

**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG**

**ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP**  
**NGÀNH: KỸ THUẬT TÀU THỦY**

**ĐỀ TÀI:**  
**THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM BÁNH LÁI HIỆU NĂNG CAO  
CHO TÀU DU LỊCH HOẠT ĐỘNG TRÊN SÔNG HÀN, ĐÀ NẴNG**

**Người hướng dẫn : TS. Nguyễn Văn Minh**  
**Sinh viên thực hiện : Lê Văn Hóa MSSV: 103180202**  
**: Phạm Ngọc Lan MSSV: 103180207**  
**: Hoàng Khắc Thanh MSSV: 103180224**  
**Lớp : 18KTTT**

**Đà Nẵng, 12/2022**

## TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch hoạt động trên sông Hàn, Đà Nẵng.

Sinh viên thực hiện : Lê Văn Hóa MSSV: 103180202  
: Phạm Ngọc Lanh MSSV: 103180207  
: Hoàng Khắc Thanh MSSV: 103180224  
Lớp : 18KTTT

Đề tài trình bày kết quả của việc thay đổi biên dạng bánh lái để nâng cao hiệu năng bánh lái tàu thủy nhờ vào công cụ tính toán mô phỏng số CFD (Computational fluid dynamics) kết hợp với kết quả thử nghiệm quay vòng của mô hình để kiểm tra tính năng điều động của tàu khi sử dụng các dạng bánh lái khác nhau. Việc lựa chọn biên dạng bánh lái để tính toán dựa trên sự khảo sát một số kiểu bánh lái đơn giản có đặc tính thủy động lực tốt. Ba dạng bánh lái được sử dụng là dạng tấm, NACA0015 và NACA0015 có đuôi nêm. Trên cơ sở nghiên cứu lý thuyết về các đặc tính thủy động lực học bánh lái thì hiệu năng của bánh lái được xác định dựa vào hệ số lực nâng ( $C_L$ ) và hệ số lực cản ( $C_D$ ), việc tăng  $C_L$  và giảm  $C_D$  sẽ nâng cao được hiệu năng của bánh lái. Kết quả mô phỏng cho thấy khi thêm phần nêm ở đuôi (với chiều rộng nêm bằng 5% chiều rộng bánh lái) của bánh lái NACA0015 thì hệ số lực nâng lớn nhất (tại góc tấn  $30^\circ$ ) tăng 7,3% so với NACA0015 nguyên bản, trong khi đó hệ số lực cản tại các góc tấn nhỏ tăng chỉ tăng nhẹ. Kết quả khi thử nghiệm mô hình cho thấy sự phù hợp với lý thuyết mô phỏng khi quay vòng góc  $35^\circ$  mạn trái và  $35^\circ$  mạn phải thì đường kính chiến thuật và cự li dịch chuyển tới của bánh lái NACA0015 có đuôi nêm nhỏ hơn đáng kể so với hai biên dạng còn lại. Bánh lái hiệu năng cao không chỉ giúp tàu cải thiện tính năng điều động mà còn làm tăng hiệu quả kinh tế khi khai thác tàu.

## LỜI NÓI ĐẦU

Thành phố Đà Nẵng – trung tâm kinh tế, du lịch lớn nhất miền trung, với những bãi biển nổi tiếng thế giới, có vịnh sâu, cảng biển lớn và hệ thống sông ngòi chằng chịt. Sau hơn 2 năm chịu sự tàn phá của đại dịch Covid 19, kinh tế nói chung và ngành du lịch của Đà Nẵng nói riêng đang phục hồi một cách mạnh mẽ. Với vị trí địa lý thuận lợi, dòng sông Hàn thơ mộng gắn với những cây cầu nổi tiếng, sự phát triển ngày càng nhanh của thành phố đã mở ra một xu hướng du lịch mới, đó là du lịch bằng du thuyền trên sông Hàn. Thành phố đã và đang định hướng, chủ trương phát triển du lịch du thuyền trở thành dịch vụ du lịch mũi nhọn trong những năm tới.

Tàu thủy là một công trình kỹ thuật có thể nổi và di chuyển được trên nước, với kết cấu phức tạp và hoạt động trong môi trường vô cùng khắc nghiệt, yêu cầu về tính an toàn, khả năng điều động và tiết kiệm năng lượng là những tiêu chí đầu tiên được tính đến trong quá trình thiết kế, chế tạo một con tàu. Trong đó, thiết bị lái tàu đóng một vai trò rất quan trọng, nó có nhiệm vụ giúp điều khiển con tàu đến những nơi mong muốn. Thiết bị lái ảnh hưởng lớn đến khả năng vận hành, khai thác của con tàu, đặc biệt là với du thuyền – một phương tiện thủy yêu cầu tính an toàn, thẩm mỹ và tính kinh tế thì việc thiết kế chế tạo hệ thống lái hiệu năng cao là rất cần thiết. Xuất phát từ những yêu cầu trên, được sự đồng ý của Khoa Cơ khí Giao thông và bộ môn Kỹ thuật tàu thủy, nhóm chúng em đã lựa chọn và thực hiện đề tài: “Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mô hình bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch hoạt động trên sông Hàn”.

Nhóm chúng em xin chân thành cảm ơn Thầy TS. Nguyễn Văn Minh nếu không có sự giúp đỡ tận tình của Thầy thì đề án tốt nghiệp chắc sẽ không hoàn thành được. Cuối cùng nhóm xin cảm ơn sự giúp đỡ của các thầy trong bộ môn, sự động viên của các bạn để nhóm hoàn thành đề án này. Đề án tốt nghiệp không tránh khỏi những sai sót nhất định nên mong Hội đồng bảo vệ cùng các bạn quan tâm đến đề tài này đóng góp những ý kiến quý báu để đề án đạt kết quả tốt nhất.

Nhóm xin chân thành cảm ơn!

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2022

*Nhóm sinh viên thực hiện*

## CAM ĐOAN

Chúng tôi xin cam đoan rằng đề án tốt nghiệp với đề tài: Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch hoạt động trên sông Hàn, Đà Nẵng... là nghiên cứu độc lập của chúng tôi. Các nội dung nghiên cứu và kết quả trong đề tài này là trung thực, chưa được công bố trong bất cứ công trình nào. Nếu có bất kỳ sự gian lận nào, chúng tôi xin chịu trách nhiệm trước Hội đồng cũng như kết quả đề án của mình. Tất cả các tài liệu tham khảo đều có xuất xứ rõ ràng và được trích dẫn hợp pháp. Nếu trường hợp phát hiện ra bất cứ sai phạm hay vấn đề sao chép nào trong đề tài này, chúng tôi xin hoàn toàn chịu trách nhiệm và chịu mọi hình thức kỷ luật theo quy định của nhà trường cho lời cam đoan của mình.

*Nhóm sinh viên thực hiện*

## MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU .....	i
CAM ĐOAN.....	ii
DANH MỤC HÌNH .....	viii
DANH MỤC BẢNG .....	xiv
DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT.....	xvi
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI.....	1
1.1 Điều kiện tự nhiên của thành phố Đà Nẵng .....	1
1.1.1 Vị trí địa lý.....	1
1.1.2 Sông ngòi, biển .....	1
1.1.3 Khí hậu.....	2
1.2 Tiềm năng phát triển tàu du lịch trên sông Hàn .....	2
1.2.1 Thuận lợi về tự nhiên.....	2
1.2.2 Chính sách của thành phố .....	4
1.3 Mục tiêu của đề tài .....	6
1.4 Đối tượng và phương pháp nghiên cứu.....	6
1.4.1 Đối tượng nghiên cứu .....	6
1.4.2 Phương pháp nghiên cứu .....	6
CHƯƠNG 2: KHẢO SÁT TÀU DU LỊCH TRÊN SÔNG HÀN .....	7
2.1 Các thông số cơ bản của tàu .....	7
2.1.1 Thông số cơ bản của tàu .....	7
2.1.2 Loại tàu và công dụng.....	7
2.2 Tuyến hình.....	7
2.3 Bố trí chung .....	10
2.4 Phân tích kết cấu tàu.....	12

2.4.1	Kết cấu phần mũi .....	12
2.4.2	Kết cấu phần đuôi .....	16
CHƯƠNG 3: TÍNH CHỌN HỆ ĐỘNG LỰC CHO TÀU DU LỊCH.....		22
3.1	Tính toán thể tích chiếm nước của tàu .....	22
3.1.1	Tính thể tích chiếm nước tàu theo tuyến hình thiết kế .....	22
3.1.2	Tính toán thể tích chiếm nước của tàu bằng phần mềm Maxsuft.....	25
3.2	Tính sức cản tàu.....	28
3.3	Tính chọn máy chính .....	30
3.4	Thiết kế chân vịt tàu .....	37
3.4.1	Tính toán các thông số của chân vịt.....	37
3.4.2	Kiểm tra sủi bọt .....	40
3.4.3	Kiểm tra độ bền chân vịt.....	41
3.4.4	Kích thước củ chân vịt.....	43
3.4.5	Tính khối lượng chân vịt .....	43
3.5	Thiết kế hệ trục .....	44
3.5.1	Lựa chọn kết cấu và xác định kích thước cơ bản của hệ trục .....	44
3.5.2	Chọn vật liệu chế tạo trục .....	44
3.5.3	Tính chọn các phần tử của hệ trục .....	45
3.5.4	Thiết bị ống bao trục.....	49
3.5.5	Cụm kín ống bao.....	52
3.5.6	Trục đẩy .....	53
3.6	Tính toán kiểm tra sức bền hệ trục .....	53
3.6.1	Tính bền trục chân vịt.....	53
3.6.2	Áp lực trên gối do trọng lượng bản thân trục .....	55
3.6.3	Ứng suất uốn do trọng lượng bản thân trục .....	56

3.6.4 Số vòng quay giới hạn cho dao động riêng .....	56
3.6.5 Ổn định của hệ trục dưới tác dụng của lực đẩy chân vịt .....	57
3.6.6 Tính áp lực riêng trên các gối đỡ hệ trục tàu .....	57
<b>CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN, MÔ PHỎNG CFD (Computational Fluid Dynamics) XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC BÁNH LÁI.....</b>	<b>61</b>
4.1 Phương pháp mô phỏng số CFD (Computational Fluid Dynamics) .....	61
4.1.1 Giới thiệu .....	61
4.1.2 Phương trình chủ đạo.....	61
4.1.3 Các phương pháp mô phỏng dòng rối .....	69
4.2 Ứng dụng phương pháp CFD mô phỏng tính toán thủy động lực học bánh lái .75	
4.2.1 Các đặc tính thủy động lực học qua bánh lái tàu thủy.....	75
4.2.2 Ứng dụng phương pháp CFD tính toán mô phỏng động lực học bánh lái ....	76
4.3 Xác định các thông số hình học của bánh lái .....	76
4.3.1 Kiểu bánh lái.....	76
4.3.2 Diện tích bánh lái .....	78
4.3.3 Chiều cao bánh lái .....	79
4.3.4 Hệ số kéo dài $\lambda$ .....	81
4.3.5 Chiều dày của profin.....	81
4.3.6 Vẽ profin bánh lái .....	81
4.4 Các điều kiện tính toán .....	84
4.4.1 Mục đích .....	84
4.4.2 Các đối tượng tính toán mô phỏng (Modeller).....	84
4.2.3 Các điều kiện tính toán mô phỏng .....	85
4.5 Quy trình tính toán mô phỏng .....	89
4.5.1 Thiết lập hình học mô hình bánh lái .....	89

4.5.2 Chia lưới .....	91
4.5.3 Thiết lập tính toán.....	93
4.6 Kết quả tính toán và nhận xét.....	97
4.6.1 Hệ số lực cản ( $C_L$ ), hệ số lực nâng ( $C_D$ ) và tỉ lệ ( $C_L/C_D$ ).....	97
4.6.2 Phân bố áp suất bề mặt và quanh bánh lái:.....	98
4.6.3 Phân bố vận tốc và đường dòng.....	101
<b>CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ BÁNH LÁI HIỆU NĂNG CAO CHO TÀU DU LỊCH SÔNG HÀN.....</b>	<b>109</b>
5.1 Tính toán đặc tính thủy động lực học bánh lái.....	109
5.1.1 Kết quả tính toán từ phương pháp mô phỏng (CFD).....	109
5.1.2 Xác định vị trí tối ưu của trục lái.....	110
5.1.3 Ảnh hưởng của mặt nước và vỏ tàu đến đặc tính thủy động của bánh lái...112	
5.1.4 Ảnh hưởng của chân vịt đến đặc tính thủy động của bánh lái.....	113
5.1.5 Xác định lực và mô men thủy động tác dụng lên bánh lái .....	116
5.2 Xác định lực và momen tác dụng lên trục lái.....	118
5.2.1 Mômen xoắn tác dụng lên trục lái .....	118
5.2.2 Momen uốn tác dụng lên trục lái .....	119
5.3 Tính toán hệ lái.....	120
5.3.1 Xác định phản lực gối và mômen uốn của hệ bánh lái – trục lái: .....	121
5.3.2 Đường kính trục lái.....	123
5.3.3 Kiểm tra bền trục lái .....	125
5.3.4 Bảo vệ cho trục lái .....	126
<b>CHƯƠNG 6: THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÔ HÌNH THỬ NGHIỆM.....</b>	<b>129</b>
6.1 Phân tích và lựa chọn tỷ lệ mô hình tàu .....	129
6.2 Thiết kế và chế tạo mô hình bằng composite .....	130

6.2.1 Vật liệu composite .....	130
6.2.2 Thiết kế mô hình .....	132
6.2.3 Chế tạo mô hình bằng composite.....	135
6.3 Tính chọn thiết bị hệ động lực cho tàu mô hình.....	144
6.3.1 Lựa chọn động cơ, nguồn .....	144
6.3.2 Lựa chọn chân vịt tàu mô hình .....	146
6.3.3 Thiết kế hệ trục chân vịt .....	147
6.4 Thiết kế, chế tạo bánh lái mô hình bằng công nghệ in 3D .....	148
6.4.1 Tổng quan công nghệ in 3D.....	148
6.4.2 Thiết kế, chế tạo bánh lái bằng công nghệ in 3D .....	150
CHƯƠNG 7: LẮP ĐẶT VÀ THỬ NGHIỆM MÔ HÌNH CHẠY TỰ DO .....	152
7.1 Bố trí và lắp đặt hệ động lực cho tàu mô hình.....	152
7.2 Lắp đặt các thiết bị khác .....	153
7.2.1 Kiểm tra ổn định mô hình bằng phương pháp thử nghiêng (Inclining test) .....	156
7.3 Điều khiển mô hình .....	159
7.3.1 Điều khiển mô hình bằng phần mềm Arduino IDE.....	159
7.3.2 Thu thập và xử lý dữ liệu từ thực nghiệm mô hình .....	165
7.4 Thử nghiệm mô hình chạy tự do (Free Running Model Test) .....	172
7.4.1 Giới thiệu .....	172
7.4.2 Thử nghiệm khả năng quay trở (Turning circle test).....	173
CHƯƠNG 8: KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN.....	176
8.1 Kết quả thực nghiệm mô hình .....	176
8.2 Kết luận.....	179
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	181

## DANH MỤC HÌNH

### **Chương 1: Tổng quan về đề tài**

Hình 1.1 Mạng lưới sông ngòi thành phố Đà Nẵng .....	3
Hình 1.2 Toàn cảnh sông Hàn về đêm .....	4
Hình 1.3 Tàu du lịch chở khách tham quan trên sông Hàn .....	4
Hình 1.4 Cảng du thuyền sông Hàn.....	5

### **Chương 2: Khảo sát tàu du lịch trên sông Hàn**

Hình 2.1 Bản vẽ tuyến hình.....	8
Hình 2.2 Bản vẽ bố trí chung.....	10
Hình 2.3 Mặt cắt dọc tâm phần mũi .....	13
Hình 2.4 Kết cấu vách ngang phần mũi tại sườn 51 .....	13
Hình 2.5 Kết cấu sườn 52 .....	14
Hình 2.6 Kết cấu sườn 53 .....	15
Hình 2.7 Kết cấu sườn 54, 55 .....	15
Hình 2.8 Kết cấu sườn 54, 55.....	16
Hình 2.9 Kết cấu sườn -2.....	17
Hình 2.10 Kết cấu sườn -1.....	17
Hình 2.11 Kết cấu sườn 0 .....	18
Hình 2.12 Kết cấu sườn 1 .....	18
Hình 2.13 Kết cấu sườn 2 .....	19
Hình 2.14 Kết cấu sườn 2 và sườn 3 .....	20
Hình 2.15 Kết cấu sườn 4 .....	20
Hình 2.16 Kết cấu tại dọc tâm .....	21

### **Chương 3: Tính toán, thiết kế hệ động lực**

Hình 3.1 Bản vẽ 3D vỏ tàu bằng Rhinoceros .....	26
Hình 3.2 Thiết lập hệ quy chiếu tính toán trên Maxsuft Modeler .....	26
Hình 3.3 Thiết lập các thông số tính toán.....	27
Hình 3.4 Cửa sổ kết quả tính toán .....	27
Hình 3.5 Đồ thị chọn máy chính .....	35
Hình 3.6 Catalog động cơ 6HA2M – WDT .....	36

Hình 3.7 Đồ thị xác định vận tốc khai thác của tàu.....	39
Hình 3.8 Côn trục chân vịt .....	45
Hình 3.9 Đai ốc hãm chân vịt.....	47
Hình 3.10 Kết cấu bích nối trục.....	47
Hình 3.11 Kết cấu áo trục.....	49
Hình 3.12 Kết cấu ống bao trục.....	50
Hình 3.13 Kết cấu bạc đỡ trục chân vịt.....	51
Hình 3.14 Kết cấu ổ đỡ cao su pha kim loại .....	52
Hình 3.15 Kết cấu cụm kín ống bao.....	52
Hình 3.16 Sơ đồ lực và momen tác dụng lên trục chân vịt .....	54
Hình 3.17 Sơ đồ hệ trục và biểu đồ momen.....	59
<b>Chương 4: Tính toán, mô phỏng CFD (Computational Fluid Dynamics) xác định thông số động lực học bánh lái</b>	
Hình 4.1 Lượng chất lỏng vào ra một phần tử chất lưu .....	63
Hình 4.2 Ứng suất nhớt tác dụng lên các bề mặt chất lưu.....	65
Hình 4.3 Các thành phần ứng suất tác dụng lên chất lưu theo phương x.....	66
Hình 4.4 Quy ước các bề mặt của phần tử chất lưu .....	66
Hình 4.5 Phương pháp lấy trung bình .....	71
Hình 4.6 Các thông số thủy động lực học bánh lái .....	76
Hình 4.7 Kiểu bánh lái đơn giản.....	77
Hình 4.8 Kiểu bánh lái treo .....	77
Hình 4.9 Kiểu bánh lái nửa treo .....	77
Hình 4.10 Kết cấu vùng đuôi tàu du lịch sông Hàn .....	78
Hình 4.11 Các kích thước bánh lái tàu du lịch.....	80
Hình 4.12 Mặt cắt bánh lái dạng tấm phẳng.....	82
Hình 4.13 Mặt cắt bánh lái NACA0015 .....	83
Hình 4.14 Mặt cắt bánh lái NACA0015 có đuôi nêm .....	84
Hình 4.15 Hình học 3D bánh lái NACA0015 .....	84
Hình 4.16 Hình học 3D bánh lái dạng tấm.....	85
Hình 4.17 Hình học 3D bánh lái NACA0015 có đuôi nêm .....	85
Hình 4.18 Miền tính toán mô phỏng .....	85

Hình 4.19 Các kích thước ô lưới Quadrilateral và Hexahedral .....	88
Hình 4.20 Khoảng cách ô lưới đầu tiên khi $y^+ = 5$ .....	89
Hình 4.21 Các bước thiết lập hình học 3D cho bánh lái .....	90
Hình 4.22 Miền tính toán.....	90
Hình 4.23 Các bước chia lưới tính toán .....	91
Hình 4.24 Lưới tính toán .....	92
Hình 4.25 Lớp biên gần tường .....	92
Hình 4.26 Chất lượng Skewness và Orthogonal .....	93
Hình 4.27 Định nghĩa bánh lái trong miền tính toán.....	93
Hình 4.28 Lựa chọn mô hình lưu chất tính toán.....	94
Hình 4.29 Thiết lập các điều kiện biên.....	95
Hình 4.30 Thiết lập các bước ghi kết quả và chạy chương trình .....	96
Hình 4.31 Áp suất, vec tơ vận tốc và đường dòng quanh bánh lái.....	96
Hình 4.32 Hệ số lực nâng $C_L$ .....	97
Hình 4.33 Hệ số lực cản $C_D$ .....	97
Hình 4.34 Tỷ lệ $C_L/C_D$ .....	97
Hình 4.35 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 0 độ .....	99
Hình 4.36 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 15 độ .....	100
Hình 4.37 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 35 độ .....	100
Hình 4.38 Phân bố vận tốc tại 0 độ .....	101
Hình 4.39 Phân bố vận tốc tại 15 độ .....	102
Hình 4.40 Phân bố vận tốc tại 35 độ .....	102
Hình 4.41 Đường dòng vận tốc tại 0 độ .....	103
Hình 4.42 Đường dòng vận tốc tại 15 độ .....	104
Hình 4.43 Đường dòng vận tốc tại 35 độ .....	105
Hình 4.44 Xoáy nước ở mép trước và đuôi bánh lái ở góc 0 độ .....	106
Hình 4.45 Các vùng có vận tốc dòng chảy cao .....	107
<b>Chương 5: Lựa chọn và thiết kế bánh lái cho tàu du lịch</b>	
Hình 5.1 Đồ thị thủy động lực học bánh lái .....	110
Hình 5.2 Vị trí tâm áp lực và trục bánh lái.....	111
Hình 5.3 Các khoảng cách của bánh lái với đường cơ bản .....	113

Hình 5.4 Bánh lái có gót ky giá đỡ.....	119
Hình 5.5 Sơ đồ gối đỡ và các kích thước của hệ trục lái.....	120
Hình 5.6 Biểu đồ lực và momen tác dụng lên hệ lái .....	122
Hình 5.7 Ống lót trục lái.....	127
Hình 5.8 Ổ đỡ trục lái.....	128
Hình 5.9 Bạc lót ổ đỡ trục lái .....	128

## **Chương 6: Thiết kế và chế tạo mô hình thử nghiệm**

Hình 6.1 Thành phần cấu tạo vật liệu composite .....	130
Hình 6.2 Ứng dụng composite trong đóng tàu hải quân .....	131
Hình 6.3 Cano tuần tra bằng vật liệu composite .....	132
Hình 6.4 Tàu cá composite.....	132
Hình 6.5 Bản vẽ tuyến hình tàu mô hình.....	134
Hình 6.6 Tấm fomex chế tạo vỏ tàu .....	136
Hình 6.7 Vật liệu composite, keo dùng chế tạo vỏ tàu.....	136
Hình 6.8 Phóng dạng biên dạng sườn lên giấy.....	138
Hình 6.9 Phóng dạng sóng chính lên nền.....	138
Hình 6.10 Cắt, gia công các sườn.....	139
Hình 6.11 Cắt, nén và hàn sóng chính theo biên dạng .....	139
Hình 6.12 Lấy dấu các sườn trên sóng chính .....	140
Hình 6.13 Lắp ráp các sườn lên sóng chính .....	140
Hình 6.14 Lắp ráp tôn vỏ bao .....	141
Hình 6.15 Hoàn thiện lắp ráp tôn vỏ bao.....	141
Hình 6.16 Quét keo, trải sợi thủy tinh mặt ngoài .....	141
Hình 6.17 Quét keo, trải sợi thủy tinh mặt trong.....	142
Hình 6.18 Mài nhẵn bề mặt vỏ tàu .....	142
Hình 6.19 Phủ lớp bột đá gia cường.....	143
Hình 6.20 Mài nhẵn lớp bột đá.....	143
Hình 6.21 Sơn và hoàn thiện vỏ tàu .....	143
Hình 6.22 Hoàn thiện thượng tầng.....	144
Hình 6.23 Động cơ bước step 57.....	145
Hình 6.24 Bình acquy Enimac 12V 46B24L 45AH.....	146

Hình 6.25 Chân vịt tàu mô hình .....	147
Hình 6.26 Hệ trục chân vịt tàu mô hình .....	148
Hình 6.27 Mô tả quy trình in 3D .....	148
Hình 6.28 Một số sản phẩm in 3D.....	149
Hình 6.29 Kích thước các biên dạng bánh lái .....	151
Hình 6.30 Bánh lái in 3D.....	151
<b>Chương 7: Lắp đặt và thử nghiệm mô hình chạy tự do</b>	
Hình 7.1 Bố trí hệ động lực tàu mô hình .....	152
Hình 7.2 Lắp đặt servo motor chân vịt tàu mô hình.....	153
Hình 7.3 Lắp đặt trục chân vịt tàu mô hình.....	153
Hình 7.4 Lắp đặt Servo lái.....	154
Hình 7.5 Driver HBS57 .....	154
Hình 7.6 Board ESP32 .....	155
Hình 7.7 Lắp ắc quy .....	155
Hình 7.8 Sơ đồ bố trí các trang thiết bị trên tàu .....	156
Hình 7.9 Phương pháp thử nghiệm nghiêng.....	158
Hình 7.10 Nút kiểm tra lỗi (Veify).....	160
Hình 7.11 Nút tải code vào bo mạch (Upload).....	161
Hình 7.12 Vùng lập trình.....	161
Hình 7.13 Thanh menu .....	162
Hình 7.14 Sơ đồ mạch Servo chân vịt với bo mạch ESP32 .....	163
Hình 7.15 Sơ đồ mạch Servo lái với bo mạch Arduino UNO.....	163
Hình 7.16 Đồ thị tốc độ tàu với rpm.....	164
Hình 7.17 Hình ảnh module GPS-BS 708.....	165
Hình 7.18 Lựa chọn cổng Com cho máy tính .....	165
Hình 7.19 Lựa chọn gói dữ liệu cho GPS .....	166
Hình 7.20 Ghi lại file thu ở nút Record.....	166
Hình 7.21 Kết thúc file bằng Ejectfile.....	166
Hình 7.22 Nguyên lý hoạt động của GPS.....	167
Hình 7.23 Đồ thị thử tĩnh.....	168
Hình 7.24 Quỹ đạo di chuyển sau khi thử động GPS.....	168

Hình 7.25 Sơ thuật toán xử lý số liệu .....	171
Hình 7.26 Quá trình thu thập dữ liệu từ thiết bị GPS trên tàu mô hình .....	172
Hình 7.27 Kinh độ và vĩ độ của tàu mô hình sau khi thử nghiệm.....	172
Hình 7.28 Quá trình quay trở của tàu .....	175
<b>Chương 8: Kết quả và bàn luận</b>	
Hình 8.1 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái NACA0015.....	176
Hình 8.2 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái dạng tám .....	177
Hình 8.3 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái NACA0015 nêm đuôi.....	177

## DANH MỤC BẢNG

### **Chương 2: Khảo sát tàu du lịch trên sông Hàn**

Bảng 2.1 Thông số cơ bản của tàu.....	7
Bảng 2.2 Phân khoang theo chiều dài tàu.....	11

### **Chương 3: Tính toán, thiết kế hệ động lực**

Bảng 3.1 Thông số cơ bản của tàu.....	22
Bảng 3.2 Diện tích sườn lý thuyết.....	22
Bảng 3.3 Bảng diện tích sườn lý thuyết.....	25
Bảng 3.4 Thể tích chiếm nước theo thuyền hình.....	25
Bảng 3.5 Tính sức cản tàu theo công thức Viện thiết kế Lenigrad.....	29
Bảng 3.6 Bảng tính chọn chân vịt.....	32
Bảng 3.7 Tính chọn máy chính.....	34
Bảng 3.8 Thông số động cơ Yanmar 6HA2M - WDT.....	36
Bảng 3.9 Tính toán sơ bộ chân vịt.....	38
Bảng 3.10 Thông số chân vịt sử dụng hết công suất máy.....	40
Bảng 3.11 Các hệ số tính toán bền.....	42
Bảng 3.12 Vật liệu chế tạo trục.....	44

### **Chương 4: Tính toán, mô phỏng CFD (Computational Fluid Dynamics) xác định thông số động lực học bánh lái**

Bảng 4.1 Tọa độ prôfin bánh lái NACA0015.....	83
Bảng 4.2 Tiêu chuẩn đánh giá chất lượng Skewness.....	87
Bảng 4.3 Tiêu chuẩn đánh giá chất lượng Orthogonal.....	88

### **Chương 5: Lựa chọn và thiết kế bánh lái cho tàu du lịch**

Bảng 5.1 Bảng các hệ số thủy động lực học bánh lái.....	109
Bảng 5.2 Trị số tối ưu của trục bánh lái.....	111
Bảng 5.3 Lực và mô men thủy động tác dụng lên bánh lái.....	117
Bảng 5.4 Hệ số $K_1$ phụ thuộc vào độ đang bánh lái.....	118
Bảng 5.5 Thông số vật liệu chế tạo hệ lái.....	123

### **Chương 6: Thiết kế và chế tạo mô hình thử nghiệm**

Bảng 6.1 Thông số kích thước mô hình tàu.....	129
---	-----

Bảng 6.2 Trị số tuyến hình theo nửa chiều rộng .....	133
Bảng 6.3 Trị số tuyến hình theo chiều cao .....	133
Bảng 6.4 Thống kê vật liệu fomex .....	136
Bảng 6.5 Thống kê vật liệu composite .....	137
Bảng 6.6 Các dụng cụ cần thiết khác .....	137
<b>Chương 7: Lắp đặt và thử nghiệm mô hình</b>	
Bảng 7.1 Thông số của môi trường tính toán .....	156
Bảng 7.2 Thông số cơ bản của tàu thật và tàu mô hình.....	157
Bảng 7.3 Thông số thử nghiệm nghiêng .....	158
Bảng 7.4 Kết quả thử nghiệm nghiêng.....	159
Bảng 7.5 Tốc độ tàu với rpm.....	164
<b>Chương 8: Kết quả và bàn luận</b>	
Bảng 8.1 So sánh kết quả thử nghiệm theo tiêu chuẩn.....	178
Bảng 8.2 So sánh độ lệch khi quay phải và quay trái.....	178

## DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

### KÍ HIỆU

$B_{\max}$	: Chiều rộng lớn nhất, m
$B_{tk}$	: Chiều rộng thiết kế, m
$C_B$	: Hệ số đầy thể tích
$C_f$	: Hệ số sức cản ma sát
$C_r$	: Hệ số sức cản dư
$\Delta$	: Thể tích chiếm nước, $m^3$
$F_r$	: Số Froude
$D$	: Chiều cao mạn, m
$K$	: Tỷ lệ đồng dạng
$L_{\max}$	: Chiều dài lớn nhất, m
$L_{tk}$	: Chiều dài thiết kế, m
$L_m$	: Chiều tàu mô hình tàu, m
$R$	: Sức cản toàn phần, kG
$R_v$	: Sức cản nhớt, kG
$R_w$	: Sức cản sóng, kG
$R_f$	: Sức cản ma sát, kG
$R_p$	: Sức cản hình dáng, kG
$R_r$	: Sức cản dư, kG
$R_m$	: Sức cản mô hình tàu, N
$R_t$	: Sức cản tàu thật khi tính chuyển từ mô hình tàu, kG
$T$	: Chiều chìm thiết kế, m
$V$	: Vận tốc tàu, hl/h

- $V_s$  : Vận tốc tàu chuyển đổi, m/s  
 $V_m$  : Vận tốc mô hình tàu, m/s  
 $WS$  : Diện tích mặt ướt,  $m^2$   
 $P_D$  : Công suất đến trục chân vịt, HP  
 $T_e$  : Công suất máy chính  
 $h_{bl}$  : Chiều cao bánh lái, m  
 $A_{bl}$  : Diện tích bánh lái,  $m^2$   
 $\lambda$  : Hệ số kéo dài  
 $b$  : Bề rộng cạnh trước đến cạnh sau của bánh lái, m  
 $\bar{t}$  : Chiều dày tương đối của profin  
 $L$  : Lực nâng  
 $D$  : Lực cản  
 $R$  : Tổng hợp lực của  $L$  và  $D$   
 $C_D$  : Hệ số lực cản  
 $C_L$  : Hệ số lực nâng  
 $C_M$  : Hệ số momen các lực thủy động tác dụng lên bánh lái so với cánh dẫn  
 $\alpha$  : Góc tấn  
 $M_{td}$  : Mômen thủy động tác dụng lên bánh lái  
 $FR$  : Lực tác dụng lên bánh lái, N  
 $M_x$  : Momen xoắn tác dụng lên trục lái,  $N/m^2$   
 $d_1$  : Đường kính đầu trục lái, mm  
 $d_2$  : Đường kính phần dưới trục lái, mm

## CHỮ VIẾT TẮT

- CFD : Computational Fluid Dynamics (Tính toán động lực học chất lỏng)

## CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI

### 1.1 Điều kiện tự nhiên của thành phố Đà Nẵng

#### 1.1.1 Vị trí địa lý

Trong phạm vi khu vực và quốc tế, thành phố Đà Nẵng là một trong những cửa ngõ quan trọng ra biển của Tây Nguyên và các nước Lào, Campuchia, Thái Lan, Myanmar đến các nước vùng Đông Bắc Á thông qua hành lang kinh tế Đông Tây với điểm kết thúc là cảng biển Tiên Sa. Nằm ngay trên một trong những tuyến đường biển và đường hàng không quốc tế, Đà Nẵng có một vị trí địa lý đặc biệt thuận lợi cho sự phát triển nhanh chóng và bền vững.

Đà Nẵng là trung tâm kinh tế, văn hóa, giáo dục và công nghệ lớn nhất của khu vực miền Trung – Tây Nguyên và là thành phố lớn thứ 4 của Việt Nam. Phía bắc giáp tỉnh Thừa Thiên Huế, phía nam và tây giáp tỉnh Quảng Nam, phía đông giáp biển Đông. Với vị trí trung độ của cả nước, Đà Nẵng cách Hà Nội 765km về phía Bắc và thành phố Hồ Chí Minh 964km về phía Nam, nối vùng Tây Nguyên trù phú qua Quốc lộ 14B và là cửa ngõ ra biển của Tây Nguyên và nước bạn Lào. Các trung tâm kinh doanh - thương mại của các nước vùng Đông Nam Á và Thái Bình Dương đều nằm trong phạm vi bán kính 2000km từ thành phố Đà Nẵng.

#### 1.1.2 Sông ngòi, biển

Sông ngòi của thành phố Đà Nẵng đều bắt nguồn từ phía Tây, Tây Bắc thành phố và tỉnh Quảng Nam. Hầu hết các sông ở Đà Nẵng đều ngắn và dốc. Có 2 sông chính là Sông Hàn (chiều dài khoảng 204 km, tổng diện tích lưu vực khoảng 5.180km<sup>2</sup>) và sông Cu Đê (chiều dài khoảng 38 km, lưu vực khoảng 426km<sup>2</sup>). Ngoài ra, trên địa bàn thành phố còn có các sông: Sông Yên, sông Chu Bái, sông Vĩnh Điện, sông Túy Loan, sông Phú Lộc...

Đà Nẵng có bờ biển dài khoảng 30 km, có vịnh Đà Nẵng nằm chắn bởi sườn núi Hải Vân và Sơn Trà, mực nước sâu, thuận lợi cho việc xây dựng cảng lớn và một số cảng chuyên dùng khác; và nằm trên các tuyến đường biển quốc tế nên rất thuận lợi cho việc giao thông đường thủy. Mặc khác Vịnh Đà Nẵng còn là nơi trú ẩn tránh bão của các tàu có công suất lớn.

Đà Nẵng còn có một bờ biển dài với nhiều bãi tắm đẹp như Non Nước, Mỹ Khê, Thanh Khê, Nam Ô với nhiều cảnh quan thiên nhiên kỳ thú; ở khu vực quanh bán đảo Sơn Trà có những bãi san hô lớn, thuận lợi trong việc phát triển các loại hình kinh doanh, dịch vụ, du lịch biển.

### **1.1.3 Khí hậu**

Đà Nẵng nằm trong vùng khí hậu nhiệt đới gió mùa, nhiệt độ cao và ít biến động. Mỗi năm có hai mùa rõ rệt: mùa khô từ tháng 1-9, mùa mưa từ tháng 10 - 12. Nhiệt độ trung bình hàng năm khoảng 25 độ C, cao nhất là vào tháng 6, 7, 8 trung bình từ 28 - 30 độ C, thấp nhất vào các tháng 12, 1, 2 trung bình từ 18-23 độ C, riêng vùng rừng núi Bà Nà ở độ cao gần 1500m, nhiệt độ trung bình khoảng 20 độ C. Đà Nẵng thỉnh thoảng có những đợt rét đậm vào mùa đông nhưng không kéo dài.

Lượng mưa trung bình hàng năm là 2504,57 mm; lượng mưa cao nhất vào tháng 10, 11 trung bình 550 – 1000 mm/tháng; thấp nhất vào các tháng 1, 2, 3, 4 trung bình 23 – 40 mm/tháng

## **1.2 Tiềm năng phát triển tàu du lịch trên sông Hàn**

### **1.2.1 Thuận lợi về tự nhiên**

Thành phố Đà Nẵng có nhiều ưu thế vị trí địa lý, là cửa ngõ kết nối với các địa phương trong nước và quốc tế trên cả đường bộ, đường hàng không, đường thủy... Với mục tiêu phát huy tiềm năng du lịch biển đảo, đường thủy nội địa, việc phát triển ngành dịch vụ liên quan đến tàu du lịch, du thuyền sẽ góp phần thu hút khách du lịch trong và ngoài nước.

Đà Nẵng được xem là điểm đến an toàn thân thiện và mến khách, hằng năm thu hút lượng lớn khách du lịch đến tham quan và nghỉ dưỡng tại đây. Nhiều tour, tuyến du lịch đường thủy đang được hình thành cùng với việc xúc tiến xây dựng cầu tàu và bến du thuyền đã mở ra hướng mới cho phát triển du lịch, đưa sản phẩm du lịch này trở thành sản phẩm đặc trưng của Đà Nẵng. Những tuyến đường thủy như Đà Nẵng - Cù Lao Chàm (tỉnh Quảng Nam); Đà Nẵng - Lý Sơn (tỉnh Quảng Ngãi) và tuyến đường thủy trên sông Cổ Cò... sẽ góp phần thu hút du khách quay trở lại thành phố sau thời gian gián đoạn do ảnh hưởng dịch bệnh COVID-19.

Với lợi thế có dòng sông chảy quanh thành phố, có cửa biển sông Hàn, cảng Tiên Sa thuận lợi đón khách du lịch tàu biển cũng là một lợi thế để phát triển ngành công

công nghiệp dịch vụ liên quan đến du thuyền được kỳ vọng sẽ góp phần tăng trưởng GRDP, tạo đột phá trong lĩnh vực công nghiệp, dịch vụ, gắn với phát triển bền vững, bảo vệ môi trường, giữ vững an ninh quốc phòng.

### **1.3 Mục tiêu của đề tài**

Với đề tài “*Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch hoạt động trên sông Hàn, Đà Nẵng*” mục tiêu của đề tài:

- Phân tích được các đặc tính thuỷ động lực học tác dụng lên bánh lái tàu thuỷ thông qua mô phỏng CFD và thử nghiệm mô hình chạy tự do (Free Running Model Test)
- Thiết kế, chế tạo, lắp đặt các thiết bị đo cho mô hình, nắm được quy trình thử nghiệm
- Xác định được các thông số cần đo phục vụ cho việc tính toán, phân tích các tính năng điều động của tàu và hiệu năng của bánh lái
- Thiết kế bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch với kết cấu, hiệu năng tốt và tính kinh tế cho sản phẩm

### **1.4 Đối tượng và phương pháp nghiên cứu**

#### **1.4.1 Đối tượng nghiên cứu**

Bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng

#### **1.4.2 Phương pháp nghiên cứu**

- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết về biên dạng, tính năng động lực học bánh lái tàu thuỷ
- Tính toán mô phỏng số để xác định các thông số động lực học bánh lái
- Phân tích, đánh giá từ đó lựa chọn mẫu bánh lái phù hợp với mẫu tàu được lựa chọn khảo sát.
- Chế tạo mô hình tàu bằng vật liệu composite, bánh lái 3D
- Thử nghiệm mô hình tàu

## CHƯƠNG 2: KHẢO SÁT TÀU DU LỊCH TRÊN SÔNG HÀN

### 2.1 Các thông số cơ bản của tàu

#### 2.1.1 Thông số cơ bản của tàu

Tên tàu: Du thuyền 4U sông Hàn do Công ty Cổ phần Kỹ Thuật Và Phát Triển Công Nghệ Hàng Hải Việt Nam (VITECHCO) thiết kế

Bảng 2.1 Thông số cơ bản của tàu

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Thứ nguyên
Chiều dài lớn nhất	$L_{max}$	29,80	m
Chiều dài giữa hai trụ	$L_{tk}$	27,90	m
Chiều rộng lớn nhất	$B_{max}$	6,00	m
Chiều rộng mép boong	$B_{mb}$	5,85	m
Chiều rộng thiết kế	$B_{tk}$	5,74	m
Chiều cao mạn	D	1,90	m
Mớn nước	d	1,00	m
Máy chính	$N_e$	405	HP
Thuyền viên	$n_{tv}$	5	người
Nhân viên	$n_{nv}$	5	người
Hành khách	k	98	người

#### 2.1.2 Loại tàu và công dụng

- Loại tàu: Tàu du lịch
- Chức năng, công dụng của tàu: Chở khách du lịch tham quan, ngắm cảnh trên sông Hàn, cung cấp các dịch vụ khác cho hành khách trên tàu

### 2.2 Tuyến hình

Tuyến hình tàu cho người đọc thấy được hình dáng con tàu qua các đường hình (được tạo ra bởi giao của vỏ tàu với các mặt phẳng sườn lý thuyết, mặt phẳng đường nước và mặt cắt dọc.

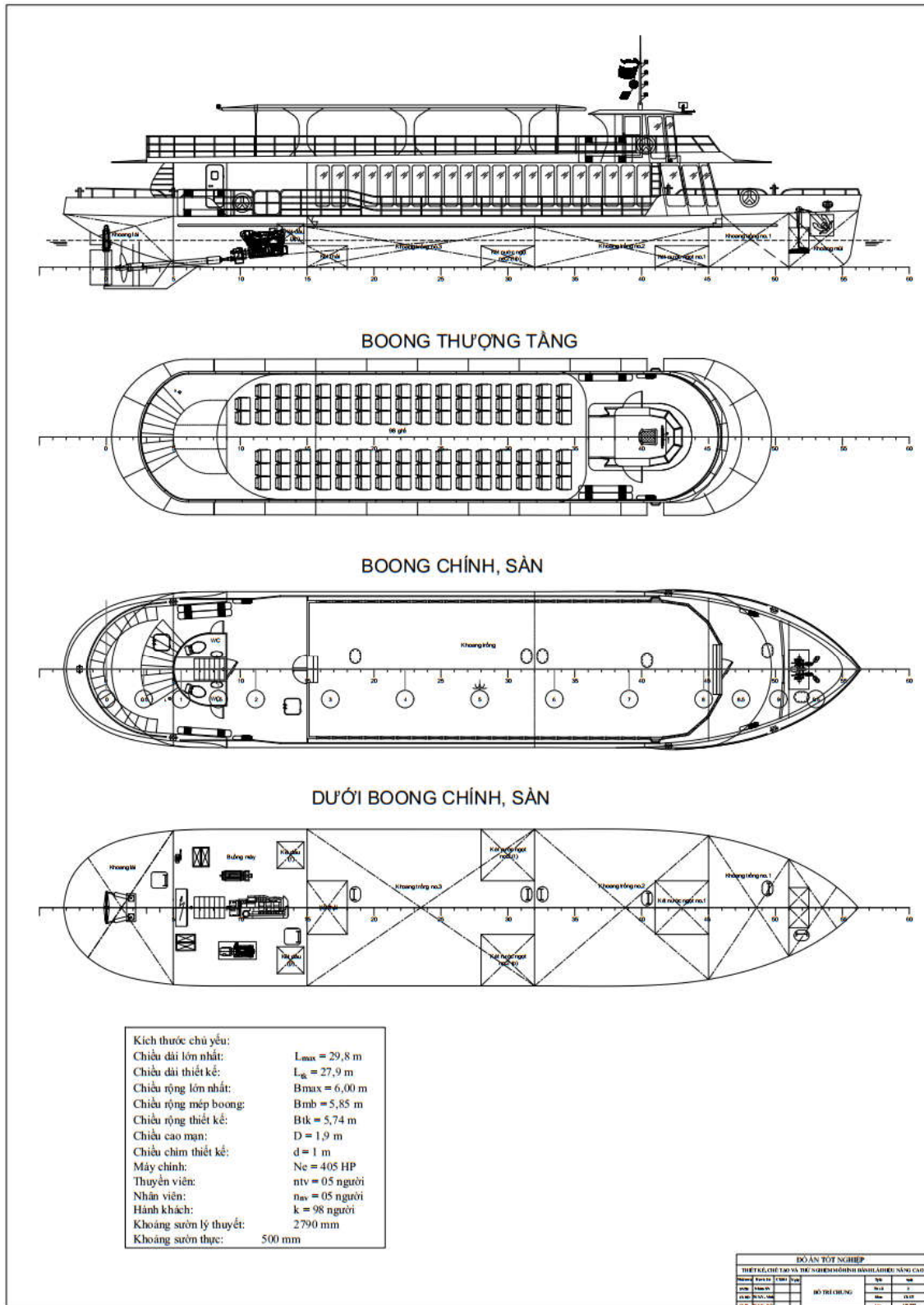


Theo chiều dài tàu được chia thành các khoảng sườn lý thuyết với khoảng cách là 2790 mm được ký hiệu từ sườn 0 đến sườn 10. Theo chiều rộng tàu được chia thành các cắt dọc với khoảng cách là 500 mm và được ký hiệu CD500, CD1000, CD1500, CD2000, CD25000. Theo chiều cao tàu được chia thành các đường nước với khoảng cách là 500 mm và được ký hiệu ĐN500, ĐN1000, ĐN1500.

Ở các vị trí đường hình vỏ tàu là những đường cong phức tạp (vùng mũi hay vùng đuôi) thì có thể chia nhỏ và thêm các sườn, cắt dọc cũng như các đường nước để có được những đường cong mềm và trơn phục vụ việc thi công chế tạo sau này.

- Đường hình dáng ảnh hưởng đến nhiều tính năng của tàu như tốc độ, tính hàng hải, tính ổn định, tính năng điều động, dung tích tàu và công nghệ chế tạo.
- Tốc độ: hình dáng mặt cắt nửa sau thân tàu ảnh hưởng rất lớn đến hiệu suất đẩy, ở đây tàu được thiết kế có phần đuôi tuần dương hạm nên có lợi cho việc giảm sức cản nhưng làm hạn chế đường kính chân vịt
- Tính hàng hải: hình dáng mặt cắt ngang sườn giữa tàu không sử dụng hông nâng cao có tác dụng làm giảm lắc ngang và có lợi cho tính chạy nhanh của tàu, ngoài ra ở vị trí hông tàu có bố trí thêm vây giảm lắc kéo dài từ sườn 3 đến sườn 7.
- Tính năng điều động: được thể hiện qua khả năng quay trở và khả năng ổn định hướng, tàu thiết kế có hình chiếu cạnh mặt cắt dọc giữa ở vị trí đuôi không béo, phần mũi vát nhẹ làm cho trọng tâm hình chiếu cạnh phần chìm không chuyển dịch về phía sau nên tính năng điều động theo tuyến hình thiết kế là không được tốt lắm.
- Công nghệ chế tạo: các đường hình của tàu là những đường cong thay đổi dần dần, ít những vùng có đường cong phức tạp nên công nghệ chế tạo sẽ đơn giản hơn.

## 2.3 Bố trí chung



Hình 2.2 Bản vẽ bố trí chung

❖ Phân khoang:

- Khoảng sườn thực: 500 mm
- Phân khoang theo chiều dài tàu: Tàu được chia làm 6 khoang như bảng dưới đây

*Bảng 2.2 Phân khoang theo chiều dài tàu*

STT	Tên	Chiều dài (mm)	Vị trí
1	Khoang lái	4100	Từ sườn -3 <sup>-100</sup> đến sườn 5
2	Khoang máy	5000	Từ sườn 5 đến sườn 15
3	Khoang trống 3	8500	Từ sườn 15 đến sườn 32
4	Khoang trống 2	6500	Từ sườn 32 đến sườn 45
5	Khoang trống 1	3000	Từ sườn 45 đến sườn 51
6	Khoang mũi	2500	Từ sườn 51 đến sườn 56

- Phân khoang theo chiều cao: Theo chiều cao tàu được chia làm các khoang dưới boong chính với kết cấu đáy đơn, bố trí trên boong chính và boong thượng tầng

❖ Bố trí chung các tầng boong

- Boong thượng tầng
  - + Boong thượng tầng có chiều cao 3900 mm tính từ đáy với chiều dài 24650 mm nằm từ sườn 0<sup>+200</sup> đến sườn 50<sup>-150</sup>.
  - + Từ sườn 3 đến sườn 5 bố trí cầu thang lên xuống giữa boong chính và boong thượng tầng.
  - + Trên boong thượng tầng bố trí 98 ghế ngồi cho hành khách chia làm 2 dãy và khu vực bố trí là từ sườn 8 đến sườn 36, bên trên có mái che và bao quanh có lan can bảo vệ.
  - + Từ sườn 36 đến sườn 44 của boong thượng tầng bố trí lầu lái, bên trong có các thiết bị điều khiển, vô lăng lái, các phao cứu sinh, bên trên trang bị cờ, đèn tín hiệu.
- Boong chính
  - + Boong chính được thiết kế với không gian sàn trống là chủ yếu và mặt sàn có khoét lỗ người chui để kiểm tra các thiết bị, các khoang dưới boong chính
  - + Vị trí từ sườn 5 đến sườn 9 của boong chính là nơi bố trí 2 phòng vệ sinh và cầu thang đi xuống buồng máy.

- + Ở phía mũi từ sườn 50 đến sườn 53 bố trí các thiết bị neo như tời neo, ống dẫn neo và cọc bích.
- Dưới boong chính
  - + Khu vực dưới boong chính là nơi bố trí các hầm, kết cấu như các máy móc, trang thiết bị lái, động cơ, hệ động lực.
  - + Vị trí khoang lái: tàu được trang bị hệ thống lái thủy lực với các thiết bị như sec tơ lái, xilanh thủy lực.
  - + Khoang máy: máy chính được bố trí ở vị trí sườn 9 đến sườn 14, ngoài ra còn các máy phát điện, bơm, thiết bị hệ động lực cũng được bố trí ở khoang máy. Kết đầu được bố trí từ sườn 13<sup>-100</sup> đến sườn 15<sup>-100</sup> với chiều dài 1000 mm rộng 1000 mm cao 750 mm và cách dọc tâm 1460 mm, bố trí cả 2 bên mạn tàu.
  - + Khoang trống 3: bố trí 1 kết nước thải từ sườn 15 đến sườn 18 với chiều rộng 2000 mm, cao 800 mm, 2 kết nước ngọt được bố trí sát 2 bên mạn kéo dài từ sườn 28 đến sườn 32 với chiều rộng 1900 mm cao 800 mm.
  - + Khoang trống 2: bố trí kết nước ngọt ở vị trí từ sườn 41 đến sườn 45 với chiều rộng 2000 mm cao 800 mm và được thiết kế ở giữa tàu.
  - + Khoang mũi: ở khoang mũi có bố trí 2 hầm xích neo ở vị trí từ sườn 51 đến sườn 52<sup>+250</sup> với chiều rộng mỗi hầm là 750 mm và được bố trí ở giữa tàu.
  - + Ở dưới vị trí các lỗ khoét người chui ở boong chính thì phía dưới khoang có thiết kế các cầu thang để lên xuống kiểm tra.

