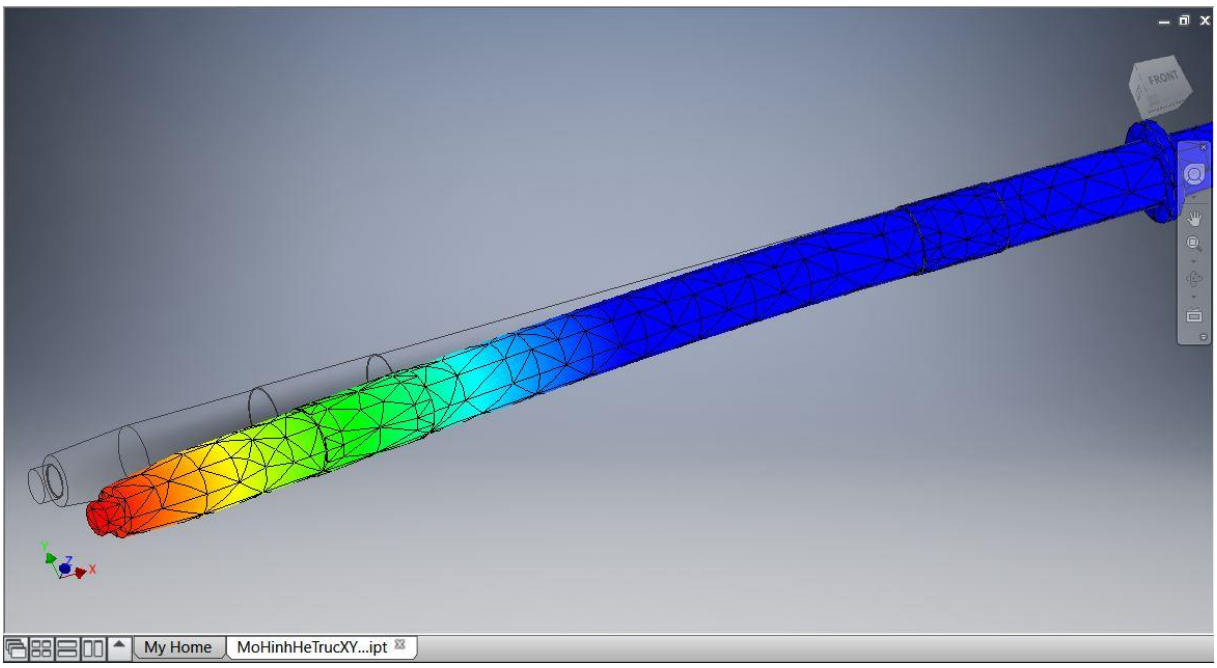
Hình 3.9. Mô hình hệ trục trên Autodesk Inventor.



Hình 3.10. Lưới PTHH của hệ trục gồm 4198 phần tử.



Hình 3.11. Biên độ dao động tương đối ở tần số thứ nhất.



Hình 3.12. Biên độ dao động tương đối trên trục chong chóng.

Từ các kết quả tính toán so sánh với kết quả tính bằng phương pháp Simanxki và phương pháp PTHH cứng đàn hồi – cản bởi [2] ta thấy:

- Dùng phần mềm Autodesk Inventor:

$$n_k = 982{,}8 \text{ v/p}$$

- Phương pháp PTHH cứng:

$$n_k = 974{,}5 \text{ v/p}$$

- Phương pháp Simanxki:

$$n_k = 909{,}6 \text{ v/p}$$

Vậy kết quả ở ba phương pháp tương đối gần nhau.

Từ sự so sánh kết quả cụ thể của các phương pháp tính trên, đưa đến những nhận xét sau:

- Thực chất cả ba phương pháp đều là tính gần đúng. Với bài toán không mang tính chất toán học thuần túy thì bằng phương pháp tính khác nhau, thu được kết quả khác nhau là điều không thể tránh khỏi.

- Vì chưa có số liệu chính xác tuyệt đối của vòng quay tới hạn nên không thể kết luận rằng phương pháp nào chính xác hơn. Song, với nội dung cụ thể của 3 phương pháp tính có thể thấy rằng phương pháp PTHH có những ưu điểm là đã xét được đầy đủ hơn ảnh hưởng của một số yếu tố cụ thể của hệ trục đến sự dao động của nó.

KẾT LUẬN

1. Đề tài đã trình bày khái quát về dao động hệ trục tàu thủy nói chung và dao động ngang hệ trục tàu thủy nói riêng, đồng thời trình bày tóm tắt các phương pháp cũng như mô hình tính dao động ngang hệ trục tàu thủy đang được sử dụng hiện nay;

2. Trình bày mô hình PTHH để tính dao động ngang hệ trục tàu thủy theo phương pháp PTHH cứng đàn hồi – cản, là phương pháp mới đang được quan tâm ngày nay;

3. Đề tài đã trình bày các bước cơ bản phân tích dao động của một kết cấu nói chung bằng phần mềm Autodesk Inventor. Từ đó áp dụng tính dao động ngang hệ trục tàu thủy của một tàu cụ thể và so sánh kết quả với các phương pháp khác. Từ đó khẳng định các bước giải bài toán tính dao động ngang hệ trục tàu thủy có thể được hoàn chỉnh, ứng dụng máy tính tối ưu để làm tài liệu giảng dạy cho sinh viên;

4. Hướng phát triển của đề tài: Tiếp tục mở rộng sang bài toán tính dao động xoắn hệ trục tàu thủy, cũng như các bài toán phân tích ứng suất, biến dạng của hệ trục và các thiết bị hệ trục tàu thủy.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Hoài Sơn, Lê Thanh Phong và Mai Đức Đãi. *Ứng dụng phương pháp PTHH trong tính toán kết cấu*. NXB ĐH Quốc gia Tp. HCM, 2006.

[2]. Nguyễn Thị Hằng. *Tính dao động ngang hệ trục tàu thủy bằng phương pháp PTHH cứng*. Luận văn thạc sĩ khoa học, ĐH Hàng hải Việt Nam, Hải Phòng, 1997.

[3]. Nguyễn Vĩnh Phát. *Phân tích dao động ngang hệ trục tàu thủy có kể đến độ mềm của kết cấu đỡ*. Luận văn tiến sĩ, ĐH Bách khoa Gdansk, Ba lan, 1988.

[4]. Cao Đức Thiệp. *Thực hiện phương pháp PTHH trong MATSHEL – gói phần mềm tính toán các thành phần dạng vỏ và tường mỏng trong kết cấu tàu thủy*. Luận văn tiến sĩ, ĐH Hàng hải Gdynia, Ba lan, 2013.

[5]. Đặng Hộ. *Thiết kế trang trí động lực tàu thủy- tập 2*. NXB GTVT, Hà Nội, 1986.

[6]. J.N. Reddy. *Introduction to the finite element method*. McGraw-Hill, Inc., 1993.

[7]. O.C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, and J. Z. Zhu. *The finite element method for solid and structural mechanics*. Elsevier Butterworth-Heinemann, USA, sixth edition, 2005.

[8]. O.C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, and J. Z. Zhu. *The finite element method: Its basis and fundamentals*. Elsevier Butterworth-Heinemann, USA, sixth edition, 2005.

[9]. Z. Parszewski. *Drgania i maszyn*. NXB NT Warszawa, Polska, 1982.

[10]. S. Hylarides. *Transverse vibration of ship's propulsion system*. ISP, vol. 22, Nr. 252, 1975.