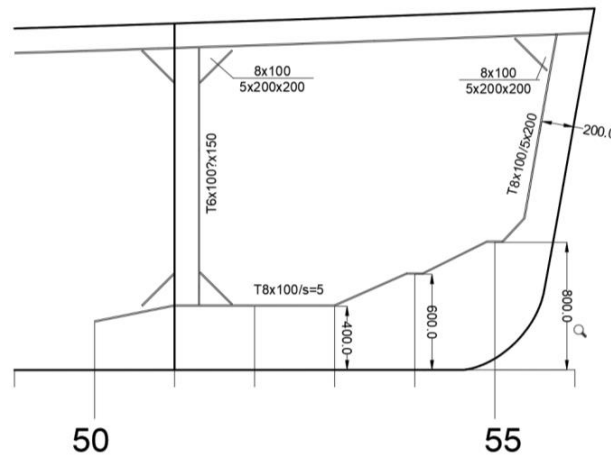
## 2.4 Phân tích kết cấu tàu

### 2.4.1 Kết cấu phần mũi

- Phần mũi tàu khi hoạt động trong nước là lô mũi, nơi gặp nhau của hai giải tôn mạn. Sóng mũi phải có cơ cấu đủ cứng, chịu đựng va đập của nước, của vật thể lạ bất kỳ có thể xuất hiện khi tàu hoạt động. Sóng mũi còn có nhiệm vụ rẽ nước, mở đường tàu đi do vậy kết cấu phải có dạng thoát nước, ít có nguy cơ tạo sức cản lớn.
- Tại mặt cắt dọc tâm kết cấu của phần mũi từ sườn 50 đến sườn 55 bao gồm sóng mũi có quy cách là T8x100/5x200 liên kết với sóng dọc bong bằng mã gia cường có quy cách là 8x100/5x200x200 (bản cánh 8x100 với chiều rộng 100mm và

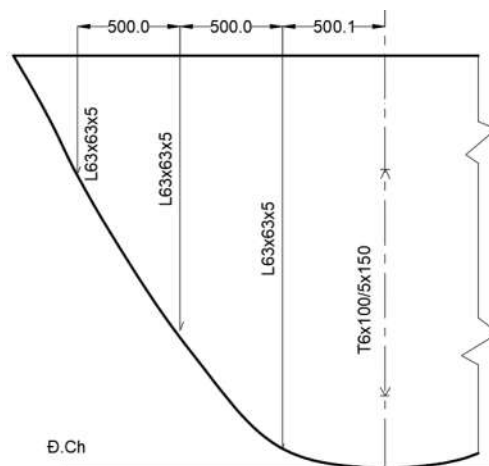
Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng (chiều dày 8mm, bản thành 5x200x200 với 2 cạnh có kích thước 200mm và chiều dày 5mm).

- Tại phần mạn từ sườn 50 đến sườn 55 được bố trí một sườn khòe có quy cách là T6x100/5x150 liên kết với sống chính đáy có quy cách là T8x100/s = 5 bằng mã gia cường.



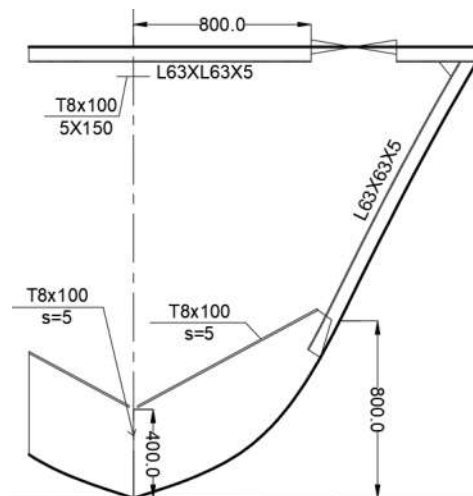
Hình 2.3 Mặt cắt dọc tâm phần mũi

- Tại sườn 51 kết cấu phần mũi được bố trí một vách ngang (vách phẳng) được gia cường bằng các nẹp với kết cấu là dạng thép chữ L có quy cách là L63x63x5 khoảng cách giữa các thanh nẹp vách là 500 mm, ở đường tâm vách thì bố trí một sống vách với kết cấu thép chữ T có quy cách là T6x100/5x150, chiều dày tôn vách s=5 mm.



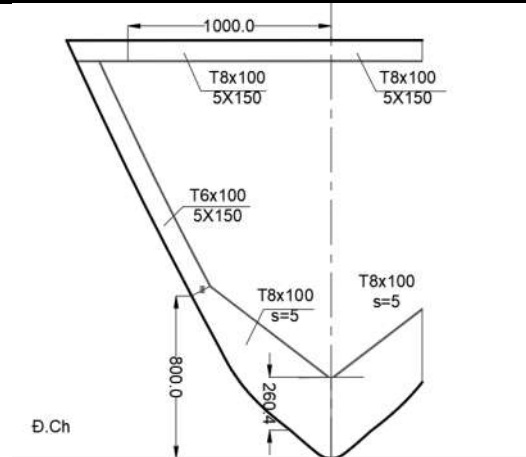
Hình 2.4 Kết cấu vách ngang phần mũi tại sườn 51

- Tại sườn 52: ở phần đáy được bố trí một sớng chính có quy cách là  $T8x100/s = 5$  và đà ngang đặc có quy cách là  $T8x100/s = 5$ , sớng chính thì liên tục còn đà ngang thì bị gián đoạn.
- Kết cấu phần mạn được bố trí các sườn dạng thép chữ L có quy cách là  $L63x63x5$  liên kết trực tiếp với đà ngang đáy và liên kết với xà ngang boong thường bằng mã gia cường.
- Tại phần boong được bố trí một sớng dọc boong có quy cách là  $T8x100/5x150$  và các xà ngang boong thường có quy cách là  $L63x63x5$  ngoài ra phần boong còn được bố trí một lỗ khoét khoảng cách từ lỗ khoét đến xà ngang boong thường là 800 mm.



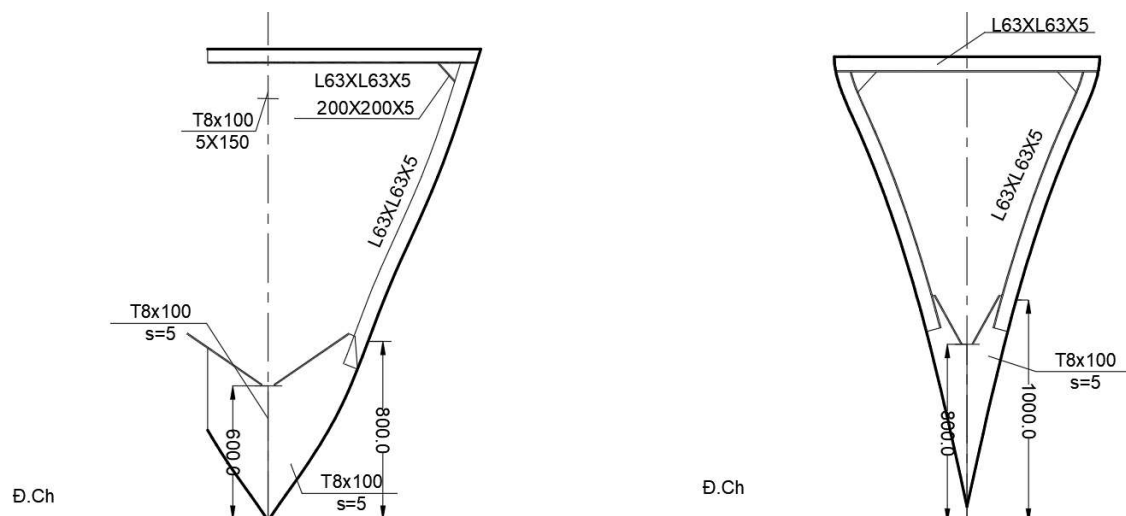
Hình 2.5 Kết cấu sườn 52

- Tại sườn 53: kết cấu tại sườn 53 bao gồm một sớng chính đáy có quy cách là  $T8x100/s = 5$  liên kết trực tiếp với các đà ngang đáy có quy cách là  $T8x100/s = 5$ , sớng chính thì liên tục còn đà ngang thì bị gián đoạn.
- Tại phần mạn bao gồm các sườn khô có quy cách là  $T6x100/5x150$  được hàn trực tiếp với các đà ngang đáy.
- Tại phần boong được bố trí một xà ngang boong khô có quy cách là  $T8x100/5x150$  được hàn trực tiếp với sườn thường.



Hình 2.6 Kết cấu sườn 53

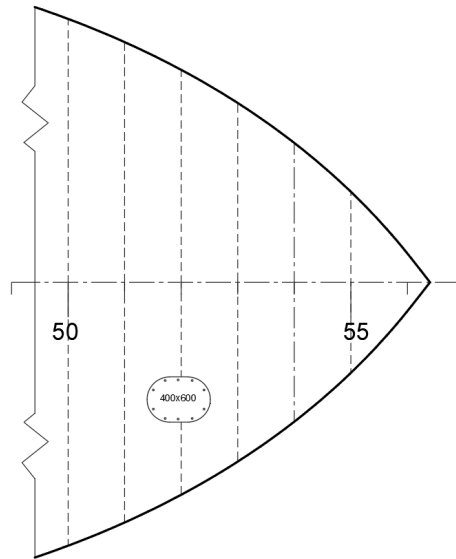
- Tại sườn 54, 55: Kết cấu cơ bản tại sườn 54 bao gồm sống chính đáy có quy cách là T8x100/s = 5 liên kết trực tiếp với các đà ngang đáy có quy cách là T8x100/s = 5, sống chính thì liên tục còn đà ngang thì bị gián đoạn.
- Tại phần mạn bao gồm các sườn thường có quy cách là L63x63x5 được hàn trực tiếp với các đà ngang đáy.
- Tại phần boong được bố trí một sống dọc boong có quy cách là T8x100/5x150 và các xà ngang boong thường có quy cách là L63x63x5, xà ngang boong thường liên kết với sườn thường bằng các mã gia cường có quy cách là 200x200x5 mm.



Hình 2.7 Kết cấu sườn 54, 55

Tại boong chính từ sườn 50 đến sườn 55: Kết cấu của boong chính được bố trí theo hệ thống kết cấu ngang bao gồm các xà ngang boong thường có quy cách là L63x63x5 và một sổng dọc boong có quy cách là T8x100/5x150, chiều dày tôn boong là  $s = 6$  mm.

- Ngoài ra trên boong chính còn được bố trí một lỗ khoét có quy cách là 400x600.

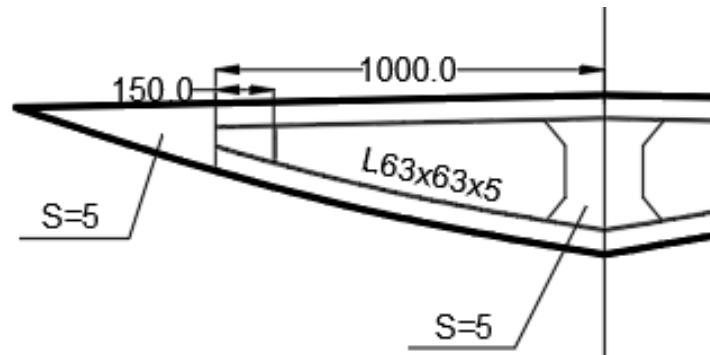


Hình 2.8 Kết cấu sườn 54, 55

- Tại phần đáy từ sườn 50 đến sườn 55: đáy được bố trí theo hệ thống kết cấu ngang bao gồm các đà ngang khỏe có quy cách là T8x100/5x200 liên kết với sổng chính đáy có quy cách là T8x100/5x200, sổng chính thì liên tục còn đà ngang đáy thì bị gián đoạn
- Tôn đáy có chiều dày là  $s = 6$  mm.

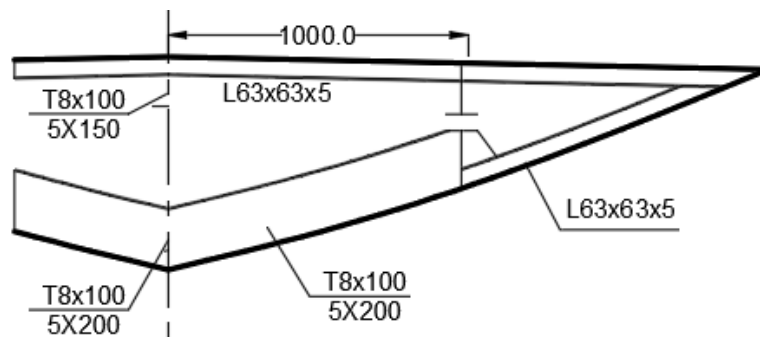
#### 2.4.2 Kết cấu phần đuôi

- Tại sườn -2: Kết cấu cơ bản tại sườn -2 bao gồm các sườn thường có quy cách là L63x63x5 liên kết với xà ngang boong thường có quy cách là L63x63x5



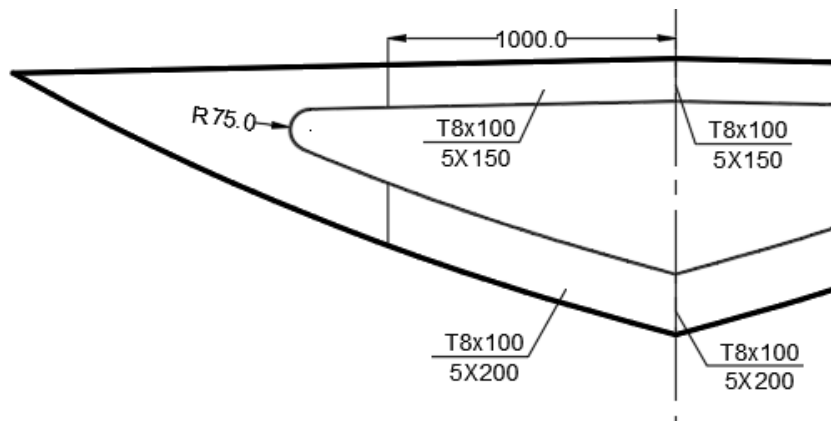
Hình 2.9 Kết cấu sườn -2

- Tại sườn -1: Kết cấu tại sườn -1 bao gồm các sườn thường có quy cách là L63x63x5 và đà ngang đáy có quy cách là T8x100/5x200, sồng chính đáy có quy cách là T8x100/5x200 và các xà ngang boong thường có quy cách là L63x63x5, sồng dọc boong có quy cách là T8x100/5x150.
- Sườn thường được hàn trực tiếp với đà ngang đáy và cũng được hàn trực tiếp với xà ngang boong thường
- Sồng dọc boong được khoét lỗ cho các xà ngang boong thường chui qua, khoảng cách giữa các sồng dọc boong là 1000 mm.



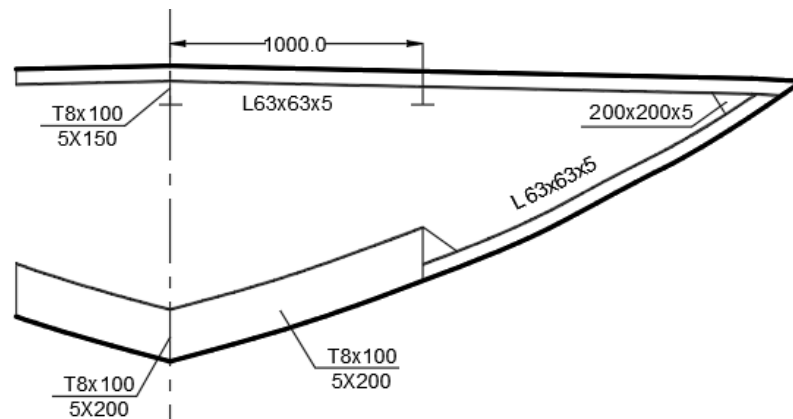
Hình 2.10 Kết cấu sườn -1

- Tại sườn 0: Kết cấu tại sườn 0 bao gồm các đà ngang đáy có quy cách là T8x100/5x200, sồng chính đáy có quy cách là T8x100/5x200.
- Các xà ngang boong khô có quy cách là T8x100/5x150.



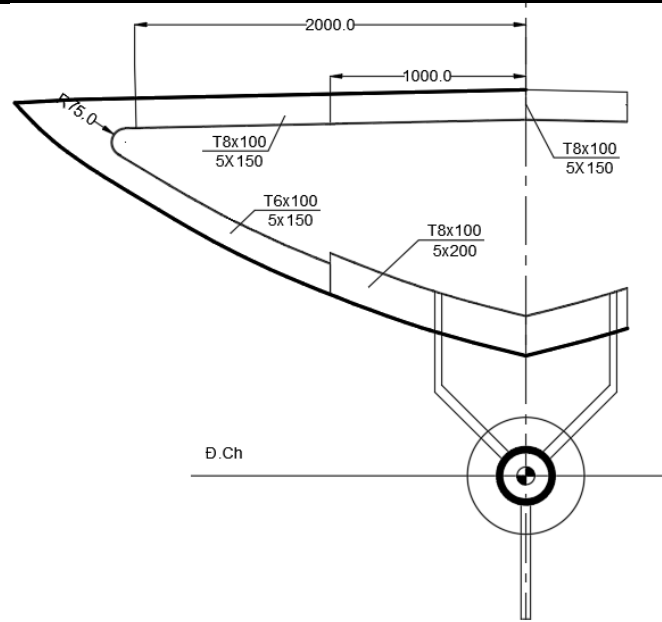
Hình 2.11 Kết cấu sườn 0

- Tại sườn 1: Bao gồm các sồng dọc boong có quy cách là T8x100/5x150, các xà ngang boong khô có quy cách là L63x63x5, sườn thường có quy cách L63x63x5, đà ngang đáy có quy cách T8x100/5x200, sồng chính có quy cách T8x100/5x200
- Đặc điểm liên kết giữa các cơ cấu: sườn thường được hàn trực tiếp với đà ngang đáy, liên kết với xà ngang boong thường bằng các mã gia cường có quy cách là 200x200x5, sồng dọc boong được khoét lỗ cho các xà ngang boong thường chui qua khoảng cách giữa các sồng dọc boong là 1000 mm



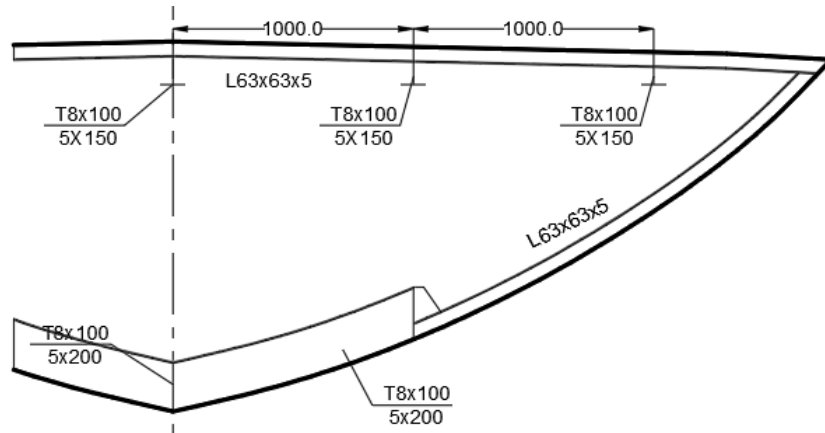
Hình 2.12 Kết cấu sườn 1

- Tại sườn 2: Đặc điểm kết cấu tại sườn 2 bao gồm xà ngang boong khô có quy cách là T8x100/5x150, sườn khô có quy cách là T6x100/5x150, đà ngang đáy có quy cách là T8x100/5x200.
- Đặc điểm liên kết giữa các cơ cấu: sườn khô được hàn trực tiếp với đà ngang đáy, sườn khô liên kết với đà ngang đáy bằng mã hông. Ngoài ra tại sườn 2 được bố trí hầm trục chân vịt để lắp ráp ống trục chân vịt cho tàu.



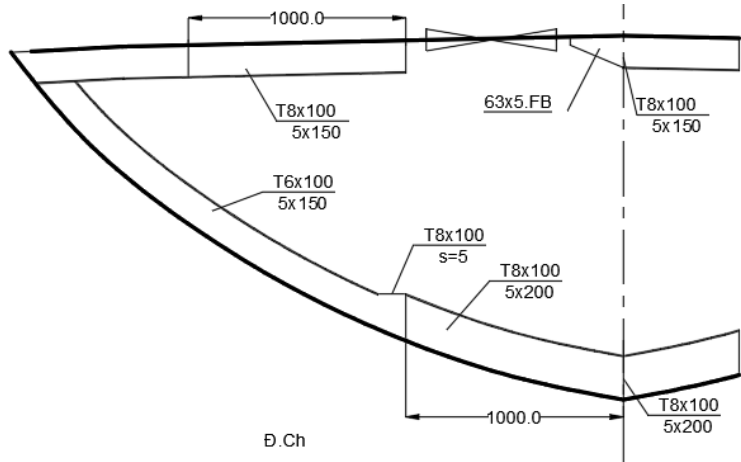
Hình 2.13 Kết cấu sườn 2

- Tại sườn 3: Bao gồm các sớng dọc boong có quy cách là T8x100/5x150, các xà ngang boong khỏe có quy cách là L63x63x5, sườn thường có quy cách L63x63x5, đà ngang đáy có quy cách T8x100/5x200, sớng chính có quy cách T8x100/5x200
- Đặc điểm liên kết giữa các cơ cấu: sườn thường được hàn trực tiếp với đà ngang đáy, liên kết với xà ngang boong thường bằng các mã gia cường có quy cách là 200x200x5, sớng dọc boong được khoét lỗ cho các xà ngang boong thường chui qua khoảng cách giữa các sớng dọc boong là 1000 mm.



Hình 2.14 Kết cấu sườn 2 và sườn 3

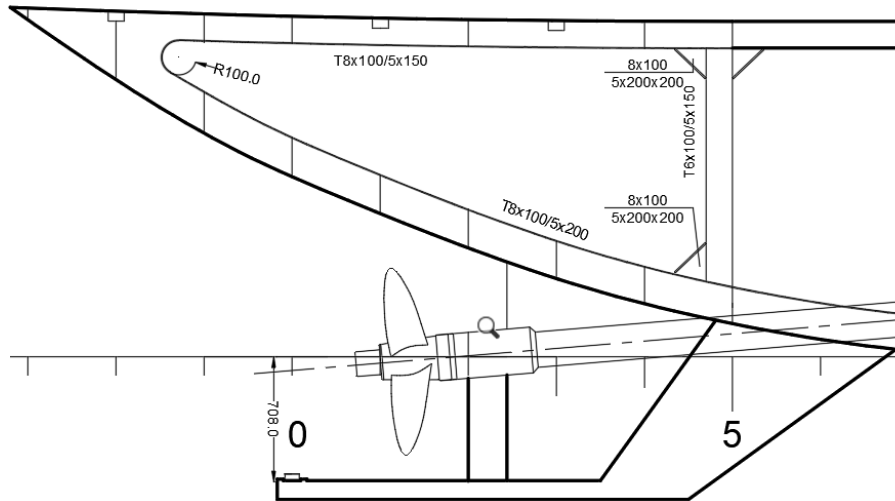
- Tại sườn 4: Đặc điểm kết cấu chi tiết tại sườn 4 bao gồm đà ngang đáy có quy cách là T8x100/5x200, sống chính có quy cách T8x100/5x200 sườn khòe có quy cách là T6x100/5x150, xà ngang boong khòe có quy cách T8x100/5x150.
- Đặc điểm liên kết giữa các cơ cấu: Sườn khòe được hàn trực tiếp với đà ngang đáy, sườn khòe được hàn trực tiếp với xà ngang boong khòe, trên sườn khòe được hàn thêm một mã bẻ để gia cường cho lỗ khoét có quy cách FB63x5



Hình 2.15 Kết cấu sườn 4

- Tại sườn 5: Được bố trí một vách phẳng có chiều dày tôn vách là  $s = 6$  mm, được gia cường bởi các nẹp dọc có quy cách T6x100/5x150 và các nẹp thường có quy cách L63x63x5 mm.
- Ngoài ra vách phẳng còn được khoét lỗ để bố trí ống bao trục chân vịt

- Tại mặt cắt dọc tâm: bao gồm sổng dọc boong có quy cách là T8x100/5x150, các mã gia cường có quy cách là 8x100/5x200x200, sườn khô có quy cách T6x100/5x150
- Đặc điểm liên kết giữa các cơ cấu: sườn khô liên kết với sổng dọc boong bằng các mã gia cường, sổng dọc boong được khoét lỗ cho các xà ngang boong thường chui qua.



Hình 2.16 Kết cấu tại dọc tâm

- Tại boong chính: kết cấu tại boong chính được bố trí theo hệ thống kết cấu ngang, bao gồm các xà ngang boong thường và sổng dọc boong, tôn boong có chiều dày  $s = 6 \text{ mm}$

## CHƯƠNG 3: TÍNH CHỌN HỆ ĐỘNG LỰC CHO TÀU DU LỊCH

### 3.1 Tính toán thể tích chiếm nước của tàu

Các thông số cơ bản của tàu

Bảng 3.1 Thông số cơ bản của tàu

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Thứ nguyên
Chiều dài lớn nhất	$L_{max}$	29,80	m
Chiều dài giữa hai trụ	$L_{tk}$	27,90	m
Chiều rộng lớn nhất	$B_{max}$	6,00	m
Chiều rộng mép boong	$B_{mb}$	5,85	m
Chiều rộng thiết kế	$B_{tk}$	5,74	m
Chiều cao mạn	$D$	1,90	m
Mớn nước	$T$	1,00	m

#### 3.1.1 Tính thể tích chiếm nước tàu theo tuyến hình thiết kế

Dựa vào bảng trị số tuyến hình, ta lập bảng tính diện tích các đường sườn lý thuyết theo phương pháp hình thang

Công thức tính diện tích theo phương pháp hình thang:

$$S = 0,5(y_0 + y_1)d_1 + 0,5(y_1 + y_2)d_2 + \dots + 0,5(y_{n-1} + y_n)d_n$$

$$\Rightarrow S = 0,5.d.(y_0 + 2y_1 + 2y_2 + \dots + y_n) \quad (3.1)$$

Áp dụng công thức hình thang với tàu thiết kế ta có:

$$S = 0,5.d.(y_0 + 2y_1 + 2y_2 + y_{tk}) \quad (3.2)$$

Bảng 3.2 Diện tích sườn lý thuyết

Sườn 0				Sườn 0,5			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$	ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0	0	0	1	0
500	0	2	0	500	111	2	222
1000	0	1	0	1000	1475	1	1475
Tổng			0	Tổng			1697
d	500			d	500		
S	0			S	0,8485		

sườn 1			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	1363	2	2726
1000	2176	1	2176
Tổng			4902
d	500		
S	2,451		

Sườn 1,5			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2010	2	4020
1000	2581	1	2581
Tổng			6601
d	500		
S	3,3005		

Sườn 2			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2414	2	4828
1000	2788	1	2788
Tổng			7616
d	500		
S	3,808		

Sườn 3			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2758	2	5516
1000	2872	1	2872
Tổng			8388
d	500		
S	4,194		

Sườn 4			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2797	2	5594
1000	2872	1	2872
Tổng			8466
d	500		
S	4,233		

Sườn 5			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2797	2	5594
1000	2872	1	2872
Tổng			8466
d	500		
S	4,233		

Sườn 6			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2765	2	5530
1000	2872	1	2872
Tổng			8402
d	500		
S	4,201		

Sườn 7			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	2477	2	4954
1000	2751	1	2751
Tổng			7705
d	500		
S	3,8525		

Sườn 8			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	1889	2	3778
1000	2273	1	2273
Tổng			6051
d	500		
S	3,0255		

Sườn 8,5			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	1487	2	2974
1000	1887	1	1887
Tổng			4861
d	500		
S	2,4305		

Sườn 9			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	1028	2	2056
1000	1395	1	1395
Tổng			3451
d	500		
S	1,7255		

Sườn 9,5			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	524	2	1048
1000	788	1	788
Tổng			1836
d	500		
S	0,918		

Sườn 10			
ĐN	$y_i$	$k_i$	$y_i.k_i$
0	0	1	0
500	0	2	0
1000	0	1	0
Tổng			0
d	500		
S	0		

*Bảng 3.3 Bảng diện tích sườn lý thuyết*

Sườn	Si(m <sup>2</sup> )	K <sub>i</sub>	S <sub>i</sub> .K <sub>i</sub>
0	0	0,5	0
0,5	0,8485	1	0,8485
1	2,451	1	2,451
1,5	3,3005	1	3,3005
2	3,808	1	3,808
3	4,194	1	4,194
4	4,233	1	4,233
5	4,233	1	4,233
6	4,201	1	4,201
7	3,8525	1	3,8525
8	3,0255	1	3,0255
8,5	2,4305	1	2,4305
9	1,7255	1	1,7255
9,5	0,918	1	0,918
10	0	0,5	0
<b>Tổng</b>	39,221	<b>Tổng</b>	39,221

- Thể tích chiếm nước theo tuyến hình thiết kế:

*Bảng 3.4 Thể tích chiếm nước theo tuyến hình*

Khoảng sườn	Khoảng cách giữa 2 sườn d(m)	Thể tích chiếm nước V(m <sup>3</sup> )
Sườn 0 - 2	1,395	14,52
Sườn 2 - 8	2,79	76,85
Sườn 8 - 10	1,395	11,3
<b>Tổng</b>	-	102,67

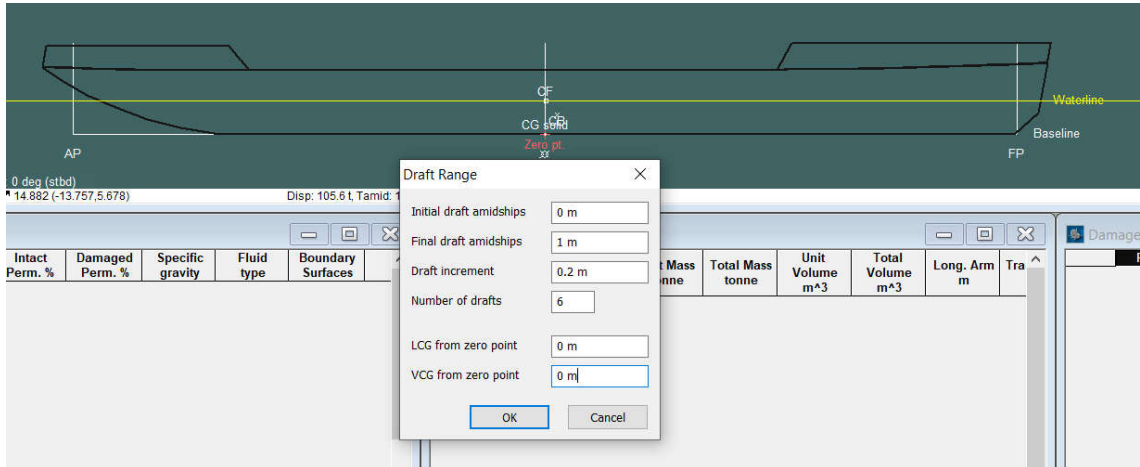
Vậy thể tích chiếm nước của tàu là:  $\Delta = 102,67 \text{ m}^3$

### 3.1.2 Tính toán thể tích chiếm nước của tàu bằng phần mềm Maxsurf

**Bước 1:** Xây dựng bản vẽ 3D của tàu bằng phần mềm Rhinoceros

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng

- + Number of drafts (Số lượng các đường môn nước)
- + Tọa độ trọng tâm trục dọc (LCG from zero point): 0 m
- + Tọa độ trọng tâm trục đứng (VCG from zero point): 0 m



Hình 3.3 Thiết lập các thông số tính toán

**Bước 4:** Sau khi thiết lập xong các thông số, ta tiến hành chạy module tính toán, đọc kết quả tại cửa sổ Results

	Draft Amidships m	0.000	0.200	0.400	0.600	0.800	1.000
1	Displacement t	0.0001	11.14	31.69	54.74	79.49	105.6
2	Draft at FP m	0.000	0.200	0.400	0.600	0.800	1.000
3	Draft at AP m	0.000	0.200	0.400	0.600	0.800	1.000
4	Draft at LCF m	0.000	0.200	0.400	0.600	0.800	1.000
5	Trim (+ve by stern) m	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	WL Length m	0.542	24.904	25.903	26.726	27.333	27.829
7	Beam max extents on WL m	43.900	46.266	46.539	46.636	46.671	46.680
8	Max sect. area m <sup>2</sup>	0.000	0.553	1.603	2.720	3.861	5.009
9	Sect. area amidships m <sup>2</sup>	0.000	0.553	1.602	2.717	3.856	5.002
10	Wetted Area m <sup>2</sup>	0.185	92.118	111.55	126.49	140.32	153.85
11	Waterpl. Area m <sup>2</sup>	0.185	91.161	107.23	116.94	124.12	130.09
12	LCB from zero pt. (+ve fwd) m	12.522	0.995	0.705	0.564	0.457	0.366

Hình 3.4 Cửa sổ kết quả tính toán

Vậy, tại môn nước thiết kế 1 m, thể tích chiếm nước của tàu tính theo phần mềm Maxsurf là 105,6 (tấn) sai lệch với phương pháp tính theo tuyến hình thiết kế là:

$$\varepsilon = \frac{105,6 - 102,67}{105,6} \times 100 = 2,7\% \quad (3.3)$$

Ta có, thể tích chiếm nước của tàu:

$$\Delta = \rho.C_B.L.B.T \quad (3.4)$$

$$\Rightarrow C_B = \frac{\Delta}{\rho.L.B.T}$$

Trong đó: +  $\Delta$ : Thể tích chiếm nước của tàu ( $m^3$ )

+  $\rho$ : Khối lượng riêng của nước sông,  $\rho = 1 \text{ T/m}^3$

+ L: Chiều dài thiết kế của tàu (m)

+ B: Chiều rộng thiết kế của tàu (m)

+ T: Chiều chìm (m)

$$\Rightarrow \text{Hệ số béo thể tích của tàu: } C_B = \frac{\Delta}{\rho.L.B.T} = \frac{105,6}{1 \times 27,9 \times 5,74 \times 1} = 0,64$$

### 3.2 Tính sức cản tàu

Với tàu du lịch đang thiết kế, ta lựa chọn phương pháp tính sức cản theo **Công thức tính sức cản của Viện thiết kế Leningrad** (trang 60 [2])

Công thức tính:

$$R = R_f + R_d \quad (3.5)$$

Với  $R_f$  là sức cản ma sát,  $R_d$  là sức cản dư tác dụng lên vỏ tàu.

- Sức cản ma sát được tính theo công thức sau:

$$R_f = 0,17.WS.v^{1,825} \quad (3.6)$$

- Sức cản dư được tính theo công thức:

$$R_d = 1,45\left(24 - \frac{L}{B}\right)C_B^{5/2} \cdot \frac{\Delta}{L^2} \cdot v^4 \quad (3.7)$$

Trong đó: + WS: Diện tích mặt ướt ( $m^2$ )

$$WS = L[2T + 1,37(C_B - 0,274).B] \quad (3.8)$$

+ v: vận tốc tàu (m/s)

+  $\Delta$ : Thể tích chiếm nước của tàu ( $m^3$ )

+ L: chiều dài thiết kế của tàu (m)

+ B: Chiều rộng thiết kế của tàu (m)

Ta tiến hành tính sức cản tàu và công suất kéo của tàu theo các bước sau:

Bước 1: Cho dải vận tốc  $V = 8 - 12$  (Hl/h).

Bước 2: Tính vận tốc  $V_s = 0,515.V$  (m/s).

Bước 3: Tính số Froude Fr.

**Bước 4:** Tính diện tích mặt tiếp nước S.

**Bước 5:** Tính sức cản ma sát  $R_f$ .

**Bước 6:** Tính sức cản dư  $R_d$ .

**Bước 7:** Tính sức cản toàn phần  $R = R_f + R_d$

**Bước 8:** Tính công suất kéo  $EPS = R \cdot V / 75$  (HP)

*Bảng 3.5 Tính sức cản tàu theo công thức Viện thiết kế Lenigrad*

TT	Tên	Công thức	Đơn vị	Giá trị				
				8	9	10	11	12
1	Vận tốc tàu	$V$	hl/h	8	9	10	11	12
2	Vận tốc quy đổi	$V_s = 0,515.V$	m/s	4,112	4,64	5,15	5,66	6,18
3	Số Froude Fr	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	-	0,249	0,280	0,311	0,342	0,374
4	Diện tích mặt ướt	$WS = L[2T + 1,37 (C_B - 0,274).B]$	m <sup>2</sup>	136,1	136,1	136,1	136,1	136,1
5	Sức cản ma sát	$R_f = 0,17.WS.V^{1,825}$	kG	1029,1	1275,8	1546,3	1840,1	2156,8
6	Sức cản dư	$R_d = 1,45(24 - \frac{L}{B})C_B^{5/2} \cdot \frac{\Delta}{L^2} \cdot v^4$	kG	345,6	553,6	843,8	1235,4	1749,6
7	Sức cản toàn phần	$R = R_f + R_d$	kG	1374,7	1829,4	2390,1	3075,5	3906,4

8	Công suất kéo	$EPS = R*V/75$	HP	75,52	113,06	164,12	232,3	321,89
---	---------------	----------------	----	-------	--------	--------	-------	--------

### 3.3 Tính chọn máy chính

Các thông số mở đầu để xác định thông số chân vịt và chọn máy chính:

- Chọn vật liệu làm chân vịt: vật liệu làm chân vịt phải không bị ăn mòn ở điều kiện làm việc nước biển nên chọn hợp kim đồng làm chân vịt.
- Số trục chân vịt:  $X = 1$
- Chiều quay của chân vịt: tàu có một chân vịt thì chiều quay không có ảnh hưởng lắm đến hiệu quả làm việc của chân vịt nên chọn chiều quay của chân vịt quay ngược chiều kim đồng hồ.
- Đường kính lớn nhất của chân vịt  $D_{max} (m)$ : chân vịt có đường kính càng lớn thì hiệu suất công tác cao, nhưng đường kính chân vịt không thể quá lớn vì bị mớn nước và hình dáng đuôi tàu không chế, bình thường trị số đường kính lớn nhất của chân vịt bằng:

$$+ D_{max} \leq (0.6 \div 0.8).T = (0,6 \div 0,8).1 = 0,6 \div 0,8(m) \quad (3.9)$$

$$\Rightarrow \text{Chọn } D_{max} = 0,8 (m)$$

- Hệ số dòng theo của tàu thiết kế  $w$ : Hệ số dòng theo phụ thuộc chủ yếu vào hình dáng đuôi tàu và khó xác định chính xác, theo công thức 5.7 [2] của Taylor thì:

$$\omega = 0.5.C_B - 0.05 = 0,27 \quad (3.10)$$

- Hệ số hút của tàu thiết kế  $t$ : Hệ số hút phụ thuộc chủ yếu vào hình dáng đuôi tàu và khó xác định chính xác, theo công thức 5.17 [1] của Taylor thì:

$$t = K_t.\omega = 0,6.0,27 = 0,162 \quad (3.11)$$

$$+ \text{Lực đẩy khi kể đến hệ số lực hút: } T = \frac{R_T}{(1-t)} \text{ (kG)} \quad (3.12)$$

$$+ R_T \text{ (kG): sức cản tàu tại vận tốc tàu } V_S = 10 \text{ (hl/h)} \Rightarrow R_T = 2390,1 \text{ (kG)}$$

$$\Rightarrow \text{Lực đẩy chân vịt: } T = \frac{R_T}{1-t} = \frac{2390,1}{1-0,162} = 2852,15 \text{ (kG)}$$

$$+ \text{Mật độ nước: } \rho = 101,82 \text{ (kg.s}^2\text{/m}^4\text{)} \text{ theo ITTC 7.5-02-01-03}$$

+ Vận tốc tiến của tàu khi kể đến hệ số dòng theo:

$$v_p = 0,515 \times V_s \times (1 - \omega) = 0,515 \cdot 10 \cdot (1 - 0,27) = 3,752 \text{ (m/s)} \quad (3.13)$$

$$\Rightarrow K'_d = v_p \cdot D_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{T}} = 3,752 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{101,82}{2852,15}} = 0,77 \quad (3.14)$$

\* Chọn số cánh chân vịt: vì  $K'_d = 0,77 < 2$  nên chọn số cánh chân vịt  $Z = 4$  (cánh)

- Tỉ số mặt đĩa  $\frac{A_e}{A_0}$ : Với tàu vận tải biển thông dụng chân vịt 4 cánh seri

B\_Wageningen, tỉ số diện tích mặt đĩa chọn theo khuyến cáo của các chuyên gia bể thử Wageninge.

$$\frac{A_e}{A_0} \geq \frac{(1,3 + 0,3Z)T}{(P_0 - P_v)D^2} + K \quad (3.15)$$

Trong đó:

+  $K = 0,2$  cho tàu 1 chân vịt

+  $P_0$ : áp suất tĩnh tính đến điểm trong lòng chất lỏng, ngang trên tâm trục chân vịt

$$P_0 = P_a + \gamma \cdot h_s \quad (3.16)$$

+  $P_a$ : áp suất khí quyển trên mặt thoáng  $P_a = 1,033 \text{ kg/cm}^2 = 10330 \text{ Kg/m}^2$

+  $h_s$ : độ chìm đến trục chân vịt

+  $\gamma$ : tỉ trọng của nước ngọt,  $\gamma = 998,2 \text{ kg/m}^3$  (theo ITTC 75-02-01-03)

$$h_s = d - 0,54 \cdot D_{\max} = 1 - 0,54 \cdot 0,8 = 0,568 \text{ (m)} \quad (3.17)$$

$$\Rightarrow P_0 = P_a + \gamma \cdot h_s = 10330 + 998,2 \cdot 0,568 = 10912,2 \text{ (kG/m}^2) \quad (3.18)$$

+  $P_v$ : áp suất hơi bão hòa, tra từ bảng 5.47 [2] với  $T = 20^\circ\text{C}$ ,  $P_v = 238 \text{ kG/m}^2$

$$\Rightarrow \frac{A_e}{A_0} \geq \frac{(1,3 + 0,3 \cdot 4) \cdot 1546,83}{(10912,2 - 238) \cdot 0,8^2} + 0,2 \geq 0,492$$

Với  $\frac{A_e}{A_0} \geq 0,492$ , ta chọn chân vịt nhóm B4.55 Wageningen để tính toán

❖ Ta được bảng thông số sau:

**Bảng 3.6 Bảng tính chọn chân vịt**

TT	Tên gọi	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Số trục chân vịt	$X$	1	
2	Đường kính chân vịt lớn nhất	$D_{max}$	0,8	m
3	Hệ số lực hút	$t$	0,162	
4	Hệ số dòng theo	$w$	0,27	
5	Sức cản toàn thân tàu	$R_T$	2390,1	kG
6	Lực đẩy của chân vịt	$T$	2852,15	kG
7	Vận tốc tàu	$V_S$	10	HI/h
8	Vận tốc tiến của tàu	$V_P$	3,75	m/s
9	Mật độ nước	$\rho$	101,82	kg.s <sup>2</sup> /m <sup>4</sup>

❖ Tính chọn máy chính và các thông số của chân vịt:

- Chọn số vòng quay chân vịt: chọn sơ bộ  $N = 500 \div 700$  (vòng/phút)

- Tính tần suất quay của chân vịt:  $n = \frac{N}{60}$  (v/s) (3.19)

- Tính hệ số lực đẩy vòng quay:  $K'_n = \frac{V_P}{\sqrt{n}} \times \sqrt[4]{\frac{\rho}{T}}$  (3.20)

- Từ  $K'_n$  ta tra đồ thị Papiel lập cho chân vịt B4.55 Wageningen được giá trị bước trượt tương đối  $J_{opt} = f(K'_n)$  theo phương pháp nội suy tuyến tính.

- Tính bước trượt tương đối khi kể đến hệ số ảnh hưởng:  $J = a.J_{opt}$  (3.21)

- Tính đường kính chân vịt tối ưu:  $D_{opt} = \frac{I}{J} \times \frac{V_P}{n}$  (m) (3.22)

$$\text{- Tính hệ số lực đẩy chân vịt: } K_T = \frac{T}{\rho \times n^2 \times D_{opt}^4} \quad (3.23)$$

- Tra đồ thị Papiel lập cho chân vịt B4.55 Wageningen để xác định tỉ số  $H/D = f(K_T; J)$  (với H(m) là bước xoắn) theo phương pháp nội suy tuyến tính

- Tra đồ thị Papiel lập cho chân vịt B4.55 Wageningen để xác định hiệu suất tối ưu của chân vịt  $\eta_p = f(K_T; J)$  theo phương pháp nội suy tuyến tính

❖ Tính công suất yêu cầu cần thiết để quay chân vịt:

Muốn tính công suất yêu cầu cần thiết để quay chân vịt ta phải kể đến các ảnh hưởng của các hiệu suất trục chân vịt, hiệu suất khớp nối, hiệu suất hộp số, hiệu suất công tác của chân vịt, ảnh hưởng của môi trường, hiệu suất dòng xoáy... Ta chọn sơ bộ các hệ số ảnh hưởng như sau:

- Hiệu suất trục chân vịt:  $\eta_T = (0,95 \div 0,97)$  chọn  $\eta_T = 0,95$

- Hiệu suất khớp nối:  $\eta_{kn} = 1$

- Hiệu suất hộp số:  $\eta_{hs} = 0,97$

$$\text{- Hiệu suất thân tàu: } \eta_k = \frac{1-t}{1-w} = \frac{1-0,162}{1-0,27} = 1,1 \quad (3.24)$$

- Hiệu suất chân vịt: tra theo đồ thị được giá trị  $\eta_p$

- Hiệu suất dòng xoáy:  $\zeta_R = (1 \div 1.025)$  chọn  $\zeta_R = 1$

- Ảnh hưởng của môi trường : chọn  $\chi = 0,97$   $\chi = 0,98$

Công suất của động cơ:

$$Ne = \frac{0,736 \times EPS}{\eta_k \times \eta_{kn}^2 \times \eta_{hs} \times \chi \times \eta_T \times \zeta_R \times \eta_p} \quad (3.25)$$

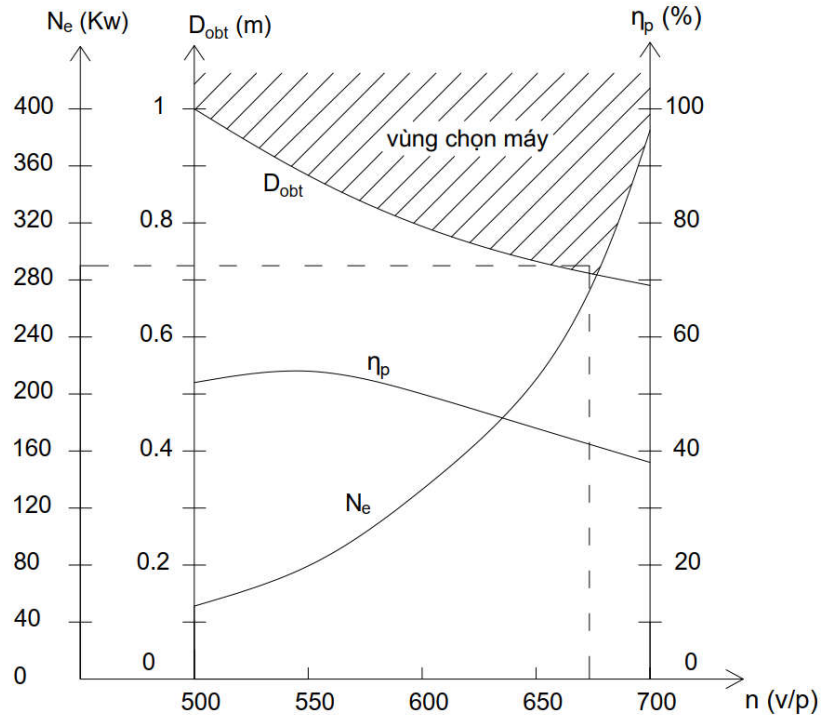
❖ Lập bảng chọn máy chính

Tiến hành tính toán theo các bước trên với tần số quay chân vịt  $N = 500 \div 700$  (vòng/phút) ta lập được bảng giá trị:

**Bảng 3.7 Tính chọn máy chính**

Công thức	Đơn vị	Kết quả				
		500	550	600	650	700
$N_{cv}$	v/ph	500	550	600	650	700
$n_{cv} = N_{cv}/60$	v/s	8,33	9,17	10,00	10,83	11,67
$K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho}{T}}$	-	0,57	0,54	0,52	0,50	0,48
$J_{opt} = f(K'_n)$	-	0,43	0,40	0,38	0,36	0,33
$J = 1,05.J_{opt}$	-	0,45	0,42	0,40	0,38	0,35
$D_{opt} = \frac{1}{J} \cdot \frac{v_p}{n}$	m	1,00	0,91	0,83	0,77	0,71
$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D_{opt}^4}$	-	0,41	0,49	0,59	0,69	0,80
$\frac{H}{D} = f(K_T; J)$	-	0,53	0,65	0,75	0,83	0,98
$\eta_p = f(K_T; J)$	-	0,52	0,54	0,50	0,44	0,38
$Ne = \frac{0,736 \cdot EPS}{\eta_k \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_{hs} \cdot \chi \cdot \eta_T \cdot \zeta_R \cdot \eta_P}$	Kw	101,71	156,72	245,71	395,20	634,08

Từ đó ta có đồ thị chọn máy:



Hình 3.5 Đồ thị chọn máy chính

❖ Để đảm bảo động cơ chọn phù hợp với thân tàu và chân vịt ta cần phải tuân thủ chọn theo các điều kiện sau:

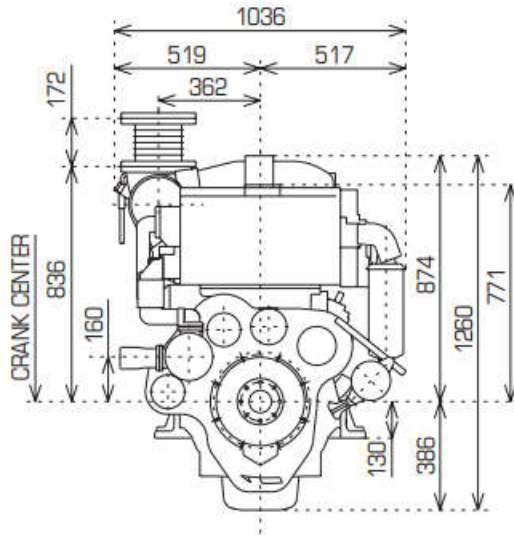
- Chọn trong danh mục động cơ chính của tàu thủy.
- Số vòng quay và công suất định mức phải phù hợp với chân vịt và chú ý tới hộp số.
- Chọn máy phải có công suất đủ lớn để thắng lực cản để quay chân vịt làm tàu chuyển động theo vận tốc thiết kế và công suất phải nhỏ nhất để giảm giá thành
- Trong khi chọn máy ta cần tính đến hệ số dự trữ công suất máy.
- Kích thước, trọng lượng và điều kiện lắp đặt phải phù hợp với thân tàu, bố trí trong buồng máy dễ dàng.
- Chọn máy sao cho suất tiêu hao nhiên liệu của máy là nhỏ nhất để tiết kiệm nhiên liệu, giảm giá thành vận hành.

❖ **Chọn động cơ cho tàu thiết kế**

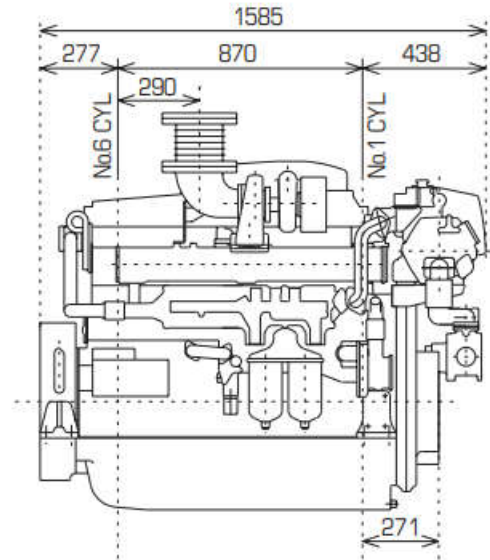
Dựa vào đồ thị chọn máy chính và các catalog động cơ ta có thể chọn động cơ 6HA2M-WDT của hãng Yanmar có công suất phù hợp nhất, trọng lượng nhỏ do đó chọn

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng  
động cơ này làm máy chính để lắp đặt cho tàu là hợp lý nhất, đạt hiệu quả kinh tế cao nhất.

Engine only / Front view



Engine only / Left side view



Hình 3.6 Catalog động cơ 6HA2M – WDT

Bảng 3.8 Thông số động cơ Yanmar 6HA2M - WDT

Model	Đơn vị	6HA2M-WDT
Số xi lanh	-	6 xi lanh thẳng hàng
Đường kính – hành trình	mm	130 x 165
Dung tích xi lanh	lít	13,140
Công suất định mức	kW(hp)	298 (405)
Kiểu đốt cháy	-	Phun trực tiếp
Nạp khí	-	Tua bin tăng áp
Hệ thống khởi động	-	Mô tơ khởi động điện
Hệ thống làm mát	-	SAE
Trọng lượng khô (không gồm hộp số)	Kg	1465
Kích thước (Dài x Rộng x Cao)	mm	1586 x 1037 x 1260

### 3.4 Thiết kế chân vịt tàu

#### 3.4.1 Tính toán các thông số của chân vịt

Ta có thông số đầu vào như ở phần trên đã chọn và tính toán:

- + Công suất máy:  $N_e = 298/405$  (kW/HP)
- + Số vòng quay chân vịt:  $n_{cv} = 670$  (v/p) = 11,167 (v/s)
- + Vật liệu làm chân vịt: chọn hợp kim đồng
- + Số trục chân vịt:  $X = 1$
- + Hệ số dòng theo:  $\omega = 0,27$
- + Hệ số lực hút:  $t = 0,162$
- + Số cánh chân vịt:  $Z = 4$
- + Tỉ số mặt đĩa:  $\frac{A_e}{A_0} = 0,492$
- + Mật độ nước:  $\rho = 101,82$  (kg.s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)
- +  $\eta_{hs} = (0,95 - 0,97)$  với hộp số thủy lực, chọn  $\eta_{hs} = 0,97$

Công suất đến trục chân vịt:

$$P_D = \eta_{gd} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{hs} \cdot N_E \quad (3.26)$$

Trong đó:

- $\eta_{gd} = 0,97$ : hiệu suất gói đỡ.
- $\eta_{tr} = 0,95$ : hiệu suất đường trục
- $\eta_{hs} = 0,97$ : hiệu suất hộp số thủy lực

$$\Rightarrow P_D = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 405 = 362 \text{ (HP)}$$

❖ Chọn đồ thị Taylor chân vịt B4.55 Wageningen Hình 4.19 [2] để tính toán

Để thiết kế chân vịt tận dụng hết công suất máy đã chọn ta thực hiện theo các bước sau:

- + B1: Chọn dải tốc độ giả thiết của tàu:  $V_s = 8-12$  hL/h
- + B2: Vận tốc tiến của tàu khi kể đến hệ số dòng theo:  $V_a = V_s(1-w)$  (3.27)
- + B3: Công suất đẩy của chân vịt:  $P_D$
- + B4: Tính hệ số lực đẩy vòng quay:  $Bp = \frac{60n}{V_a^2} \sqrt{\frac{P_D}{V_a}}$  (3.28)

+ B5: Từ  $B_p$  ta tra đồ thị Taylor lập cho chân vịt B4.55 Wageningen được giá trị bước trượt tương đối  $\delta_{opt} = f_1(B_p)$  theo phương pháp nội suy tuyến tính.

+ B6: Tính bước trượt tương đối khi kể đến hệ số ảnh hưởng  $\delta = 0,95\delta_{opt}$  (3.29)

+ B7: Tính đường kính chân vịt:  $D = 0,305 \frac{V_a \delta}{60n}$  (m) (3.30)

+ B8: Tra đồ thị Taylor lập cho chân vịt B4.55 Wageningen để xác định tỉ số  $\frac{H}{D} = f_2(B_p, \delta)$  (với H(m) là bước xoắn) theo phương pháp nội suy tuyến tính.

+ B9: Tra đồ thị Taylor lập cho chân vịt B4.55 Wageningen để xác định hiệu suất tối ưu của chân vịt  $\eta_p = f_3(B_p, \delta)$  theo phương pháp nội suy tuyến tính

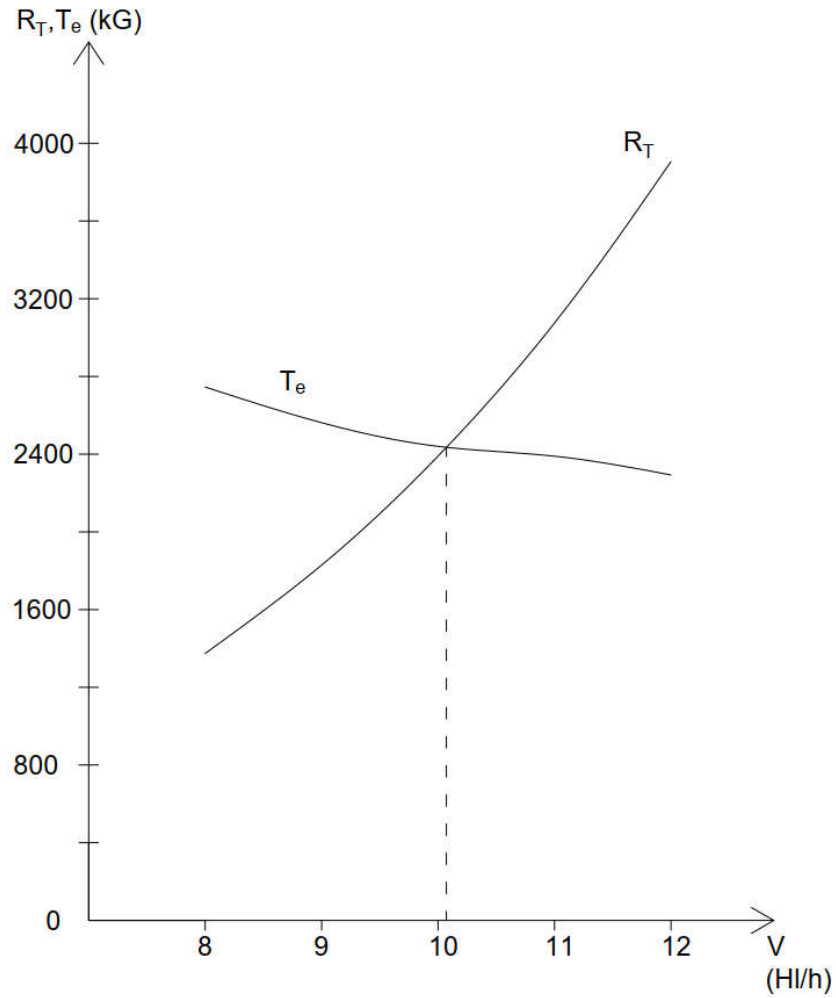
+ B10: Tính lực đẩy chân vịt:  $T = \frac{75 \times P_D \times \eta_p}{0,515 \times V_a}$  (kG) (3.31)

+ B11: Tính công suất:  $T_e = T(1-t)$  (kG) (3.32)

Tính toán theo các bước trên với dải tốc độ giả thiết:  $V_s = 8 - 12$  (hl/h) ta được bảng:

Bảng 3.9 Tính toán sơ bộ chân vịt

Đại lượng tính	Đơn vị	Kết quả				
		8	9	10	11	12
$V_s$	hl/h	8	9	10	11	12
$V_a = V_s \cdot (1-w)$	hl/h	5,84	6,57	7,3	8,03	8,76
$P_D$	PS	362	362	362	362	362
$B_p = \frac{60n}{v_a^2} \sqrt{\frac{P_D}{v_a}}$	-	154,67	115,2	88,5	69,76	56,13
$\delta_{opt} = f_1(B_p)$	-	450	390	350	315	285
$\delta = 0,95\delta_{opt}$	-	427,5	370,5	332,5	299,25	270,75
$D = 0,305 \frac{V_a \delta}{60n}$	m	1,13	1,11	1,10	1,09	1,08
$\frac{H}{D} = f_2(B_p, \delta)$	-	0,56	0,59	0,61	0,645	0,67
$\eta_p = f_3(B_p, \delta)$	-	0,363	0,395	0,43	0,443	0,482
$T = \frac{75 \cdot P_D \cdot \eta_p}{0,515 V_a}$	kG	3276,85	3169,53	3105,33	2908,378	2900,72
$T_e = T(1-t)$	kG	2745,99	2656,06	2602,27	2437,22	2430,8



Hình 3.7 Đồ thị xác định vận tốc khai thác của tàu

Từ đồ thị ta xác định  $T_e$  cắt  $R_T$  tại vận tốc là 10,1 (hl/h), vậy khi tàu ở tốc độ  $V_s = 10,1$  (hl/h) thì cần công suất để đẩy tàu là  $T_e = 2602,27$  (kG) Vậy chân vịt ta thiết kế có các thông số chủ yếu sau:

Bảng 3.10 Thông số chân vịt sử dụng hết công suất máy

TT	Tên gọi	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Đường kính chân vịt	$D$	1,1	m
2	Tỉ số bước xoắn	$\frac{H}{D}$	0,61	-
3	Tỉ số mặt đĩa	$\frac{A_e}{A_0}$	0,492	-
4	Số cánh chân vịt	$Z$	4	cánh
5	Hiệu suất công tác	$\eta_p$	0,43	-
6	Số vòng quay chân vịt	$n$	670	v/p
7	Vận tốc tàu	$V_s$	10,1	hl/h
8	Vận tốc tiến của tàu	$V_p$	3,79	m/s
9	Lực đẩy của chân vịt	$T$	2602,27	kG

### 3.4.2 Kiểm tra sủi bọt

Chân vịt khi làm việc trong nước đều có khả năng bị xâm thực, cánh có khả năng bị xâm thực trong điều kiện số sủi bọt nhỏ hơn số loăng. Vậy nên khi thiết kế chân vịt cần phải cố tránh hiện tượng nêu trên.

- Với vận tốc  $V_{tk} = 10,1$  (hl/h) ta tính được  $V_p = 0,515.V_{tk}(1-w)$  (3.33)  
 $= 0,515.10,1(1-0,27)=3,79$  (m/s)

- Vận tốc các điểm trên cánh tính tại  $0,7R$ :

$$V_{0,7} = \sqrt{V_p^2 + \left( \frac{2 \times \pi \times n}{60} \times \frac{0,7}{2} \times D \right)^2} \quad (3.34)$$

$$= \sqrt{3,79^2 + \left( \frac{2 \times \pi \times 670}{60} \times \frac{0,7}{2} \times 1,1 \right)^2} = 27,26 \text{ (m/s)}$$

- Hệ số sủi bọt trung bình:

$$\sigma_{0,7} = \frac{P_o - P_v}{0,5 \times \rho \times V_{0,7}^2} = \frac{10912,2 - 238}{0,5 \times 101,94 \times 27,26^2} = 0,28 \quad (3.35)$$

- Dựa vào đồ thị Burrill trang 211 [2] có thể đọc giá trị hệ số lực tương ứng:

$$\tau = \frac{T}{0,5 \times \rho \times V_{0,7}^2 \times A_c} = 0,18 \quad (3.36)$$

- Diện tích tối thiểu mặt chiều chân vịt:

$$A_C \geq \frac{T}{\tau \times 0.5 \times \rho \times V_{0.7}^2} \quad (3.37)$$

$$A_C \geq \frac{2602,27}{0,18 \times 0.5 \times 101,94 \times 27,26^2} = 0,38 \text{ (m}^2\text{)}$$

- Diện tích thật của mặt chiều chân vịt:

$$A_C = (1,067 - 0,229 \times \frac{H}{D}) \times \frac{A_e}{A} \times \frac{\pi \times D^2}{4} = 0,57 \text{ (m}^2\text{)} \quad (3.38)$$

Vậy với diện tích cánh thực tế  $A_C > A_{Cmin}$  tính theo tiêu chuẩn Burill, ta kết luận chân vịt thiếu kể trong trường hợp này có khả năng tránh sủi bọt.

### 3.4.3 Kiểm tra độ bền chân vịt

Áp dụng phương pháp Romson [2] tiến hành kiểm tra độ bền cánh chân vịt tại bán kính  $r = 0,2R$ . Theo phương pháp này, ứng suất trong cánh gồm ứng suất do momen uốn và lực ly tâm gây ra.

- Chân vịt được chế tạo bằng đồng thau:

- + Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 2500 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$

- + Giới hạn bền:  $\sigma_b = 6400 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$

- + Độ dẫn dài:  $\sigma_d = 22 \text{ (%)}$

- + Ứng suất cho phép:  $[\sigma] = 600 \div 700 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$

- Số vòng quay của chân vịt:  $n_{CV} = 670 \text{ (v/p)}$

- Công suất đến trục chân vịt:  $P_D = 362 \text{ (PS)}$

- Vận tốc của tàu:  $V_s = 10,1 \text{ (hl/h)}$

- Đường kính chân vịt:  $D = 1,1 \text{ (m)}$

- Hệ số tiên của chân vịt:

$$J = \frac{V_P}{n.D} = \frac{3,79}{11,67 \times 1,1} = 0,31 \quad (3.39)$$

- Góc nghiêng cánh chân vịt:  $\gamma = 8 \text{ độ}$

- Hiệu suất của chân vịt:  $\eta_p = 0,43$

Chiều dày lớn nhất  $e_{\max}$  của cánh chân vịt tại  $r=0,2R$ :

$$\frac{e_{\max}}{D} = 0,0406 \quad (3.40)$$

$$\Rightarrow e_{\max} = 0,0406.D = 0,0406 \times 1,1 = 0,0446 \text{ (m)}$$

Chiều rộng lớn nhất  $b_{\max}$  của mặt cánh chân vịt tại  $r = 0,2R$ :

$$\frac{b.Z}{D.a_e} = 1,662 \quad (3.41)$$

$$b = \frac{1,662 \times D \times a_e}{Z} = \frac{1,662 \times 1,1 \times 0,492}{4} = 0,25 \text{ (m)}$$

Tra đồ thị 5.10 [2], ta xác định được các hệ số  $C_A$ ,  $C_B$ ,  $X$  miêu tả đặc trưng phân bố lực đẩy và tra đồ thị hình 5.11[2] ta được hệ số  $A$ ,  $C$  đặc trưng cho điểm đặt ly tâm.

Bảng 3.11 Các hệ số tính toán bền

$C_A$	$C_B$	$X$	$C$	$A$	$a_K$	$a_N$	$\xi_0$
7,5	49	1,06	0,6	0,31	0,096	0,086	0,58

Phương pháp Romson tính đến ảnh hưởng công suất máy chính, tần suất quay chân vịt trong nước, hiệu suất chân vịt và tốc độ tiến của chân vịt trong môi trường thực tế. Ứng suất trong mỗi mặt cắt cánh được coi là tổng đại số ứng suất do momen uốn gây nên  $\sigma_1$  và ứng suất  $\sigma_2$  do lực ly tâm gây nên.

Ứng suất tổng cộng:  $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$

Công thức tính ứng suất  $\sigma_1$  do momen uốn gây ra:

❖ Ứng suất kéo:

$$\sigma_{1,k} = \frac{C_A.P_D}{a_k.b.e^2.Z.N} \left( C_B + \eta_P \cdot \frac{101,3}{J} \right) X \quad (3.41)$$

$$\sigma_{1,k} = \frac{7,5.362}{0,096.0,225.0,0446^2.4.670} \left( 49 + 0,43 \cdot \frac{101,3}{0,309} \right) \cdot 1,06 = 350,33 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

❖ Ứng suất nén:

$$\sigma_{1,n} = \frac{C_A.P_D}{a_N.b.e^2.Z.N} \left( C_B + \eta_P \cdot \frac{101,3}{J} \right) X \quad (3.42)$$

$$\sigma_{1,n} = \frac{7,5.362}{0,086.0,225.0,0446^2.4.670} \left( 49 + 0,43 \cdot \frac{101,3}{0,309} \right) \cdot 1,06 = 369,92 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Công thức tính ứng suất  $\sigma_2$  do lực ly tâm gây nên:

❖ Ứng suất kéo:

$$\sigma_{2,k} = \frac{(n.D)^2}{10^4} \times \left( \frac{A.C}{a_K} + \varepsilon_o \right) = \frac{(670.1,1)^2}{10^4} \times \left( \frac{0,31.0,6}{0,096} + 0,58 \right) = 136,74 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.43)$$

❖ Ứng suất nén:

$$\sigma_{2,n} = \frac{(n.D)^2}{10^4} \times \left( \frac{A.C}{a_N} + \varepsilon_o \right) = \frac{(670.1,1)^2}{10^4} \times \left( \frac{0,31.0,6}{0,086} + 0,58 \right) = 148,98 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.44)$$

Tại mắt cắt  $r = 0,2R$  tổng ứng suất sẽ là:

$$\sigma_k = \sigma_{1,k} + \sigma_{2,k} = 350,33 + 136,74 = 487,07 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.45)$$

$$\sigma_n = \sigma_{1,n} + \sigma_{2,n} = 369,92 + 148,98 = 518,9 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.46)$$

$$\text{Max}(\sigma_k, \sigma_n) < [\sigma] = 600 \div 700 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

⇒ Vậy chân vịt thiết kế đảm bảo độ bền.

### 3.4.4 Kích thước củ chân vịt

- Độ côn của trục chân vịt:  $k = 1:12$
- Đường kính củ chân vịt :  $d_h = (0,16 \div 0,18)D = 0,18.1,1 = 0,198 \text{ (m)} = 198 \text{ (mm)}$   
Chọn  $d_h = 200 \text{ (mm)}$
- Đường kính đầu củ:  $d_l = (0,18 \div 0,204)D = 0,12.1,1 = 0,22 \text{ (m)} = 220 \text{ (mm)}$   
Chọn  $d_l = 220 \text{ (mm)}$
- Đường kính đầu nhỏ :  $d_2 = (0,13 \div 0,14)D = 0,14.1,1 = 0,154 \text{ (m)} = 154 \text{ (mm)}$   
Chọn  $d_2 = 154 \text{ (mm)}$
- Chiều dài củ:  $l_h = (0,2 \div 0,27)D = 0,25.1,1 = 0,275 \text{ (m)} = 275 \text{ (mm)}$   
Chọn  $l_h = 280 \text{ (mm)}$

### 3.4.5 Tính khối lượng chân vịt

Khối lượng của chân vịt được tính theo công thức của Kopeetaki, trang 578 [3]

$$G = \frac{\gamma \times D^2 \times Z \times b_{0,6R}}{4 \times 10^4} \left[ 6.2 + 2 \times 10^4 \times \left( 0.71 - \frac{d_h}{D} \right) \times \frac{e_{0,6R}}{D} \right] + 0.59 \times \gamma \times d_h^2 \times l_h \quad (3.47)$$

Trong đó:

+  $\gamma = 8730 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ : Khối lượng riêng đồng thau

+  $D = 1,1 \text{ (m)}$ : đường kính chân vịt

+  $Z = 4$ : số cánh chân vịt

+  $b_{0,6R} = \frac{2,186 \times 1,1 \times 0,492}{4} = 0,42 \text{ (m)}$ : chiều rộng cánh tại tiết diện  $r = 0,6R$

+  $d_h = 0,2 \text{ (m)}$ : đường kính củ chân vịt

+  $e_{0,6R} = 0,0218 \times D = 0,024 \text{ (m)}$ : chiều dày lớn nhất của tiết diện cánh tại  $r = 0,6R$

+  $l_h = 0,28 \text{ (m)}$ : chiều dài củ chân vịt.

$$G = \frac{8730 \times 1,1^2 \times 4 \times 0,42}{4 \times 10^4} \left[ 6,2 + 2 \times 10^4 \times \left( 0,71 - \frac{0,2}{1,1} \right) \times \frac{0,024}{1,1} \right] + 0,59 \times 8730 \times 0,2^2 \times 0,28$$

$$\Rightarrow G = 156,94 \text{ (kg)}$$

Vậy khối lượng của chân vịt thiết kế là 156,94 (kg)

### 3.5 Thiết kế hệ trục

#### 3.5.1 Lựa chọn kết cấu và xác định kích thước cơ bản của hệ trục

Tàu thiết kế có 1 chân vịt nên có 1 hệ trục trên tàu. Vị trí buồng máy được bố trí ở đuôi tàu nên hệ trục thường ngắn nên chỉ có trục chân vịt, không có trục trung gian và trục đẩy.

#### 3.5.2 Chọn vật liệu chế tạo trục

Theo quy phạm thì vật liệu để chế tạo các chi tiết của hệ trục như trục chân vịt, khớp nối trục, bulông trục... phải là thép rèn không rỉ, hoặc là thanh thép cán không rỉ.

Vật liệu chế tạo trục phải có giới hạn bền kéo danh nghĩa nằm trong khoảng 400(MPa) đến 800(MPa). Ta chọn thép có kí hiệu SF50 làm vật liệu chế tạo hệ trục.

Bảng 3.12 Vật liệu chế tạo trục

Cấp thép	Giới hạn bền kéo(MPa)	Giới hạn chảy(MPa)
KSF50	$\sigma_b \geq 490$	$\sigma_{ch} \geq 245$
Thép rèn cacbon và thanh cán		

Do trục chân vịt được chế tạo từ thép rèn không gỉ nên đường kính trục chân vịt được tính theo:

$$d_{cv} = 100 \times k_3 \times \sqrt[3]{\frac{Ne}{n}} \quad (\text{mm}) \quad (3.48)$$

Trong đó:

- $N = 298/405$  (kW/hp): Công suất của động cơ
- $n = 670$  (v/ph) : Tốc độ quay của trục chân vịt
- $k_3 = 1,34$  : hệ số vật liệu.

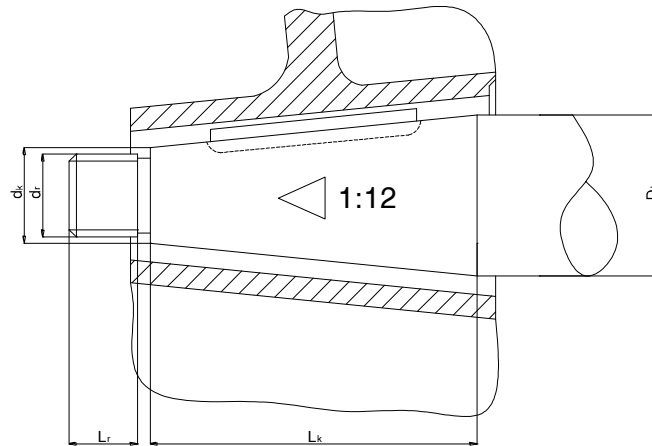
$$\Rightarrow d_{cv} = 100 \times 1,34 \times \sqrt[3]{\frac{298}{670}} = 102,287$$

$\Rightarrow$  Lấy đường kính trục chân vịt:  $d_{cv} = 102$  (mm)

### 3.5.3 Tính chọn các phần tử của hệ trục

#### 3.5.3.1 Phần côn trục chân vịt

##### a. Phần côn của trục chân vịt ở phía lái



Hình 3.8 Côn trục chân vịt

+ Đường kính đầu lớn phần côn : chính là đường kính trục chân vịt nên  $D_k = 102$ (mm)

+ Chiều dài phần côn:  $L_k = 2 \times D_k = 2 \times 102 = 204$  (mm) (3.49)

+ Độ côn lấy theo tiêu chuẩn: 1:12 (Thường được sử dụng)

+ Đường kính đầu nhỏ phần côn:  $L_k = 12(D_k - d_k)$  (3.50)

$$\Rightarrow d_k = D_k - (L_k/12) = 102 - (204/12) = 85 \text{ (mm)} \quad (3.51)$$

Chọn  $d_k = 85$  (mm)

+ Đoạn giảm đường kính  $L_1$ :  $L_1 = (0,3-0,45) \times L_k = 0,4 \times 204 = 81,6$  (mm) (3.52)

⇒ Chọn  $L_1 = 80$  (mm)

+ Đường kính ren so với đường kính đầu nhỏ côn trục:

$$d_r = (0,75-0,9)d_k = 0,8 \times 85 = 68 \text{ (mm)} \quad (3.53)$$

+ Chiều dài đoạn ren đai ốc chân vịt :

$$L_r = (0,75-0,9)d_r = 0,8 \times 68 = 54,4 \text{ (mm)} \quad (3.54)$$

⇒ chọn  $L_r = 55$  (mm)

### **b. Thiết kế rãnh then**

+ Rãnh then được thiết kế ở côn trục chân vịt. Chọn số lượng then là: 1

+ Theo chương 2 của [4], nếu đường kính đầu lớn côn trục  $D_k > 100$  mm thì rãnh then phải có dạng thìa.

+ Khoảng cách li từ mép rãnh then đến đầu lớn của côn trục không nhỏ hơn  $0,2D_k = 20,4$  (mm)

+ Chiều rộng rãnh then:  $B = (0,2-0,3)D_k = 0,2 \times 102 = 20,4$  (mm) (3.55)

⇒ Chọn  $B = 20$  (mm)

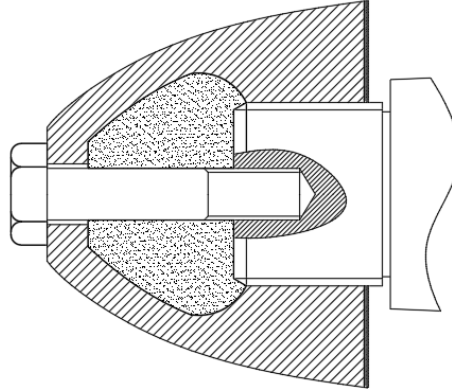
+ Chiều dài then :  $L_t = (0,9-0,98).L_k = 0,98 \times 204 = 199,92$  (mm) (3.56)

⇒ Chọn  $L_t = 200$  (mm)

+ Theo bảng 4 trang 24 của quyển [4] ta có kích thước chủ yếu của rãnh then dạng thìa: h - 32 mm; R - 32 mm; a - 8 mm; R<sub>o</sub> -16 mm; L - 48 mm

#### **3.5.3.2 Đai ốc hãm chân vịt**

- Đai ốc hãm chân vịt có nhiệm vụ hãm chân vịt trên phần ren của đầu côn trục sao cho trong mọi bất cứ tình huống nào chân vịt cũng không được lỏng ra hoặc tuột khỏi trục.
- Chiều ren đai ốc hãm chân vịt phải trái với chiều quay của chân vịt tức là chiều ren của đai ốc hãm chân vịt phải quay trái vì chân vịt quay phải.
- Phần đai ốc hãm chân vịt gồm hai phần: đai ốc hãm và nắp xuôi dòng (kín nước)

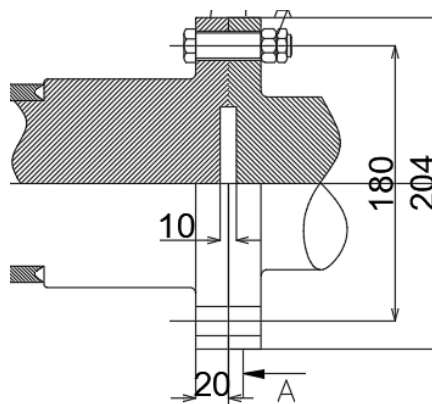


Hình 3.9 đai ốc hãm chân vịt

### 3.5.3.3 Bích nối trục

- Bích nối trục giữa trục chân vịt với trục của hộp số có thể chế tạo rời hoặc liền với trục chân vịt. Bích rời có thể có lỗ may ơ hình côn hoặc hình trụ tùy theo trục. Chiều dày của bích nối tại vòng chia không được nhỏ hơn đường kính bulông bích nối.
- Tùy thuộc vào cách lắp ráp, trục cho chân vịt sẽ có các dạng kết cấu khác nhau. Nếu chân vịt được lắp từ ngoài vào, thì tất cả các kích thước trên đoạn trục này đều phải nhỏ hơn kích thước của cổ trục, và do đó phần đầu trục phía lắp với trục trung gian không được làm bích nối liền. Còn khi chong chóng được lắp từ trong ra, phía đầu trục này có thể có làm bích liền.

Theo như phân tích trên phương án đưa ra, chọn bích đúc liền với trục



Hình 3.10 Kết cấu bích nối trục

+ Vật liệu làm bulông bích nối trục: chọn thép có ứng suất bền kéo danh nghĩa:

$$\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$$

+ Số bulông bích nối trục: chọn  $n = 8$  (chiếc).

+ Bích nối giữa trục hộp số và trục chân vịt.

+ Ta chọn đường kính của trục chân vịt để tính toán bích nối trục:  $D_k = 102$  (mm)

*Kích thước của bích nối trục, ta có:*

+ Bán kính R ở chân mặt bích không được nhỏ hơn  $0.08d$ (mm) với  $d = 102$  (mm) là đường kính trục.

+ Đường kính ngoài của mặt bích nối:  $D_l = 2D_k = 2.102 = 204$  (mm) (3.57)

+ Đường kính vòng chia bulông bích nối:

$$D = (1,65 \div 1,75)D_k = 1,75.102 = 178,5 \text{ (mm)} \quad (3.58)$$

Chọn  $D_2 = 180$  (mm)

+ Chiều dày mặt bích đo tại vòng chia:

$$b_l = (0,19 \div 0,23)D_k = 0,2.102 = 20,4 \text{ (mm)} \quad (3.59)$$

Chọn  $b_1 = 20$  (mm)

+ Bán kính ở chân mặt bích:  $R \geq 0,08D_k = 0,08.102 = 8,168$  (mm) (3.60)

Chọn  $R = 8$  (mm)

+ Đường kính bulông bích nối:  $d_b \geq 0.65 \times \sqrt{\frac{d_t^3 \times (\sigma_s + 160)}{n \times D \times \sigma_b}}$  (3.61)

với:

- Đường kính trục chân vịt:  $d_t = 102$  (mm)

- Số lượng bulông:  $n = 8$  (chiếc)

- Đường kính vòng chia:  $D = D_2 = 180$  (mm)

- Giới hạn bền kéo của vật liệu làm trục chân vịt:  $\sigma_s \geq 490$  (MPa)

Chọn  $\sigma_s = 500$  (MPa)

- Giới hạn bền kéo của vật liệu làm bulông bích nối:  $\sigma_b = 600$  (MPa)

$$d_b \geq 0,65 \times \sqrt{\frac{d_t^3 \times (\sigma_s + 160)}{n \times D \times \sigma_b}} = 0,65 \times \sqrt{\frac{102^3 \times (500 + 160)}{8 \times 180 \times 600}} = 18,506 \text{ (mm)} \quad (3.62)$$

chọn  $d_b = 18$  (mm).

### 3.5.3.4 Áo trục chân vịt

Trục chân vịt làm việc trực tiếp với nước, vì bạc đỡ của trục chân vịt và ống bao trục thường làm bằng vật liệu mềm như gỗ gai-ắc, gỗ nghiến, cao su lại làm việc tốt với vật liệu đồng trong điều kiện bôi trơn tự nhiên bằng nước biển tự nhiên, nên tại nơi làm việc với ổ đỡ người ta thường bọc cổ trục thép bằng 1 ống đồng gọi là áo trục. Còn các phần khác không chịu ma sát thì bọc bằng ống đồng hoặc dây quấn lớp bảo vệ trục khỏi bị hao mòn do tác dụng của nước biển và thuận lợi cho sửa chữa.

Áo trục thường đúc liền hoặc cũng có thể làm rời từng đoạn rồi hàn liền với nhau trước khi gia công cơ để lắp như hình 3.11

Chiều dày nhỏ nhất của áo trục được xác định như sau:

$$S = 0,03d_v + 7,5 = 0,03 \cdot 102 + 7,5 = 10,56 \quad (\text{mm}) \quad (3.63)$$

Chọn  $S = 10$  (mm)



Hình 3.11 Kết cấu áo trục

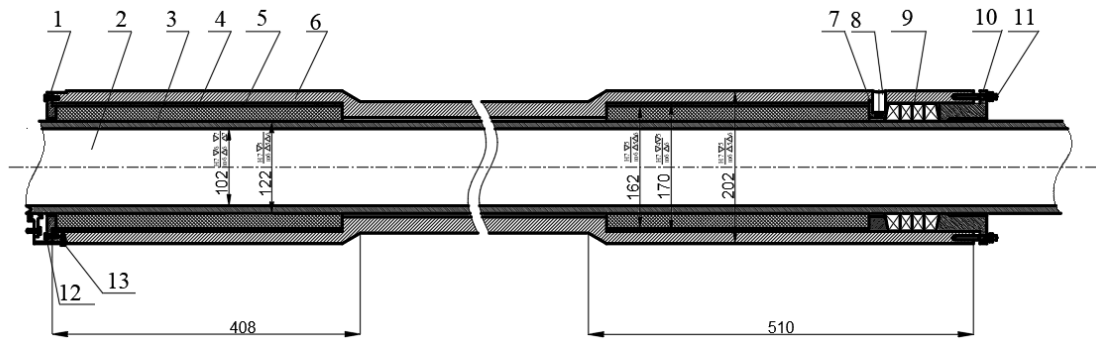
### 3.5.4 Thiết bị ống bao trục

Thiết bị ống bao trục gồm ống bao trục, ổ đỡ trục nằm bên trong ống bao và cụm kín ống bao. Thiết bị ống bao trục có nhiệm vụ đỡ trục chân vịt, thông qua các ổ đỡ truyền tải trọng vào vỏ tàu và ngăn cách nước biển bên ngoài với bên trong vỏ tàu nhờ cụm kín ống bao.

#### a. Ống bao trục

Ống bao trục thường được chế tạo liền. Ống bao trục thường một đầu có mặt bích đúc liền, và một đầu có ren có thể được lắp từ lái vào hoặc từ phía trong tàu ra phía lái.

Chọn gang làm vật liệu chế tạo ống bao trục. Kết cấu ống bao trục như hình 3.12



Hình 3.12 Kết cấu ống bao trục

- |                  |                 |                      |                 |
|------------------|-----------------|----------------------|-----------------|
| 1: Đĩa chặn      | 2: Trục         | 3: Áo trục           | 4: Bạc đỡ       |
| 5: Áo bao bạc đỡ | 6: Ống bao trục | 7: Vỏ cụm kín nước   | 8: Ống dẫn nước |
| 9: Tét kín nước  | 10: Bích nối    | 11: Bu lông bích nối | 12: Bu lông hãm |
| 13: Chặn rác     |                 |                      |                 |

Chiều dày ống bao trục được xác định theo:

+ Chiều dày nhỏ nhất của ống bao trục tại chỗ giữa 2 ổ đỡ:

$$S_1 = 0,05D_a + 20 = 0,05 \cdot 122 + 20 = 26,1 \text{ (mm)} \quad (3.64)$$

Chọn  $S_1 = 26 \text{ (mm)}$

$$\text{Với đường kính áo trục: } D_a = d_v + 2S = 102 + 2 \times 10 = 122 \text{ (mm)} \quad (3.65)$$

+ Chiều dày tại chỗ lắp bạc lót:

$$S_2 = (1,5 \div 1,8)S_1 = 1,75 \cdot 26 = 45,5 \text{ (mm)} \quad (3.66)$$

Chọn  $S_2 = 45 \text{ (mm)}$

+ Chiều dài ống bao trục phía lái:

$$L \geq (3 \div 4)d_v = 4 \cdot 102 = 408 \text{ (mm)} \quad (3.67)$$

Chọn  $L = 400 \text{ (mm)}$

+ Chiều dài ống bao trục phía mũi:

$$L \geq (3,5 \div 5)d_v = 5 \cdot 102 = 510 \text{ (mm)} \quad (3.68)$$

chọn  $L = 510 \text{ (mm)}$ .

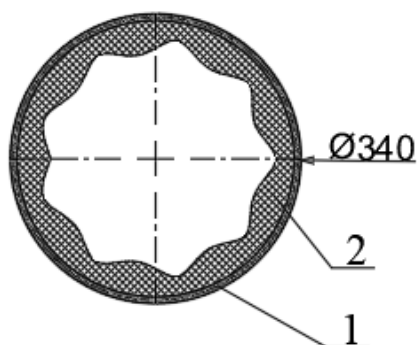
+ Chiều rộng các tấm bạc đỡ:  $B = 70 \div 90 \text{ (mm)}$  chọn  $B = 80 \text{ (mm)}$

+ Chiều dày bạc đỡ:  $H = 15 \div 25 \text{ (mm)}$  chọn  $H = 20 \text{ (mm)}$

### b. Ổ đỡ trục chân vịt

Trục chân vịt thường có thể có từ 1 ÷ 4 ổ đỡ tùy theo kết cấu của tàu. Ổ đỡ trục chân vịt thường được bố trí ngay trong ống bao trục.

Kết cấu bạc đỡ: kết cấu bạc đỡ gồm hai phần chủ yếu là ống lót 1 và các tấm chịu ma sát 2 (bạc đỡ) trực tiếp với trục được ghép bên trong ống lót như hình 3.13



1. Ống lót (áo bạc)

2. Các tấm ma sát (bạc đỡ)

Hình 3.13 Kết cấu bạc đỡ trục chân vịt

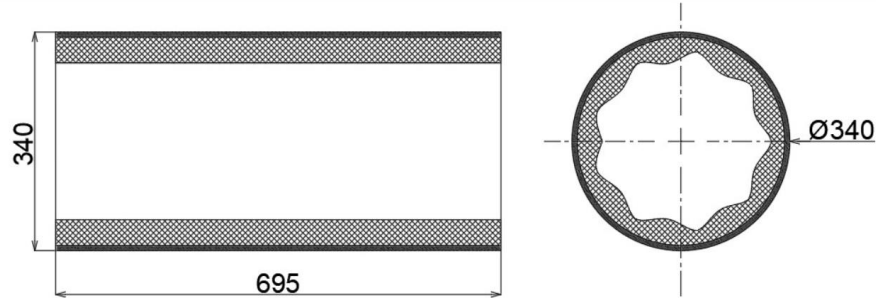
Ống lót có nhiệm vụ như áo trục hình trụ bọc các tấm bạc đỡ để dễ dàng lắp vào ống bao hoặc giá treo. Ống lót có thể chế tạo từ đồng thanh, đồng thau. Ống lót có thể đúc liền hoặc làm rời. Chọn ống lót làm bằng đồng thanh và được đúc liền.

Vật liệu làm bạc đỡ phải chịu được ma sát, chịu được nước biển và làm việc trong điều kiện bôi trơn bằng nước biển. Những vật liệu được sử dụng rộng rãi như gỗ gai-ác, cao su pha kim loại...

Tuy nhiên khi so sánh về giá thành chế tạo, độ cứng, độ bền và độ chịu nén của các vật liệu so với tàu được thiết kế thì:

Chọn cao su pha kim loại để chế tạo bạc đỡ: cao su pha kim loại được chế thành từng tấm rời ghép trong ống lót hoặc cũng có thể đúc liền trong ống lót, cao su pha kim loại có các đặc tính cơ học như sức bền kéo  $\sigma_b = 120 \div 156$  (kG/cm<sup>2</sup>), độ giãn nở tương đối  $\delta \geq 40\%$ , độ mài mòn  $\leq 40$  (cm<sup>3</sup>/kW.h), độ cứng HB = 55 ÷ 65 (kG/cm<sup>2</sup>)

Kích thước và kết cấu của bạc đỡ bằng cao su pha kim loại như hình 3.14

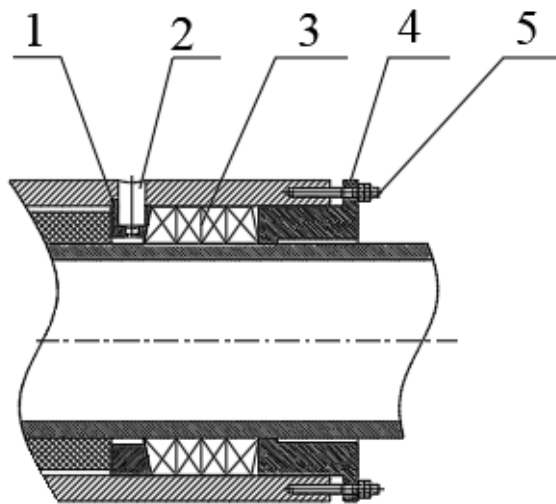


Hình 3.14 Kết cấu ổ đỡ cao su pha kim loại

### 3.5.5 Cụm kín ống bao

- Cụm kín ống bao có nhiệm vụ không cho nước từ ống bao trực rò rỉ vào bên trong tàu. Cụm kín ống bao có thể là đoạn kéo dài phía mũi của ống bao trực hoặc kết cấu tách rời được gắn liền với đầu phía mũi của ống bao trực bằng bulông.
- Cụm kín ống bao bao giờ cũng gắn ngay đầu ống bao và phải có điều kiện dễ với tay trong quá trình vận hành.

Kết cấu cụm kín ống bao như hình 3.15



- |                   |                      |                 |
|-------------------|----------------------|-----------------|
| 1. Vòng chia nước | 2. Ống dẫn nước      | 3. Tét kín nước |
| 4. Bích nén tét   | 5. Vít cây và đai ốc |                 |

Hình 3.15 Kết cấu cụm kín ống bao

- Chiều dài phần đệm kín:

$$L = (0,8 \div 1,5)D_a = 1,15.122 = 140,3 \quad (\text{mm}) \quad (3.69)$$

Chọn  $L = 140$  (mm)

### 3.5.6 Trục đẩy

- Là trục có nhiệm vụ chặn lực đẩy chân vịt thông qua vành chặn lực kết cấu liền với trục. Một đầu nối với trục trung gian và đầu kia nối với bích bộ giảm tốc hoặc máy chính. Trục đẩy được lắp trực tiếp vào Ổ đỡ chặn, trong đó có các bậc đỡ để chặn lực đẩy.

- Với trục đẩy chuyển mô men xoắn của máy chính, đường kính trục  $O$  về 2 phía của vành chặn lực đẩy không được nhỏ hơn trị số tính theo công thức sau:

$$d_d = 1.1 \times F \times \sqrt[3]{\frac{N_e}{n} \times \frac{560}{(\sigma_s + 160)} \times K} \quad (3.70)$$

Với

- +  $d_d$ : Đường kính trục đẩy
- +  $F=100$  ( đối với động cơ Diesel)
- +  $N_e$ : Công suất của động cơ chính
- +  $n$ : Số vòng quay của chân vịt
- +  $\sigma_s \geq 490(MPa)$  chọn  $\sigma_s = 500(MPa)$
- +  $K=1$

$$\Rightarrow d_d = 1,1 \times 100 \times \sqrt[3]{\frac{405}{670} \times \frac{560}{(500 + 160)}} = 88,05 \quad (\text{mm})$$

Chọn đường kính trục đẩy  $d_d = 88$  (mm)

### 3.6 Tính toán kiểm tra sức bền hệ trục

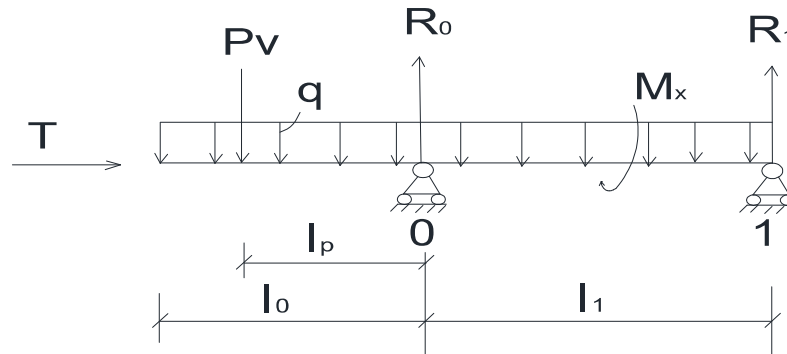
Số lượng ổ đỡ và bố trí ổ đỡ trên hệ trục

- Ổ đỡ được bố trí gần vách ngang, đà ngang đáy để tránh trường hợp ổ đỡ bị xê dịch đường trục mất ổn định do sự tác động của uốn cục bộ vỏ tàu.
- Số ổ đỡ chọn trên tàu thiết kế: 2 ổ đỡ. 1 ổ sát vách buồng máy, 1 ổ sát vách đuôi

#### 3.6.1 Tính bền trục chân vịt

- Coi trục chân vịt như dầm nằm tự do trên 2 gối đỡ (trong ống bao trục), một đầu công sôn treo chân vịt và chịu các tải trọng sau: mômen xoắn từ máy chính  $M_x$ , mômen uốn do trọng lượng chân vịt  $P_v$ , lực đẩy chân vịt  $T$ , trọng lượng đơn vị  $q$  phân bố đều trên chiều dài trục.

- Nếu tính sức bền trục chân vịt theo sơ đồ tính toán cho toàn bộ hệ trục thì không thuận lợi và phức tạp cho nên sơ đồ tính toán như hình 3.11 đủ để đảm bảo. Mặt cắt nguy hiểm của trục chân vịt cần kiểm tra sức bền là nơi tập trung mômen uốn tối đa. Mặt cắt này qua tính toán cũng như khảo sát thực tế nhiều tàu thường nằm gần gối đỡ cuối cùng phía lái của trục chân vịt hoặc giữa 2 gối.



Hình 3.16 Sơ đồ lực và momen tác dụng lên trục chân vịt

Vì vậy để đơn giản hóa trong tính toán nhưng vẫn đảm bảo đủ độ tin cậy thì chỉ cần khảo sát riêng phần trục chân vịt như hình 3.11 kể cả khi trục chân vịt tựa trên 2 gối. Trong tính toán giả thiết trục có cùng tiết diện trên suốt chiều dài (bỏ qua các cổ trục và áo trục không tham gia vào sức bền trục).

Ngoài ra thực tế cho thấy ứng suất uốn do trọng lượng chân vịt và trọng lượng bản thân của trục và ứng suất uốn bổ sung do lắp ráp không đáng kể so với ứng suất chung trên trục chân vịt. Cho nên để đơn giản hóa trong tính toán mà vẫn đủ độ chính xác người ta bỏ qua tính ứng suất uốn  $\sigma_u$  mà thay vào đó là hệ số kể đến ứng suất uốn

$$e = 1.02 \div 1.06 \text{ chọn } e = 1.04 \text{ (lấy giá trị trung bình).}$$

Công thức tính ứng suất chung tổng hợp cho trục chân vịt:

$$\sigma_c = e \sqrt{\sigma_n^2 + 3\sigma_x^2} \quad (\text{kG/cm}^2) \quad (3.71)$$

trong đó:

+ Hệ số ứng suất uốn:  $e = 1,04$

+ Ứng suất nén:

$$\sigma_n = 1,27 \times \frac{T}{d_v^2 \times (1 - m^2)} = 1,27 \times \frac{2504,304}{10,2^2 \times (1 - 0^2)} = 30,569 \text{ (kG/cm}^2) \quad (3.72)$$

với:

- Lực đẩy chân vịt:  $T = 2504,304$  (kG)
- Đường kính trục chân vịt:  $d_v = 10,2$  (cm)
- Hệ số trục rỗng:  $m = 0$  (do trục đặc)

+ Ứng suất xoắn:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{3,65 \times 10^5 \times N}{n \times d_v^3 \times (1 - m^4)} = \frac{3,65 \times 10^5 \times 405}{670 \times 10,2^3 \times (1 - 0^4)} = 240,938 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.73)$$

Trong đó:

- Công suất truyền đến trục chân vịt:  $N = 405$  (hp)
- Số vòng quay trục chân vịt:  $n = 670$  (v/p).
- Đường kính trục chân vịt:  $d_v = 10,2$  (cm).
- Hệ số trục rỗng:  $m = 0,4$

Vậy ứng suất chung tổng hợp cho trục chân vịt:

$$\sigma_c = e \times \sqrt{\sigma_n^2 + 3\sigma_x^2} = 1,04 \times \sqrt{30,659^2 + 3 \times 240,938^2} = 433,487 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

$$\text{Hệ số dự trữ bền: } K = \frac{\sigma_T}{\sigma_c} = \frac{2500}{433,487} = 5,76 \quad (3.74)$$

Với:

$$+ \text{Giới hạn nóng chảy của vật làm trục: } \sigma_T \geq 345(\text{MPa}) = 2500 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

### 3.6.2 Áp lực trên gôi do trọng lượng bản thân trục

Áp lực trên bạc đỡ do trọng lượng bản thân trục được tính theo:

$$p = \frac{L \times S \times \gamma}{1,2 \times d_v^2} \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.75)$$

Trong đó:

+ Chiều dài tối đa của của nhịp trục:

$$L \leq 125\sqrt{d_v} = 125 \times \sqrt{10,2} = 399,217 \text{ (cm)} \quad (3.76)$$

chọn  $L = 400$  (cm)

+ Diện tích mặt cắt ngang của trục:

$$S = \frac{\pi \times d_v^2}{4} = \frac{\pi \times 10,2^2}{4} = 81,712 \text{ (cm}^2\text{)} \quad (3.77)$$

+ Đường kính chân vịt:  $d_v = 10,2$  (cm)

+ Trọng lượng riêng của vật liệu là trục:  $\gamma = 7.985.10^{-3}$  (kG/cm<sup>3</sup>)

Vậy áp lực trên bạc đỡ do trọng lượng bản thân trục gây ra có giá trị:

$$p = \frac{L \times S \times \gamma}{1,2 \times d_v^2} = \frac{399,217 \times 81,712 \times 7.985 \times 10^{-3}}{1,2 \times 10,2^2} = 2,05 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

### 3.6.3 Ứng suất uốn do trọng lượng bản thân trục

– Mômen uốn do trọng lượng bản thân trục được tính theo công thức như sau:

$$M_u = \frac{q \times L^2}{12} = \frac{0,6411 \times 400^2}{12} = 8548,273 \text{ (kG/cm)} \quad (3.78)$$

Trong đó:

+ Trọng lượng đơn vị phân bố đều trên chiều dài trục:

$$q = \frac{\gamma \times \pi \times d_v^2}{4} = \frac{7.985 \times 10^{-3} \times \pi \times 10,2^2}{4} = 0,6411 \text{ (kG/cm)} \quad (3.79)$$

+ Chiều dài của của nhíp trục:  $L = 125 \times 10,2^{0,5} = 400$  (cm)

– Ứng suất uốn do trọng lượng bản thân trục được tính theo công thức như sau:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1 \times d_v^3} = \frac{8548,273}{0,1 \times 10,2^3} = 80,552 \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.80)$$

### 3.6.4 Số vòng quay giới hạn cho dao động riêng

– Tần số dao động uốn riêng của hệ trục nằm trên nhiều điểm tựa trước hết phụ thuộc vào tải trọng tập trung ở 2 đầu công sơn chứa hệ trục tàu, ở đây là trọng lượng chân vịt ở đầu công sơn phía lái của hệ trục tàu.

– Số vòng quay giới hạn của hệ trục được tính theo:

$$n_k = \frac{30\pi}{L^2} \sqrt{\frac{E \times J \times g}{q}} = \frac{30\pi}{400^2} \times \sqrt{\frac{2,1 \times 10^6 \times 0,05 \times 10,2^4 \times 981}{0,6411}} = 776,409 \text{ (v / p)}$$

Trong đó:

+ Modun đàn hồi vật liệu:  $E = 2.1 \times 10^6$  (kG/cm<sup>2</sup>)

+ Momen quán tính tiết diện trục:

$$J = 0,05 \times d_v^4 \text{ (cm}^4\text{)}$$

+ Gia tốc trọng trường:  $g = 981$  (cm/s<sup>2</sup>)

+ Trọng lượng đơn vị phân bố đều trên chiều dài trục:  $q = 0,6411$  (kG/cm)

+ Chiều dài của của nhíp trục:  $L = 400$  (cm)

Ta thấy số vòng quay trên trục chân vịt  $n = 670$ (v/p)  $< n_k = 776,409$  (v/p) thỏa mãn điều kiện tần số dao động riêng của hệ trục.

### 3.6.5 Ổn định của hệ trục dưới tác dụng của lực đẩy chân vịt

- Ta kiểm nghiệm ổn định dọc của hệ trục theo công thức Euler trong trạng thái tĩnh. Trị số lực dọc trục cho phép luôn lớn hơn lực đẩy chân vịt.
- Lực dọc trục cho phép được tính theo:

$$P_0 = \frac{\pi^2 \times E \times J \times K}{l^2} \times \left(1 - \frac{n^2}{n_k^2}\right) \quad (3.81)$$

$$= \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times 432,972 \times 5}{560^2} \times \left(1 - \frac{670^2}{776,409^2}\right) = 71528,28 \text{ (kG)}$$

Trong đó:

+ Modun đàn hồi vật liệu:  $E = 2.1 \times 10^6$  (KG/cm<sup>2</sup>)

+ Momen quán tính tiết diện trục:  $J = 8161,204$  (cm<sup>4</sup>)

+ Chiều dài của của nhíp trục:  $l = 560$  (cm)

+ Hệ số dự trữ bền:  $K \geq 2.5$  chọn  $K = 5$

+ Số vòng quay của trục chân vịt:  $n = 670$  (v/p)

+ Số vòng quay giới hạn của hệ trục:  $n_k = 776,409$  (v/p)

### 3.6.6 Tính áp lực riêng trên các gối đỡ hệ trục tàu

Áp lực riêng trên các gối đỡ của hệ trục không đều nhau. Áp lực lớn nhất bao giờ cũng tập trung ở gối đỡ cuối cùng của trục chân vịt vì tại đây trục tiếp chịu tải trọng uốn do trọng lượng chân vịt, còn các gối đỡ trung gian phía mũi tàu thì nhẹ tải hơn. Áp lực trên các gối đỡ ảnh hưởng đến tốc độ mài mòn của bạc đỡ, dẫn đến sai lệch đường tim hệ trục.

+ Chiều dài trục chân vịt:

$$l = 4470 \text{ (mm)}$$

+Xác định  $l_0$ :

Chiều dài tính từ trọng tâm gối đỡ phía lái ngoài cùng đến nắp xuyên dòng hay mặt đầu ren đuôi.

$$l_0 = \frac{l}{2}d_{cv} + 0.25 \times D + e + \frac{l}{2}L_2 \text{ (mm)} \quad (3.82)$$

Trong đó:

+ e: khoảng cách từ chân vịt đến gối đỡ phía lái, mm

$$e = (200 \div 250) \text{ mm, chọn } e = 250 \text{ mm} \quad (3.83)$$

$$+ L_2 = 4 \times d_{cv} = 4 \times 102 = 408 \text{ (mm): chiều dài ổ đỡ phía lái} \quad (3.84)$$

$$\Rightarrow l_0 = 0,5 \times 102 + 0,25 \times 1,1 + 250 + 0,5 \times 408 = 500 \text{ (mm)}$$

+Xác định  $l_p$ :

Khoảng cách từ trọng tâm chân vịt đến trọng tâm gối đỡ trục chân vịt phía lái ngoài cùng, mm.

$$l_p = l_0 - \frac{l}{2} \times d_{cv} - \frac{0.25 \times D}{2} \quad (3.85)$$

$$= 500 - \frac{l}{2} \times 102 - \frac{0.25 \times 1,1}{2} = 440 \text{ (mm)}$$

+Xác định  $l_2$ :

Khoảng cách từ tâm gối đỡ phía mũi đến nút trục, mm

$$l_2 = 0,2 \times L_{cv} = 0,2 \times 4470 = 890 \text{ (mm)} \quad (3.86)$$

+Xác định  $l_1$ :

Khoảng cách giữa hai gối đỡ trục chân vịt được xác định theo công thức:

$$l_1 = L_{cv} - (l_0 + l_2) = 4470 - (500 + 890) = 3080 \text{ (mm)} \quad (3.87)$$

### a. Tính các momen tại gối đỡ

+ Momen uốn tại gối đỡ gần trục chân vịt, xét đoạn trục tự do:

$$M_0 = -(G \times l_p + \frac{q \times l_0^2}{2}) = -(156,94 \times 0,44 + \frac{0,6411 \times 100 \times 0,5^2}{2}) = -77,06 \text{ (kG.m)} \quad (3.88)$$

+ Phương trình momen cho đoạn (1;2).

$$M_0 \times l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_B \times l_2 = -\frac{q}{4} \times (l_1^3 + l_2^3)$$

$$\Leftrightarrow -77,067 \times 3,080 + 2 \times M_1(3,080 + 0,89) + M_B \times 0,89 = -\frac{0,6411 \times 100}{4} \times (3,080^3 + 0,89^3)$$

$$\Leftrightarrow 7,94 \times M_1 + 0,89 \times M_B + 242,225 = 0 \quad (a)$$

+Phương trình góc xoay tại ngàm B:

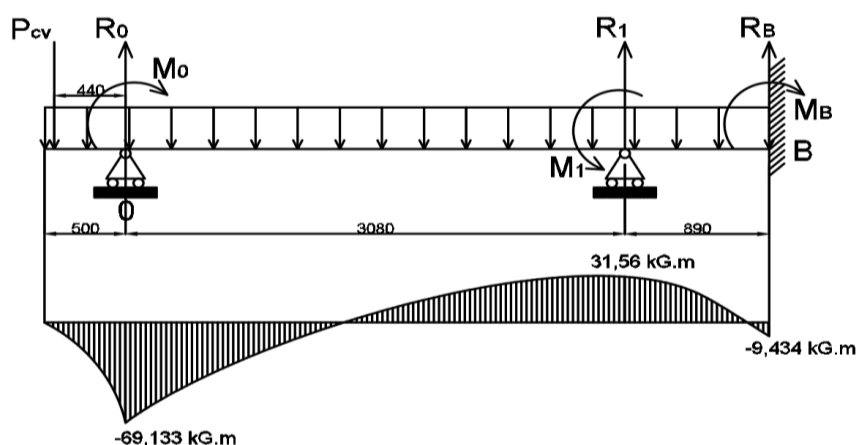
$$\alpha_B = \frac{q \times l_2^3}{24 \times EJ} + \frac{M_1 \times l_2}{6 \times EJ} + \frac{M_B \times l_2}{3 \times EJ} = 0$$

$$\Leftrightarrow ql_2^2 + 4M_1 + 8M_B = 0 \quad (3.89)$$

$$\Leftrightarrow 4M_1 + 8M_B + 50,781 = 0 \quad (b)$$

Giải 2 phương trình (a), (b) ta được kết quả:

$$M_0 = -69,133 \text{ (kG.m)}; M_1 = 31,56 \text{ (kG.m)}; M_B = -9,434 \text{ (kG.m)} \quad (3.90)$$



Hình 3.17 Sơ đồ hệ trục và biểu đồ momen

### b. Tính các phản lực tại các gối đỡ

+ Tại gối đỡ 0:

$$\begin{aligned} R_0 &= G + ql_0 + \frac{ql_1}{2} + \frac{M_1 - M_0}{l_1} \\ &= 156,94 + 0,6411 \times 100 \times 0,5 + \frac{0,6411 \times 100 \times 3,080}{2} + \frac{31,56 + 69,133}{3,080} \\ &= 320,417 \text{ (kG)} \end{aligned} \quad (3.91)$$

+ Tại gối đỡ 1:

$$R_l = \frac{ql_1}{2} + \frac{ql_2}{2} + \frac{M_0 - M_l}{l_1} + \frac{M_B - M_l}{l_2}$$

$$\Rightarrow R_l = \frac{0,6411 \times 100 \times 3,080}{2} + \frac{0,6411 \times 100 \times 0,89}{2} + \frac{-69,133 - 31,56}{3,080} + \frac{-9,434 - 31,56}{0,89}$$

$$= 48,505 \text{ (kG)}$$

+ Tại ngàm B:

$$R_B = \frac{ql_2}{2} + \frac{M_l - M_B}{l_2} = \frac{0,6411 \times 100 \times 0,89}{2} + \frac{31,56 + 9,434}{0,89} = 74,5896 \text{ (kG.m)} \quad (3.92)$$

Kiểm tra lại tổng phản lực trên các gối đỡ:

$$\sum R = R_0 + R_l + R_B = 320,417 + 48,505 + 74,589 = 443,512 \text{ (kG.m)} \quad (3.94)$$

Tổng trọng lượng chân vịt và trọng lượng bản thân trục:

$$\sum G = G + ql = 156,94 + 0,6411 \times 100 \times 4,470$$

$$= 443,512 \text{ (kg)} \quad (3.95)$$

Ta thấy  $\sum G = \sum R$  nên kết quả đúng.

### c. Tính áp lực trên từng gối đỡ

Thực chất trục không tựa hoàn toàn trên toàn bộ diện tích hình chiếu của bạc đỡ nên chúng ta lấy giảm đi 10% so với diện tích thực tế. Diện tích hình chiếu của bạc đỡ:

$$+ \text{Gối 0: } S_0 = 0,9d_v \times l_0 = 0,9 \times 10,2 \times 50 = 459 \text{ (cm}^2\text{)} \quad (3.96)$$

$$+ \text{Gối 1: } S_l = 0,9d_v \times l_l = 0,9 \times 10,2 \times 308 = 2827,44 \text{ (cm}^2\text{)} \quad (3.97)$$

Áp lực trên các gối như sau:

$$+ \text{Gối 0: } p_0 = \frac{R_0}{S_0} = \frac{320,417}{459} = 0,698 \text{ (kG / cm}^2\text{)} < p_{cp} \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.98)$$

$$+ \text{Gối 1: } p_l = \frac{R_l}{S_l} = \frac{48,505}{2827,44} = 0,172 \text{ (kG / cm}^2\text{)} < p_{cp} \text{ (kG/cm}^2\text{)} \quad (3.99)$$

Đối với cao su pha kim loại thì  $p_{cp} = 2,5 \div 3 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$

=> Vậy gối đỡ bền

## **CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN, MÔ PHỎNG CFD (Computational Fluid Dynamics) XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC BÁNH LÁI**

### **4.1 Phương pháp mô phỏng số CFD (Computational Fluid Dynamics)**

#### **4.1.1 Giới thiệu**

Động lực học chất lỏng tính toán (CFD - Computational fluid dynamics) là sự phân tích các hệ thống liên quan đến dòng chất lỏng, truyền nhiệt và các hiện tượng liên quan như phản ứng hóa học bằng mô phỏng dựa trên máy tính. Một số ứng dụng mô phỏng CFD trong các lĩnh vực như:

- Phương tiện giao thông:
  - + Máy bay: mô phỏng khí động lực học chuyển động quanh thân máy bay; tính toán lực cản máy bay; tính toán lực cản, lực nâng của cánh máy bay ở các góc tấn khác nhau,...
  - + Ô tô, phương tiện đường bộ: mô phỏng khí động lực học chuyển động quanh ô tô, tính toán sức cản ô tô, mô phỏng chuyển động của hỗn hợp khí cháy trong xilanh động cơ,...
  - + Tàu thủy: mô phỏng thủy động lực học quanh thân tàu, bánh lái, chân vịt, tính sức cản tàu.
- Kỹ thuật quy trình hóa học: quá trình trộn và tách
- Không khí bên ngoài và bên trong các tòa nhà: hướng gió, thông gió,...
- Thủy văn và hải dương học: mô phỏng dòng chảy trên sông, trên biển
- Khí tượng học: phục vụ việc dự báo thời tiết
- Y học: mô phỏng dòng máu lưu thông qua các động mạch, tĩnh mạch

#### **4.1.2 Phương trình chủ đạo**

Việc tính toán và mô phỏng CFD được xây dựng dựa trên 3 định luật chính:

- Định luật bảo toàn khối lượng: tổng khối lượng dòng chất lưu đi vào và đi ra một thể tích luôn được bảo toàn.
  - o Định luật bảo toàn động lượng: Tỷ lệ tăng động lượng của một phần tử chất lưu bằng tổng các lực tác dụng lên hạt chất lưu (định luật II Newton).
- Định luật bảo toàn năng lượng: Tỷ lệ tăng của năng lượng bằng lượng nhiệt truyền cho lưu chất cộng với công sinh ra.

Đối với bài toán mô phỏng cho chuyển động của dòng lưu chất qua bánh lái tàu thủy thì dòng chất lưu là dòng chất lỏng Newton ba chiều có độ nhớt, không nén và ở trạng thái ổn định nên lời giải phương trình năng lượng không cần nữa. Do đó các phương trình chủ đạo quản lý dòng lưu chất bao xung quanh bánh lái tàu thủy chỉ gồm phương trình liên tục và phương trình bảo toàn động lượng dưới dạng đơn giản như sau:

➤ Phương trình bảo toàn khối lượng:

Tốc độ tăng khối lượng của phần tử chất lưu bằng hiệu lưu lượng khối dòng đi vào và đi ra phần tử chất lưu đó

Ta có:

- Tốc độ tăng khối lượng của phần tử chất lưu là đạo hàm của mật độ chất lưu trên một đơn vị thời gian:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho \cdot \delta x \delta y \delta z) = \frac{\delta \rho}{\delta t} \delta x \delta y \delta z \quad (4.1)$$

Trong đó:

- +  $\rho$ : Mật độ chất lỏng (kg/m<sup>3</sup>)
- +  $\delta x \delta y \delta z$ : Thể tích của phần tử chất lưu (m<sup>3</sup>)
- Lưu lượng khối dòng đi vào và đi ra phần tử chất lưu:

Các đặc tính chất lỏng là các hàm không gian và thời gian và được viết như sau:

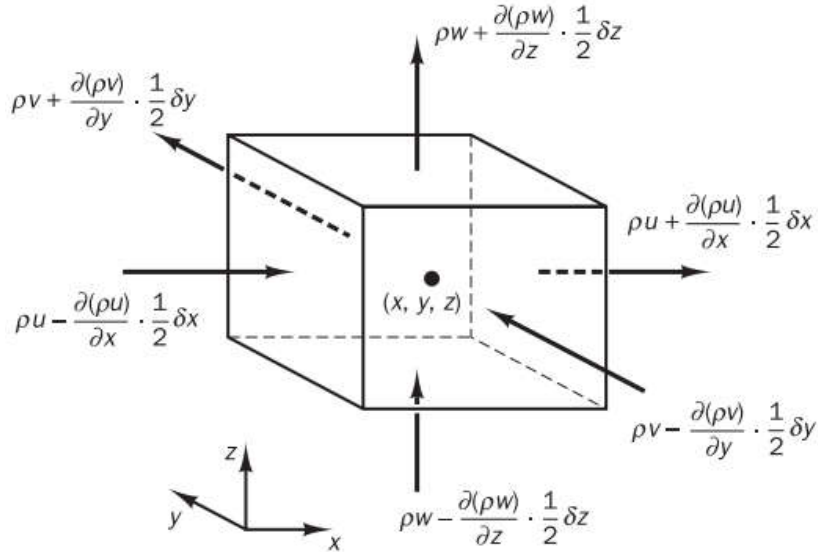
$\rho(x, y, z, t); p(x, y, z, t); T(x, y, z, t); u(x, y, z, t)$  lần lượt biểu diễn cho mật độ, áp suất, nhiệt độ và vec tơ vận tốc tương ứng.

- Lưu lượng khối dòng đi qua một diện tích bề mặt được xác định bằng công thức:

$$\dot{m} = \rho \cdot U \cdot A \quad (4.2)$$

Trong đó:

- + U: Vận tốc dòng chảy (m/s)
- + A: Diện tích bề mặt (m<sup>2</sup>)



Hình 4.1 Lượng chất lỏng vào ra một phần tử chất lưu

- Xét lưu lượng khối vào ra một phần tử chất lưu như hình (4.1) ta có tại điểm chính giữa phần tử chất lưu có tọa độ  $(x, y, z)$  cho dòng chảy theo phương  $x$  có:

$$\dot{m} = \rho \cdot U \cdot \delta y \delta z \quad (4.3)$$

⇒ Lưu lượng khối tại 2 mặt vào ra của phần tử chất lưu theo phương  $x$  lần lượt là:

$$\left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x\right) \cdot (\delta y \delta z); \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x\right) \cdot (\delta y \delta z) \quad (4.4)$$

Tương tự cho phương  $y$  và phương  $z$ , Vậy hiệu lưu lượng khối giữa dòng vào và dòng ra của một phần tử chất lưu được tính như sau:

$$\begin{aligned}
 & (\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x) \cdot (\delta y \delta z) - (\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x) \cdot (\delta y \delta z) \\
 & + (\rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y) \cdot (\delta x \delta z) - (\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y) \cdot (\delta x \delta z) \\
 & + (\rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z) \cdot (\delta x \delta y) - (\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z) \cdot (\delta x \delta y) \\
 & = \rho u \cdot \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \delta y \delta z - \rho u \cdot \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \delta y \delta z \\
 & + \rho v \cdot \delta x \delta z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \delta x \delta z - \rho v \cdot \delta x \delta z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \delta x \delta z \\
 & + \rho w \cdot \delta x \delta y - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \delta x \delta y - \rho w \cdot \delta x \delta y - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \delta x \delta y \\
 & = -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \delta y \delta x \delta z - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \delta z \delta x \delta y \\
 & = -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \delta x \delta y \delta z \tag{4.5}
 \end{aligned}$$

❖ Từ công thức (4.1) và (4.5) ta có

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} \delta x \delta y \delta z = -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \delta x \delta y \delta z$$

Hay 
$$\frac{\delta \rho}{\delta t} \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \cdot \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \cdot \delta x \delta y \delta z = 0$$

$$\Leftrightarrow \frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{4.6}$$

❖ Phương trình (4.6) là phương trình bảo toàn khối lượng (phương trình liên tục)

Ở đây chất lỏng không nén được nghĩa là mật độ chất lỏng không thay đổi theo thời gian nên phương trình (4.6) còn lại là:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{4.7}$$

➤ Phương trình bảo toàn động lượng

❖ Phương trình bảo toàn động lượng được xây dựng dựa trên định luật II Newton

Xét cho sự tác dụng của các lực lên phần tử chất lưu theo phương x ta có:

$$\sum F_x = m \cdot a_x \tag{4.8}$$

Trong đó:

+  $\sum F_x$  : Tổng các lực tác dụng lên phần tử chất lưu theo phương x

+ Gia tốc: 
$$a_x = \frac{Du}{Dt} \tag{4.9}$$

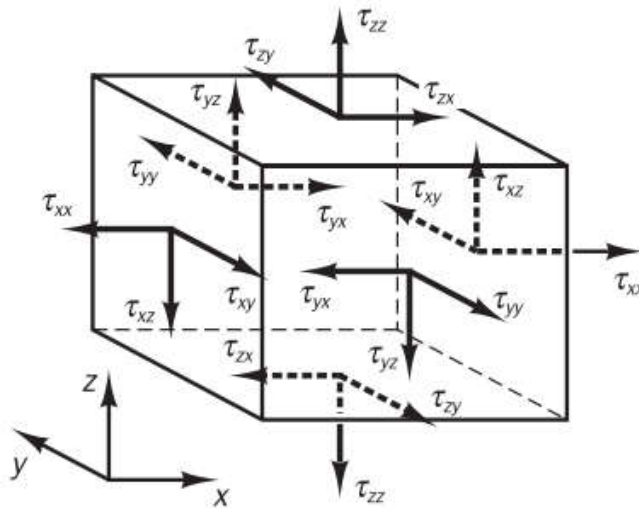
+ Khối lượng: 
$$m = \rho \cdot \delta x \delta y \delta z \tag{4.10}$$

⇒ Vế phải của phương trình (4.7) là:

$$\rho \cdot \frac{Du}{Dt} \cdot \delta x \delta y \delta z \tag{4.11}$$

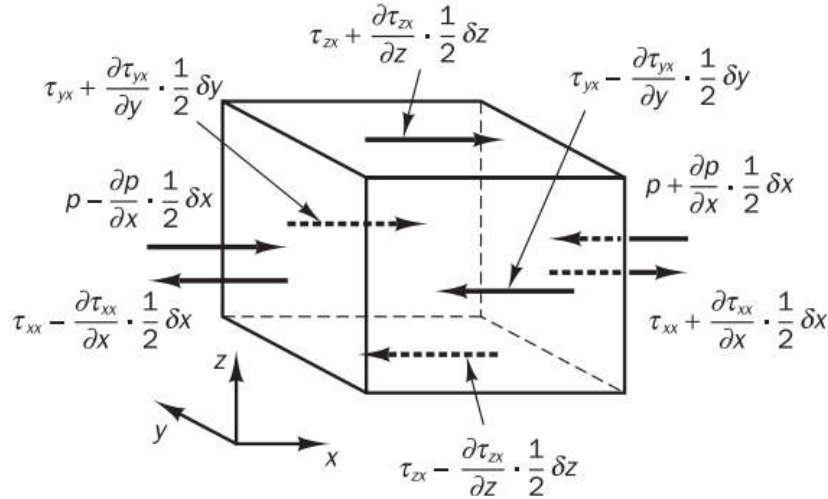
❖ Ở vế trái của phương trình (4.7) là tổng các lực thành phần thường thấy như:

- + Lực khối (body forces): Trọng lực (gravity forces)
- + Lực bề mặt (surface forces): lực áp suất (pressure forces), lực nhớt (viscous forces)

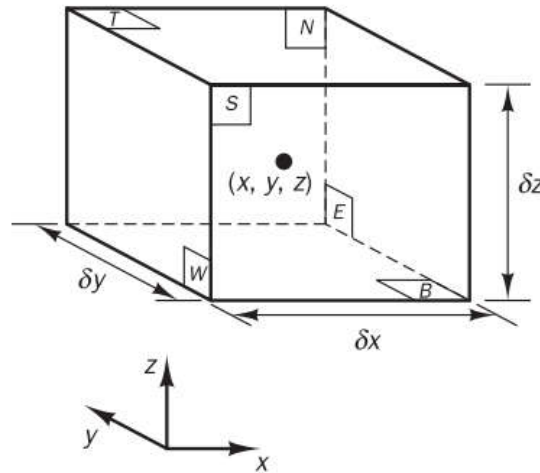


Hình 4.2 Ứng suất nhớt tác dụng lên các bề mặt chất lưu

- + Các ứng suất tác dụng lên bề mặt chất lưu gồm: các ứng suất tiếp ( $\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$ ) và các ứng suất pháp ( $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$ ).



Hình 4.3 Các thành phần ứng suất tác dụng lên chất lưu theo phương x



Hình 4.4 Quy ước các bề mặt của phần tử chất lưu

Các thành phần ứng suất tác dụng lên chất lưu theo phương x:

+ Bề mặt W, E gồm: áp lực  $(p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x; p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x)$ , ứng suất pháp

$$(\tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x; \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x)$$

+ Bề mặt S, N gồm: ứng suất tiếp  $(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y; \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y)$

+ Bề mặt B, T gồm: ứng suất tiếp  $(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z; \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z)$

⇒ Các lực tác dụng lên phần tử chất lưu theo phương x là:

$$\begin{aligned}
 & [(p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x) - (\tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x)] \cdot \delta y \delta z \\
 & + [(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x) - (p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x)] \cdot \delta y \delta z \\
 & + [(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y) - (\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y)] \cdot \delta x \delta z \\
 & + [(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z) - (\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z)] \cdot \delta x \delta y \\
 & = -\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \delta x \delta y \delta z + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \delta y \delta x \delta z + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \delta z \delta x \delta y \\
 & = [\frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}] \delta z \delta x \delta y \tag{4.12}
 \end{aligned}$$

⇒ Từ công thức (4.10), (4.11) và thành phần lực khối ta có phương trình bảo toàn động lượng theo phương x như sau:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \tag{4.13}$$

Tương tự cho phương y và z ta có:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \tag{4.14}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + S_{Mz} \tag{4.15}$$

- Trong đó:  $s_{Mx}, s_{My}, s_{Mz}$  là các thành phần lực khối tác dụng lên phần tử chất lưu  
Ví dụ: thành phần lực khối (trọng lực) tác dụng lên mô hình với phương x,y,z như trên thì:

$$s_{Mx} = 0, \quad s_{My} = 0, \quad s_{Mz} = -\rho g$$

❖ Ứng suất nhớt:

Các ứng suất nhớt được tạo ra bởi sự ma sát của chất lỏng với bề mặt của phần tử và nó bao gồm 2 thành phần là ứng suất tiếp và ứng suất pháp. Ứng suất nhớt được đánh giá dựa vào đặc tính động lực học của môi trường, ở đề tài này, môi trường hoạt động của bánh lái tàu thủy chủ yếu là trong nước (được xem là chất lỏng Newton) theo đó các ứng suất nhớt sẽ tỉ lệ với gradient vận tốc và được xác định bởi những công thức như sau:

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} u; \tau_{yy} = 2\mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} u; \tau_{zz} = 2\mu \cdot \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} u \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right); \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right); \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.16)$$

Trong đó:  $\operatorname{div} u = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$

- Từ phương trình (4.12) và các công thức (4.15) có:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} u \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \quad (4.17)$$

Đối với các dòng không nén được (incompressible) thì  $\operatorname{div} u = 0$  nên phương trình (4.16) được viết lại như sau:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \quad (4.18)$$

Trong đó:  $\rho \frac{DU}{Dt} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z}$  (4.19)

$\mu$ : Hệ số nhớt động lực học

⇒ Vậy phương trình chủ đạo dùng trong việc mô phỏng các đặc tính thủy động lực học qua bánh lái tàu thủy với môi trường là chất lỏng Newton, không nén được gồm:

+ 1 phương trình bảo toàn khối lượng (phương trình liên tục)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.20)$$

+ 3 phương trình bảo toàn động lượng (theo 3 phương x,y,z)

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x} \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{M_y} \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left( 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{M_z} \end{aligned} \quad (4.21)$$

### 4.1.3 Các phương pháp mô phỏng dòng rối

#### 4.1.3.1 Dòng rối (Turbulent flow)

- Căn cứ vào số Reynolds (Re) để người ta phân chia dòng chảy thành:
  - $Re \leq 2300$ : Dòng chảy tầng (Laminar flow) là dòng mà các phần tử chất lỏng chuyển động song song nhau, chồng lên nhau thành tầng với tốc độ chậm.
  - $Re \geq 10000$ : Dòng chảy rối (Turbulent flow) là dòng mà các phần tử chất lỏng chuyển động hỗn loạn về các hướng khác nhau với vận tốc nhanh tạo thành dòng rối
  - $2300 \leq Re \leq 10000$ : Chảy chuyển tiếp từ tầng qua rối

Trong lĩnh vực tàu thủy, công thức tính số Reynolds:

$$Re = \frac{V.L}{\nu} \quad (4.22)$$

Trong đó:

- + V: Vận tốc của tàu (m/s)
- + L: Chiều dài của tàu (m)
- +  $\nu$ : Độ nhớt động lực học của chất lỏng ( $m^2/s$ )

➤ Đặc trưng dòng rối

- Dòng rối là dòng ba chiều
- Phụ thuộc vào thời gian

➤ Truyền năng lượng:

- Trong dòng rối sinh ra các xoáy lớn và các xoáy nhỏ, xoáy lớn mang năng lượng lớn và trong quá trình di chuyển sẽ phân tách thành các xoáy nhỏ và cứ tiếp tục cho đến khi các xoáy đủ nhỏ và sự chuyển động ổn định và độ nhớt sẽ đóng vai trò quyết định

⇒ Động năng → nhiệt năng

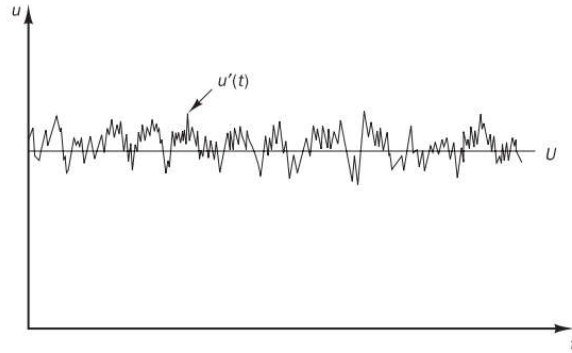
#### 4.1.3.2 Các phương pháp mô phỏng dòng rối

##### ➤ Phương pháp DNS (Direct Numerical Simulation)

DNS là phương pháp mô phỏng rối một cách trực tiếp bằng phương trình Navier Stokes và không thông qua bất cứ mô hình nào

- Đặc điểm:
    - + Đề mô phỏng dòng 3D
    - + Dòng mô phỏng phụ thuộc vào thời gian
    - + Tất cả xoáy lớn hay nhỏ đều có thể mô phỏng được
  - Ưu điểm:
    - + Mô phỏng đầy đủ dòng rối
    - + Cung cấp được những giá trị mà thực nghiệm không thể làm được
    - + Có thể dùng để kiểm tra các mô hình rối khác
  - Nhược điểm:
    - + Khối lượng tính toán lớn
    - + Việc lưu trữ cần nhiều tài nguyên
    - + Phải đặt từng điều kiện biên, điều kiện đầu cho từng xoáy có kích thước khác nhau
- ⇒ Phương pháp DNS cho ta lượng thông tin lớn nhưng không cần thiết, thời gian cho ra nghiệm quá lâu cùng với thiết bị tính toán lưu trữ dữ liệu lớn nên chỉ thích hợp trong các phòng nghiên cứu.
- Phương pháp RANS (Reynolds Averaged Navier – Stokes) / URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier – Stokes)

RANS và URANS là hai phương pháp lấy trung bình



Hình 4.5 Phương pháp lấy trung bình

Ví dụ, đo giá trị vận tốc ( $u$ ) của một điểm bất kỳ trong dòng rối theo thời gian ( $t$ ) ta được giá trị như đồ thị (Hình 4.5)

Ta có:

$$u(x,t) = u'(x,t) + U(x)$$

Trong đó:

- +  $U(x)$ : là giá trị trung bình
- +  $u'(x,t)$ : rung lắc rối

⇒ Mô phỏng theo phương pháp RANS/ URANS là ta đi giải giá trị trung bình  $U(x)$  và mô hình hoá  $u'(x,t)$

- Ưu điểm:

- + Yêu cầu trong việc tính toán và lưu trữ không quá lớn
- + Có thể mô phỏng trường hợp 2D steady
- + Có thể sử dụng phương pháp số bậc thấp

- Nhược điểm:

- + Các mô hình dùng để mô phỏng các cấu trúc lớn phải điều chỉnh mô hình nhiều lần
- + Có các vấn đề trong việc giải thích kết quả tính toán unsteady

#### 4.1.3.3 Các mô hình tính toán của phương pháp RANS

Một mô hình mô phỏng rối hữu dụng phải đạt được những tiêu chí: khả năng ứng dụng rộng rãi trong nhiều trường hợp, tính chính xác, đơn giản và chi phí tính toán thấp, đơn giản.

Việc phân loại mô hình RANS được dựa trên số phương trình cộng thêm vào mô hình để giải.

- + Mô hình Mixing length: không cộng thêm phương trình
- + Mô hình  $k_\epsilon / k_\omega$ : cộng thêm hai phương trình
- + Mô hình Reynolds stress: cộng thêm bảy phương trình
- Mô hình Mixing length
- Ưu điểm:
  - + Dễ thực hiện, đơn giản và không tốn nhiều tài nguyên
  - + Công thức thiết lập cho các dạng dòng tốt
- Nhược điểm:
  - + Hoàn toàn không ứng dụng đối với dòng có hiện tượng phân tách lớp biên (cánh máy bay, bánh lái tàu thủy,...)
  - + Mô hình chỉ tính các giá trị trung bình của dòng và các ứng suất rối
- Họ các mô hình  $k_\epsilon$ :
  - Họ các mô hình  $k_\epsilon$  gồm: Standard, Realisable và RNG
  - Những khác nhau chính của họ các mô hình  $k_\epsilon$  là:
    - + Phương pháp tính độ nhớt rối (turbulent viscosity)
    - + Số Prandtl rối khác nhau tùy từng mô hình để điều khiển sự khuếch tán của  $k$  và  $\epsilon$
    - + Đại lượng sinh ra (generation) và đại lượng triệt tiêu (destruction) trong phương trình  $\epsilon$
- Ưu nhược điểm họ các mô hình  $k_\epsilon$

### **Mô hình Standard $k_\epsilon$ :**

- Ưu điểm:
  - + Mô hình đơn giản, dễ thực hiện, chỉ cần điều kiện đầu và điều kiện biên đã có thể mô phỏng rối
  - + Kết quả tính toán tốt, ứng dụng tính toán cho nhiều dạng dòng khác nhau trong công nghiệp
  - + Mô hình được thiết lập tốt, được kiểm chứng rộng rãi và được nhiều người sử dụng
- Nhược điểm:

- + Khối lượng tính toán cao hơn mô hình Mixing length (thêm 2 phương trình vận chuyển)
- + Kết quả không tốt cho một số dạng dòng:
  - Các dạng dòng chảy qua những biên cong, các dòng xoáy và các dòng có biên dạng lớn
  - Các dạng dòng có hiện tượng mất đối xứng

**Mô hình  $RGN k_\epsilon$ :**

- Ưu điểm:
  - + Mô hình  $RGN k_\epsilon$  được thêm một số hạng trong phương trình  $\epsilon$  để giải quyết vấn đề các dòng biến dạng đột ngột
  - + Mô hình sẽ cải thiện hơn trong việc mô phỏng các dạng dòng xoáy, dòng đi qua các biên cong
- Nhược điểm:
  - + Khối lượng tính toán nhiều hơn một chút so với mô hình Standard  $k_\epsilon$

**Mô hình  $Realisable k_\epsilon$ :**

- Ưu điểm:
  - + Mô hình có kết quả mô phỏng tốt cho các bài toán lớp biên, có sự biến đổi áp suất lớn và các dạng dòng qua các biên cong.

➤ **Mô hình  $k_\omega$**

- Ưu điểm:
  - + Mô hình được sử dụng rộng rãi do nó sinh ra được đúng luật ở tường mà không phụ thuộc vào độ nhớt
  - + Cho ra kết quả tính toán, mô phỏng tốt hơn các mô hình  $k_\epsilon$  trong các bài toán dòng lớp biên
- Nhược điểm:
  - + Mô hình dự đoán kết quả không tốt đối với các phần phía sau body
  - + Nhạy cảm với các giá trị biên tự do, trong trường hợp biên không được định nghĩa tốt

⇒ Để cải thiện các nhược điểm trên người ta phát triển thêm mô hình mới từ mô hình  $k_\omega$  gốc là mô hình SST  $k_\omega$

⇒ Vậy đối với bài toán tính toán mô phỏng các tính năng thủy động lực học qua bánh lái tàu thủy thì ở đây ta chọn mô hình SST  $k-\omega$  để giải vì những ưu điểm của nó trong việc giải quyết các vấn đề về lớp biên, biên dạng cong và dòng chảy với áp suất thay đổi lớn.

### Mô hình SST $k-\omega$

Từ 2 phương trình bảo chủ đạo (phương trình bảo toàn khối lượng và phương trình bảo toàn động lượng) ta tiến hành giải thêm 2 phương trình như sau để giải bài toán:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \text{grad}(k)\right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega U) = & \text{div}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}}\right) \text{grad}(\omega)\right] + \gamma(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} S_{ij}) \\ & + \beta_1 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Trong đó:

+ Ứng suất Reynolds được tính cho mô hình 2 phương trình theo biểu thức Boussinesq:

$$-\rho \cdot u_i u_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.25)$$

$$+ P_k = \min(10\beta^* \rho k \omega, 2\mu_t \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij}) \quad (4.26)$$

$$+ \mu_t = \frac{a_1 \rho k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (4.27)$$

Với  $a_1$  là hằng số;  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ ;  $F_2$  là hàm để giải các vấn đề bất ổn của các xoáy gần tường.

+ Các hằng số trong công thức được xác định bằng thực nghiệm như sau:

$\sigma_k = 1$	$\sigma_{\omega,1} = 2$	$\sigma_{\omega,2} = 1,17$	$\gamma = 0,44$	$\beta = 0,083$	$\beta^* = 0,09$
----------------	-------------------------	----------------------------	-----------------	-----------------	------------------

## 4.2 Ứng dụng phương pháp CFD trong mô phỏng tính toán thủy động lực học bánh lái

### 4.2.1 Các đặc tính thủy động lực học qua bánh lái tàu thủy

Mục đích của việc tính toán thủy động lực học bánh lái là đi xác định các trị số của lực thủy động để làm cơ sở cho việc khảo sát hiệu năng của bánh lái trong quá trình điều động tàu. Mỗi biên dạng (profil) bánh lái sẽ cho ra sự khác nhau về các giá trị thủy động lực học tác dụng lên nó khi hoạt động. Khi bánh lái được đặt trong dòng chảy vận tốc  $v_s$ , dưới góc tấn  $\alpha$ , dưới tác dụng của dòng chảy chất lỏng phân bố áp lực ở mặt trên và mặt dưới của profil mặt cắt bánh lái khác nhau, làm xuất hiện lực tác động ngang. Các lực thủy động tác động lên bánh lái gồm có: Lực nâng  $L$  và lực cản  $D$ .

Tổng hợp của  $L$  và  $D$  sẽ được lực  $R$  - lực chính tác động lên bánh lái:

$$R = \sqrt{L^2 + D^2} \quad (4.28)$$

- Lực  $R$  có thể phân thành hai thành phần gồm:

$$+ \text{ Lực pháp tuyến: } N = L \cdot \cos \alpha + D \cdot \sin \alpha \quad (4.29)$$

$$+ \text{ Lực tiếp tuyến: } T = L \cdot \sin \alpha - D \cdot \cos \alpha \quad (4.30)$$

Các lực này đặt tại tâm áp lực  $k$

- Mômen thủy động ở cạnh trước của bánh lái:

$$M_{td} = N \cdot e \quad (4.31)$$

Trong đó:

+  $e$ : Khoảng cách từ cạnh trước của bánh lái đến điểm đặt lực  $N$

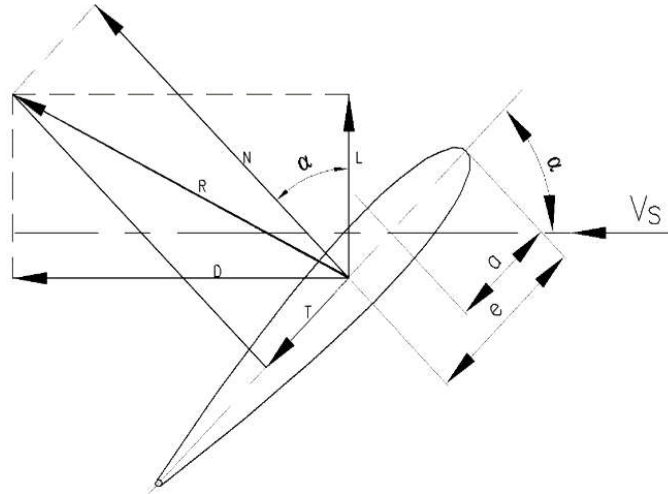
+ Mômen tải trên trục lái được tính theo công thức:

$$M_0 = N \cdot x = N \cdot (e - a) \quad (4.32)$$

Trong đó:

+  $e$  - khoảng cách từ trục lái đến cạnh trước của bánh lái

+  $a$  - khoảng cách từ điểm đặt lực đến tâm trục lái



Hình 4.6 Các thông số thủy động lực học bánh lái

#### 4.2.2 Ứng dụng phương pháp CFD trong tính toán mô phỏng động lực học bánh lái

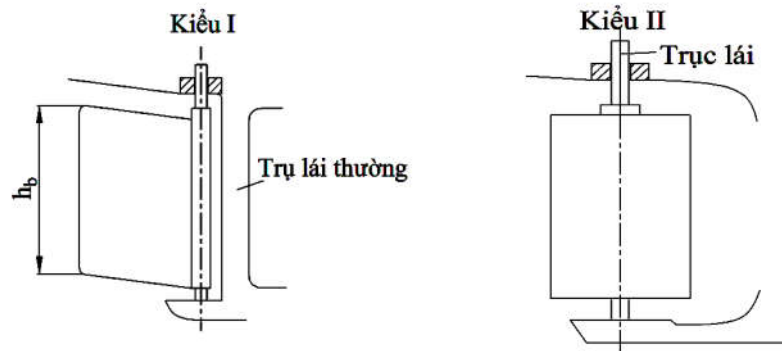
- Trong lĩnh vực tàu thủy, phương pháp tính toán động lực học chất lỏng (CFD) được sử dụng một cách phổ biến như tính toán sức cản tác dụng lên thân tàu, vận tốc, áp suất dòng chảy qua chân vịt, bánh lái tàu,... Vì những ưu điểm của phương pháp là chỉ cần thiết lập một mô hình chính xác, chọn module thích hợp, chia lưới tính toán tốt cùng với miền tính toán, điều kiện tính toán thích hợp là có thể cho ra một kết quả với độ chính xác khá tốt. Và đặc biệt là với việc tính toán mô phỏng thì sẽ tiết kiệm được chi phí hơn so với việc tính toán bằng thử nghiệm, thực nghiệm và sẽ đơn giản hơn so với tính toán bằng phương pháp giải tích.
- Việc tính toán mô phỏng các đặc tính thủy động lực học bánh lái bằng phương pháp CFD là dựa vào biên dạng (profil bánh lái), góc quay của bánh lái và vận tốc dòng chảy bao quanh bánh lái.
- Qua các phân tích nêu ra ở các phần trên thì mô hình được sử dụng để tính toán là mô hình dòng rối  $k-\omega$  SST với các thông số đầu vào cho tính toán là biên dạng bánh lái, tốc độ dòng chảy đi qua bánh lái và được đặt trong miền tính toán dựa theo việc mô phỏng cho các profil cho cánh máy bay của NACA.

### 4.3 Xác định các thông số hình học của bánh lái

#### 4.3.1 Kiểu bánh lái

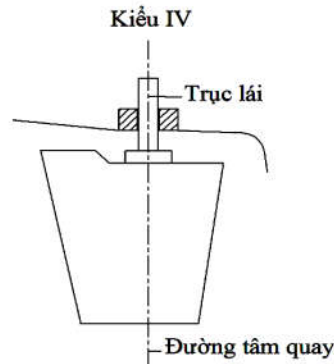
- Bánh lái được thiết kế dựa trên kết cấu phần đuôi của tàu và thường có các kiểu như sau:

- Bánh lái đơn giản: là bánh lái có ít nhất một gối đỡ ở phía trên và một gối đỡ ở phía dưới bánh lái, ngoài ra có thể thêm các gối đỡ trung gian.



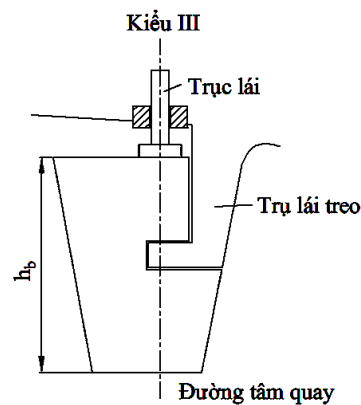
Hình 4.7 Kiểu bánh lái đơn giản

- Bánh lái treo: là bánh lái liên kết với vỏ tàu qua các gối của trục lái.



Hình 4.8 Kiểu bánh lái treo

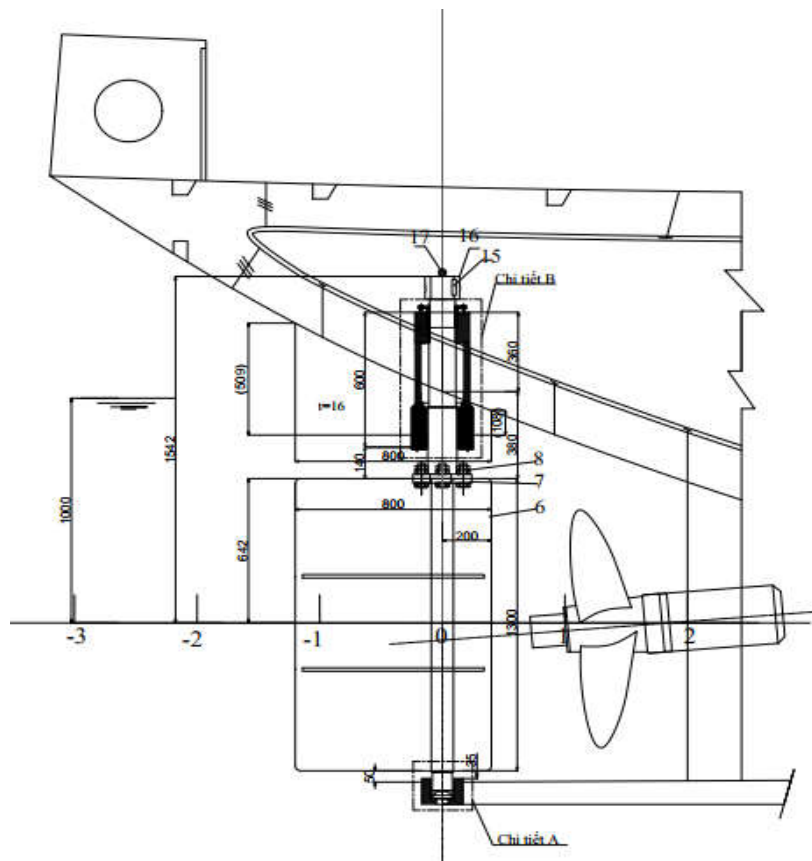
- Bánh lái nửa treo: là bánh lái có phần dưới làm việc như một đoạn công xôn.



Hình 4.9 Kiểu bánh lái nửa treo

- Phân loại bánh lái theo vị trí bánh lái so với đường tâm quay gồm:

- Bánh lái cân bằng: là bánh lái có đường tâm quay chia bánh lái thành hai phần. Mômen do áp lực thủy động tác dụng lên phần sau sẽ được cân bằng bởi áp lực tác dụng lên phần trước.
  - Bánh lái không cân bằng: là bánh lái có đường tâm quay nằm sát cạnh trước của bánh lái. Mômen do áp lực thủy động tác dụng lên bánh lái sẽ truyền hoàn toàn lên trục lái.
  - Bánh lái bán cân bằng: là bánh lái có phần dưới nhô ra phía trước trục lái gây ra đối trọng.
- Từ kết cấu phần đuôi của tàu, ta lựa chọn bánh lái cho tàu du lịch sông Hàn thuộc loại bánh lái đơn giản, bán cân bằng và profin bánh lái có dạng tấm phẳng hay dạng lưu tuyến, đảm bảo cho tàu có tính năng quay trở tốt khi hoạt động ở tốc độ thấp.



Hình 4.10 Kết cấu vùng đuôi tàu du lịch sông Hàn

#### 4.3.2 Diện tích bánh lái

- Ta có diện tích bánh lái:

$$\sum S = a.L.T \quad (\text{m}^2) \quad (4.33)$$

Trong đó:

- +  $L = 27,9$  (m): chiều dài hai trụ của tàu.
- +  $T = 1$  (m): chiều chìm của tàu.
- +  $a$ : hệ số, theo bảng 1.2 [1-tr 14] ta có:  $a = 3,57\% \div 3,85\%$   
Chọn  $a = 3,75\%$

Suy ra:

$$\sum S = 3,75\% \cdot 27,9 \cdot 1 = 1,046 \text{ (m}^2\text{)}$$

- Kiểm tra lại diện tích bánh lái:

Diện tích bánh lái tối thiểu cho phép được xác định theo công thức sau:

$$\sum S_{\min} = p \cdot q \cdot \frac{LT}{100} \cdot \left(0,75 + \frac{150}{L+75}\right) \quad (\text{m}^2) \quad (4.34)$$

Trong đó:

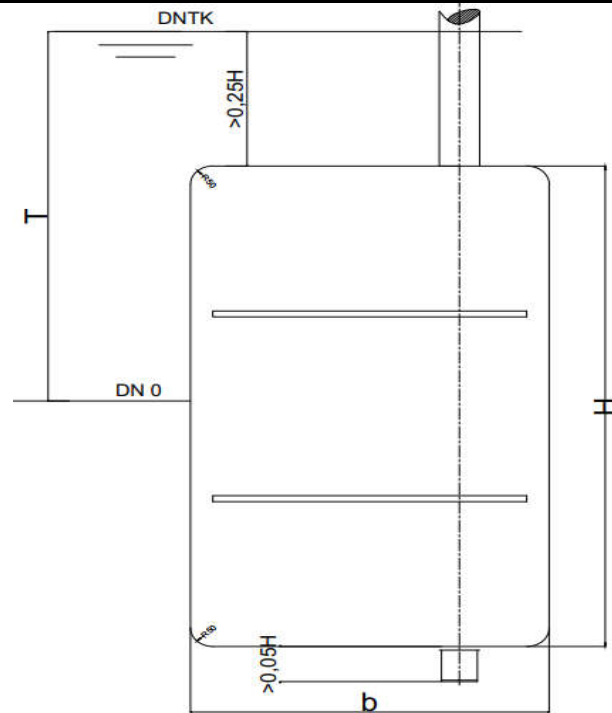
- +  $L = 27,9$ : chiều dài tàu, m
- +  $T = 1$ : chiều chìm tàu, m
- +  $p$ : hệ số (bằng 1,2 nếu bánh lái không đặt trực tiếp sau chân vịt; bằng 1,0 nếu bánh lái đặt trực tiếp sau chân vịt), chọn  $p = 1,0$
- +  $q$ : hệ số (bằng 1,25 đối với tàu kéo; bằng 1 đối với các loại tàu khác), chọn hệ số  $q = 1,0$

$$\sum S_{\min} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{27,9 \cdot 1}{100} \cdot \left(0,75 + \frac{150}{27,9+75}\right) = 0,616 \text{ (m}^2\text{)}$$

Vậy tổng diện tích bánh lái được chọn thỏa mãn.

#### 4.3.3 Chiều cao bánh lái

Theo những phân tích ta lựa chọn bánh lái cho tàu du lịch theo loại bánh lái đơn giản, bán cân bằng và có hình chữ nhật.



Hình 4.11 Các kích thước bánh lái tàu du lịch

- Theo quy định của Đăng Kiểm thì khi tàu toàn tải, bánh lái phải ngập hoàn toàn trong nước. Chiều dày lớp nước phía trên bánh lái không được nhỏ hơn 25% chiều cao bánh lái ( $h_{bl}$ )
- Chọn chiều cao bánh lái dựa trên kết cấu vùng đuôi:  $h_{bl} = 1300$  (mm)
- Mép dưới của bánh lái phải cao hơn mép dưới của chân vịt ít nhất 5% chiều cao bánh lái.
- Theo thiết kế: khoảng cách giữa mép dưới bánh lái với mép chân vịt là 95 (mm)
- Khoảng cách từ mép trên bánh lái đến đường nước thiết kế là 358 (mm)

Ta có:

$$+ 0,05h_{bl} = 0,05 \cdot 1300 = 65 \text{ (mm)} < 95 \text{ (mm)}$$

$$+ 0,25h_{bl} = 0,25 \cdot 1300 = 325 \text{ (mm)} < 358 \text{ (mm)}$$

⇒ Vậy việc chọn kích thước chiều cao bánh lái và cách bố trí là phù hợp, thỏa mãn các điều kiện cho phép.

#### 4.3.4 Hệ số kéo dài $\lambda$

Hệ số kéo dài  $\lambda = 0,5 \div 3$  tùy theo kết cấu vùng đuôi tàu, theo khảo sát cho thấy những bánh lái có  $\lambda$  lớn đảm bảo hiệu quả lái tốt ở các góc quay nhỏ.

Ta có: 
$$\lambda = \frac{h_{bl}}{b_{bl}} = \frac{1,3}{0,8} = 1,625 \quad (4.35)$$

Trong đó:

+ Chiều rộng bánh lái: 
$$b_{bl} = \frac{S}{h_{bl}} = \frac{1,0462}{1,3} = 0,8(m) \quad (4.36)$$

#### 4.3.5 Chiều dày của profin

➤ Chiều dày lớn nhất

Chiều dày lớn nhất của profin  $t$  lấy theo đường kính chân vịt  $D_{cv}$

$$t = (0,1 \div 0,125).D_{cv} \quad (4.37)$$

$$t = (0,1 \div 0,125).D_{cv} = (0,1 \div 0,125).1,1 = 0,11 \div 0,1375(m)$$

Chiều dày tối ưu trong khoảng:

$$t = (0,12 \div 0,25).b_{bl} \quad (4.38)$$

$$t = (0,12 \div 0,25).b_{bl} = (0,12 \div 0,25).0,8 = 0,096 \div 0,2(m)$$

Vậy chọn chiều dày lớn nhất của profin là 0,12 (m)

➤ Chiều dày tương đối

Chiều dày tương đối của profin được xác định theo công thức:

$$\bar{t} = \frac{t}{b_{bl}} = \frac{0,12}{0,8} = 0,15 \quad (4.39)$$

#### 4.3.6 Vẽ profin bánh lái

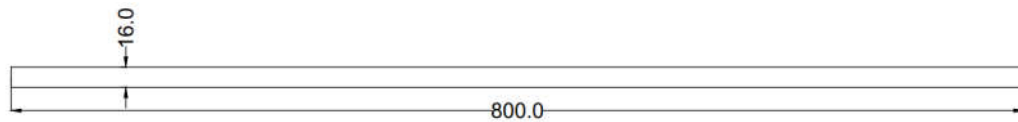
Ngày nay, các biên dạng bánh lái có tính năng thủy động lực học cao được sử dụng một cách rộng rãi như NACA (Mỹ), IfS (Đức),...

Đối với biên dạng bánh lái tàu du lịch cần thiết kế ta chọn các biên dạng bánh lái đơn giản và thông dụng, ở đây ta chọn 3 dạng profin để so sánh và lựa chọn như sau:

➤ Biên dạng 1: Dạng tấm (Flat plate)

Biên dạng tấm phẳng là dạng bánh lái đơn giản nhất trong việc chế tạo và dễ dàng làm chệch hướng chất lỏng.

Chọn bánh lái có biên dạng tấm với chiều dày  $t = 16$  (mm)



Hình 4.12 Mặt cắt bánh lái dạng tấm phẳng

➤ Biên dạng 2: Profin NACA

Trong lĩnh vực hàng không, profin NACA được sử dụng rộng rãi vì có tính năng động lực học tốt, ứng dụng trong việc thiết kế bánh lái tàu hiệu năng cao ta sử dụng dòng NACA00.

Ta có: chiều dày tương đối của profin được xác định ở trên là  $\bar{t} = 0,15$  nên ta chọn bánh lái theo profin NACA0015

- Tọa độ thực của profin bánh lái tính theo công thức:

$$x = \frac{\bar{x}.b}{100} \quad (4.40)$$

$$y = \pm \bar{y} \cdot \frac{\bar{t}.b}{100} \quad (4.41)$$

Trong đó :

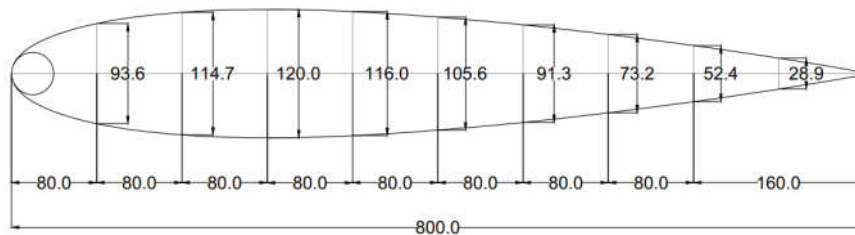
- +  $x, y$ : tọa độ các điểm trên profin bánh lái
- +  $\bar{x}, \bar{y}$ : tọa độ tương đối
- +  $b$ : chiều rộng profin bánh lái tại các mặt cắt thiết kế
- +  $\bar{t}$ : chiều dày tương đối profin

Từ những thông số hình học bánh lái ta lập bảng tọa độ profin bánh lái như sau:

*Bảng 4.1 Tọa độ profin bánh lái NACA0015*

$\bar{x}$	$\bar{y}$	x	y	$\bar{x}$	$\bar{y}$	x	y
-	-	-	-	15,00	44,55	120,00	53,46
0,25	7,20	2,00	8,64	17,50	46,30	140,00	55,56
0,50	10,28	4,00	12,34	20,00	47,78	160,00	57,34
0,75	12,45	6,00	14,94	25,00	49,50	200,00	59,40
1,00	14,10	8,00	16,92	30,00	50,00	240,00	60,00
1,25	15,80	10,00	18,96	40,00	48,35	320,00	58,02
1,75	18,55	14,00	22,26	50,00	44,00	400,00	52,80
2,50	21,80	20,00	26,16	60,00	38,03	480,00	45,64
3,25	24,55	26,00	29,46	70,00	30,50	560,00	36,60
5,00	29,60	40,00	35,52	80,00	21,85	640,00	26,22
7,50	34,99	60,00	41,99	90,00	12,06	720,00	14,47
10,00	39,00	80,00	46,80	100,00	1,05	800,00	1,26

- Mặt cắt của profin bánh lái như sau:



*Hình 4.13 Mặt cắt bánh lái NACA0015*

➤ Biên dạng 3: Profin bánh lái NACA0015 có đuôi nêm

Bánh lái NACA0015 có đuôi nêm được thiết kế dựa trên profin của NACA và thêm phần nêm ở đuôi với tác dụng nâng cao hiệu suất bánh lái bằng cách tăng hệ số lực nâng khi quay bánh lái. Phần nêm được thêm vào phần mép sau của bánh lái với chiều rộng phần nêm bằng 5%, 10% hay 15% của chiều rộng bánh lái.

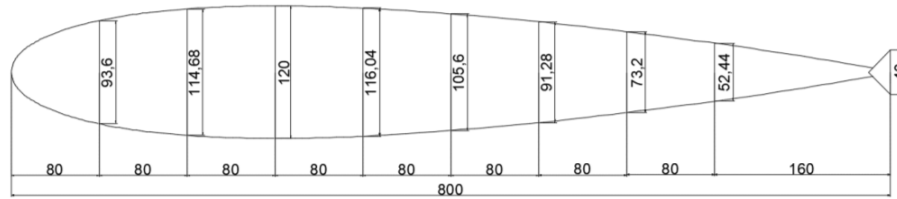
Profin bánh lái NACA0015 có đuôi nêm được lựa chọn cho trường hợp:

❖ NACA0015 + 5% wedge

+ Chiều rộng phần nôm:  $b_n = 5\% \cdot b_{bl} = 0,05 \cdot 0,8 = 0,04$  (m)

+ Góc lệch nôm  $45^\circ$

⇒ Mặt cắt của profin bánh lái NACA0015 có đuôi nôm (5%)



Hình 4.14 Mặt cắt bánh lái NACA0015 có đuôi nôm

#### 4.4 Các điều kiện tính toán

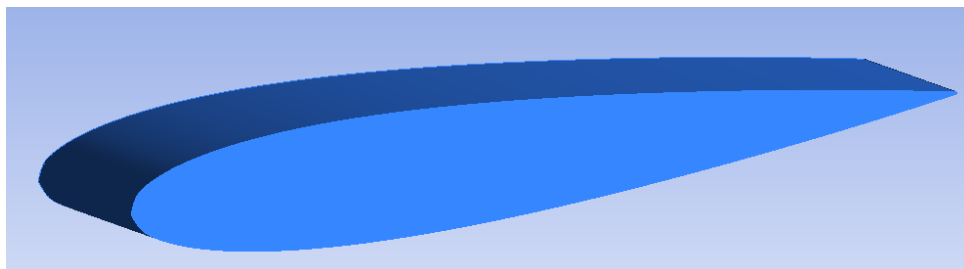
##### 4.4.1 Mục đích

- Mục đích của việc tính toán mô phỏng CFD cho các biên dạng của bánh lái tàu thủy nhằm:
  - + Biết cách thiết lập mô hình tính toán mô phỏng tính chất thủy động lực học qua các biên dạng bánh lái khác nhau
  - + Xác định được các thông số thủy động lực học bánh lái (lực cản, lực nâng) và các thông số áp suất, vận tốc tác dụng lên các bề mặt của bánh lái.
  - + Việc xác định các thông số bằng phương pháp này nếu được thiết lập tốt sẽ cho ra kết quả rất chính xác và có thể áp dụng thay cho việc thực nghiệm để giảm chi phí.

##### 4.4.2 Các đối tượng tính toán mô phỏng (Modeller)

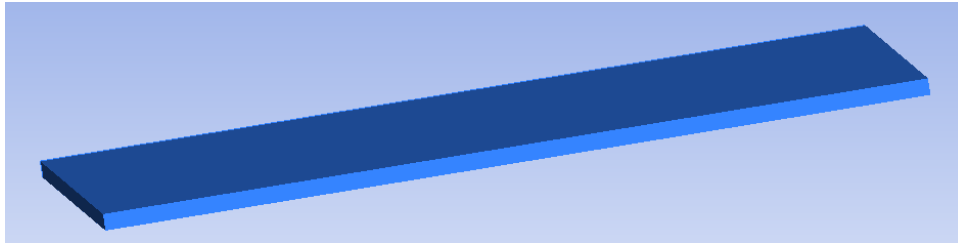
Đối tượng được dùng để tính toán mô phỏng là các biên dạng hình học 3D của các loại bánh lái mô hình với tỷ lệ 1/13,95

+ Biên dạng 1: NACA0015



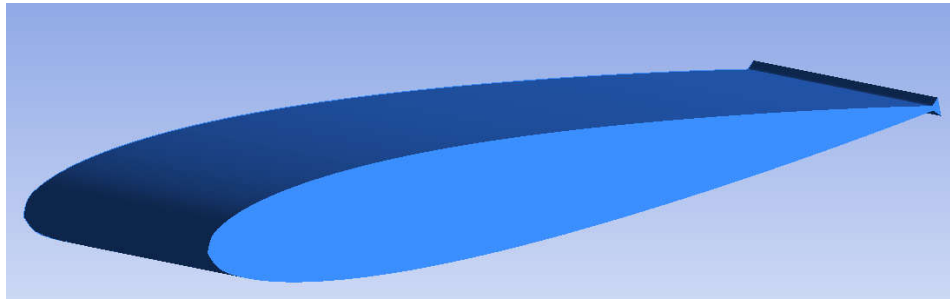
Hình 4.15 Hình học 3D bánh lái NACA0015

+ Biên dạng 2: dạng tấm FLAT PLATE



Hình 4.16 Hình học 3D bánh lái dạng tấm

+ Biên dạng 3: NACA0015 có đuôi nêm (WedgeTail) 5%.

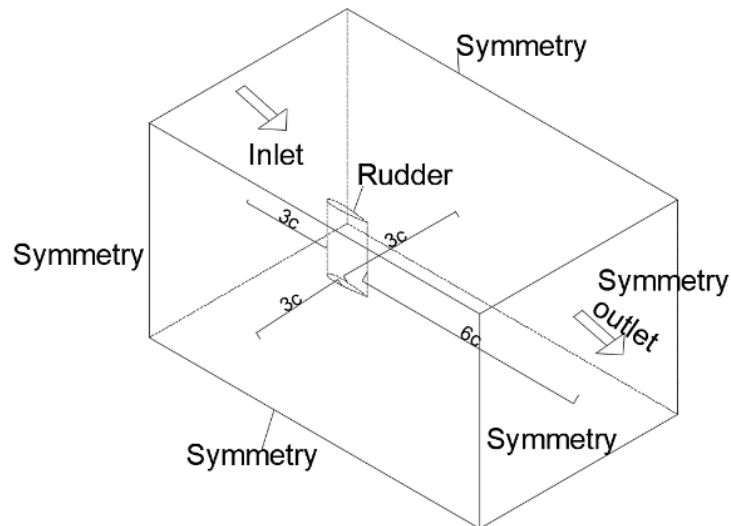


Hình 4.17 Hình học 3D bánh lái NACA0015 có đuôi nêm

#### 4.2.3 Các điều kiện tính toán mô phỏng

##### 4.2.3.1 Miền tính toán (Momain) và điều kiện biên (Moundary conditions)

- Miền tính toán của bài toán là hình hộp chữ nhật với các kích thước được định nghĩa như sau:



Hình 4.18 Miền tính toán mô phỏng

Theo đó các khoảng cách từ bánh lái đến các vị trí của miền tính toán như sau:

- + Mép dẫn bánh lái – inlet:  $3c$
- + Mép thoát bánh lái – outlet:  $6c$

- + Tâm bánh lái – Symmetry: 3c
- + Với  $c = 0,0573$  m (c là chiều rộng của bánh lái)
- + Inlet: Velocity Inlet (Vận tốc vào dùng cho trường hợp bánh lái tự do và lấy bằng vận tốc của tàu mô hình là  $V = 1,377$  (m/s))
- + Outlet: Pressure outlet ( $P = 0$ )
- + Rudder: No – slip wall
- + Tính số Reynolds:

$$Re = \frac{\rho.V.L}{\mu} = \frac{998,2.1,377.0,0573}{0,001002} = 78602 \quad (4.42)$$

Trong đó:

- +  $\rho = 998,2$  (kg/m<sup>3</sup>) (khối lượng riêng của nước ngọt ở 20°C)
- +  $\mu = 0,001002$  (Pa.s) (hệ số nhớt động lực học của nước ngọt ở 20°C)

#### 4.2.3.2 Lưới tính toán (Mesh)

Lưới tính toán dùng để rời rạc hóa (chia nhỏ) miền tính toán và chất lượng lưới là rất quan trọng trong việc đảm bảo sự ổn định và cho kết quả chính xác.

➤ Các loại lưới:

Lưới tính toán được chia thành 2 loại là lưới cấu trúc và lưới không cấu trúc

- + Lưới cấu trúc sẽ đơn giản trong việc chia lưới, giảm khối lượng tính toán khi chia nhưng chỉ áp dụng cho những hình học đơn giản và khó điều chỉnh được độ mịn mong muốn của lưới ở những vùng địa phương.
- + Lưới không cấu trúc có thể chia cho những hình học phức tạp, biên cong, dễ dàng làm mịn ở những vị trí địa phương nào đó nhưng việc giải sẽ khó khăn hơn, tốn nhiều thời gian hơn và đặc biệt khó đạt được chất lượng lưới tốt.
- + Các dạng lưới 2D và 3D:
  - 2D: tam giác (Triangle), tứ giác (Quadrilateral), đa giác (Polygonal)
  - 3D: 4 mặt (Tetrahedral), 5 mặt (Pyramid), 5 mặt có 2 mặt song song (Prism), 6 mặt hình hộp (Hexa), nhiều mặt (Poly)

➤ Chất lượng lưới

Chất lượng lưới là rất quan trọng và cần được chú ý, lưới xấu sẽ gây ra sự không chính xác về nghiệm và khó hội tụ.

Các tiêu chuẩn đánh giá chất lượng lưới:

- Đánh giá các phần tử (Cell)
- + Equiangle Skew (Skewness):

$$\text{Max Skewness} = \max \left[ \frac{\varphi_{\max} - \varphi_e}{180 - \varphi_e}; \frac{\varphi_e - \varphi_{\min}}{\varphi_e} \right] \quad (4.43)$$

Trong đó:

- +  $\varphi_{\max}$ : góc lớn nhất của phần tử
- +  $\varphi_{\min}$ : góc nhỏ nhất của phần tử
- +  $\varphi_e = 60^\circ$  với phần tử tam giác
- +  $\varphi_e = 90^\circ$  với phần tử tứ giác

Giá trị của Skewness sẽ chạy từ 0 đến 1 và giới hạn chấp nhận được của Max Skewness là không vượt quá 0,95.

*Bảng 4.2 Tiêu chuẩn đánh giá chất lượng Skewness*

Skewness					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0 – 0,25	0,25 – 0,5	0,5 – 0,8	0,8 – 0,94	0,95 – 0,97	0,98 – 1

- + Aspect Ratio (tỷ lệ co giãn)

- Đối với dạng lưới Triangular và Tetrahedral

$$\text{Asp} = f \left( \frac{R}{r} \right) \quad (4.44)$$

Với:

- + R là bán kính đường tròn ngoại tiếp của phần tử
- + r là bán kính đường tròn nội tiếp của phần tử
- +  $f = \frac{1}{2}$  khi cell có dạng Triangular
- +  $f = \frac{1}{3}$  khi cell có dạng Tetrahedral

- Đối với lưới Quadrilateral và Hexahedral

$$Asp = \frac{\max(e_1, e_2, e_3, \dots, e_n)}{\min(e_1, e_2, e_3, \dots, e_n)} \quad (4.45)$$

Trong đó:

$$e_1 = \frac{a+c}{2}; e_2 = \frac{b+d}{2}$$

Trường hợp 2D thì  $n = 2$

Trường hợp 3D thì  $n = 3$

⇒ Giá trị Asp càng nhỏ tiến về 1 thì càng tốt

- Đánh giá tổng thể (Mesh)

Tiêu chuẩn Orthogonal (chất lượng trực giao)

- Để đảm bảo chất lượng lưới nên giữ cho giá trị Min Orthogonal nhỏ hơn 0,1

Bảng 4.3 Tiêu chuẩn đánh giá chất lượng Orthogonal

Orthogonal					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0 – 0,001	0,001 – 0,14	0,15 – 0,2	0,2 – 0,69	0,7 – 0,95	0,95 – 1

+ Sự thay đổi kích thước các cell gần kề

- Sự thay đổi kích thước 2 cell gần kề không được lớn hơn 20%

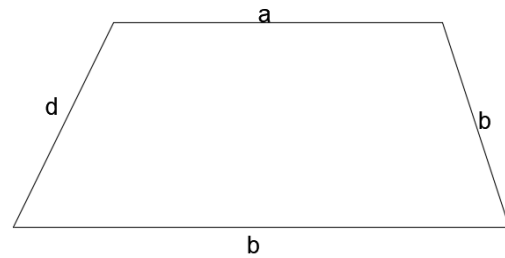
⇒ Thông thường để kiểm tra chất lượng lưới người ta thường dùng 2 tiêu chuẩn là Skewness và Orthogonal.

➤ Giá trị  $y^+$  và  $y$

- $y^+$  là thước đo không thứ nguyên của khoảng cách từ tường ( $y$ ),  $y$  là chiều cao ô lưới đầu tiên tính từ tường
- Giá trị  $y^+$  mong muốn được lựa chọn là nhỏ hơn 5 để có thể xử lý tốt các lớp biên gần tường đặc biệt là biên cong và để giảm bớt khối lượng tính toán.

⇒ Từ giá trị mong muốn  $y^+$  ta tính được chiều cao ô lưới đầu tiên từ biên là:

$$y < 6,6.10^{-5}$$



Hình 4.19 Các kích thước ô lưới Quadrilateral và Hexahedral

### Input

Freestream velocity:	<input type="text" value="1.377"/>	[m/s]
Density:	<input type="text" value="998.2"/>	[kg/m <sup>3</sup> ]
Dynamic viscosity:	<input type="text" value="0.001002"/>	[kg/ms]
Boundary layer length:	<input type="text" value="0.0573"/>	[m]
Desired Y+ value:	<input type="text" value="5"/>	[]

### Output

Reynolds number:	<input type="text" value="7.9e+4"/>	[]
Estimated wall distance:	<input type="text" value="6.6e-5"/>	[m]

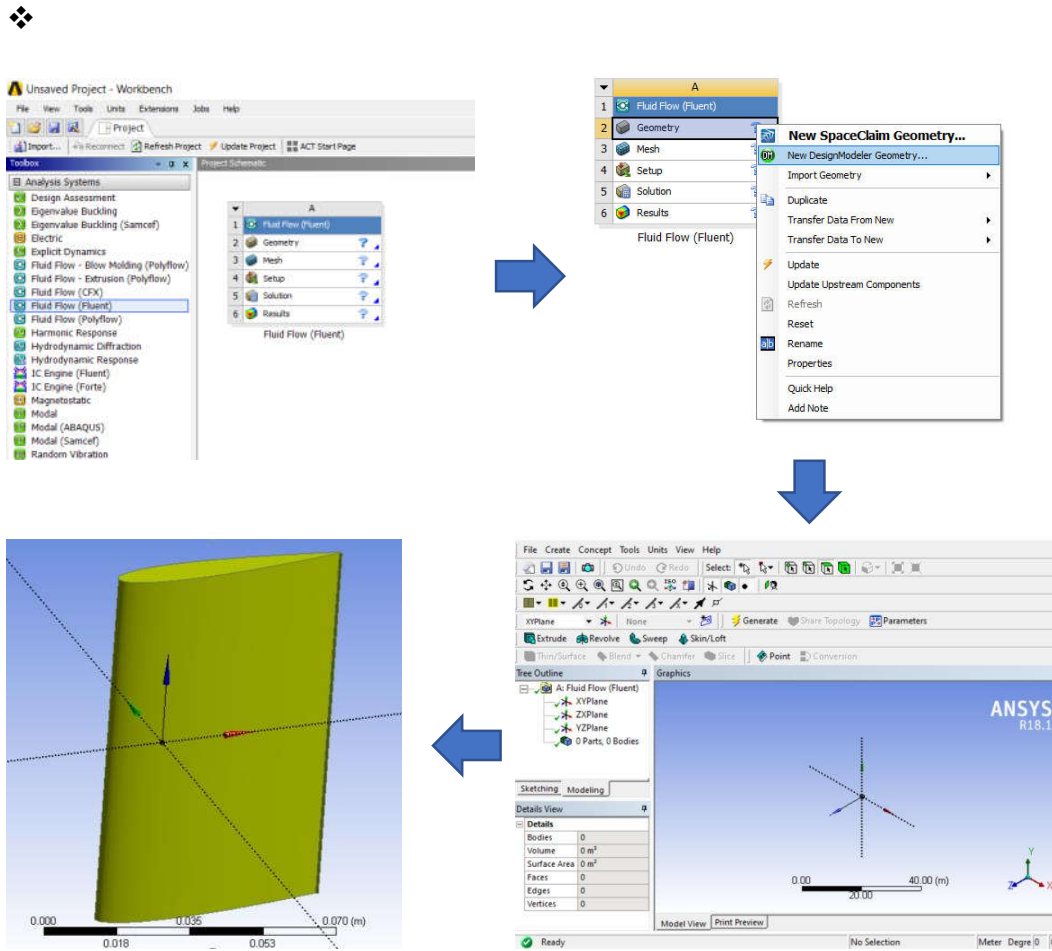
Hình 4.20 Khoảng cách ô lưới đầu tiên khi  $y+=5$

## 4.5 Quy trình tính toán mô phỏng

### 4.5.1 Thiết lập hình học mô hình bánh lái

Hình học bánh lái 3D được xây dựng trên DesignModeller, Module Fluent của phần mềm Ansys gồm các bước sau:

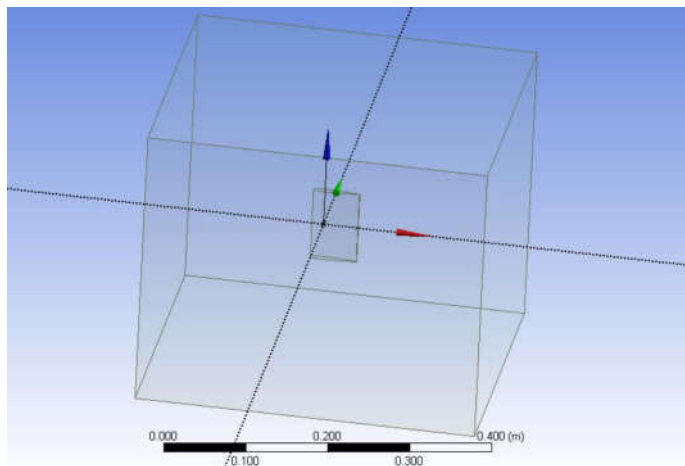
- ❖ Bước 1: Khởi động phần mềm, chọn Module Fluid Flow (Fluent)
- ❖ Bước 2: Click chuột phải vào Geometry và chọn New DesignModeler Geometry để thực hiện thiết lập hình học bánh lái
- ❖ Bước 3: Thiết lập hình học 3D cho bánh lái



Hình 4.21 Các bước thiết lập hình học 3D cho bánh lái

❖ Bước 4: Thiết lập miền tính toán (Domain)

- Miền tính toán là khối hộp chữ nhật với kích thước  $L \times B \times H = 0,5 \times 0,35 \times 0,35$  (m)
- Sau khi hoàn thành việc thiết lập hình học ta tắt cửa sổ DesignModeler

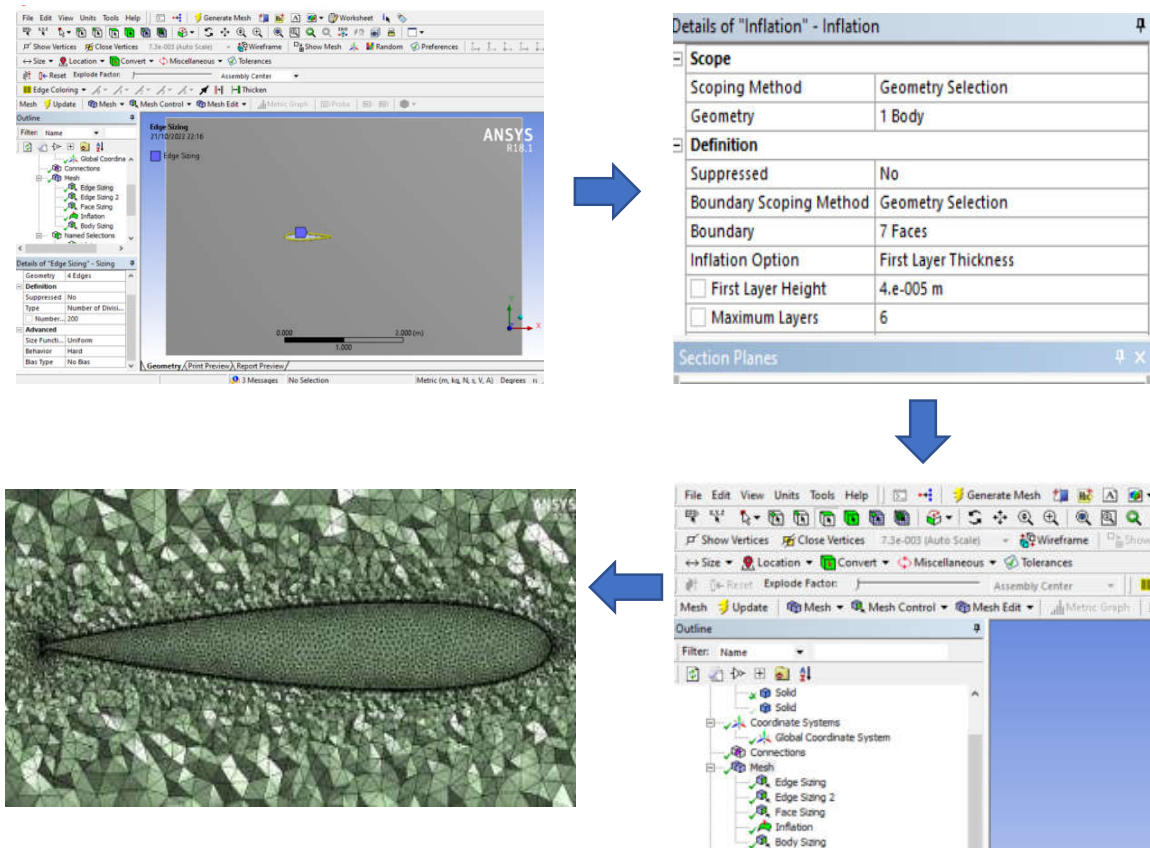


Hình 4.22 Miền tính toán

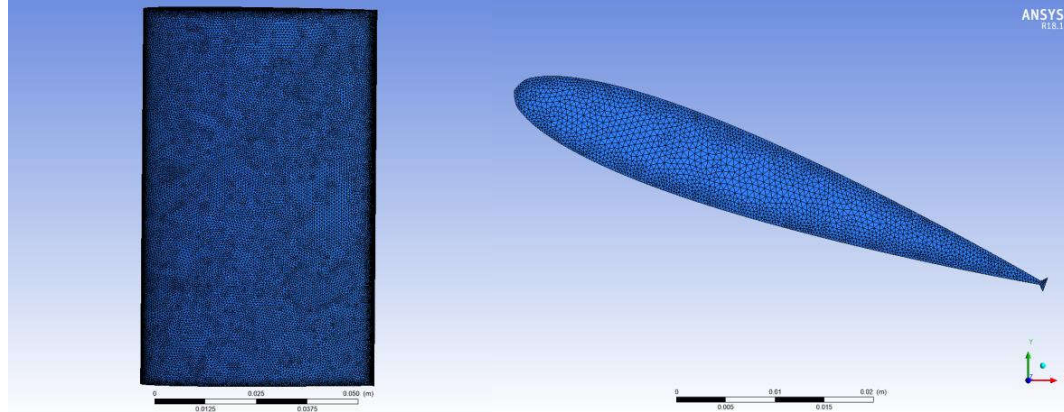
## 4.5.2 Chia lưới

Lưới tính toán được chia là lưới không cấu trúc, chất lượng lưới sẽ quyết định đến khả năng hội tụ và độ chính xác của bài toán cho nên nó sẽ được kiểm tra kỹ trước khi sang bước tiếp theo. Quá trình chia lưới được thực hiện như sau:

- ❖ Bước 1: Click chuột phải vào Mesh và chọn Edit để tiến hành chia lưới cho hình học đã thiết lập
- ❖ Bước 2: Tiến hành chia lưới cho các cạnh (Edge Sizing), cho mặt (Face Sizing), cho khối (Body Sizing) và đặc biệt cho lớp biên gần tường (Inflation)
- ❖ Bước 3: Tiến hành chia lưới bằng cách chọn “Generate Mesh” hoặc chọn “Update”



Hình 4.23 Các bước chia lưới tính toán

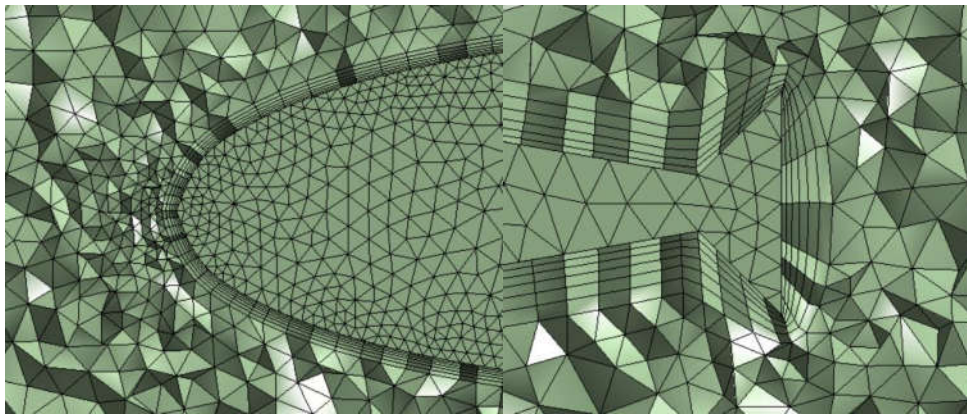


Hình 4.24 Lưới tính toán

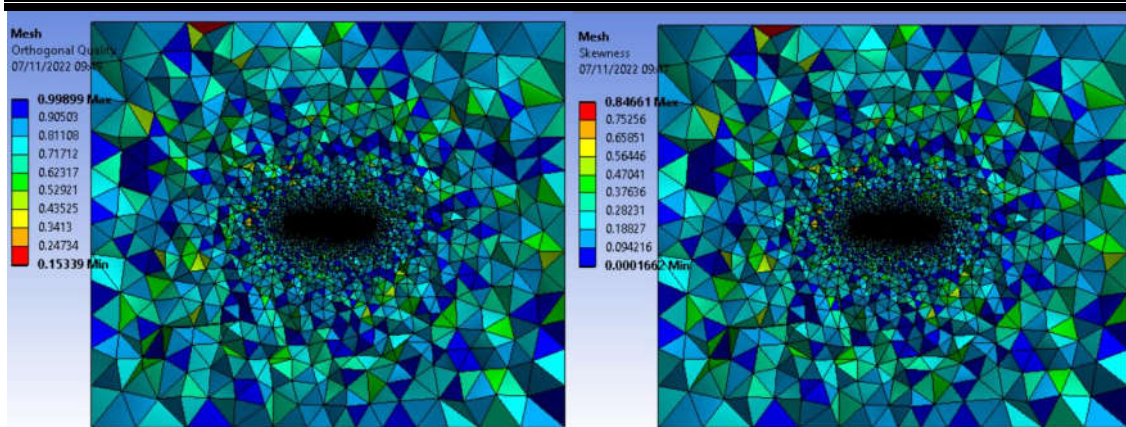
- ❖ Bước 4: Kiểm tra chất lượng lưới
    - Lớp biên Inflation được chia ở quanh bề mặt bánh lái với số lượng và kích thước phù hợp
    - Max Skewness = 0,846
    - Min Orthogonal = 0,153
- ⇒ Chất lượng chấp nhận được

Số lượng phần tử lưới là hơn 3 triệu phần tử với hơn 900 nghìn điểm giao

- ⇒ Nếu lưới không đảm bảo chất lượng thì phải tiến hành chia lưới lại (từ Bước 2)



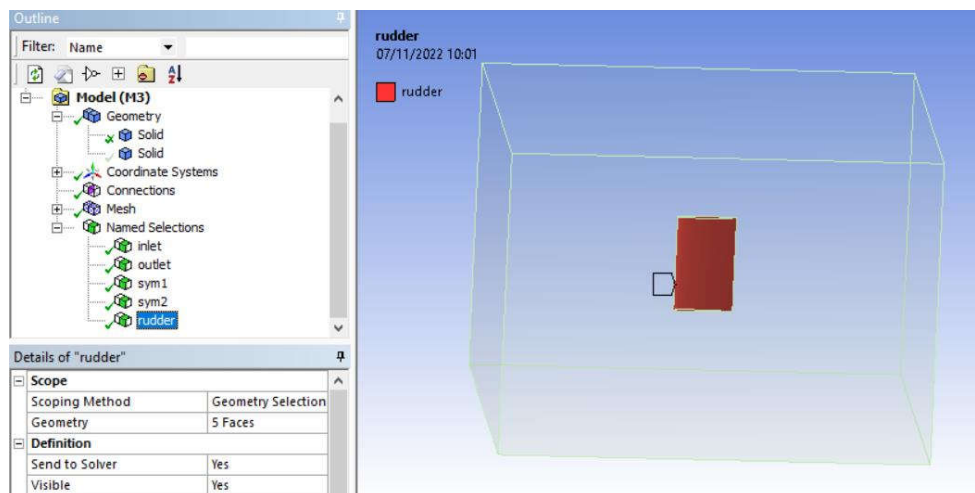
Hình 4.25 Lớp biên gần tường



Hình 4.26 Chất lượng Skewness và Orthogonal

- ❖ Bước 5: Thiết lập các biên, tường cho miền tính toán gồm:
  - + Inlet, Outlet, Sym1, Sym2, Rudder

Sau khi hoàn thành tiến hành đóng cửa sổ Mesh

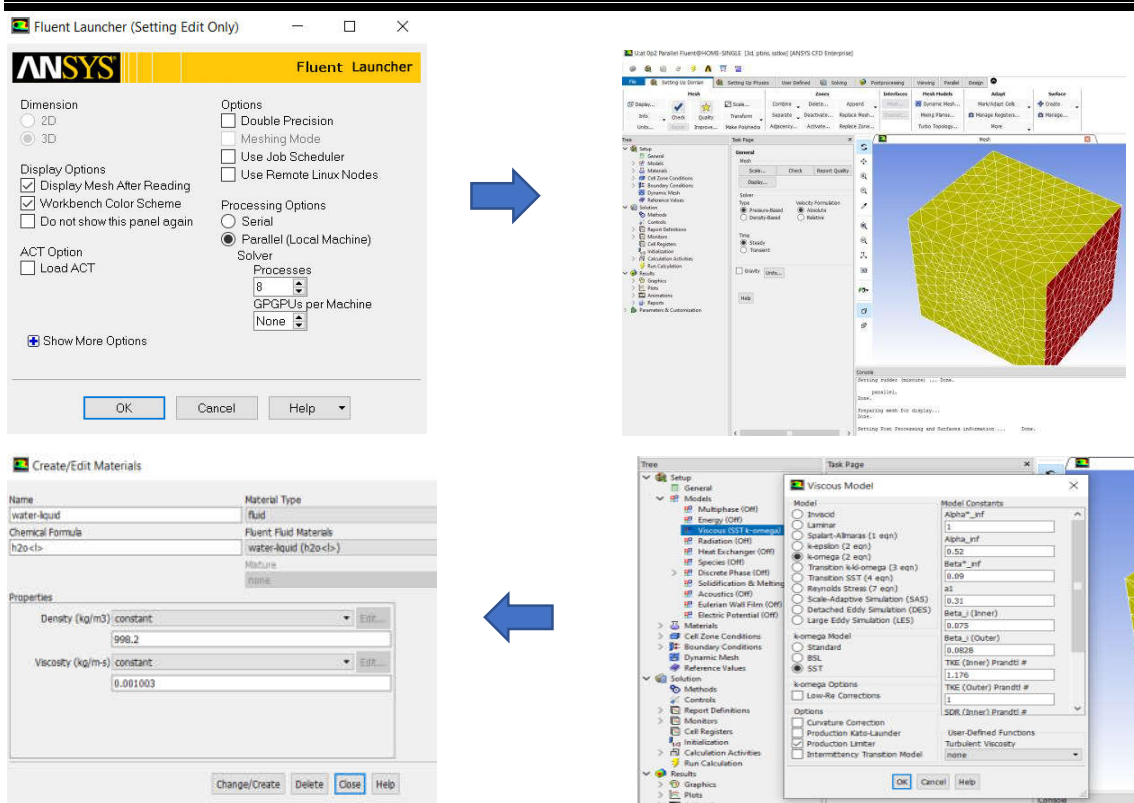


Hình 4.27 Định nghĩa bánh lái trong miền tính toán

### 4.5.3 Thiết lập tính toán

- ❖ Bước 1: Click chuột phải vào Setup và chọn Edit => Xuất hiện Fluent Launcher chọn Parallel và chọn Processes là 8 rồi nhấn ok
- ❖ Bước 2: Xuất hiện cửa sổ tiến hành thiết lập cho bài toán như sau:
  - + Chọn mô hình tính toán: vào Model => Viscous chọn k-omega (2eqn) và chọn SST model
  - + Thêm lưu chất: vào Material => Fluid và tiến hành thêm chất lưu mới Water liquid

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng



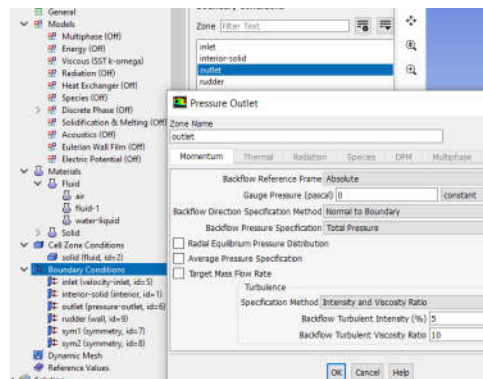
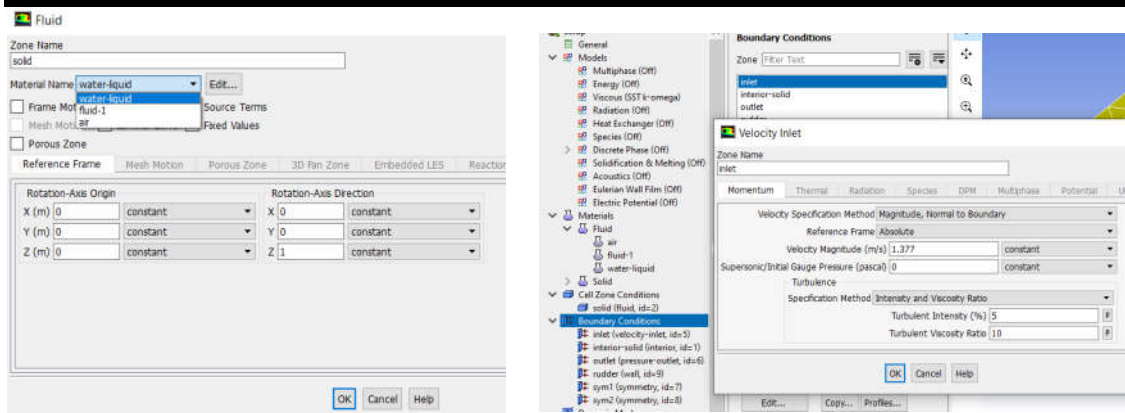
Hình 4.28 Lựa chọn mô hình lưu chất tính toán

+ Chọn lưu chất để tính toán: Vào Cell Zone Conditions => nhấn edit và thay thế chất lưu cũ bằng water liquid đã chọn ở trước

+ Thiết lập điều kiện biên: vào Boundary Conditions rồi thiết lập các tùy chọn như sau:

- Inlet (Velocity inlet) với  $V = 1,377$  (m/s)
- Outlet (Pressure Outlet) với  $P = 0$  (Pascal)
- Rudder (Wall)
- Sym1, Sym2 (Symmetry)

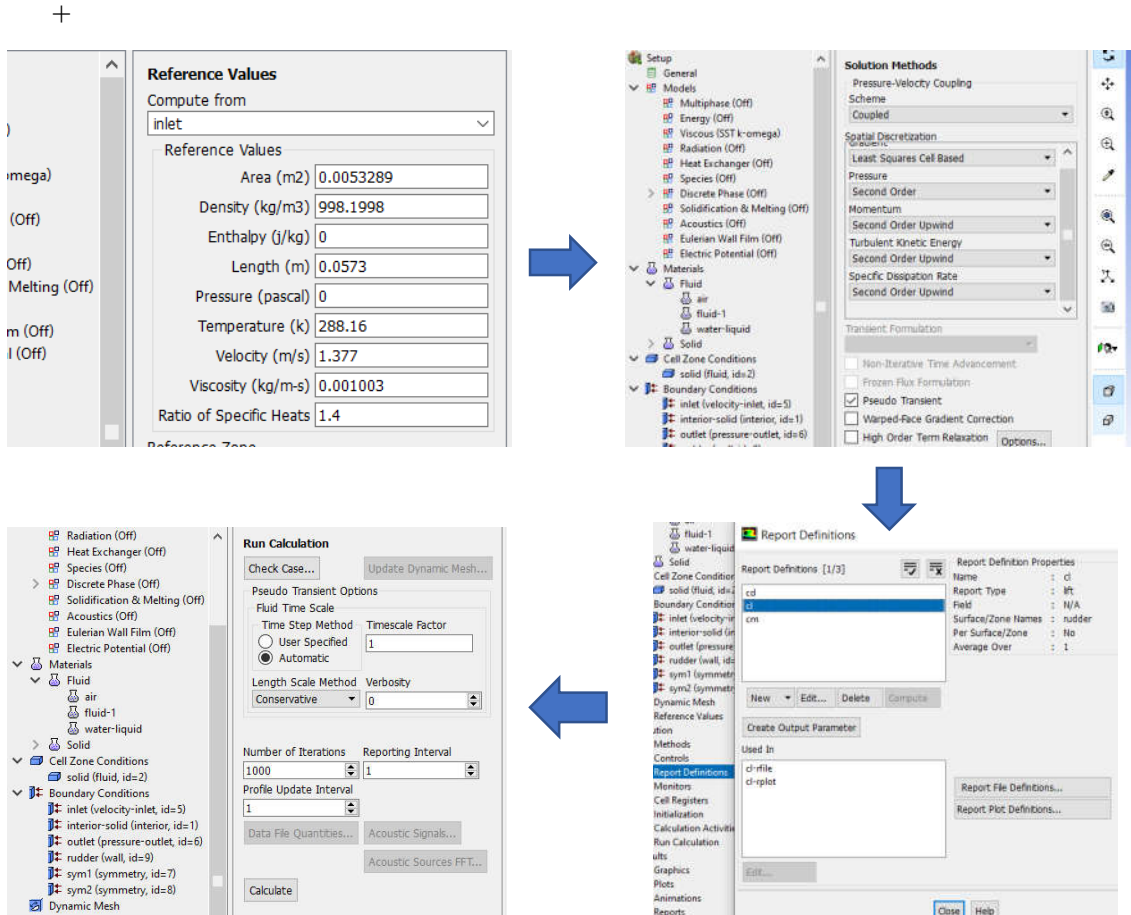
## Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng



Hình 4.29 Thiết lập các điều kiện biên

- + Thiết lập các giá trị trong Reference Values để tính các hệ số lực cản, lực nâng
- + Lựa chọn phương pháp tính toán: vào method và tiến hành thiết lập
- + Ghi ra hệ số lực cản ( $C_d$ ), lực nâng ( $C_l$ ) bằng cách thiết lập trong Report Definitions
- ❖ Bước 3: Chạy chương trình
- + Vào Initialization => Hybrid Initialization sau đó vào Run Calculation chọn Number Iterations =1000 rồi tiến hành tính toán.

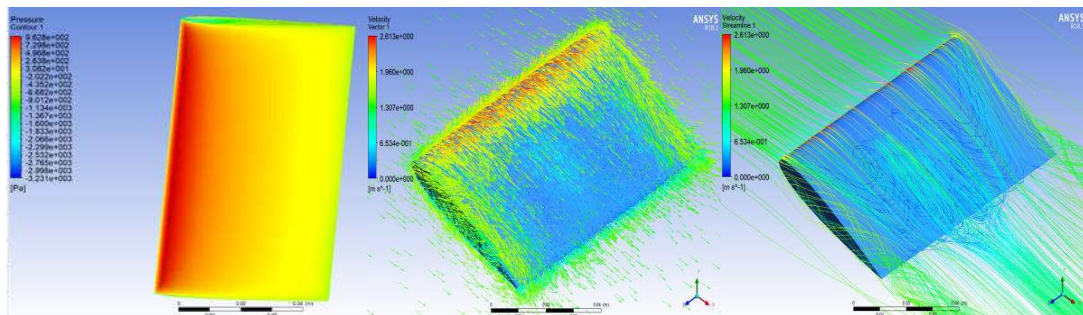
Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng



Hình 4.30 Thiết lập các bước ghi kết quả và chạy chương trình

❖ Bước 4: Ghi kết quả tính toán

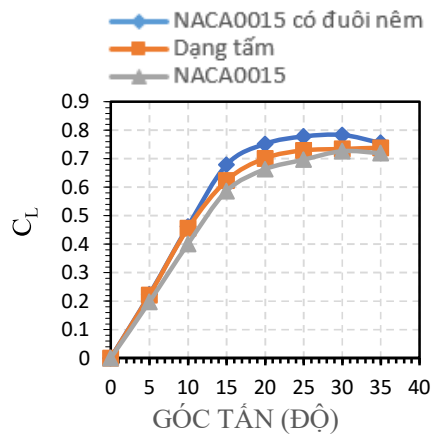
+ Vào Result và tiến hành chọn hiển thị các kết quả tính toán ( vận tốc, áp suất) bằng các vecto, đường dòng,...



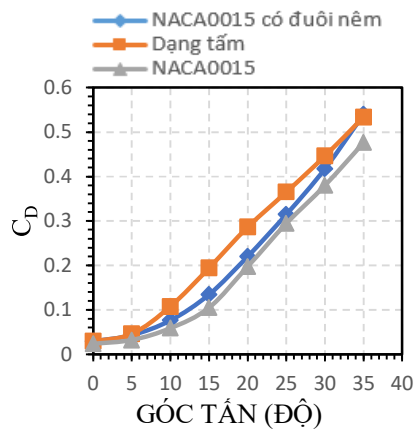
Hình 4.31 Áp suất, vec tơ vận tốc và đường dòng quanh bánh lái

## 4.6 Kết quả tính toán và nhận xét

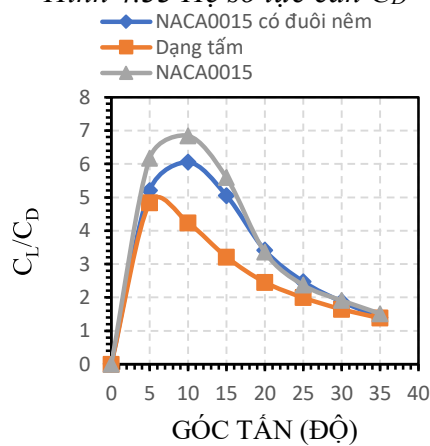
### 4.6.1 Hệ số lực cản ( $C_L$ ), hệ số lực nâng ( $C_D$ ) và tỉ lệ ( $C_L/C_D$ )



Hình 4.32 Hệ số lực nâng  $C_L$



Hình 4.33 Hệ số lực cản  $C_D$

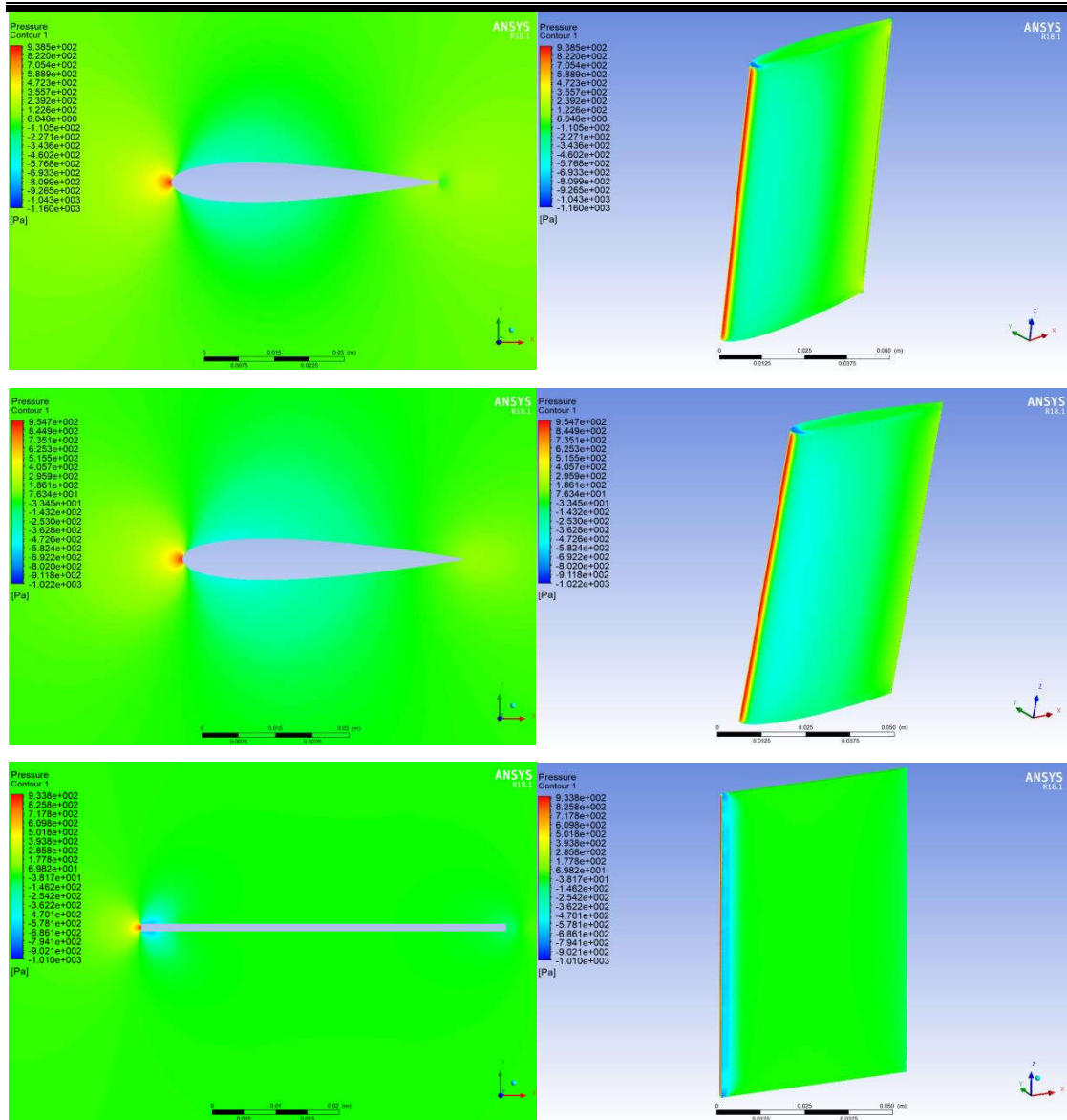


Hình 4.34 Tỉ lệ  $C_L/C_D$

Từ kết quả tính toán các hệ số lực cản và lực nâng cho 3 bánh lái mô hình có thể thấy:

- + Hệ số lực nâng  $C_L$  của 3 bánh lái tăng khá nhanh từ góc  $0^\circ$  đến góc  $15^\circ$ , trong đó bánh lái NACA0015 có thêm ở đuôi có hệ số lực nâng cao hơn hẳn so với hai bánh lái còn lại. Sau góc  $15^\circ$   $C_L$  của ba bánh lái bắt đầu tăng chậm lại và hệ số lực nâng của bánh lái NACA0015 có đuôi nêm (Wedge Tail) đạt  $C_L$  ở góc  $30^\circ$  cao nhất  $C_L = 0,784$ ). Sự tăng nhanh hệ số lực nâng của NACA0015 có đuôi nêm (Wedge Tail) là nhờ phần nêm nhô ra chặn hướng di chuyển của dòng chảy tác dụng lên bánh lái làm cho áp suất vùng lõm phía gần nêm tăng cao. So với bánh lái NACA0015, việc thêm phần nêm ở đuôi sẽ giúp nâng cao hệ số lực nâng một cách đáng kể ( $C_L$  tại  $30^\circ$  tăng 7,3%).
- + Hệ số sức cản  $C_D$  của 3 bánh lái tăng chậm ở góc tấn nhỏ dưới  $5^\circ$ , khi tăng dần góc tấn từ  $5^\circ$  đến góc  $35^\circ$  thì hệ số sức cản của bánh lái dạng tấm tăng nhanh nhất và cao nhất trong 3 bánh lái. Trong khi đó bánh lái NACA0015 cho thấy khả năng thoát nước tốt khi cho hệ số lực cản thấp nhất. Bánh lái NACA0015 có đuôi nêm (Wedge Tail) do ảnh hưởng của phần nêm thêm vào nên hệ số lực cản tăng mạnh sau góc  $20^\circ$ , còn trước góc  $20^\circ$  thì  $C_L$  chỉ tăng nhẹ. Từ các giá trị  $C_L$  và  $C_D$  từ kết quả tính toán ta có được đồ thì so sánh tỉ lệ  $C_L/C_D$  của 3 bánh lái (Hình 10), trong đó  $C_L/C_D$  của NACA0015 là cao nhất (tại góc  $10^\circ$  là 6,84%) và NACA0015 có đuôi nêm (Wedge Tail) cũng xấp xỉ nó còn tỉ lệ  $C_L/C_D$  thấp nhất là dạng tấm.

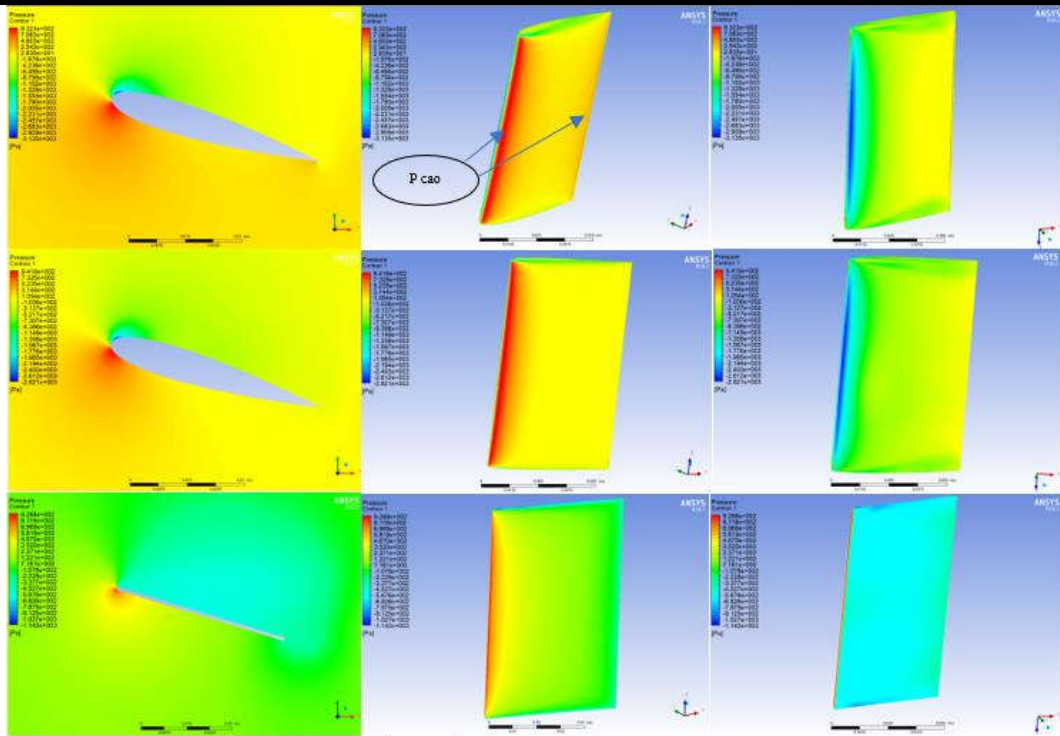
#### 4.6.2 Phân bố áp suất bề mặt và quanh bánh lái:



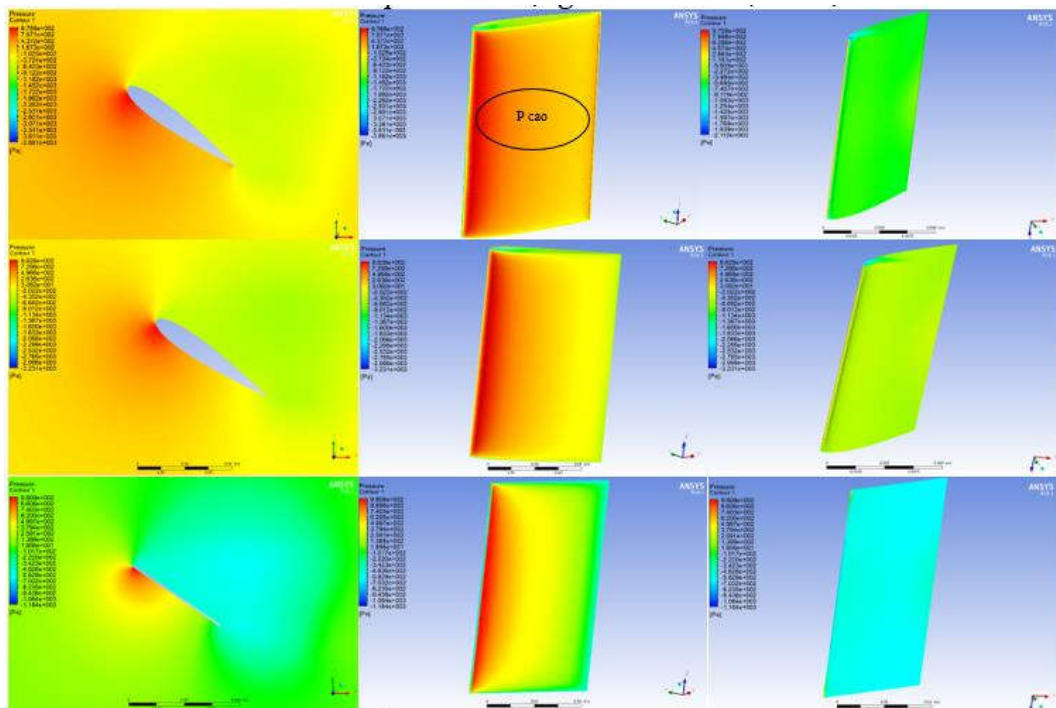
Hình 4.35 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 0 độ

Lực nâng của bánh lái được tạo ra bởi sự chênh lệch áp suất của hai bề mặt bánh lái. Từ kết quả phân bố áp suất tác dụng lên các bề mặt bánh lái ta có thể thấy ở góc tấn  $0^\circ$ , áp suất tác dụng cân bằng lên cả hai mặt bên của bánh lái nên hệ số lực nâng gần như bằng 0.

Khu vực chịu áp suất lớn nhất là phần mép thoát trước tác dụng trực tiếp của vận tốc dòng chảy, ở bánh lái NACA0015 có đuôi nêm áp suất cao còn tập trung ở phần lõm của nêm.



Hình 4.36 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 15 độ



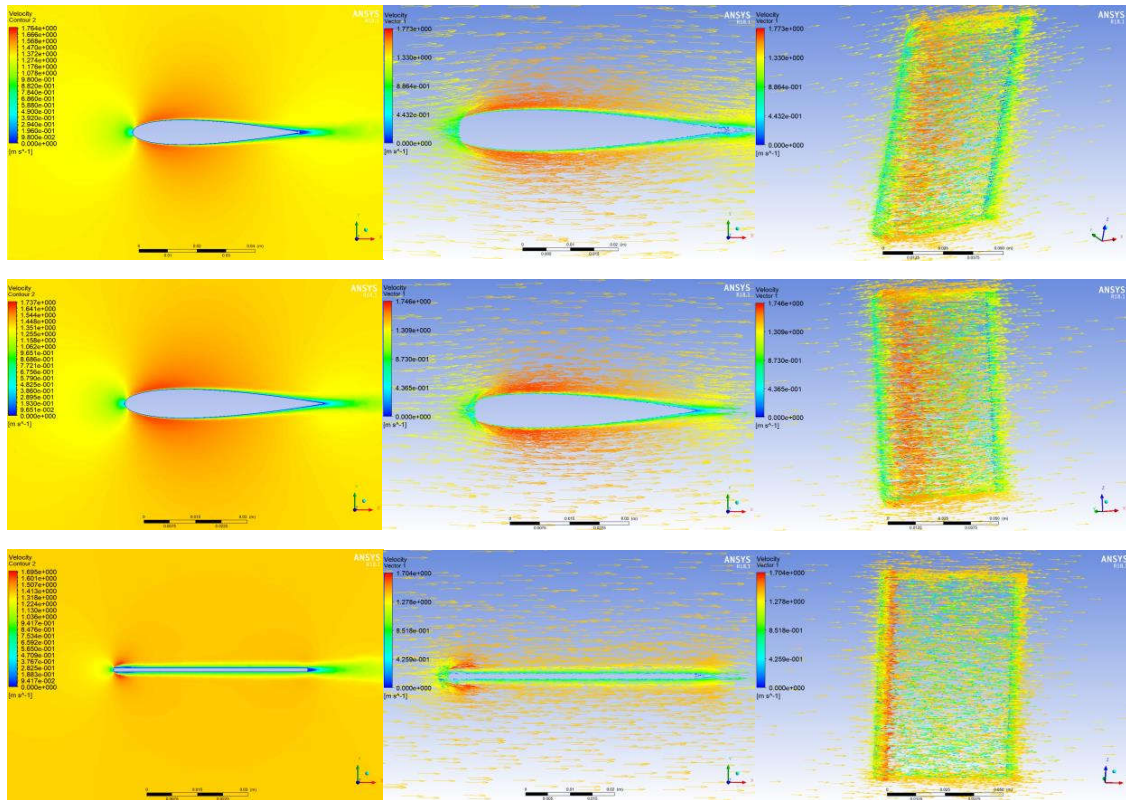
Hình 4.37 Áp suất tác dụng lên bánh lái tại 35 độ

Tại vị trí góc tấn 15° mép dưới bánh lái NACA0015 có đuôi nêm (Wedge Tail) chịu áp suất khá lớn đặc biệt là phía gần mép dẫn và ở vị trí lõm gần đuôi của bánh lái chính

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng  
 việc này làm cho  $C_L$  tăng cao. Đối với bánh lái dạng tâm ở góc tấn  $35^\circ$ , phần phía dưới bánh lái áp suất lớn nhất là nửa đầu mép dẫn ngược lại phía bên kia là vùng áp suất thấp nên bánh lái có xu hướng đi về phía có áp suất thấp hơn làm cho  $C_L$  tăng.

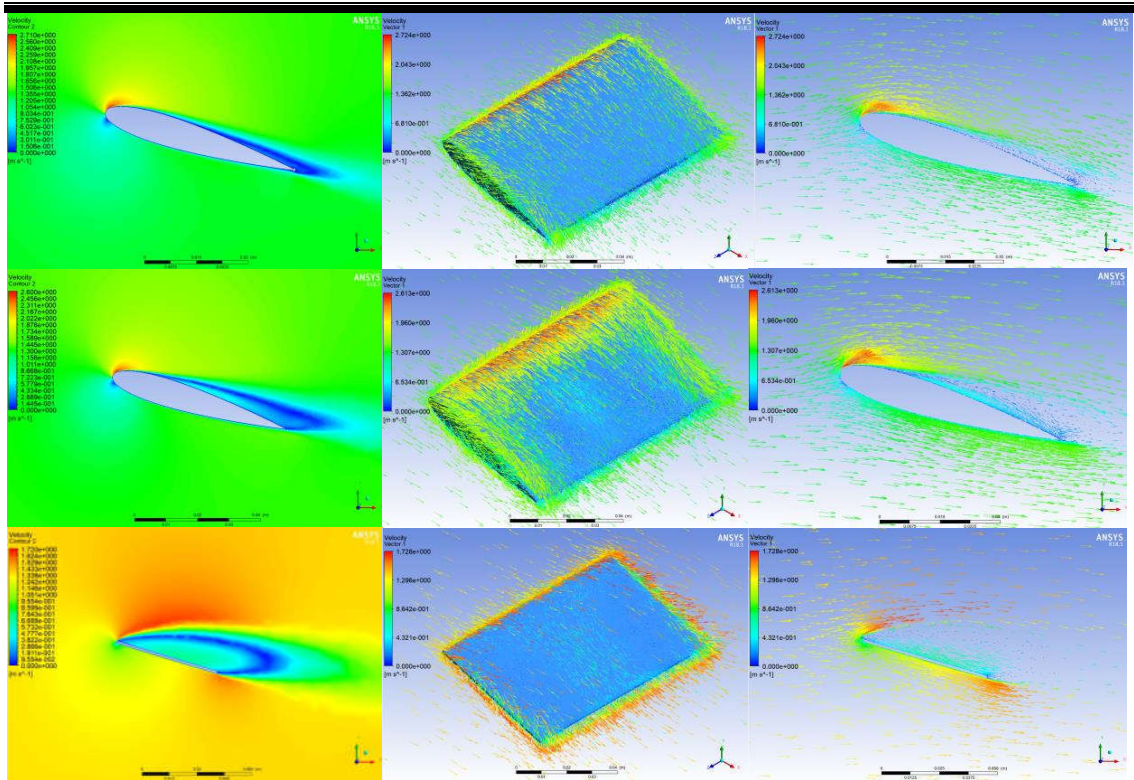
### 4.6.3 Phân bố vận tốc và đường dòng

- Phân bố vận tốc

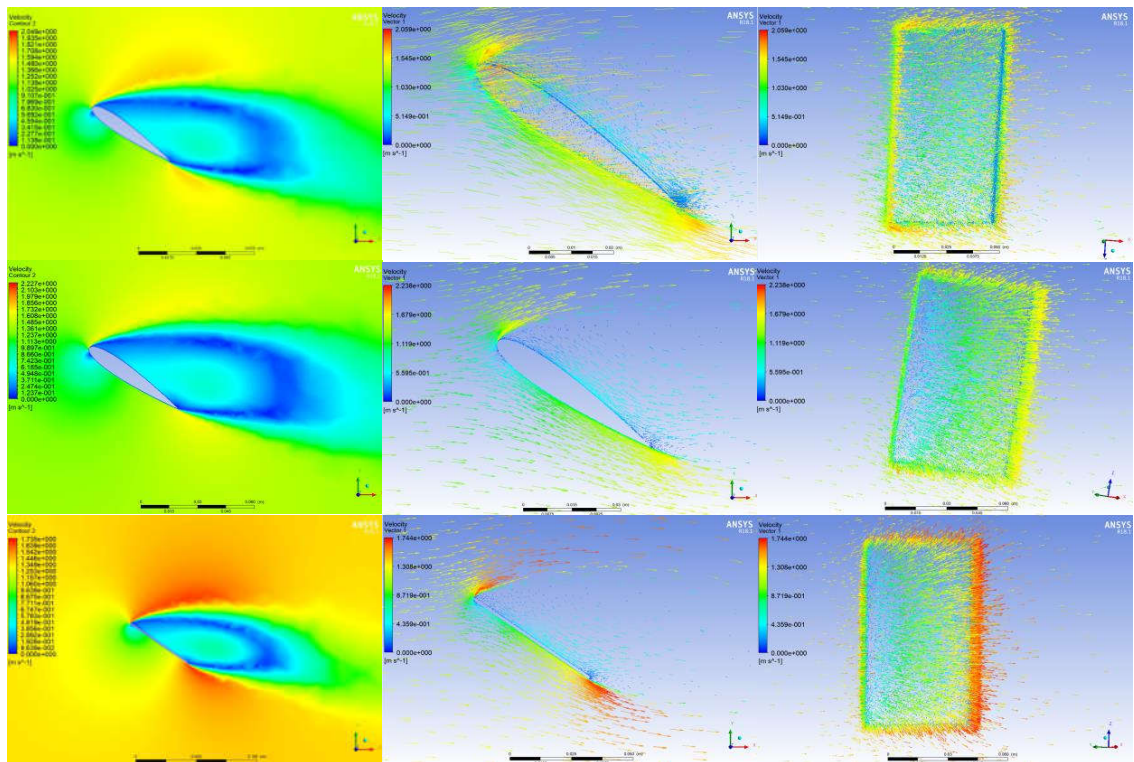


Hình 4.38 Phân bố vận tốc tại 0 độ

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng

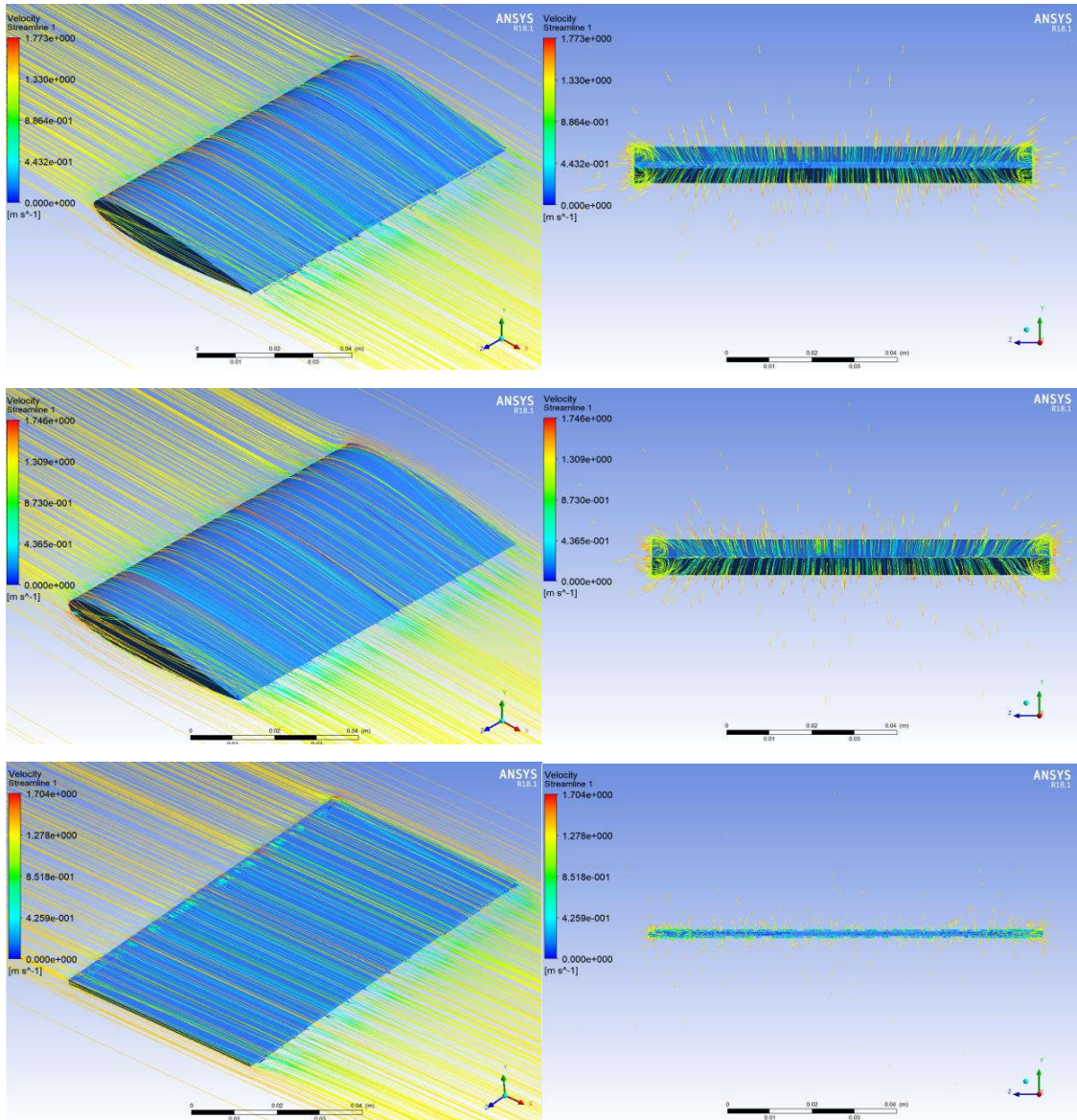


Hình 4.39 Phân bố vận tốc tại 15 độ



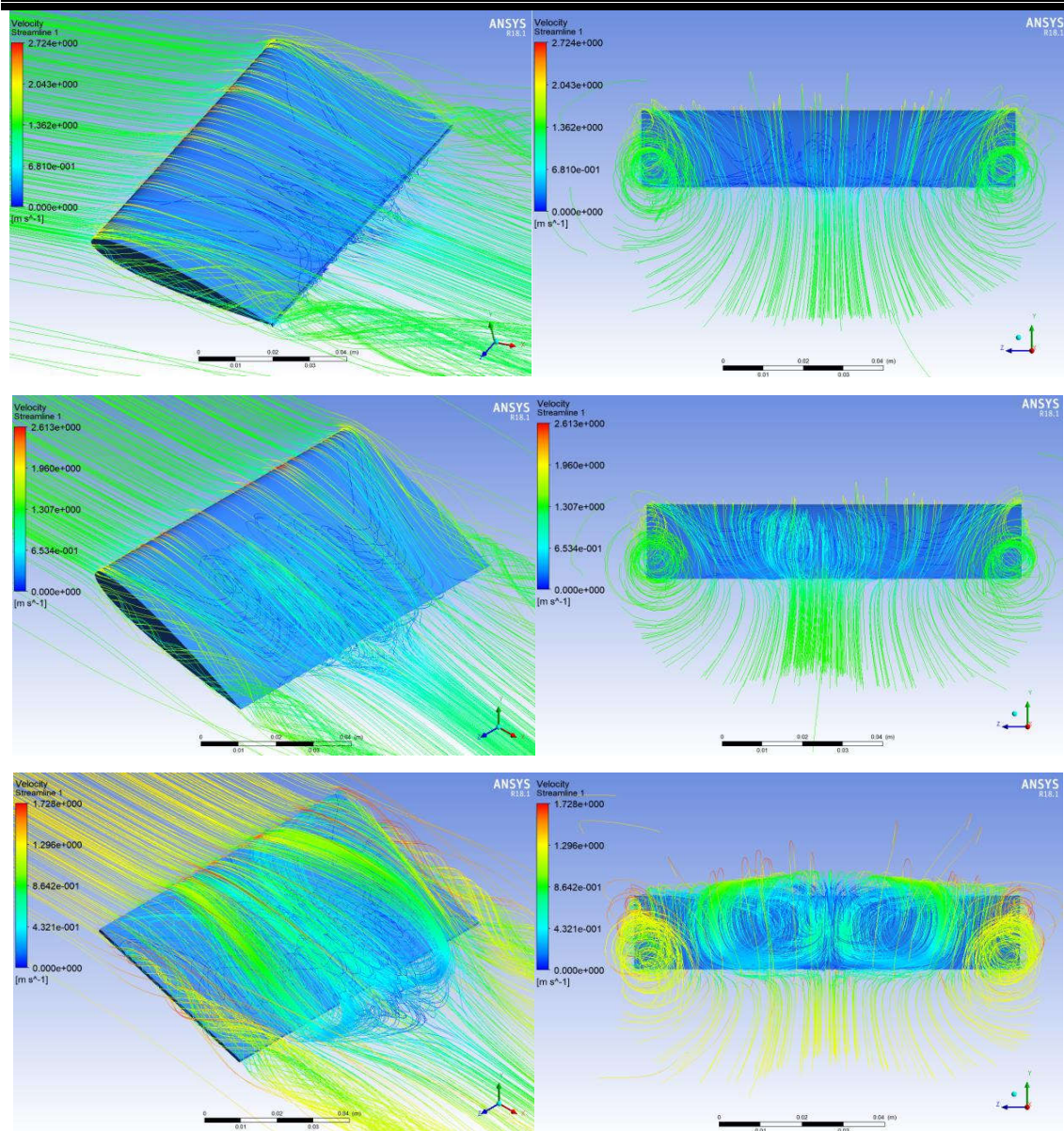
Hình 4.40 Phân bố vận tốc tại 35 độ

- Phân bố đường dòng:

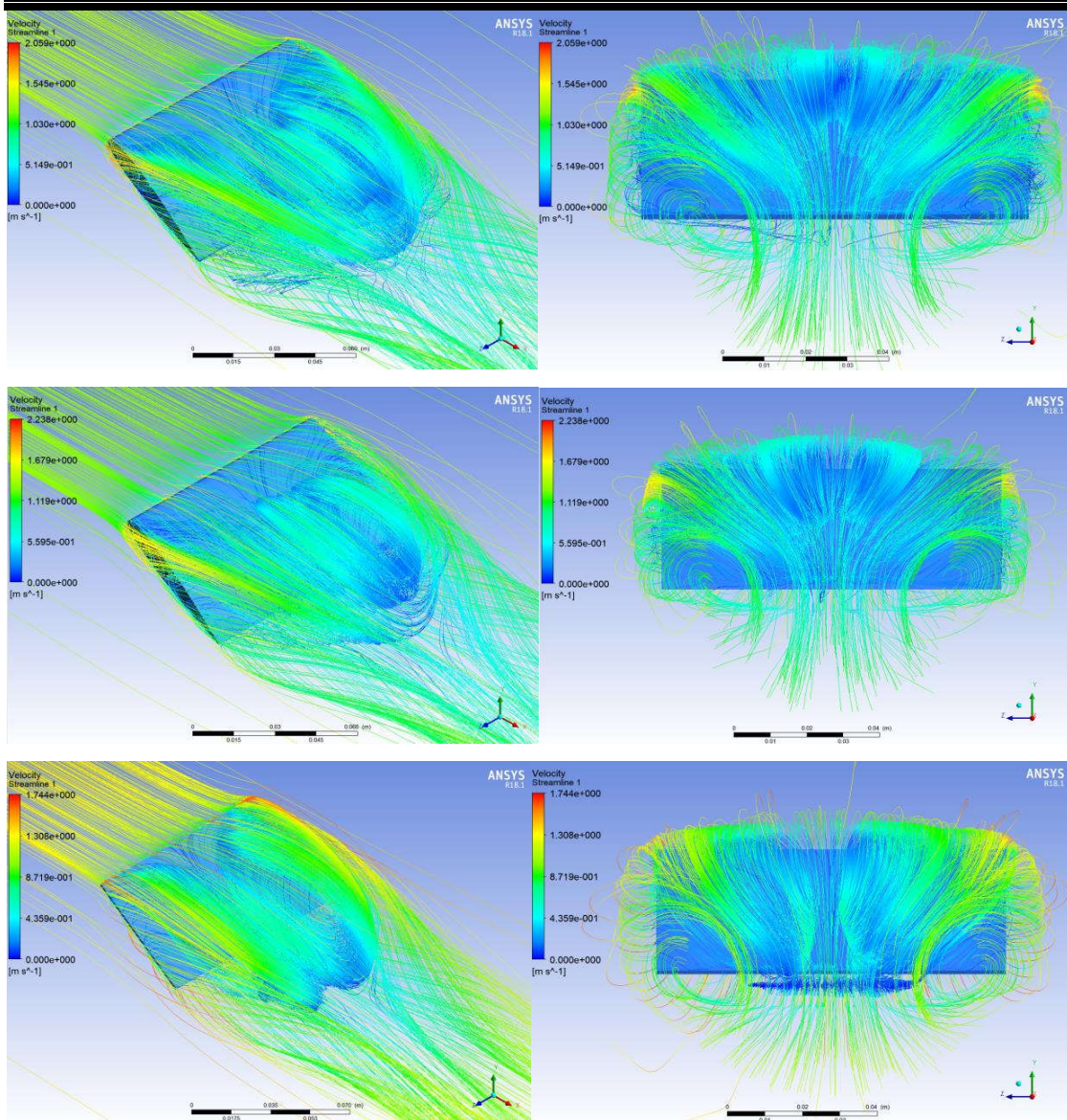


Hình 4.41 Đường dòng vận tốc tại 0 độ

Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm bánh lái hiệu năng cao cho tàu du lịch trên sông Hàn, Đà Nẵng



Hình 4.42 Đường dòng vận tốc tại 15 độ



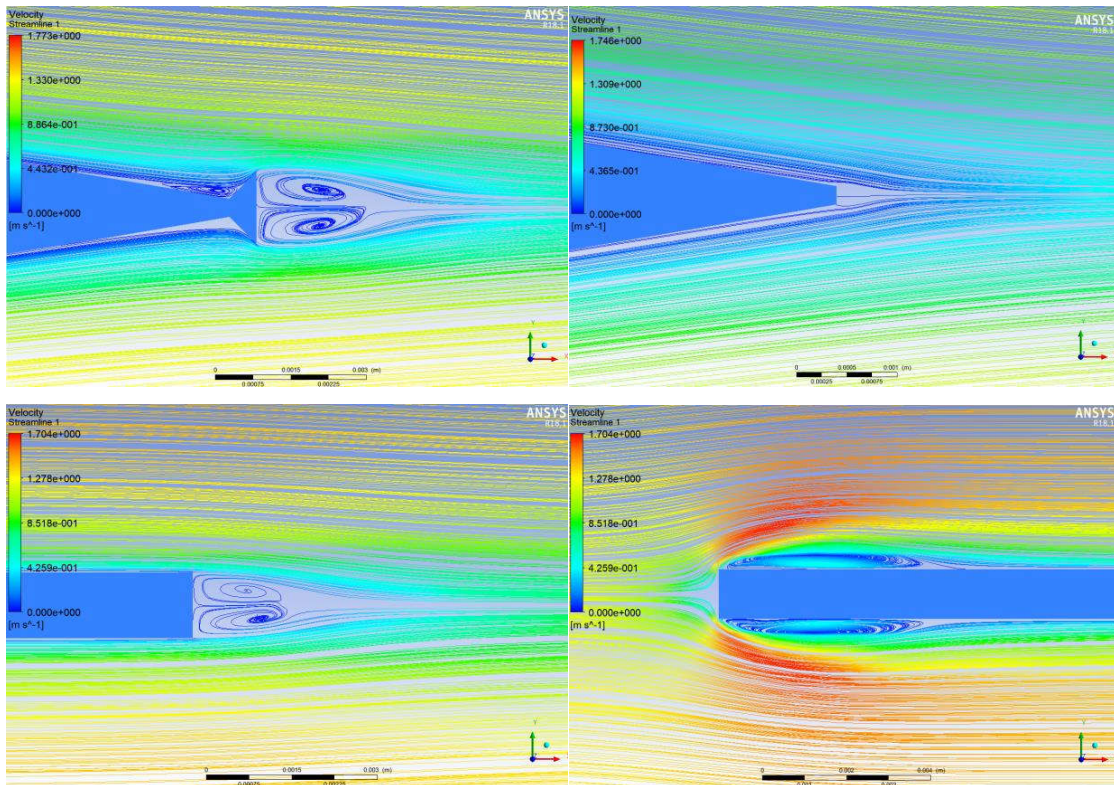
Hình 4.43 Đường dòng vận tốc tại 35 độ

Dòng chảy chuyển động qua bánh lái mang theo vận tốc tác dụng lên bề mặt bánh lái theo phương song song với dòng chảy tạo ra lực cản, biên dạng sẽ ảnh hưởng lớn đến hệ số sức cản của bánh lái.

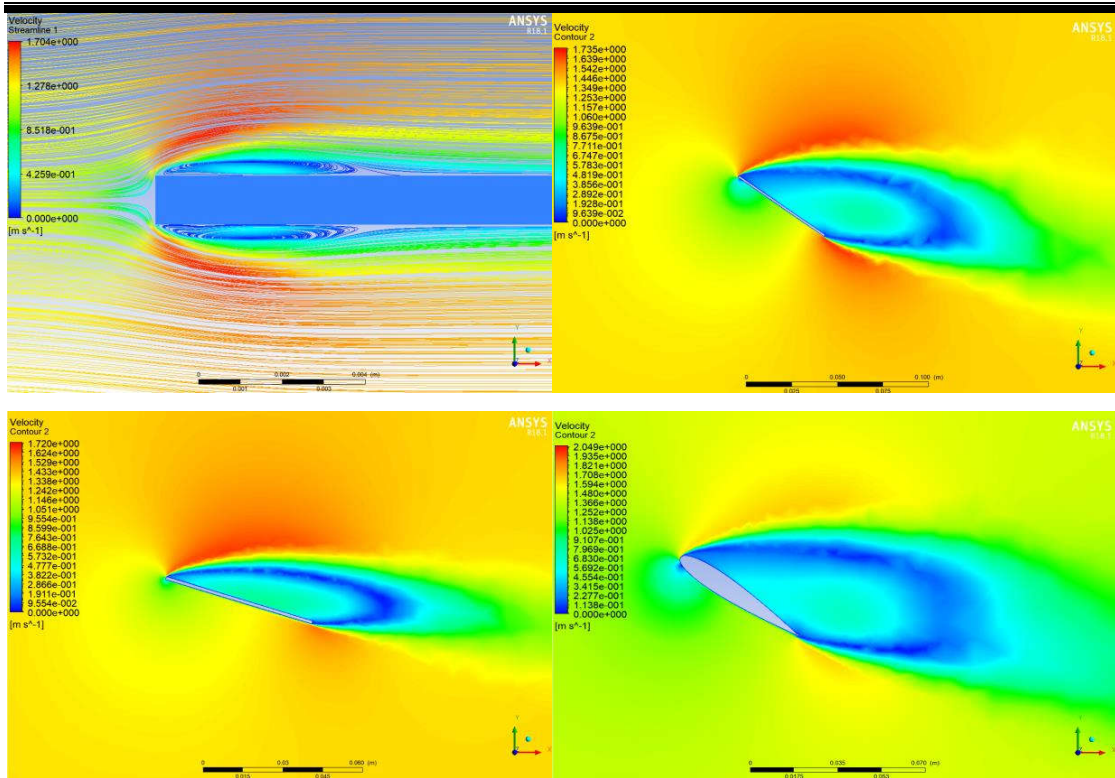
+ Hình 4.43 cho thấy sự phân bố của vec tơ vận tốc và đường dòng qua các bề mặt bánh lái tại góc 0°, đối với bánh lái NACA0015 WedgeTail phần nôm phía đuôi tạo ra các xoáy phía sau đuôi và phần lõm gần nôm làm tăng lực cản tác dụng lên bánh lái. Với bánh lái dạng tấm các xoáy xuất hiện khá nhiều, tại mép dẫn khi bánh lái tách dòng tạo ra vùng xoáy ở hai bên cùng với xoáy sau vùng đuôi làm cho bánh lái tấm có lực cản cao nhất trong ba biên dạng. Bánh lái NACA0015 cho thấy được sự

phân tách dòng tốt khi ở góc tấn này, nó không tạo ra xoáy nước nào nên lực cản là nhỏ nhất

Ngoài việc tạo xoáy nước làm tăng lực cản thì khi vận tốc nước khi tác dụng lên bánh lái, các cạnh bánh lái nhô ra và không có biên dạng thoát nước thì ở đó vận tốc tác dụng lên rất cao làm tăng lực cản (đặc trưng ở bánh lái dạng tấm) được thể hiện như trên hình 4.44



Hình 4.44 Xoáy nước ở mép trước và đuôi bánh lái ở góc 0 độ



Hình 4.45 Các vùng có vận tốc dòng chảy cao

Dựa vào kết quả tính toán các thông số thủy động lực học tác dụng lên ba bánh lái có biên dạng khác nhau có thể rút ra một số kết luận như sau:

- + Bánh lái dạng tấm cho hệ số lực nâng tăng ổn định và đạt  $C_L$  khá cao ở góc  $35^\circ$ , bên cạnh đó thì hệ số lực cản của bánh lái này tạo ra là rất lớn.
- + NACA0015 cho thấy khả năng tách dòng tốt khi cho hệ số lực cản nhỏ nhưng hệ số lực nâng cũng không quá lớn. Tỷ lệ  $C_L/C_D$  của NACA0015 là tốt nhất trong ba bánh lái.
- + Bánh lái NACA0015 WedgeTail cho hệ số lực nâng lớn ở góc tấn nhỏ nhờ phần nôm ở đuôi, hệ số lực cản do bánh lái này tạo ở các góc tấn nhỏ (dưới  $20^\circ$ ) là khá tốt gần giống với NACA0015 vì vậy tỷ lệ  $C_L/C_D$  cao xấp xỉ NACA0015.
- + Trong việc thiết kế bánh lái tàu, tùy vào mục đích sử dụng, loại tàu hay vùng hoạt động để chọn loại bánh lái phù hợp. Bánh lái NACA0015 có nôm ở đuôi cho thấy được hiệu năng tốt thích hợp cho các tàu hoạt động trong các vùng thủy nội địa, các vùng nước hạn chế, bánh lái hạn chế khi nó tạo ra được  $C_L$  lớn ở góc tấn nhỏ trong điều kiện số Reynolds thấp. Ngoài ra hệ số lực cản do bánh lái này tạo ra ở các góc tấn nhỏ là khá thấp nên nâng cao được hiệu quả kinh tế khi khai thác tàu.

⇒ Sử dụng bánh lái NACA0015 có nêm đuôi (chiều rộng bằng 5% chiều rộng bánh lái) để thiết kế cho tàu du lịch sông Hàn – Đà Nẵng.

## CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ BÁNH LÁI HIỆU NĂNG CAO CHO TÀU DU LỊCH SÔNG HÀN

### 5.1 Tính toán đặc tính thủy động lực học bánh lái

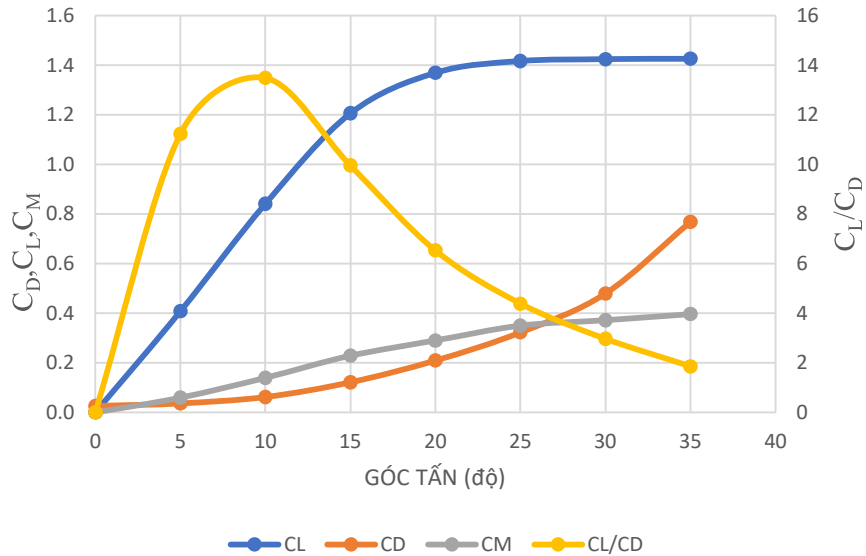
- Từ những kết quả tính toán các thông số thủy động lực học bánh lái ở chương 4 ta chọn bánh lái để thiết kế là: NACA0015+WEDGE5% với những thông số được xác định như sau:

- + Chiều cao:  $h_{bl} = 1,3$  (m)
- + Chiều rộng:  $b_{bl} = 0,8$  (m)
- + Diện tích:  $A_{bl} = 1,04$  (m<sup>2</sup>)
- + Hệ số kéo dài:  $\lambda = 1,625$

#### 5.1.1 Kết quả tính toán từ phương pháp mô phỏng (CFD)

*Bảng 5.1 Bảng các hệ số thủy động lực học bánh lái*

Góc tấn (độ)	$C_D$	$C_L$	$C_M$	$C_L/C_D$
0	0,0260	0,0001	0,0002	0,0057
5	0,0363	0,4074	0,0595	11,2314
10	0,0624	0,8413	0,1393	13,4863
15	0,1210	1,2058	0,2285	9,9618
20	0,2096	1,3694	0,2898	6,5329
25	0,3230	1,4169	0,3502	4,3863
30	0,4792	1,4238	0,3715	2,9713
35	0,7681	1,4263	0,3965	1,8570



Hình 5.1 Đồ thị thủy động lực học bánh lái

Nhận xét:

Từ đồ thị biểu diễn đặc tính thủy động lực học của bánh lái ta có được mối quan hệ giữa 3 hệ số  $C_L$ ,  $C_D$ ,  $C_M$ . Từ quan hệ giữa 3 hệ số này ta có thể đi xác định vị trí tối ưu trục bánh lái, ứng với vị trí tối ưu của trục bánh lái thì mô men làm quay trục bánh lái là nhỏ nhất.

### 5.1.2 Xác định vị trí tối ưu của trục lái

Ta có thể định tâm áp lực K đến cạnh dẫn như sau:

$$e = \frac{C_M}{C_N} \cdot b \quad (5.1)$$

Trong đó:  $C_N = C_L \cdot \cos \alpha + C_D \cdot \sin \alpha$  (5.2)

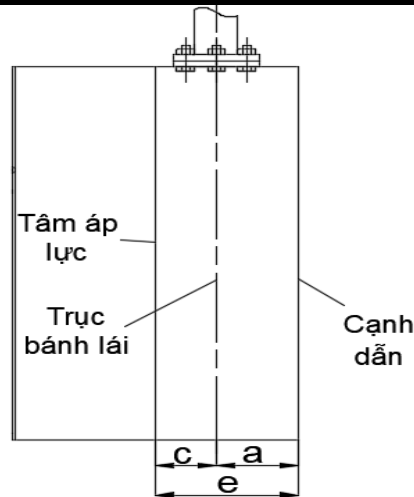
Từ hình ta thấy khoảng cách từ tâm áp suất đến trục quay là:

$$c = e - a = \frac{C_M}{C_N} \cdot b - a \quad (5.3)$$

Trong đó:

+ b là chiều rộng bánh lái

Công thức này có ý nghĩa rất quan trọng để xác định vị trí tối ưu của trục quay bánh lái. Vị trí của trục lái phải thỏa mãn bất phương trình:  $a < \frac{C_M}{C_N} \cdot b$



Hình 5.2 Vị trí tâm áp lực và trục bánh lái

Lập bảng tính vị trí tối ưu của trục bánh lái như sau

Bảng 5.2 Trị số tối ưu của trục bánh lái

$\alpha$	$C_L$	$\cos\alpha$	$C_D$	$\sin\alpha$	$\cos\alpha \cdot C_L$	$\sin\alpha \cdot C_{D2}$	$C_N$	$C_M$	$e/b$
0	0,000	1,000	0,026	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
5	0,407	0,996	0,036	0,087	0,406	0,003	0,409	0,060	0,146
10	0,841	0,985	0,062	0,174	0,828	0,011	0,839	0,139	0,166
15	1,236	0,966	0,121	0,259	1,194	0,031	1,225	0,229	0,187
20	1,369	0,940	0,210	0,342	1,287	0,072	1,358	0,290	0,213
25	1,417	0,906	0,323	0,423	1,284	0,137	1,421	0,350	0,246
30	1,424	0,866	0,479	0,500	1,233	0,240	1,473	0,371	0,252
35	1,426	0,819	0,768	0,574	1,168	0,441	1,609	0,397	0,246

Bởi vì tại góc lớn 30° và 35°, lực thẳng góc  $C_N$  lớn hơn rất nhiều những trị số tương ứng với góc khác, chính  $C_N$  tạo mô men quay tàu cho nên để nhận được mô men nhỏ trên trụ lái, ta chọn vị trí trục lái như sau:

$$\frac{a}{b} = \frac{e}{b} = \frac{l}{2}(0,252 + 0,246) = 0,249 \quad (5.4)$$

⇒ chọn  $\frac{e}{b} = 0,25$

⇒ Khoảng cách trục lái tính từ cạnh dẫn sẽ là:

$$a = 0,25 \cdot b = 0,25 \cdot 800 = 200 \text{ (mm)}$$

### 5.1.3 Ảnh hưởng của mặt nước và vỏ tàu đến đặc tính thủy động của bánh lái

Dòng chảy thực qua bánh lái không phải là dòng chảy vô hạn như đối với bánh cô lập. Dòng chảy thực sự bị ảnh hưởng bởi mặt thoáng của nước, vỏ tàu và bởi tác dụng của chân vịt,...Đa số tàu hiện đại có kết cấu vùng đuôi đảm bảo khi tàu chở đầy, bánh lái vẫn ngập đủ sâu để hầu như không bị ảnh hưởng của mặt nước. Vỏ tàu nằm trong dòng chảy qua bánh lái nên ảnh hưởng đến góc tấn thực tế của bánh lái, đến vận tốc dòng chảy, đến sự phân bố các thành phần vận tốc trong dòng chảy...do đó ảnh hưởng đến lực thủy động tác dụng lên bánh lái.

Trong tính toán thực tế thiết bị lái, ảnh hưởng của vỏ tàu được tính đến bằng hệ số  $k_v$ , giảm vận tốc dòng chảy qua bánh lái:

$$v_{bl} = v \cdot \sqrt{k_v} \quad (5.5)$$

$$k_v = (1 - \psi)^2 \quad (5.6)$$

Trong đó:

- +  $v$ : vận tốc chuyển động của tàu, m/s
- +  $\psi_v$ : hệ số dòng theo của vỏ (Tra bảng 1-13, Sổ tay thiết bị tàu thủy tập1)

$$\begin{aligned} \psi_v &= (0,68\delta + \Delta\psi - 0,43 + 0,18 \cdot \frac{h_2}{H}) \cdot u \\ &= \left( 0,68 \cdot 0,64 + 0 - 0,43 + 0,18 \cdot \frac{0,64}{1,029} \right) \cdot 1 \\ &= 0,117 \end{aligned} \quad (5.7)$$

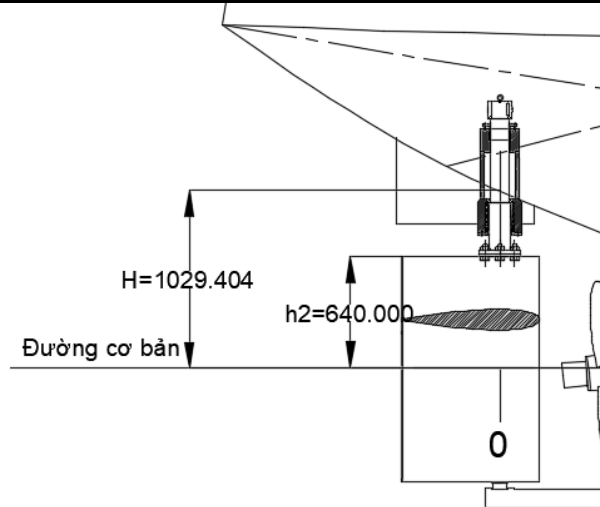
Với :

- +  $\Delta\psi = 0$
- +  $u = 1,0$ : Bánh lái nằm trong mặt phẳng đối xứng.
- +  $\delta = 0,64$ : Hệ số béo thể tích.
- +  $h_2 = 0,64$  (m): Phần chiều cao bánh lái trên đường cơ bản
- +  $H = 1,029$  (m): Chiều cao trục lái tính tới đường cơ bản

$$\Rightarrow k_v = (1 - 0,117)^2 = 0,78$$

Vậy vận tốc của bánh lái qua tác động của vỏ tàu tính ra là:

$$v_{bl} = 5,144 \cdot \sqrt{0,78} = 4,54 \text{ (m/s)}$$



Hình 5.3 Các khoảng cách của bánh lái với đường cơ bản

#### 5.1.4 Ảnh hưởng của chân vịt đến đặc tính thủy động của bánh lái

Dòng nước được đẩy bởi chân vịt chảy qua bánh lái, có ảnh hưởng lớn đến đặc tính thủy động của bánh lái. Mỗi chất điểm trong dòng chảy của chân vịt có 3 thành phần vận tốc: vận tốc dọc  $v_d$  hướng dọc trục chân vịt, vận tốc tiếp  $v_t$  hướng vuông góc với bán kính trục chân vịt, vận tốc hướng kính  $v_{hk}$  hướng dọc bán kính.

Trị số và tương quan của các thành phần vận tốc nói trên phụ thuộc hệ số lực đẩy của chân vịt  $\sigma_{cv}$ :

$$\sigma_{cv} = \frac{8.P}{\pi \cdot \rho \cdot v_{cv}^2 \cdot D_{cv}^2} \quad (5.8)$$

Trong đó:

+ P: lực đẩy của chân vịt, N

$$P = \frac{R}{z \cdot (1 - \theta)} \cdot N \quad (5.9)$$

+ R = 23901 (N): Lực cản chuyển động của tàu

+ Z = 4: Số chân vịt

+  $\theta = 0,7 \cdot \psi_{cv} + 0,06 = 0,7 \cdot 0,366 + 0,06 = 0,316$ : Hệ số hút

+  $\rho = 998,2$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) khối lượng riêng của nước

+  $v_{cv}$ : vận tốc dòng chảy tới chân vịt (m/s)

$$v_{cv} = v \cdot (1 - \psi_{cv})$$

+  $v = 10$  (h/h) = 5,144 (m/s): Vận tốc của tàu

+  $\psi_{cv}$ : Hệ số dòng theo của chân vịt

$$\psi_{cv} = 0,165 \cdot \mathcal{F} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_{cv}}} - \Delta W \quad (5.10)$$

+  $= 0,64$  Hệ số béo thể tích tàu

+  $V = 102,67$ (m<sup>3</sup>)\_ Thể tích chiếm nước của tàu

+  $D_{cv} = 1,1$  (m) đường kính chân vịt

+  $\Delta W = 0,1(Fr - 0,2) = 0,1(0,31 - 0,2) = 0,011$

Với số Froude:  $Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} = \frac{5,144}{\sqrt{9,81 \cdot 27,9}} = 0,31$

Suy ra :

$$+ \psi_{cv} = 0,165 \cdot 0,64^2 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{102,67}}{1,1}} - 0,011 = 0,366$$

$$+ v_{cv} = 5,144 \cdot (1 - 0,366) = 3,26 \text{ (m/s)}$$

$$+ P = \frac{23901}{1 \cdot (1 - 0,316)} = 34953 \text{ (N)}$$

$$+ \sigma_{cv} = \frac{8 \cdot 34953}{3 \cdot 14 \cdot 998 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 26^2 \cdot 1,1^2} = 6,94$$

$$- v_a = v_{cv} \cdot (\sqrt{1 + \sigma_{cv}} - 1) = 3,26 \cdot (\sqrt{1 + 6,94} - 1) = 5,92 \text{ (m/s)}$$

-  $v_{al} = \chi \cdot v_a$  : giá trị tăng tốc độ trung bình do chân vịt tính ở tâm áp suất bánh lái (m/s)

Với :

$$\chi = \frac{I}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{2 \cdot S_1}{D_{cv}} \cdot \frac{I}{\sqrt{1,0 + \left(\frac{2 \cdot S_1}{D_{cv}}\right)^2}} \right] \quad (5.11)$$

Với :

+  $S_1 = 0,65$  (m) khoảng cách từ mặt đĩa chân vịt đến tâm áp suất

$$\chi = \frac{I}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{2 \cdot 0,65}{3} \cdot \frac{I}{\sqrt{1,0 + \left(\frac{2 \cdot 0,65}{3}\right)^2}} \right] = 0,7$$

Do đó :

$$v_{al} = 0,7 \cdot 5,92 = 4,144 \text{ (m/s)}$$

Ta có hệ số ảnh hưởng của chân vịt được xác định theo công thức:

$$k_{cv} = 1 + \frac{S'}{S} \cdot [(1 + \sigma_{cv}) \cdot \left(\frac{1 - \psi_{cv}}{1 - \psi_v}\right)^2 - 1] \quad (5.12)$$

Trong đó:

+  $S'$ : diện tích phần bánh lái nằm trong dòng chảy của chân vịt, (m<sup>2</sup>)

+  $S$ : diện tích bánh lái, (m<sup>2</sup>)

+  $\sigma_{cv}$ : hệ số lực đẩy chân vịt

+ Với  $S'$  được xác định theo công thức:

$$S' = b \cdot D_{cv} \cdot \sqrt{\frac{v_{cv} + \frac{v_a}{2}}{v_{cv} + v_{al}}} = 0,8 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{3,26 + \frac{5,92}{2}}{3,26 + 4,144}} = 0,807 \text{ (m}^2\text{)} \quad (5.13)$$

⇒ Vậy ta có:

$$k_{cv} = 1 + \frac{S'}{S} \cdot [(1 + \sigma_{cv}) \cdot \left(\frac{1 - \psi_{cv}}{1 - \psi_v}\right)^2 - 1] = 1 + \frac{0,807}{1,04} \cdot [(1 + 6,94) \cdot \left(\frac{1 - 0,366}{1 - 0,117}\right)^2 - 1] = 3,4$$

## 5.1.5 Xác định lực và mô men thủy động tác dụng lên bánh lái

### 5.1.5.1 Lực tác dụng lên bánh lái

- Lực nâng L:

$$L = C_L \cdot k_v \cdot k_{cv} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot S \text{ (kG)} \quad (5.14)$$

- Lực cản D:

$$D = C_D \cdot k_v \cdot k_{cv} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot S \text{ (kG)} \quad (5.15)$$

Trong đó:

- +  $C_L$ : hệ số lực nâng của bánh lái
- +  $C_D$ : hệ số lực cản của bánh lái
- +  $\rho$ : tỷ trọng nước ngọt,  $\rho = 101,52 \left( \frac{\text{kG} \cdot \text{S}^2}{\text{m}^4} \right)$  tại nhiệt độ  $18^\circ\text{C}$
- +  $v$ : 3,79 (m/s) - Vận tốc dòng chảy qua bánh lái (lấy bằng vận tốc tàu)
- +  $S$ : 1,04 ( $\text{m}^2$ ) – Diện tích bánh lái

- Lực nâng L:

$$L = C_L \cdot 0,78 \cdot 3,4 \cdot \frac{101,52 \cdot 5,144^2}{2} \cdot 1,04 = 3714 \cdot C_L \text{ (kG)}$$

- Lực cản D:

$$D = C_D \cdot 0,78 \cdot 3,4 \cdot \frac{101,52 \cdot 5,144^2}{2} \cdot 1,04 = 3714 \cdot C_D \text{ (kG)} \quad (5.16)$$

- Hợp lực R:

$$R = \sqrt{L^2 + D^2} = \sqrt{(3714 \cdot C_L)^2 + (3714 \cdot C_D)^2} \text{ (kG)} \quad (5.17)$$

### 5.1.5.2 Mô men thủy động tác dụng lên bánh lái

Mômen thủy động tác dụng lên bánh lái, với điểm đặt ở mép dẫn của bánh lái là:

$$M_{td} = C_M \cdot k_v \cdot k_{cv} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot S \cdot b \text{ (kG.m)} \quad (5.18)$$

Với :

- +  $C_M$  : hệ số mômen thủy động.

+  $b = 0,8$  (m) chiều rộng bánh lái

$$+ M_{td} = C_M \cdot 0,78 \cdot 3,4 \cdot \frac{101,52 \cdot 5,144^2}{2} \cdot 1,04 \cdot 0,8 = 2971,2 \cdot C_M \text{ (kGm)}$$

Kết quả tính lực nâng L, lực cản D, lực tổng hợp R và mômen thủy động tác động lên bánh lái  $M_{td}$  được thể hiện qua bảng sau:

*Bảng 5.3 Lực và mô men thủy động tác dụng lên bánh lái*

Góc tấn(°)	$C_D$	$C_L$	$C_M$	D	L	R	$M_{td}$
0	0,0260	0,0001	0,0002	96,46	0,55	96,46	0,50
5	0,0363	0,4074	0,0595	134,70	1512,91	1518,89	176,80
10	0,0624	0,8413	0,1393	231,68	3124,50	3133,08	413,92
15	0,1210	1,2058	0,2285	449,54	4478,24	4500,75	679,04
20	0,2096	1,3694	0,2898	778,49	5085,83	5145,07	860,94
25	0,3230	1,4169	0,3502	1199,70	5262,26	5397,28	1040,44
30	0,4792	1,4238	0,3715	1779,71	5288,08	5579,53	1103,69
35	0,7681	1,4263	0,3965	2852,65	5297,34	6016,59	1178,21

Dựa vào bảng tính trên ta có :

- Lực cản lớn nhất :  $L_{max} = 2852,65$  (kG)
- Lực nâng lớn nhất:  $D_{max} = 5297,34$  (kG)
- Lực tổng hợp lớn nhất tác dụng lên bánh lái :  $R_{max} = 6016,59$  (kG)
- Mômen thủy động lớn nhất tác động vào bánh lái :  $M_{td} = 1178,21$  (kGm)

### 5.1.5.3 Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy tiến và chạy lùi

Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy tiến và khi tàu chạy lùi được dùng làm cơ sở xác định các kích thước cơ cấu của bánh lái và được tính theo công thức sau:

$$F_R = K_1 \cdot K_2 \cdot A_{bl} \cdot V^2 \text{ (N)} \quad (5.18)$$

Trong đó:

- +  $A_{bl} = 1,04$  (m<sup>2</sup>) - Diện tích bánh lái.
- + V- Vận tốc tàu (hl/h)

- +  $V = 10$  (hl/h) - Khi tàu chạy tiến (lấy bằng giá trị vận tốc thiết kế của tàu)
- +  $V_0 = 0,5.V = 0,5.10 = 5$  (hl/h) - Khi tàu chạy lùi
- +  $K_1$  - Hệ số phụ thuộc vào hình dạng của bánh lái

- $\lambda$ : Độ dang tấm bánh lái  $\lambda = \frac{b^2}{A_0}$

- $b$ : Chiều cao ngập trung bình của tấm bánh lái,  $b = 1,3$  m;

$$\Rightarrow \lambda = \frac{1,3^2}{1,046} = 1,61$$

Nội suy  $K_1$  theo bảng 5.4 [5] dưới đây, ta được  $K_1 = 115,6$

*Bảng 5.4 Hệ số  $K_1$  phụ thuộc vào độ dang bánh lái*

$\lambda$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$K_1$	61	93	113	126	135	140	141	141

- +  $K_2$  - Hệ số phụ thuộc loại tàu,  $K_2 = 1,2$  với tàu có động cơ

Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy tiến:

$$F_R = K_1.K_2.A_{bl}.V^2 = 115,6 \times 1,2 \times 1,04 \times 10^2 = 14510,1 \quad (\text{N}) \quad (5.19)$$

Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy lùi:

$$F_R = K_1.K_2.A_{bl}.V^2 = 115,6 \times 1,2 \times 1,04 \times 5^2 = 3627,5 \quad (\text{N}) \quad (5.20)$$

## 5.2 Xác định lực và momen tác dụng lên trục lái

### 5.2.1 Mômen xoắn tác dụng lên trục lái

Do bánh lái có dạng đơn giản nên momen xoắn tác dụng lên trục lái tương ứng với tàu chạy tiến và chạy lùi được xác định theo công thức:

$$M_x = F_R.r \quad (5.21)$$

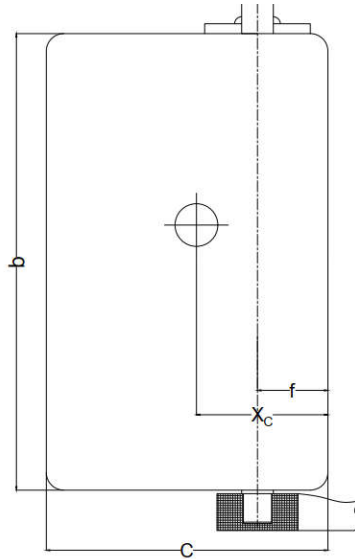
Trong đó:

- +  $F_R = 14510,1$  (N) - Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy tiến
- +  $F_R = 3627,5$  (N) - Lực tác dụng lên bánh lái khi tàu chạy lùi
- +  $r$ : bán kính của lực tác dụng (m)
  - $r = x_c - f$ , nếu trục quay nằm trên tấm bánh lái
  - $r = x_c + f$ , nếu trục quay nằm trước tấm bánh lái
  - $r = x_c$ , nếu bánh lái có giá đỡ bánh lái

+  $x_c$ : Khoảng cách từ điểm tác dụng của lực thủy động lên tâm bánh lái đến

mép trước của tâm bánh lái như hình dưới:  $C = \frac{A}{b}$ ,  $x_c = 0,3C$

$$\Rightarrow C = \frac{1,046}{1,3} = 0,8 \text{ suy ra } x_c = 0,24$$



Hình 5.4 Bánh lái có gót ky giá đỡ

Mômen xoắn tác dụng lên trục lái khi tàu chạy tiến:

$$M_{xt} = F.r = 14510,1 \times 0,24 = 3482,4 \text{ (N.m)}$$

Mômen xoắn tác dụng lên trục lái khi tàu chạy lùi:

$$M_{xl} = F.r = 3627,5 \times 0,24 = 870,6 \text{ (N.m)}$$

### 5.2.2 Momen uốn tác dụng lên trục lái

Đoạn trục lái từ bánh lái đến ổ đỡ trên chỉ chịu tác dụng của momen xoắn. Đoạn trục lái từ gối đỡ trên lên phía trên chịu tác dụng của momen uốn do cần lái hoặc séc tơ lái

sinh ra.

Mô men uốn này được tính theo công thức sau:

$$M_u = \frac{F.r.h_k}{L_r} \quad (5.22)$$

Trong đó:

+ F: Lực tác dụng lên bánh lái

- +  $r = x_c + f$ , trục quay nằm trước tâm bánh lái
- +  $h_k = 0,215$  (m) khoảng cách từ gối đỡ trên đến tâm của cần lái hoặc séc tơ lái (m)
- +  $L_k$ : bán kính vòng séc tơ hoặc cánh tay đòn cần lái

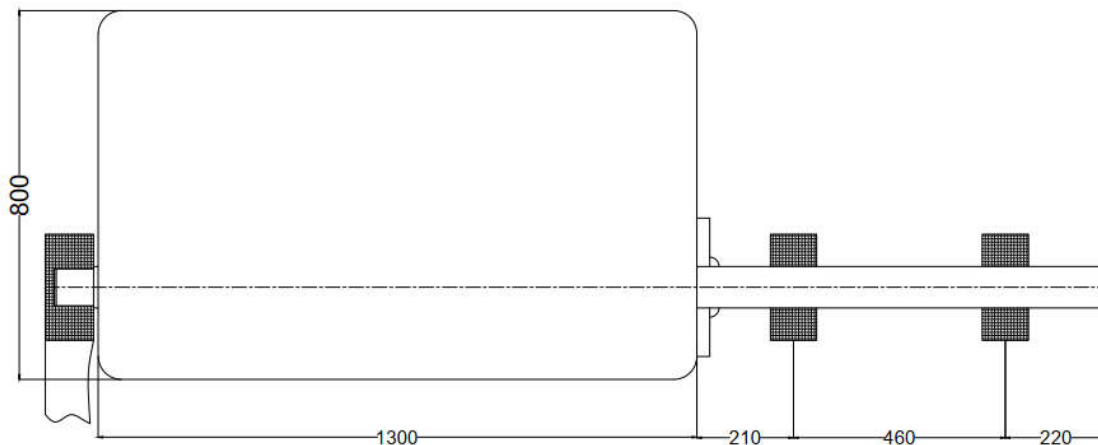
$$\rightarrow M_u = \frac{14510,1 \times 0,24 \times 0,215}{0,2} = 3743,6 \text{ (N.m)}$$

### 5.3 Tính toán hệ lái

Hệ lái phải có đủ độ bền để chịu được các lực và mômen xoắn đã tính toán ở phần trên. Để xác định cơ cấu của hệ lái, phải xét đến các lực và mômen sau đây:

- Đối với thân bánh lái: Mômen uốn và lực cắt
- Đối với trục lái: Mômen uốn và mômen xoắn
- Đối với ổ đỡ ở chốt lái và ổ đỡ trục lái: Phản lực gối đỡ

Dựa vào hình dáng đuôi tàu và kết cấu vùng đuôi, ta chọn các kích thước của hệ trục lái như sau:



Hình 5.5 Sơ đồ gối đỡ và các kích thước của hệ trục lái

- +  $h_1 = 1300$  (mm) - Chiều cao bánh lái
- +  $a = 210$  (mm) - Khoảng cách từ mép trên bánh lái đến gối đỡ dưới.
- +  $h_2 = 460$  (mm) - Khoảng cách gối đỡ trên và gối đỡ dưới.
- +  $h_3 = 220$  (mm) - Khoảng cách từ gối đỡ trên đến cần lái
- +  $h_4 = 95$  (mm) - Khoảng cách từ mép dưới của bánh lái đến chốt lái.

### 5.3.1 Xác định phản lực gối và mômen uốn của hệ bánh lái – trục lái:

Sử dụng phần mềm tính toán sức bền RDM6 để tính toán phản lực và momen tại các gối đỡ

❖ Khi tàu chạy tiến

Lực phân bố  $N$  tác dụng lên bánh lái là:

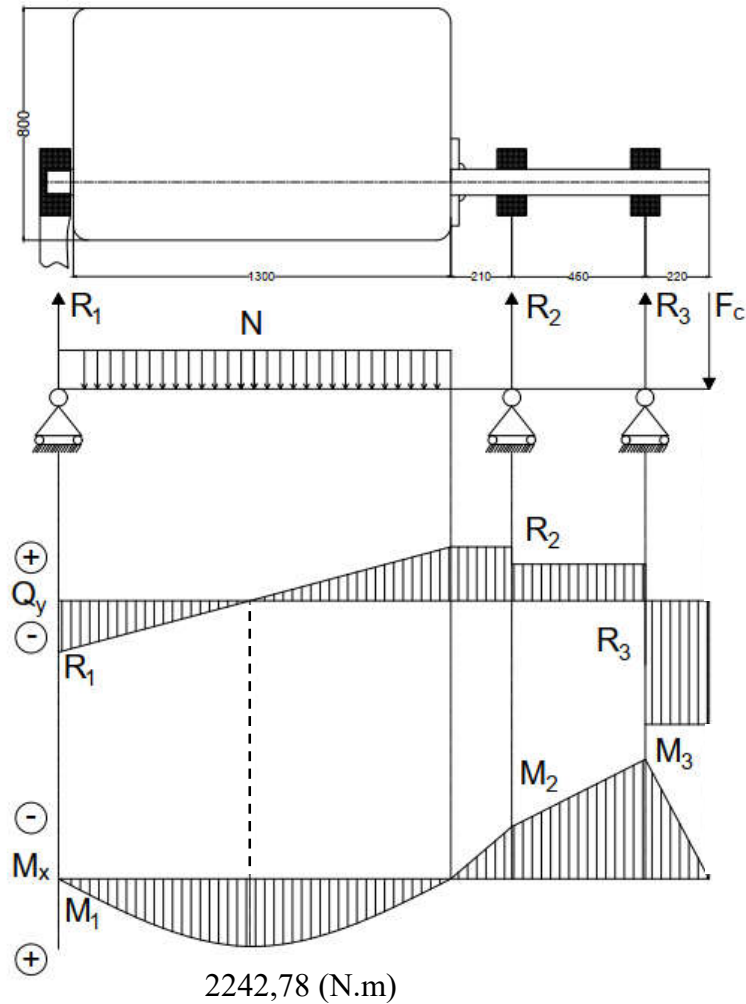
$$N = \frac{F_R}{h} = \frac{14510,1}{1,3} = 11161,6 \text{ (N/m)} \quad (5.23)$$

Lực tác dụng lên đầu trục lái:

$$F_C = \frac{M_u}{R} = \frac{3743,6}{0,2} = 18718 \text{ (N)} \quad (5.24)$$

Trong đó:

- $M_u$ : mômen uốn tại đầu trục lái
- $R_c = 200 \text{ (mm)} = 0,2 \text{ (m)}$  : bán kính cần quay lái



Hình 5.6 Biểu đồ lực và momen tác dụng lên hệ lái

❖ Lực và mômen tại các gối đỡ là:

Momen tại các gối:

- $M_1 = 0$  (MPa)
- $M_2 = -1794,28$  (MPa)
- $M_3 = -4117,96$  (MPa)

Phản lực tại các gối:

- $R_1 = 7075,75$  (N)
- $R_2 = 2382,85$  (N)
- $R_3 = 23769,48$  (N)

Kiểm tra lại kết quả :

$$\sum R_I = F_R + F_C$$

$$\Leftrightarrow R_1 + R_2 + R_3 = F_R + F_C \quad (5.25)$$

$$\Leftrightarrow 7075,75 + 2382,85 + 23769,48 = 14510,1 + 18718$$

$$\Leftrightarrow 33328,1 = 33328,1$$

→ Vậy kết quả trên là đúng.

### 5.3.2 Đường kính trục lái

Trục lái xuyên qua vỏ tàu bởi một ống đủ bền và tốt làm kín để không cho nước lọt vào trong tàu.

Theo quy định của *QCVN 21/BGTVT* thì trục bánh lái, chốt lái, bulong liên kết, then, các thanh mép và các phần đúc của bánh lái phải được làm bằng thép cán, thép rèn hoặc thép cacbon đúc phù hợp. Vật liệu dùng để chế tạo trục lái, chốt lái, khớp nối, then của bánh lái có giới hạn chảy không nhỏ hơn 200 (N/mm<sup>2</sup>).

Theo quy định như trên ta chọn vật liệu chế tạo như sau:

*Bảng 5.5 Thông số vật liệu chế tạo hệ lái*

Tên gọi	Vật liệu	Giới hạn bền	Giới hạn chảy	Đơn vị
Bánh lái	Thép A515	420	220	N/mm <sup>2</sup>
Trục lái	SF45W	470	240	N/mm <sup>2</sup>
Ống bao trục, ổ đỡ dưới	SC42W	550	360	N/mm <sup>2</sup>
Bạc giữa, bạc dưới, nén tốt	HBsC2	440	175	N/mm <sup>2</sup>
Ống lót trục, vành chặn	SU304	900	201	N/mm <sup>2</sup>

#### a. Đường kính đầu trục lái

- Đường kính đầu trục lái bánh lái không cân bằng không được nhỏ hơn giá trị được tính theo công thức:

$$d_l = 4,2\sqrt[3]{M_X \cdot k_t} \quad (\text{mm}) \quad (5.26)$$

Trong đó:

+  $M_x = 3482,4$  (Nm) - mômen xoắn trên trục lái

+  $k_t = \left( \frac{235}{\sigma_{ch}} \right)^e$  - Hệ số vật liệu trục lái

Với: -  $e = 0,75$  khi  $\sigma_{ch} > 235$  (N/mm<sup>2</sup>)

-  $e = 1,00$  khi  $\sigma_{ch} < 235$  (N/mm<sup>2</sup>)

$$\Rightarrow k_t = \left( \frac{235}{240} \right)^{0,75} = 0,98 \quad (5.27)$$

Vậy đường kính đầu của trục lái

$$d_1 = 4,2 \sqrt[3]{3482,4 \times 0,98} = 93,23 \quad (\text{mm}) \quad (5.28)$$

Chọn đường kính phần trên của trục lái là:  $d_1 = 95$  (mm).

### b. Đường kính phần dưới của trục lái

Đường kính phần dưới của trục lái chịu mômen uốn và mômen xoắn phải được xác định sao cho ứng suất tương đương ở trục lái không lớn hơn  $118/K_s$  (N.mm<sup>2</sup>).

Đường kính phần dưới của trục lái không được nhỏ hơn giá trị được xác định theo công thức sau:

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{1 + \frac{4}{3} \times \left( \frac{M_u}{M_x} \right)^2} \quad (\text{mm}) \quad (5.29)$$

Trong đó:

+  $d_1 = 105$  (mm) đường kính phần đầu trục lái

+  $M_u = 3743,6$  (Nm) M mômen uốn tại tiết diện đang xét của phần dưới

+  $M_x = 3482,4$  (Nm) - mômen xoắn của trục lái

Vậy đường kính phần dưới của trục lái:

$$d_2 = 105 \times \sqrt[3]{1 + \frac{4}{3} \times \left( \frac{3743,6}{3482,4} \right)^2} = 119,65 \quad (\text{mm}) \quad (5.30)$$

Chọn đường kính phần dưới của trục là:  $d_1 = 120$  (mm).

Tại các vị trí các ổ đỡ phía trên và phía dưới của trục ta có thêm các ống lót trục (áo bao trục), và được lắp bằng mối ghép căng.

### 5.3.3 Kiểm tra bền trục lái

#### a. Đường kính phần đầu trục

Đường kính phần trên của trục lái yêu cầu để truyền được mômen xoắn phải được xác định sao cho ứng suất xoắn không được lớn hơn ứng suất cho phép

- Ứng suất xoắn phần đầu trục là

$$\tau = \frac{5,1.M_x.10^3}{d_1^3} = \frac{5,1 \times 3482,4 \times 10^3}{95^3} = 20,7 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (5.31)$$

Trong đó:

- + Momen xoắn tác dụng lên đầu trục:  $M_x = 3482,4$  (N.m)
  - + Đường kính đầu trục  $d_1 = 95$  (mm)
  - Ứng suất cho phép là  $[\tau] = \frac{68}{k_t} = \frac{68}{0,98} = 69,4$  (N/mm<sup>2</sup>).
- $\Rightarrow \tau_t < [\tau]$

Vậy phần đầu của trục thỏa mãn điều kiện bền

#### b. Đường kính phần dưới trục

Đường kính phần dưới của trục lái chịu mômen uốn và mômen xoắn phải được xác định sao cho ứng suất tương đương ở trục lái không lớn hơn ứng suất cho phép

Ứng suất tương đương được tính theo công thức:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (5.32)$$

Trong đó:

$$+ \sigma_b = \frac{10,2.M_u.10^3}{d_2^3} = \frac{10,2 \times 3743,6 \times 10^3}{120^3} = 22,09 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$+ \tau = \frac{5,1.M_x \cdot 10^3}{d_2^3} = \frac{5,1 \times 3482,4 \times 10^3}{120^3} = 11,04 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với:

+ Mômen uốn tại phần dưới của trục:  $M_u = 3743,6 \text{ (N.m)}$

+ Đường kính phần dưới trục:  $d_2 = 120 \text{ (mm)}$

$$\rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{22,09^2 + 3 \times 11,04^2} = 29,2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{Ứng suất cho phép là: } [\sigma] = \frac{118}{k_t} = \frac{118}{0,98} = 120,4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

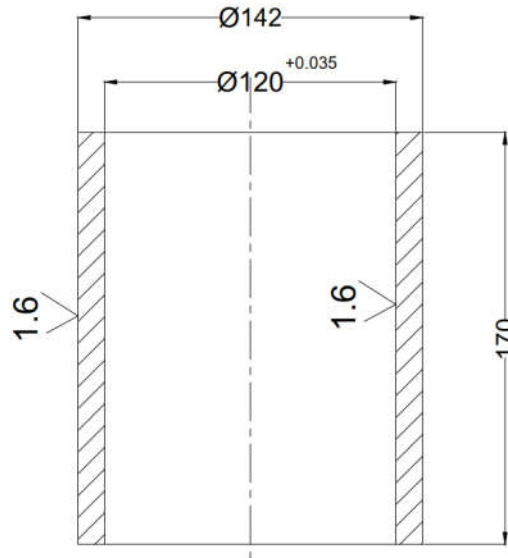
$$\Rightarrow \sigma_{td} < [\sigma]$$

Vậy đường kính phần dưới của trục thỏa mãn điều kiện.

#### 5.3.4 Bảo vệ cho trục lái

Các cổ trục lắp ổ và vòng kín nước được bọc bằng ống lót đồng hoặc thép không gỉ. Các đoạn trục lái còn lại được sơn bằng loại sơn bảo vệ đặc biệt.

Đối với trục của tàu thiết kế thì chiều dày của ống lót nằm trong khoảng  $10 \div 20 \text{ (mm)}$  đối với ống lót có vật liệu bằng đồng và  $4 \div 8 \text{ (mm)}$  với ống lót làm bằng vật liệu là thép không gỉ. Đối với trục lái của tàu thiết kế, ta chọn vật liệu là thép không gỉ SUS304.



Hình 5.7 Ống lót trục lái

#### 5.3.4.1 Then đầu trục lái

Ở đầu trục lái người ta lắp máyơ để dẫn động trục lái, người ta dùng then để cố định máyơ và trục lái.

Dựa vào đường kính của đầu trục lái  $d = 95$  (mm). Ta chọn then có các kích thước sau:

- + Kích thước then  $b \times h$ : 70 x 60 (mm).
- + Chiều sâu của rãnh:  $t_1 = 16$  (mm)
- + Chiều dài then  $l_t = (0,7 \div 0,9) \cdot l_m$  (mm). Với:  $l_m = 90$  (mm) - chiều dài máyơ

Do đó:  $l_t = 0,7 \cdot 90 = 72$  (mm). Chọn  $l_t = 70$  (mm)

Theo [3] ta kiểm tra mối ghép then theo điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng sau:

$$\text{- Điều kiện bền dập: } \sigma_d = \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot t_1} \leq [\sigma_d] \quad (5.33)$$

$$\text{- Điều kiện bền cắt: } \sigma_c = \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\sigma_c] \quad (5.34)$$

Trong đó:

- +  $\sigma_d, \sigma_c$ : ứng suất dập và ứng suất cắt tính toán, (Mpa)
- +  $d = 95$  (mm): đường kính đầu trục lái
- +  $T = 3482,4$  (N.mm): mômen xoắn trên trục lái
- +  $[\sigma_d] = 150$  (MPa): ứng suất dập cho phép của vật liệu

+  $[\sigma_c] = 60$  (MPa): ứng suất cắt cho phép của vật liệu

Suy ra:

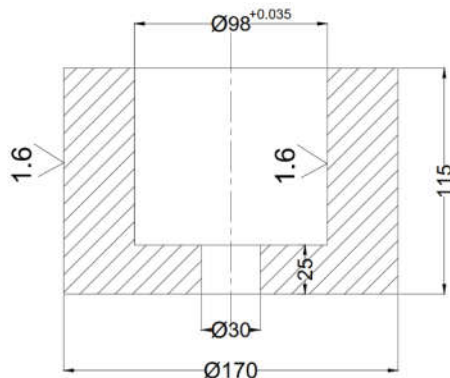
$$\sigma_d = \frac{2 \times 3482,4 \times 10^3}{95 \times 70 \times 16} = 65 \leq [\sigma_d]$$

$$\sigma_c = \frac{2 \times 3482,4 \times 10^3}{95 \times 70 \times 70} = 14,9 \leq [\sigma_c]$$

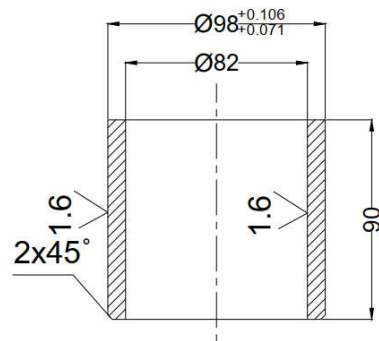
Vậy then đủ bền.

#### 5.3.4.2 Ổ đỡ, bạc lót trục lái

Ổ đỡ trục lái là ổ đỡ chặn được lắp trên trục, có tác dụng là chống dịch chuyển dọc trục. Vỏ ổ làm bằng thép đúc SC42W có mặt xích ngang để bắt bulông xuống giá đỡ



Hình 5.8 Ổ đỡ trục lái



Hình 5.9 Bạc lót ổ đỡ trục lái

- Vật liệu chế tạo bạc lót ổ là đồng thau cường độ cao: HBsC2
- Chiều dài bạc lót:  $l = (0,9 \div 1,2)d$ , chọn  $l = 1,2d$ .

Với  $d = 95$  (mm) là đường kính trục lái tại vị trí ổ

$$l = (85,5 \div 114) \text{ (mm) chọn } l = 90 \text{ (mm)}.$$

- Chiều dày bạc lót  $t = 5 \div 10\%$  đường kính trục lái tại vị trí ổ, chọn  $t = 8\%$

$$t = 8\% \cdot 95 = 7,6 \text{ (mm) chọn } t = 8 \text{ (mm)}$$

- Đường kính bạc là :  $d_b = 98$  (mm)

## CHƯƠNG 6: THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÔ HÌNH THỬ NGHIỆM

### 6.1 Phân tích và lựa chọn tỷ lệ mô hình tàu

Các cân nhắc sau đây cần được cân nhắc khi tiến hành lựa chọn tỷ lệ và kích thước mô hình tàu:

- Về nguyên tắc, tỉ lệ nên được chọn càng lớn càng tốt, có nghĩa là tỉ lệ mô hình tàu nên chọn càng lớn càng tốt, nhưng cần lưu ý rằng tỉ lệ các hiệu ứng trong điều động vẫn chưa đầy đủ và mô hình càng lớn thì quy mô các hiệu ứng càng nhỏ.
- Kích thước bề thử nghiệm tương ứng với diện tích cần thiết để thực hiện các thử nghiệm cũng như khả năng của các thiết bị thử nghiệm là những yếu tố chi phối tỉ lệ mô hình tàu.
- Chân vịt được sử dụng và tỉ lệ lựa chọn liên quan tới sự phù hợp của chân vịt thiết kế. Đầu tiên, đường kính nên được chia tỉ lệ một cách chính xác và sau đó tỉ lệ bước chân vịt và diện tích cánh nên càng gần chân vịt thực tế càng tốt, số cánh chân vịt nên được xem là ưu tiên thứ ba.

Với những cân nhắc nêu trên, nhóm lựa chọn tỉ lệ mô hình chế tạo với tỉ lệ là 1:13,95, kích thước mô hình tàu được thể hiện trong bảng dưới đây:

*Bảng 6.1 Thông số kích thước mô hình tàu*

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài lớn nhất	$L_{max}$	2,14	m
Chiều dài thiết kế	$L_{pp}$	2,00	m
Chiều rộng lớn nhất	$B_{max}$	0,43	m
Chiều rộng thiết kế	$B_{tk}$	0,41	m
Chiều cao mạn	H	0,14	m
Chiều chìm	T	0,07	m
Hệ số béo thể tích	$C_B$	0,64	-

## 6.2 Thiết kế và chế tạo mô hình bằng composite

### 6.2.1 Vật liệu composite

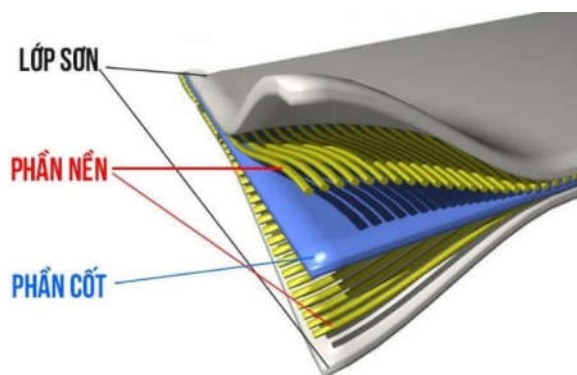
#### 6.2.1.1 Tổng quan

Có nhiều loại vật liệu được sử dụng để chế tạo mô hình như gỗ, composite, kim loại... Tuy nhiên việc chế tạo mô hình bằng gỗ và composite được sử dụng rộng rãi hơn so với các vật liệu khác do tính dễ chế tạo, độ đồng dạng của mô hình so với tàu thật cao, giá thành thấp và có trọng lượng nhẹ hơn.

Trong đề tài này, nhóm lựa chọn vật liệu composite để chế tạo mô hình vì composite có khá nhiều ưu điểm như: khối lượng riêng nhỏ, độ bền cơ học cao, độ cứng vững và uốn kéo tốt, có khả năng chống chịu thời tiết, chống lão hóa cao.

Composite là vật liệu tổng hợp, kết hợp hai yếu tố có đặc tính khác nhau để tạo ra một vật liệu có khả năng kết cấu tốt. Vật liệu composite thường gồm hai phần chính: vật liệu nền và vật liệu gia cường (phần cốt)

- + Vật liệu nền (matrix) có chức năng đảm bảo các thành phần cốt bên trong composite được liên kết với nhau nhằm tạo ra tính nguyên khối và thống nhất cho composite. Vật liệu nền bao gồm polymer (polyester, PE, PP, cao su...) kim loại, ceramic (xi măng...)
- + Vật liệu gia cường (phần cốt – Fiber) có các đặc điểm cơ lý tính cần thiết, về cơ bản có hai kiểu vật liệu cốt là dạng cốt sợi và dạng cốt hạt. Vật liệu gia cường gồm các loại sợi (thủy tinh, cellulose, cacbon...), hạt (hạt kim loại, hạt đất sét, bột gỗ...), hoặc các hình dạng đặc biệt khác.



Hình 6.1 Thành phần cấu tạo vật liệu composite

Ưu nhược điểm của vật liệu composite:

- Ưu điểm:
  - + Ưu điểm chính của vật liệu composite
  - + Ưu điểm chính của vật liệu composite là trọng lượng thấp, có độ bền và độ cứng cao, có khả năng chống lại môi trường khắc nghiệt
  - + Vật liệu composite không bị thấm thấu, thấm nước nên thân tàu được thiết kế như một cấu trúc liên tục, không có đường nối, tránh mọi điều có thể xảy ra vấn đề rò rỉ
  - + Bền và có yêu cầu bảo trì thấp
- Nhược điểm:
  - + Vật liệu composite không có khả năng tái chế, tái sử dụng như nhựa thông thường
  - + Khó khăn khi thay đổi hình dạng sau khi thành phẩm
  - + Việc phân tích thành phần cấu tạo, đặc tính cơ, lý, hóa cực kỳ phức tạp

### 6.2.1.2 Ứng dụng vật liệu composite trong hàng hải

So với vật liệu đóng tàu truyền thống, vật liệu composite có cơ tính tốt, được dùng để chế tạo vỏ tàu. Chúng có đặc điểm là trọng lượng nhẹ hơn và tiết kiệm năng lượng hơn, quy trình sản xuất tương đối đơn giản. Việc ứng dụng vật liệu composite trên tàu không chỉ giúp giảm trọng lượng mà còn bổ sung chức năng tàng hình hồng ngoại radar và các chức năng khác, vì vậy được sử dụng rộng rãi cho các tàu hải quân.



*Hình 6.2 Ứng dụng composite trong đóng tàu hải quân*

Tại nước ta, việc chế tạo các loại tàu composite cỡ nhỏ phục vụ đánh bắt ven biển, nuôi trồng thủy sản, tuần tra ven biển... ngày càng được mở rộng.



Hình 6.3 Cano tuần tra bằng vật liệu composite



Hình 6.4 Tàu cá composite

## 6.2.2 Thiết kế mô hình

### Tuyến hình tàu mô hình

- ❖ Đồng dạng tuyến hình theo tàu thật với tỉ lệ  $K = K_1, K_2, K_3$ 
  - $K_1$ : tỷ số đồng dạng theo chiều dài.
  - $K_2$ : tỷ số đồng dạng theo chiều rộng.
  - $K_3$ : tỷ số đồng dạng theo chiều cao.

Trị số tuyến hình tàu mô hình được chia theo tỉ lệ  $K = 1:13,95$  đã chọn, giá trị được cho trong bảng dưới đây:

**Bảng 6.2 Trị số tuyến hình theo nửa chiều rộng**

<b>Nửa chiều rộng</b>								
Sườn	ĐN0	ĐN500	ĐN1000	ĐN1500	TT. Mạn	ĐN2250	BC	MG
0	-	-	-	102	-	-	165	153
0,5	-	8	106	163	-	-	195	182
1	-	98	156	191	-	-	207	193
1,5	-	144	185	205	209	-	210	202
2	0	173	200	208	208	98	210	-
3	0	198	206	208	205	160	210	-
4	0	201	206	208	205	165	210	-
5	0	201	206	208	205	165	210	-
6	0	198	206	208	205	161	210	-
7	0	178	197	207	210	130	210	-
8	0	135	163	182	-	79	194	210
8,5	0	107	135	157	-	52	173	194
9	0	74	100	122	-	27	141	164
9,5	0	38	56	74	-	8	93	114
10	-	-	-	5	-	-	15	27

**Bảng 6.3 Trị số tuyến hình theo chiều cao**

<b>Chiều cao</b>										
Sườn	D	CD50	CD100	CD150	CD200	CD250	TT. Mạn	TT. Đáy	BC	VM
0	73	83	95	110	127	146	-	-	137	186
0,5	34	43	56	73	94	121	-	-	136	186
1	10	15	25	41	62	93	-	-	136	186
1,5	0	3	8	18	35	65	129	-	136	-
2	0	3	5	8	18	42	104	7	136	-
3	0	3	5	8	10	17	62	11	136	-
4	0	3	5	8	10	15	52	12	136	-
5	0	3	5	8	10	15	52	12	136	-
6	0	3	5	8	10	17	63	11	136	-
7	0	3	5	8	12	38	134	9	136	-
8	0	3	5	14	45	101	-	6	139	194
8,5	0	3	9	37	84	155	-	4	141	194
9	0	4	33	83	148	-	-	2	144	194
9,5	0	33	102	179	-	-	-	1	147	194
10	72	-	-	-	-	-	-	-	151	194

Từ đó, ta xây dựng bản vẽ tuyến hình mô hình tàu:



### 6.2.3 Chế tạo mô hình bằng composite

#### 6.2.3.1 Một số lưu ý khi chế tạo mô hình tàu

- Mô hình tàu phải tự do di chuyển trong tất cả 6 bậc tự do và được trang bị động cơ, cơ cấu lái phù hợp
- Mô hình tàu phải có đủ độ bền thân tàu và độ chính xác hình học. Hệ thống kỹ thuật của mô hình tàu bao gồm bánh lái và chân vịt, hệ thống định vị phải được kiểm tra bằng cách kiểm tra xem có hư hỏng rõ ràng nào không, đảm bảo độ chính xác trong quá trình thử nghiệm. Tất cả các phần phụ phải được mô hình hóa theo hình dạng được thiết kế ban đầu của chúng.
- Tình trạng tải của mô hình (món nước mũi, lái và GM) phải được kiểm tra trước khi xuất xưởng và xác minh trước và sau các thử nghiệm. GM phải có độ chính xác trong vòng 5%
- Vì các thử nghiệm điều động yêu cầu sự giống nhau về hành vi động lực học giữa mô hình và con tàu thật, nên mômen quán tính của mô hình phải được chia tỷ lệ từ tàu thật.

#### 6.2.3.2 Chế tạo mô hình

❖ Ghi chú:

- Diện tích vỏ tàu  $S = 2 \text{ m}^2$
- Sợi thủy tinh:  $1 \text{ kg sợi} = 3 \text{ m}^2$
- 1 kg sợi thủy tinh cần 2 – 2,5 kg keo
- Sử dụng 4 lớp sợi thủy tinh (1 trong, 3 ngoài)
- Thép hộp vuông (sống dọc để gia cường và là bộ để lắp các sườn): Dùng thép vuông kích thước 20mm x 20mm, dày 2mm, dài 6m
- Vật liệu chế tạo: Tấm fomex, vật liệu composite (sợi thủy tinh)



Hình 6.6 Tấm fomex chế tạo vỏ tàu



Hình 6.7 Vật liệu composite, keo dùng chế tạo vỏ tàu

Kích thước, số lượng và giá thành cần thiết chế tạo vỏ tàu được thống kê trong bảng dưới đây:

Bảng 6.4 Thống kê vật liệu fomex

STT	Chiều dày (mm)	Kích thước (mm)	Số lượng (tấm)	Công dụng	Đơn giá (đồng/tấm)	Thành tiền (đồng)
1	5	1220x2440	3	Làm vỏ	175,000	525,000
2	10	1220x2440	1	Làm sườn	350,000	350,000
Tổng						875,000

*Bảng 6.5 Thống kê vật liệu composite*

STT	Tên	Số lượng (kg)	Đơn giá (đồng/kg)	Thành tiền (đồng)
1	Keo	7	60,000	420,000
2	Sợi thủy tinh	3	55,000	165,000
3	Bột đá (CaCO <sub>3</sub> )	3	15,000	45,000
Tổng				630,000

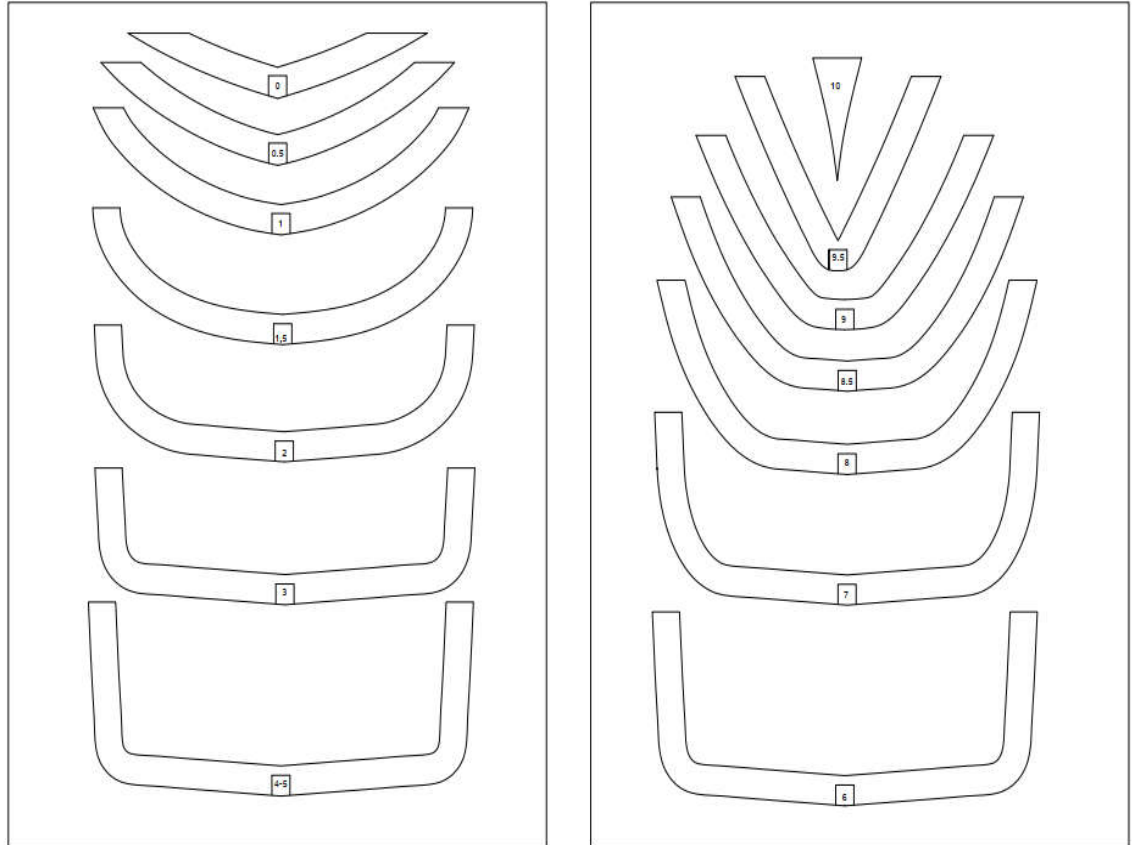
*Bảng 6.6 Các dụng cụ cần thiết khác*

STT	Tên	Số lượng	Đơn giá	Thành tiền (đồng)
1	Dao cắt	1	15,000	15,000
2	Giấy nhám	1	50,000	50,000
3	Bút xóa	1	20,000	20,000
4	Keo 502	2	50,000	100,000
5	Thép hộp	1	115,000	115,000
Tổng				300,000

❖ Các bước tiến hành:

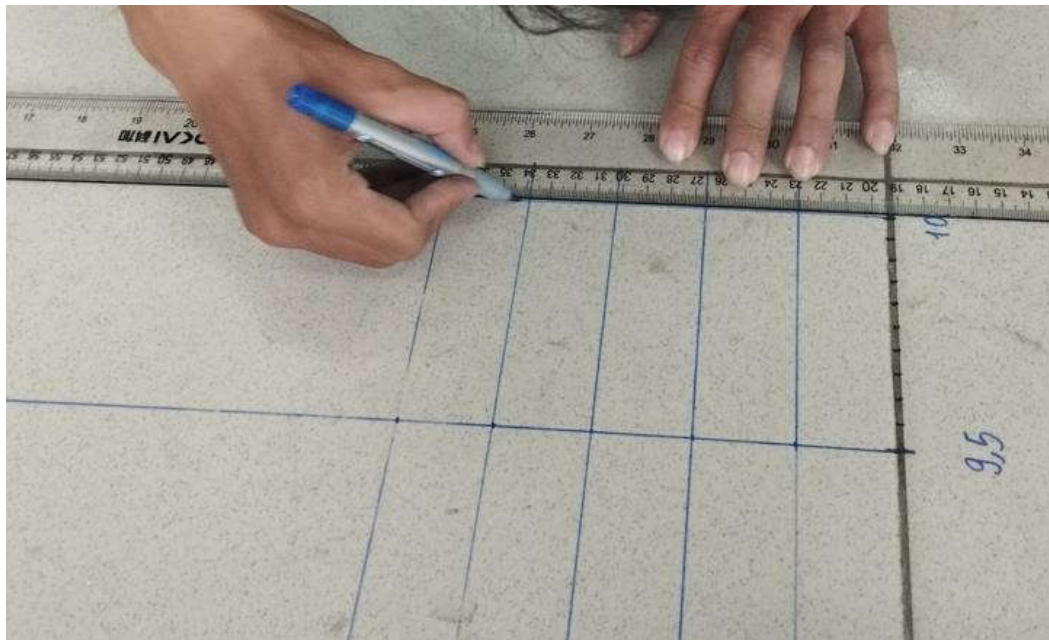
**Bước 1: Phóng dạng – chế tạo dưỡng mẫu**

- Từ bản vẽ tuyến hình, thực hiện công đoạn phóng dạng như đối với một con tàu thông thường
- Phóng dạng các sườn lý thuyết bằng cách in trực tiếp biên dạng tàu mô hình theo tỉ lệ 1:1 lên giấy A1
- Tiến hành cắt theo biên dạng đã phóng, làm dưỡng mẫu cho phục vụ việc lấy biên dạng và kiểm tra



Hình 6.8 Phóng dạng biên dạng sườn lên giấy

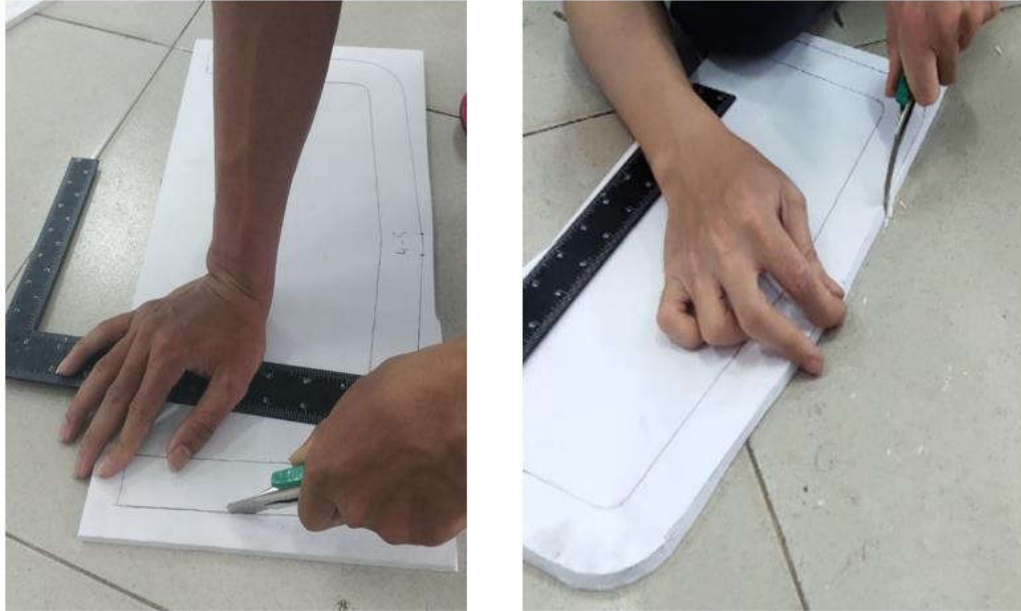
- Đối với sống chính, ta phóng dạng trực tiếp lên nền theo tuyến hình tàu



Hình 6.9 Phóng dạng sống chính lên nền

## Bước 2: Lấy dấu, cắt và gia công các chi tiết

- Dựa vào tuyến hình và đường mẫu tiến hành lấy dấu các sườn trên vật liệu và cắt các sườn.
- Cắt gọt, mài nhẵn các chi tiết theo kích thước thiết kế



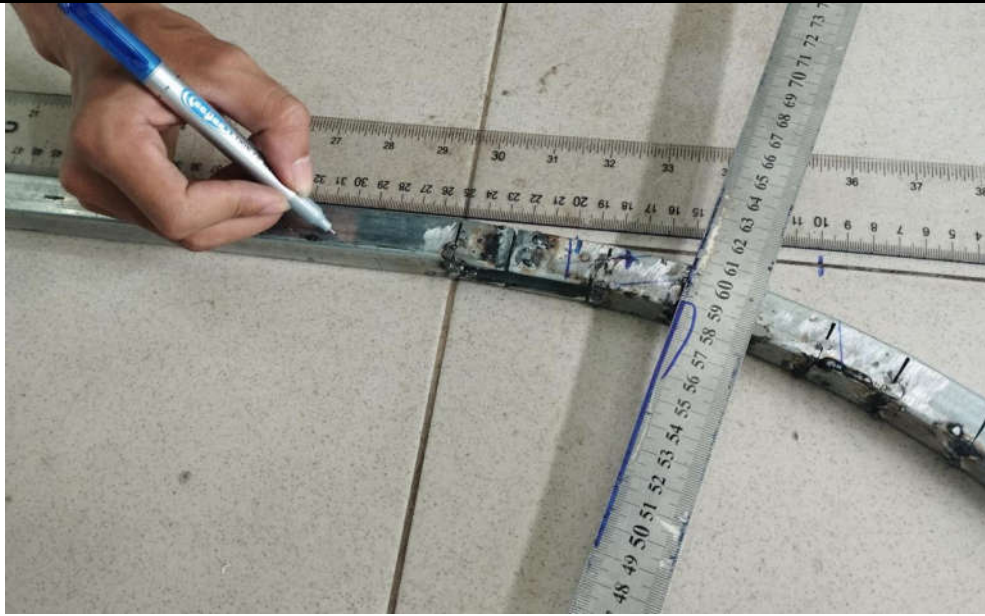
*Hình 6.10 Cắt, gia công các sườn*

- Cắt sổng chính, nén và gia công theo biên dạng trên nền phông



*Hình 6.11 Cắt, nén và hàn sổng chính theo biên dạng*

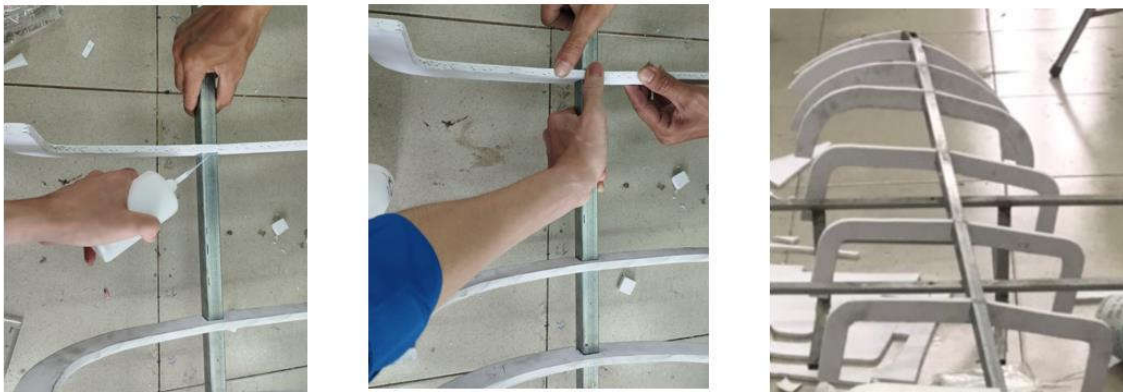
- Lấy dấu vị trí các sườn trên sổng chính



Hình 6.12 Lấy dấu các sườn trên sống chính

**Bước 3: Lắp ráp các sườn lên sống chính**

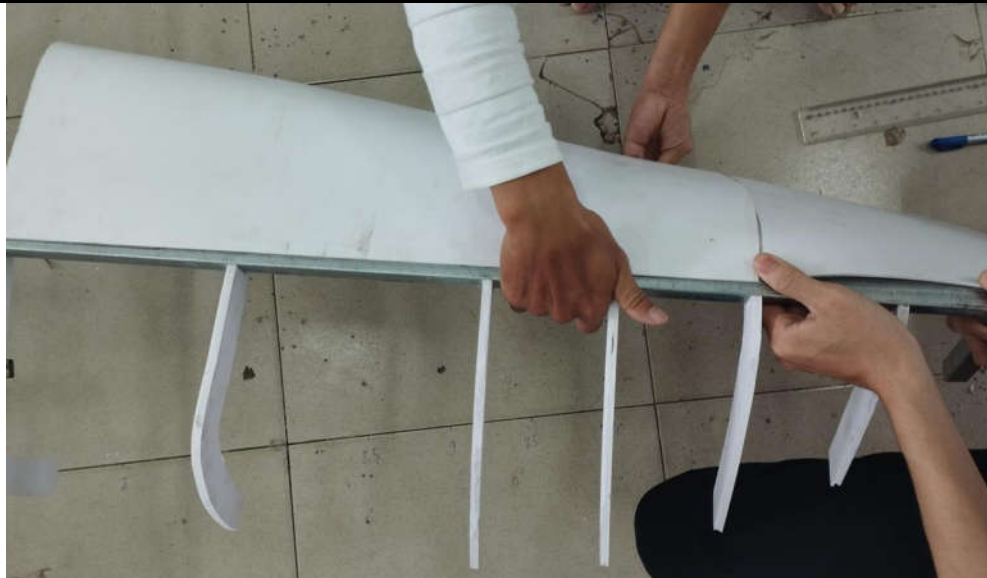
- Dùng sống chính làm chuẩn, tiến hành dán các sườn theo dấu đã lấy, luôn kiểm tra và điều chỉnh kích thước chính xác trong suốt quá trình thực hiện



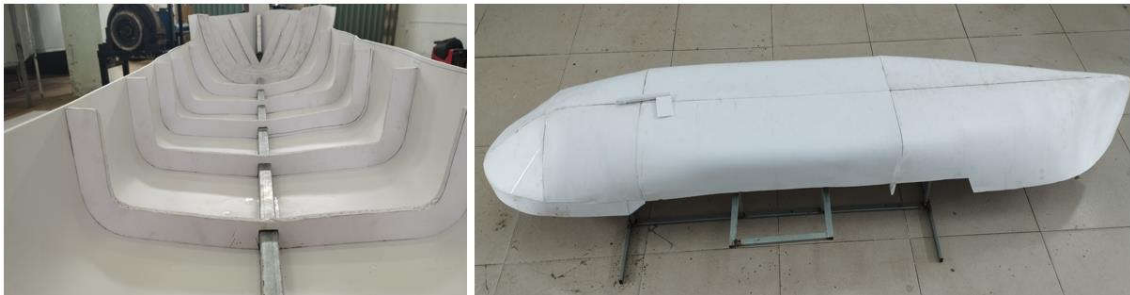
Hình 6.13 Lắp ráp các sườn lên sống chính

**Bước 4: Lắp ráp tôn vỏ bao lên khung sườn**

- Sau khi hoàn thành khung sườn tàu mô hình tiến hành cắt và dán phần vỏ cho tàu mô hình



Hình 6.14 Lắp ráp tôn vỏ bao



Hình 6.15 Hoàn thiện lắp ráp tôn vỏ bao

**Bước 5: Quét keo và trải sợi thủy tinh lên tôn vỏ bao**

- Tiến hành quét keo, cắt sợi thủy tinh sau đó dán theo biên dạng vỏ tàu (tiến hành thực hiện 3 lớp để đảm bảo chắc chắn và kín nước)



Hình 6.16 Quét keo, trải sợi thủy tinh mặt ngoài

- Sau khi lớp vỏ ngoài đã khô, ta tiến hành tương tự đối với mặt trong vỏ bao



*Hình 6.17 Quét keo, trải sợi thủy tinh mặt trong*

**Bước 6: Mài nhẵn, đắp bột đá CaCO<sub>3</sub>**

- Sau khi keo khô tiến hành đánh nhẵn bề mặt vỏ tàu bằng máy mài sau đó chà bằng giấy nhám mịn



*Hình 6.18 Mài nhẵn bề mặt vỏ tàu*

- Trộn hỗn hợp bột đá (CaCO<sub>3</sub>) và keo composite để quét lớp phủ gia cường cho bề mặt vỏ tàu mô hình



*Hình 6.19 Phủ lớp bột đá gia cường*

- Sau khi hỗn hợp bột đá khô, dùng máy mài và giấy nhám để làm nhẵn các bề mặt



*Hình 6.20 Mài nhẵn lớp bột đá*

#### **Bước 7: Sơn và hoàn thiện vỏ tàu**

- Sau khi hoàn thành quá trình mài nhẵn thì tiến hành sơn vỏ tàu
- Kiểm tra và hoàn thiện



*Hình 6.21 Sơn và hoàn thiện vỏ tàu*

#### **Bước 8: Chế tạo và lắp đặt thượng tầng**

- Sau khi hoàn thiện vỏ tàu, dựa vào bản vẽ bố trí chung, tiến hành cắt vật liệu và chế tạo thượng tầng



Hình 6.22 Hoàn thiện thượng tầng

### 6.3 Tính chọn thiết bị hệ động lực cho tàu mô hình

#### 6.3.1 Lựa chọn động cơ, nguồn

Bảng 6.1 Thông số tàu mô hình

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài lớn nhất	$L_{max}$	2,14	m
Chiều dài thiết kế	$L_{pp}$	2,00	m
Chiều rộng lớn nhất	$B_{max}$	0,43	m
Chiều rộng thiết kế	$B_{tk}$	0,41	m
Chiều cao mạn	$D$	0,14	m
Chiều chìm	$T$	0,07	m
Hệ số béo thể tích	$C_B$	0,64	-

- Hệ động lực tàu mô hình sẽ dùng dòng điện 12v - 24v để chạy động cơ, trục và chân vịt sẽ được dẫn động bởi một servo motor và nguồn là bình acquy
- Tỷ lệ đường kính trục của tàu mô hình so với tàu thật  $k = 1:13,95$

⇒ Đường kính trục:  $D_{tr} = \frac{102}{13,95} = 7,3 \text{ mm} \Rightarrow$  Trục chân vịt tàu mô hình có thể chọn

khoảng 7 - 10 mm, số vòng quay lớn nên ta chọn Stepper motor 57HSE + Driver Hybric Step 57 có các thông số cụ thể sau:

❖ Thông số động cơ:

- + Chiều dài thân: 96 mm
- + Chiều rộng: 57 mm
- + Dòng điện sử dụng: 4,5 A
- + Số vòng quay lớn nhất: 1200 vòng/phút
- + Đường kính trục: 8 mm
- + Momen xoắn: 2,8 Nm
- + Công suất: 100 W

❖ Thông số Driver:

- + Tín hiệu xung: tương thích 5V/24V
- + Điện áp: 24 – 80VDC
- + Vi bước cài đặt: 200 – 25600 bước/vòng



Hình 6.23 Động cơ bước step 57

❖ Với các thông số của servo ta tính chọn nguồn cho servo:

$$Q = \frac{t \times P}{V \times \eta} = \frac{3 \times 100}{12 \times 0,7} = 35,7 \text{ (AH)} \quad (6.2)$$

Trong đó:

- + t: thời gian sử dụng, t = 3 h
- + P: công suất servo motor, P = 100 W
- + V: Điện áp của ắc quy
- +  $\eta$ : Hệ số sử dụng ắc quy,  $\eta = 0,7$

Vậy ta chọn nguồn điện dẫn động servo motor ta dùng 2 bình acquy 12V – 45AH nối trực tiếp



Hình 6.24 Bình acquy Enimac 12V 46B24L 45AH

❖ Thông số của ắc quy Enimac 12V 46B24L 45AH:

- + Thương hiệu: Enimac
- + Điện áp: 12V
- + Cọc bình: Bình cọc trái (L)
- + Chiều ngang bình “B”: 127 mm
- + Chiều dài bình: 24 cm

### 6.3.2 Lựa chọn chân vịt tàu mô hình

Sử dụng phương pháp đồng dạng để chế tạo mô hình, từ kích thước thực tế của chân vịt tàu, đồng dạng hình học theo tỉ lệ 1:13,95

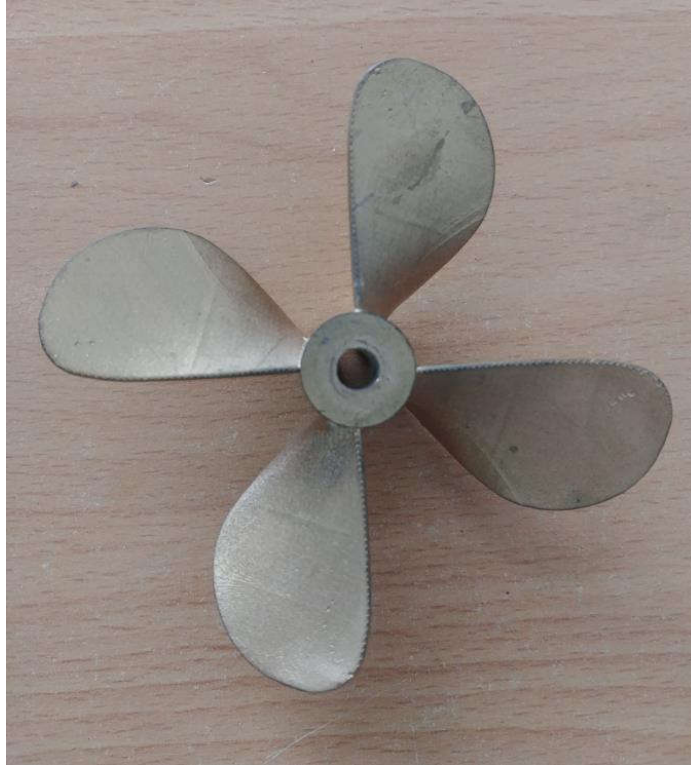
+ Vật liệu làm chân vịt: Nhựa tổng hợp

+ Số trục chân vịt:  $X = 1$

+ Số cánh chân vịt:  $Z = 4$

+ Đường kính chân vịt thật  $D = 1100$  mm

=> Đường kính chân vịt của tàu mô hình  $D_{mh} = 78,83$  mm, chọn  $D_{mh} = 80$  mm



Hình 6.25 Chân vịt tàu mô hình

- ❖ Khối lượng chân vịt mô hình = 0,1 (kg)

### 6.3.3 Thiết kế hệ trục *chân vịt*

- Sử dụng phương pháp chế tạo mô hình theo tỉ lệ đồng dạng, nên các kích thước chủ yếu của hệ trục cũng được tính sơ bộ bằng cách thu nhỏ từ tàu thật xuống 13,95 lần, và làm đơn giản lại các chi tiết hệ trục để dễ chế tạo lắp ráp.
- Chiều dài của trục chân vịt tàu thật:  $L_{tr} = 4470$  mm

=> Chiều dài trục chân vịt tàu mô hình:  $L_{tr} = \frac{4470}{13,95} = 292$  mm, ta chọn  $L_{tr} = 300$  mm

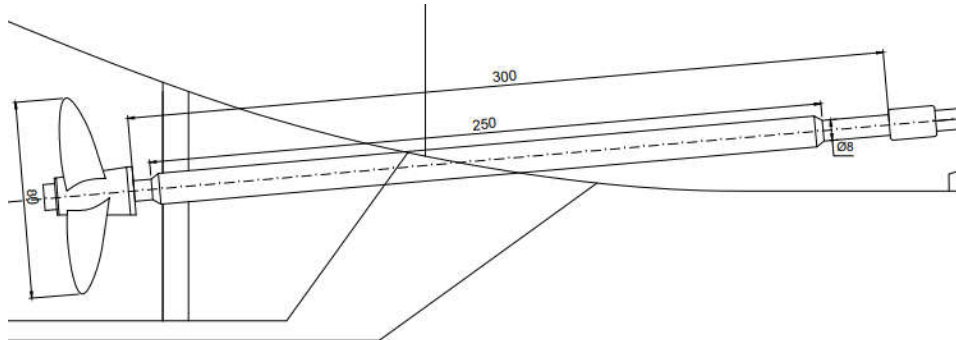
- Đường kính trục chân vịt tàu mô hình:  $D_{tr} = 8$  mm

- ❖ Điều kiện làm việc của hệ trục

- Hệ trục làm việc trong điều kiện phức tạp. Một đầu hệ trục nối với servo động cơ – chịu tác động trực tiếp của momen xoắn từ servo động cơ, đầu kia mang chân vịt và chịu trực tiếp momen của chân vịt.

- ❖ Số lượng hệ trục trên tàu

- Tàu được bố trí 1 hệ trục.
- Chiều quay của chân vịt: theo chiều ngược chiều kim đồng hồ.



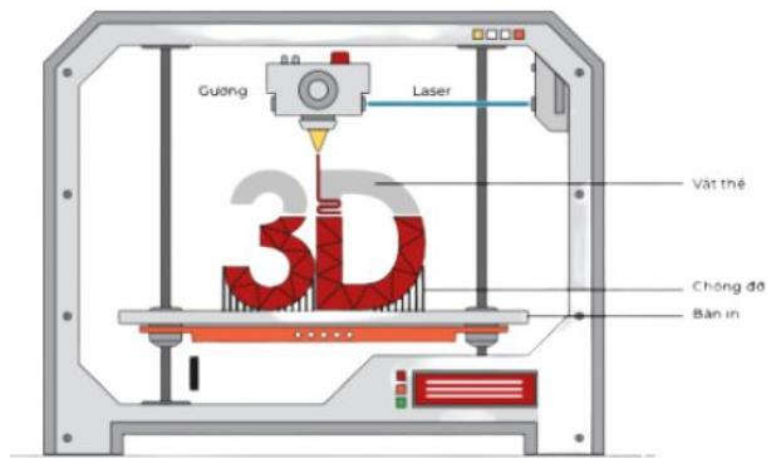
Hình 6.26 Hệ trục chân vịt tàu mô hình

## 6.4 Thiết kế, chế tạo bánh lái mô hình bằng công nghệ in 3D

### 6.4.1 Tổng quan công nghệ in 3D

#### 6.4.1.1 Khái niệm

Công nghệ in 3D là phương pháp sản xuất bồi đắp dựa trên thiết kế 3D của sản phẩm. Thiết kế 3D sẽ được chuyển đổi dữ liệu thành dữ liệu điều khiển (Gcode) bằng phần mềm cắt lớp (Slicer). Từ đó, dữ liệu điều khiển sẽ được nạp vào máy in 3D để thực hiện tạo hình sản phẩm với độ chính xác cao và chi tiết dựa theo dữ liệu thiết kế ban đầu.



Hình 6.27 Mô tả quy trình in 3D

Các sản phẩm của công nghệ in 3D rất đa dạng, có thể tạo được những hình khối từ đơn giản cho đến phức tạp. Để có thể hiểu rõ về in 3D so với in 2D và cắt gọt vật liệu

thì có thể nói: in 3D là việc xếp chồng vật liệu kết dính theo thứ tự, dựa trên mô hình thiết kế 3D, cùng với sự quản lý, giám sát của máy tính và robot. Còn kỹ thuật in 2D là sử dụng mực in phun, ép lên bề mặt phẳng của vật liệu. Trong khi đó, việc cắt gọt không phải in, nó được coi là quá trình gia công vật liệu, giúp loại bỏ phần không cần thiết của vật liệu để tạo ra sản phẩm



Hình 6.28 Một số sản phẩm in 3D

#### 6.4.1.2 Lợi ích của in 3D

Sử dụng công nghệ in 3D có thể cung cấp nhiều lợi ích cho cả cá nhân và doanh nghiệp.

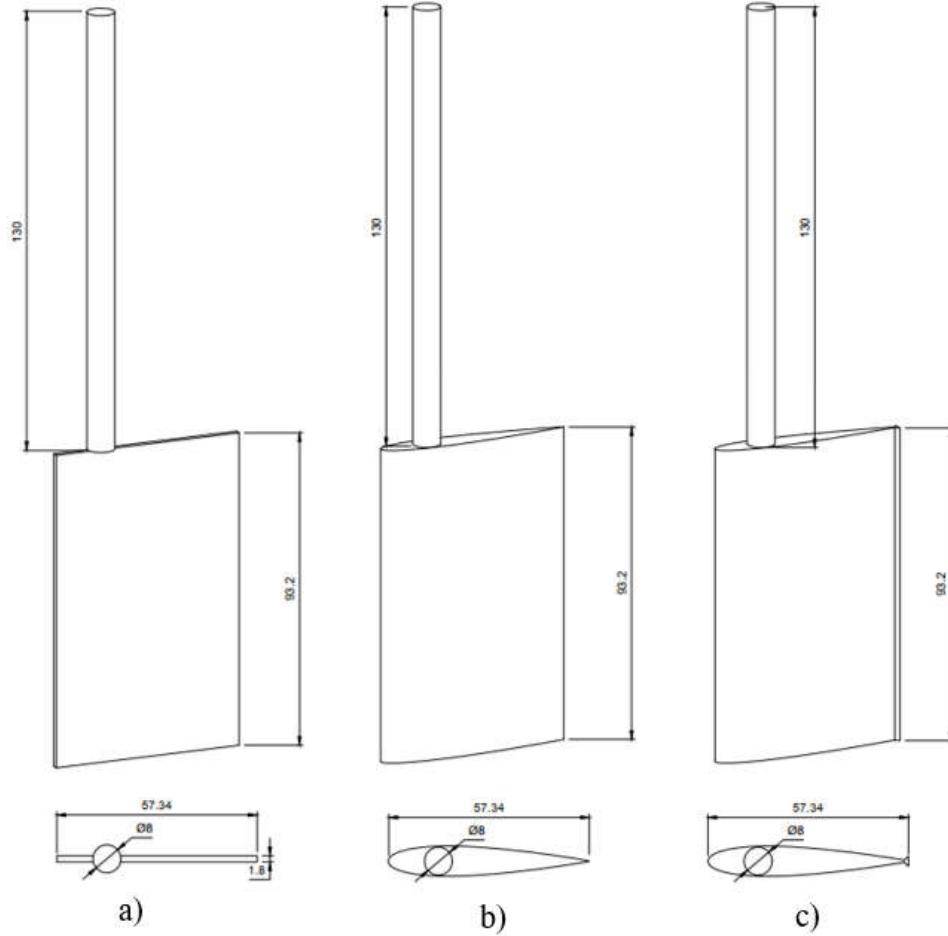
Dưới đây là 6 lợi ích đáng kể mà công nghệ in 3D:

- Tốc độ sản xuất nhanh: Tạo mẫu in 3D chỉ vài ngày hoặc thậm chí là chỉ vài giờ. Trong khi đó, việc tiến hành thử nghiệm ý tưởng và thiết kế với các phương pháp sản xuất thông thường sẽ mất nhiều ngày, có khi lên đến vài tuần.
- Dễ dàng tiếp cận & ứng dụng: In 3D đã mang lại những phần mềm và phần cứng dễ sử dụng hơn cho người tiêu dùng. Các doanh nghiệp sẽ dễ dàng để tìm hiểu và kết hợp công nghệ in 3D, để đưa vào quy trình sản xuất của mình chỉ trong vài ngày.
- Chất lượng mẫu thử: Với đặc thù của phương pháp sản xuất truyền thống, việc sản xuất mẫu thử sẽ bị hạn chế về thiết kế, thời gian hay vật liệu tạo mẫu. Nhưng đối với in 3D, sự đa dạng về vật liệu, thời gian sản xuất nhanh chóng cùng các thiết kế đa dạng có thể được chỉnh sửa dễ dàng, sẽ mang đến những mẫu thử chất lượng cao.

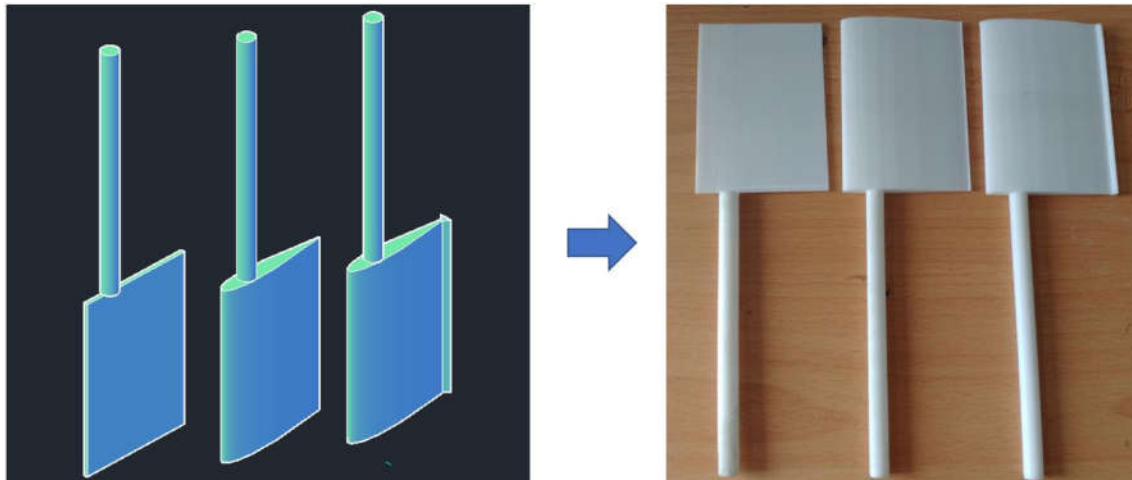
- **Tiết kiệm chi phí:** Chi phí nhân công đóng vai trò lớn trong xác định số tiền đầu tư để phát triển một mẫu thử. Đối với phương pháp tạo mẫu truyền thống ngoài việc gia công dụng cụ cũng đòi hỏi rất nhiều sức lao động của con người và kinh nghiệm vận hành máy. Nhưng đối với in 3D thì mức chi phí nhân công chỉ bằng một người ban hành lệnh in
- **Thiết kế sáng tạo và tự do tùy biến:** Kỹ thuật sản xuất truyền thống rất tốt trong việc tạo ra hàng triệu bản sao của cùng một thứ. Nhưng nó dẫn đến các thiết kế buồn tẻ và nhàm mà không có khả năng được cải thiện nhiều. Điều đó làm cho mỗi thiết kế trở nên độc đáo với các kỹ thuật này là cực kỳ khó khăn. Tuy nhiên, in 3D cho phép cá nhân hóa, giúp tạo nên sản phẩm đáp ứng yêu cầu riêng biệt từ khách hàng
- **Hạn chế rác thải:** In 3D chỉ sử dụng vật liệu cần thiết để tạo ra một phần mẫu thử nên không gây ra lãng phí nguyên liệu. Ngoài ra, việc sử dụng lại các tài liệu từ bản in 3D trước đó cũng khá đơn giản. Từ đó mà sản xuất bồi đắp tạo ra rất ít chất thải và tiết kiệm cho công ty rất nhiều tài nguyên và nguồn vốn

#### **6.4.2 Thiết kế, chế tạo bánh lái bằng công nghệ in 3D**

Dựa theo kích thước bánh lái tàu thật đã tính toán ở Chương 5, bánh lái mô hình được đồng dạng theo tỉ lệ tàu thật và tàu mô hình 1:13,95. Tiến hành mô hình hóa 3D kích thước của 3 biên dạng bánh lái



Hình 6.29 Kích thước các biên dạng bánh lái  
Tiến hành in 3D các biên dạng bánh lái trên, ta thu được hình dưới đây

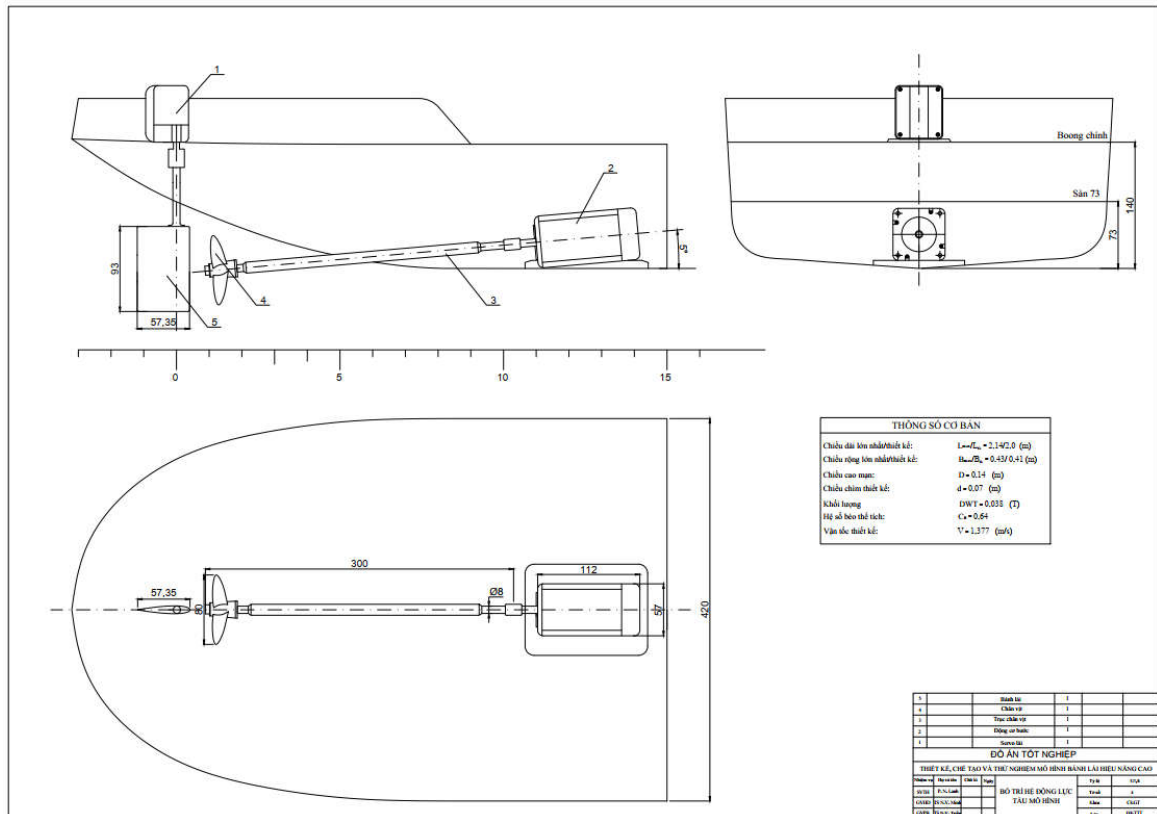


Hình 6.30 Bánh lái in 3D

## CHƯƠNG 7: LẮP ĐẶT VÀ THỬ NGHIỆM MÔ HÌNH CHẠY TỰ DO

### 7.1 Bố trí và lắp đặt hệ động lực cho tàu mô hình

- ❖ Bố trí hệ trục lên tàu mô hình
- Vị trí đặt servo động cơ: từ sườn 11 - 14
- Lắp nghiêng hệ trục một góc  $\alpha = 5^\circ$



Hình 7.1 Bố trí hệ động lực tàu mô hình

- ❖ Lắp đặt servo motor chân vịt:

Tiến hành lắp đặt servo motor chân vịt từ sườn lý thuyết 2 – 3 trên tàu mô hình, góc nghiêng 5 độ.



*Hình 7.2 Lắp đặt servo motor chân vịt tàu mô hình*

❖ Lắp đặt trục hệ trục chân vịt



*Hình 7.3 Lắp đặt trục chân vịt tàu mô hình*

## 7.2 Lắp đặt các thiết bị khác

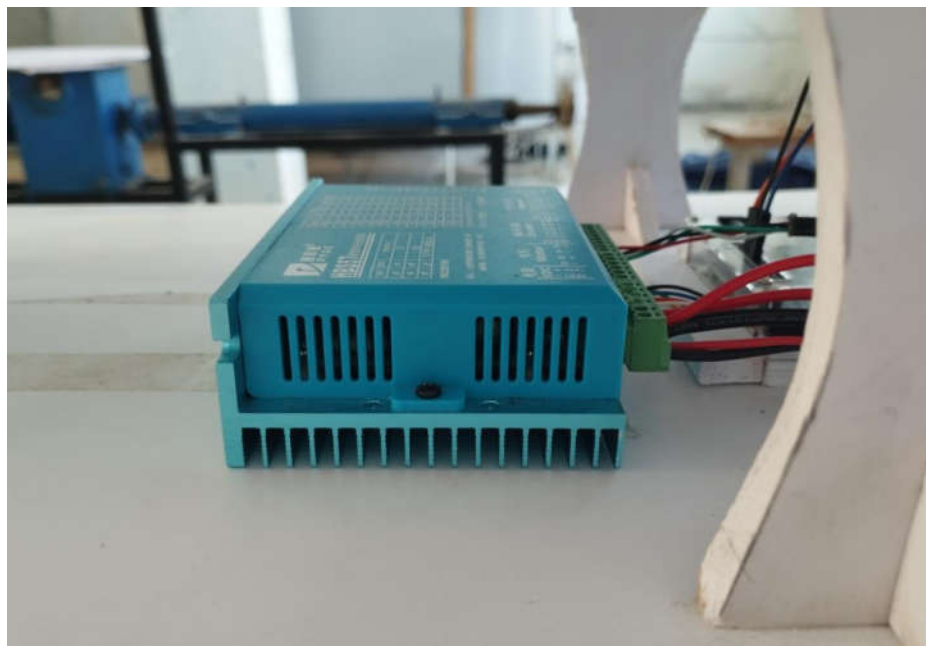
Các thiết bị đo được bố trí trên tàu một cách hợp lý và đảm bảo cân bằng tàu. Trên tàu mô hình bố trí các thiết bị sau:

- Servo lái: Điều khiển góc quay của bánh lái



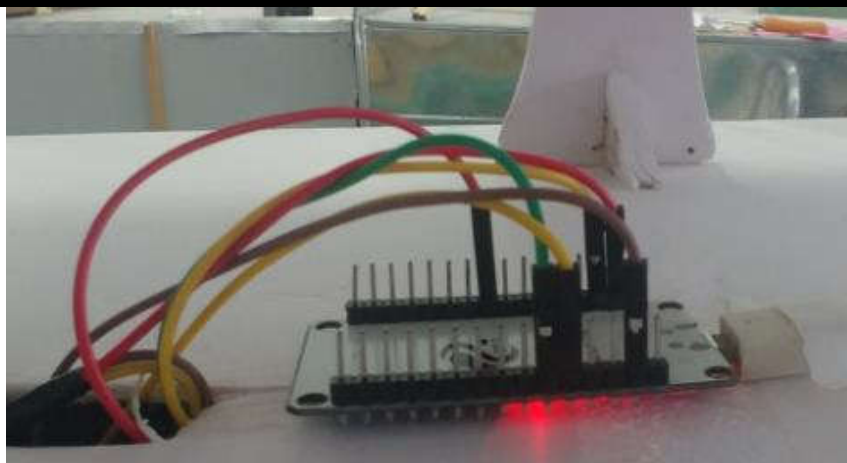
*Hình 7.4 Lắp đặt Servo lái*

- Driver HBS 57: Điều khiển tốc độ quay của chân vịt



*Hình 7.5 Driver HBS57*

- Board mạch ESP: Thiết bị nhận và truyền chương trình điều khiển từ máy tính đến servo lái và Stepper motor



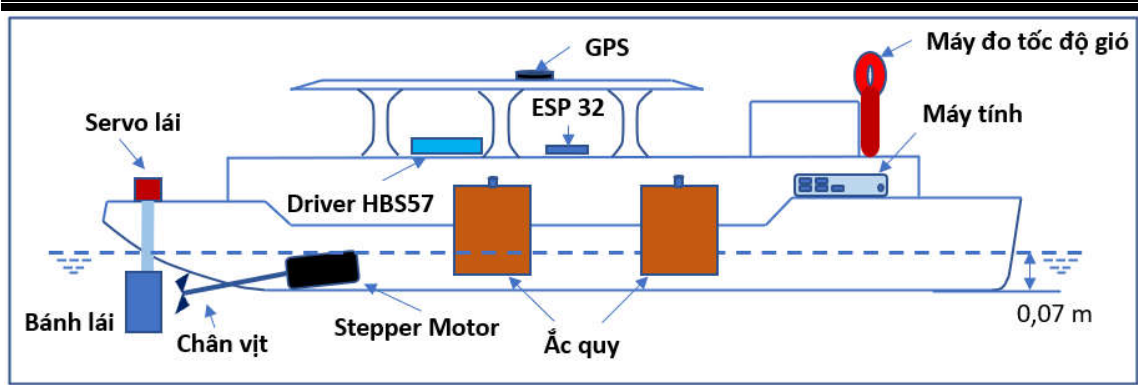
*Hình 7.6 Board ESP32*

- GPS Receiver: Xác định tọa độ của tàu trong quá trình thử nghiệm
- Máy tính: Thiết bị trung gian, nhận tín hiệu điều khiển từ máy trạm bố trí trên bờ
- Ắc quy: Là nguồn điện cung cấp cho máy tính và Stepper motor



*Hình 7.7 Lắp ắc quy*

- Máy đo tốc độ gió: Trong quá trình chuyển động, tốc độ gió chính là tốc độ của tàu



Hình 7.8 Sơ đồ bố trí các trang thiết bị trên tàu

### 7.2.1 Kiểm tra ổn định tàu mô hình bằng phương pháp thử nghiêng (Inclining test)

Sau khi lắp đặt đầy đủ các trang thiết bị trên tàu mô hình, ta tiến hành cân bằng tàu và kiểm tra ổn định của tàu trên bề thử.

Các thông số tiêu chuẩn phục vụ việc kiểm tra được thể hiện trong bảng dưới đây:

Bảng 7.1 Thông số của môi trường tính toán

Thông số	Đơn vị	Giá trị
Khối lượng riêng nước sông	kg/m <sup>3</sup>	998,68
Khối lượng riêng nước biển	kg/m <sup>3</sup>	1025
h/h → m/s	-	0,514
Gia tốc trọng trường	m/s <sup>2</sup>	9,806
Nhiệt độ của nước	độ C	18

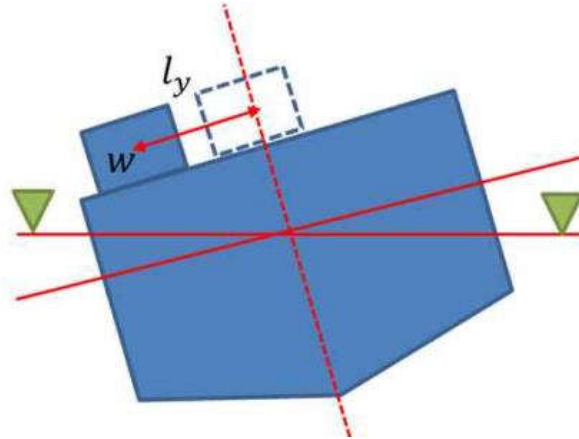
- Cần kiểm tra cẩn thận các kích thước của mô hình theo tỉ lệ đã chọn
- Tính toán khối lượng mô hình

Bảng 7.2 Thông số cơ bản của tàu thật và tàu mô hình

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Tàu thật	Mô hình
Tỉ lệ	-	-	1	13,95
Chiều dài thiết kế	$L_{pp}$	m	27,9	2,00
Chiều dài lớn nhất	$L_{max}$	m	29,8	2,14
Chiều rộng thiết kế	B	m	5,74	0,41
Chiều cao mạn	D	m	1,9	0,14
Chiều chìm	T	m	1,0	0,07
Thể tích chiếm nước	$\Delta$	$m^3$	103	0,04
Khối lượng tàu	-	kg	102864	37,89
Chiều cao tâm nghiêng	GM	m	0,865	0,062
Tốc độ	-	Hl/h	10	2,68
Tốc độ	-	m/s	5,14	1,38
Hệ số Froude	$F_n$	-	0,31	0,31
Cao độ trọng tâm	KG (VCG)	m	0,569	0,04

## ❖ Inclining test (thử nghiêng):

- Là một thử nghiệm được thực hiện trên một con tàu nhằm xác định độ ổn định, trọng lượng tàu không và tọa độ trọng tâm của nó.
- Chiều cao tâm nghiêng GM: Chi phối độ ổn định của tàu, có thể được tính toán từ thiết kế, nhưng giá trị chính xác phải được xác định bằng thử nghiệm nghiêng.
- Phương pháp thử nghiệm: Khi tàu cân bằng, ta đặt một vật nặng khối lượng ( $w$ ) tại vị trí giữa tàu, sau đó dịch chuyển vật nặng về phía mạn trái (phải) một đoạn ( $l_y$ ) xác định chiều cao tâm nghiêng (GM) và tiến hành tính toán góc nghiêng ( $\varphi$ ), cuối cùng so sánh với góc nghiêng hiện tại của tàu



Hình 7.9 Phương pháp thử nghiệm nghiêng

$$GM = \frac{w.l_y}{W.\tan \varphi} \rightarrow \varphi = \tan^{-1} \left( \frac{w.l_y}{W.GM} \right) \quad (7.1)$$

Trong đó:

- + w: khối lượng vật nặng
- + W: khối lượng tàu mô hình
- +  $l_y$ : khoảng cách vật nặng được dịch chuyển
- +  $\varphi$ : góc nghiêng
- + GM: chiều cao tâm nghiêng

Kết quả của thử nghiệm được trình bày chi tiết trong bảng dưới đây:

Bảng 7.3 Thông số thử nghiệm nghiêng

Thông số	Ký hiệu (Đơn vị)	Mô hình
Khối lượng tàu	W [kg]	37,89
Chiều cao tâm nghiêng	GM [m]	0,06
Khối lượng vật nặng	w [kg]	1,35
Khoảng cách dịch chuyển	$l_y$ [m]	0,11
Góc nghiêng lý thuyết	$\varphi$ [độ]	3,62

Bảng 7.4 Kết quả thử nghiệm nghiêng

Tên gọi	Góc đo [độ]	Góc nghiêng [độ]	Sai số [%]
Vị trí ban đầu	0,21	-	-
Sau khi dịch chuyển về phía mạn trái (phải)	3,76	3,55	1,85

- Sau khi kết thúc thử nghiệm, sai số của góc nghiêng so với góc nghiêng lý thuyết là 1,85%, thỏa mãn điều kiện ổn định.

### 7.3 Điều khiển mô hình

#### 7.3.1 Điều khiển mô hình bằng phần mềm Arduino IDE

##### 7.3.1.1 Sơ lược về phần mềm Arduino

###### a. Arduino IDE là phần mềm lập trình mã nguồn mở

Arduino IDE là một phần mềm soạn thảo văn bản chính hãng, giúp bạn viết code để nạp vào bo mạch Arduino một cách nhanh chóng, dễ dàng và hoàn toàn miễn phí. IDE trong Arduino IDE là phần có nghĩa là mã nguồn mở, nghĩa là phần mềm này miễn phí cả về phần tải về lẫn phần bản quyền: Người dùng có quyền sửa đổi, cải tiến, phát triển, nâng cấp theo một số nguyên tắc chung được nhà phát hành cho phép mà không cần xin phép ai, điều mà họ không được phép làm đối với các phần mềm nguồn đóng.

Tuy là phần mềm mã nguồn mở nhưng khả năng bảo mật thông tin của Arduino IDE là vô cùng tuyệt vời, khi phát hiện lỗi nhà phát hành sẽ vá nó và cập nhật rất nhanh khiến thông tin của người dùng không bị mất hoặc rò rỉ ra bên ngoài.

###### b. Sử dụng ngôn ngữ lập trình C++

Arduino IDE sử dụng ngôn ngữ lập trình C/C++ rất phổ biến trong giới lập trình. Bất kỳ đoạn code nào của C/C++ thì Arduino IDE đều có thể nhận dạng, giúp các lập trình viên thuận tiện trong việc thiết kế chương trình lập cho các bo mạch Arduino.

###### c. Hỗ trợ lập trình tốt cho bo mạch Arduino

Arduino có một module quản lý bo mạch, nơi người dùng có thể chọn bo mạch mà họ muốn làm việc cùng và có thể thay đổi bo mạch thông qua Menu. Quá trình sửa đổi lựa chọn cũng liên tục tự động cập nhật để các dữ liệu có sẵn trong bo mạch và dữ liệu sửa đổi đồng nhất với nhau. Bên cạnh đó, Arduino IDE cũng giúp bạn tìm ra lỗi từ

code mà bạn biết giúp bạn sửa lỗi kịp thời tránh tình trạng bo mạch Arduino làm việc với code lỗi quá lâu dẫn đến hư hỏng hoặc tốc độ xử lý bị giảm sút.

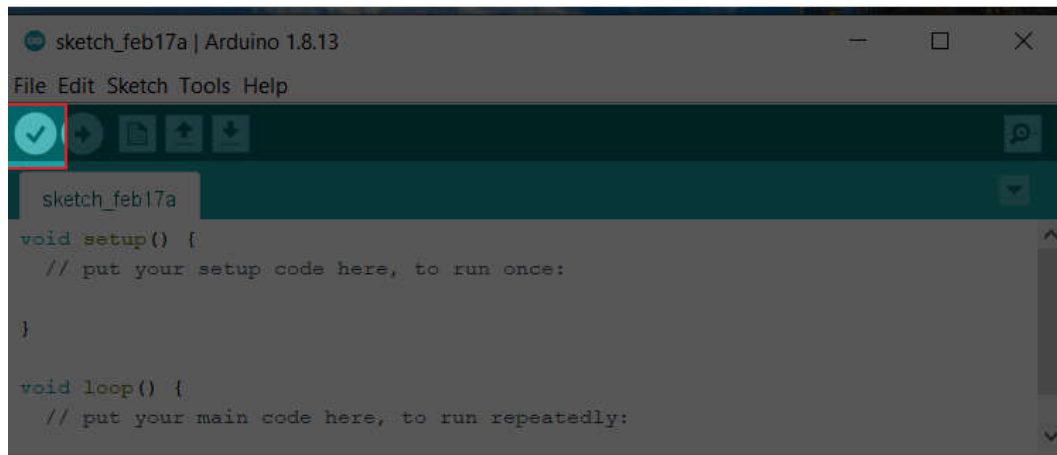
#### d. Thư viện hỗ trợ phong phú

Arduino IDE tích hợp với hơn 700 thư viện, được viết và chia sẻ bởi nhà phát hành Arduino Software và thành viên trong cộng đồng Arduino. Mọi người có thể tận dụng chúng cho dự án của riêng mình mà không cần phải bỏ ra bất kỳ chi phí nào.

#### e. Giao diện đơn giản, dễ sử dụng

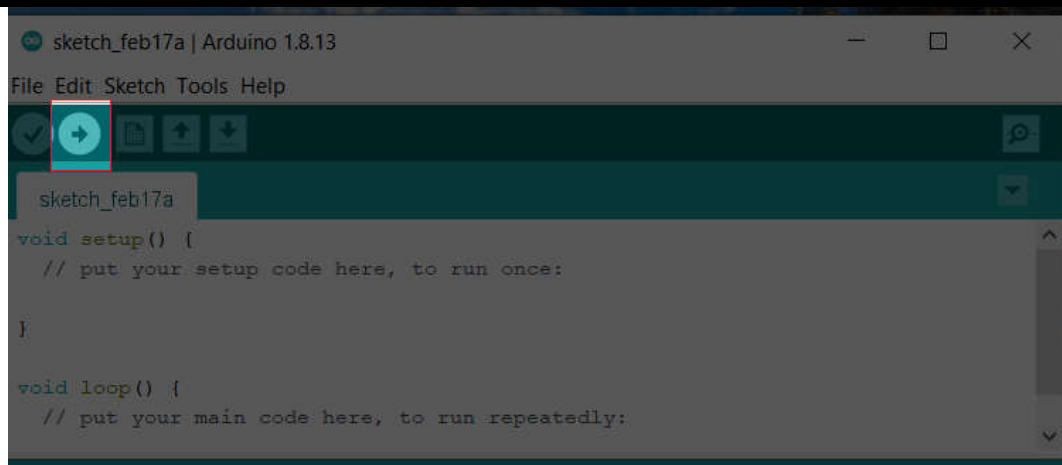
Arduino IDE có một giao diện đơn giản, dễ sử dụng giúp người dùng thuận tiện hơn trong thao tác. Dưới đây là một số tính năng nổi bật chúng ta thường sử dụng:

- **Nút kiểm tra chương trình (Verify):** giúp dò lỗi phần code định truyền xuống bo mạch Arduino.



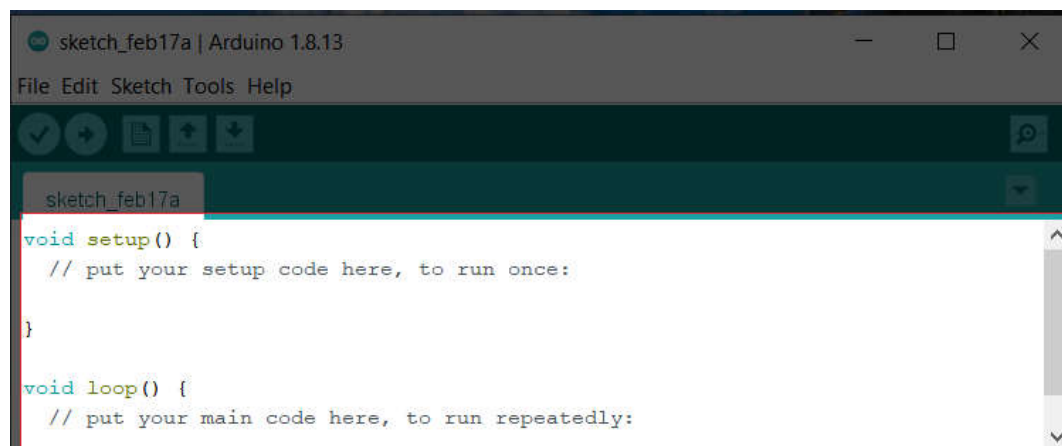
Hình 7.10 Nút kiểm tra lỗi (Verify)

- **Nút tải đoạn code vào bo mạch Arduino (Upload):** giúp nhập đoạn code vào bo mạch Arduino.



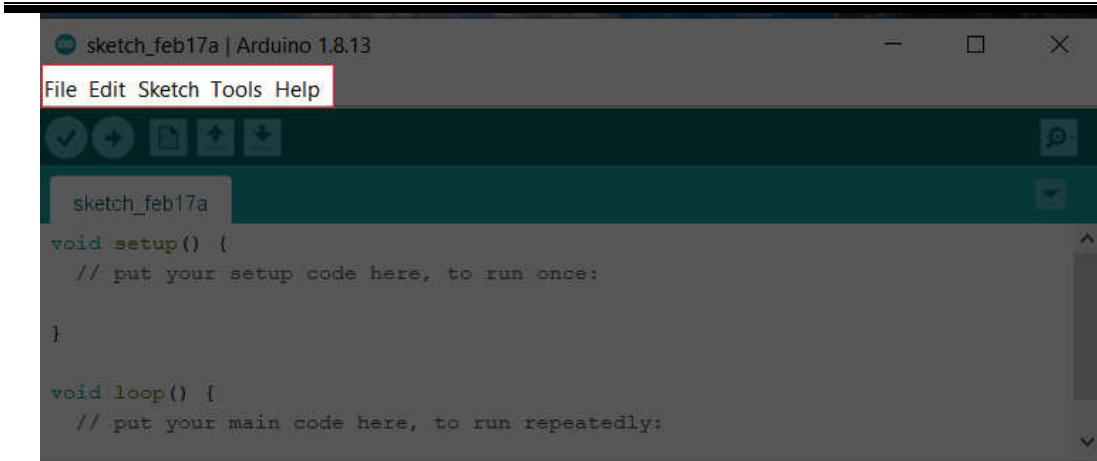
*Hình 7.11 Nút tải code vào bo mạch (Upload)*

- **Vùng lập trình:** người dùng sẽ viết chương trình tại khu vực này.



*Hình 7.12 Vùng lập trình*

- **Thanh Menu:** gồm những thẻ chức năng nằm trên cùng như File, Edit, Sketch, Tools, Help rất thông dụng có ở hầu hết các chương trình nhập code khác.



Hình 7.13 Thanh menu

#### f. Hỗ trợ đa nền tảng như Windows, MacOS, Linux

Arduino IDE hoạt động trên 3 hệ điều hành phổ biến nhất là Windows, Mac OS và Linux giúp người dùng có thể truy cập vào phần mềm ở bất cứ đâu, bất cứ khi nào miễn là họ có một cái máy tính. Ngoài ra, người dùng có thể truy cập vào công cụ từ đám mây. Điều này cho phép các nhà lập trình lựa chọn tạo và lưu dự án của mình trên đám mây hoặc xây dựng chương trình trên máy tính và upload nó lên bo mạch Arduino.

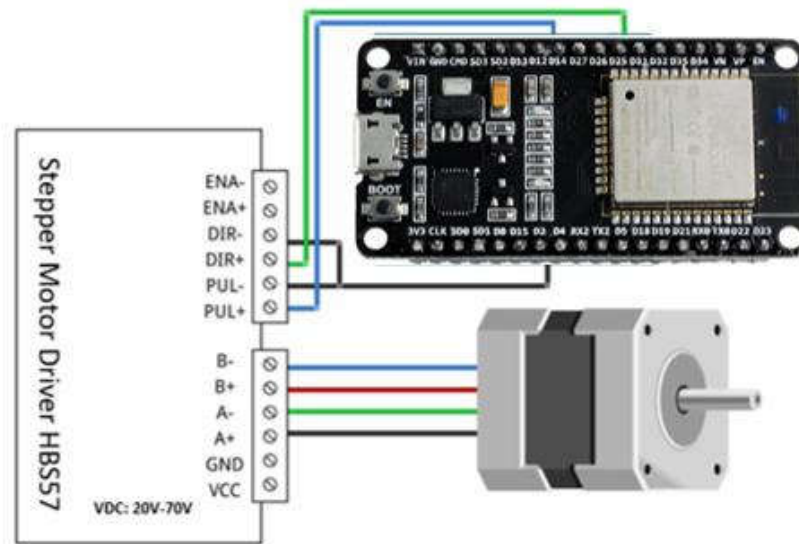
Để điều khiển tàu mô hình bằng phần mềm Arduino IDE ta cần chuẩn bị những trang thiết bị sau:

- + 1 board ESP32 + cáp USB
- + 1 động cơ bước 57HSE + Driver HBS57 dùng để quay chân vịt
- + 1 Servo 25KG dùng cho bánh lái
- + 2 bình ắc quy ENIMAC 46B24L 45AH
- + Dây điện nối ắc quy

#### 7.3.1.2 Sơ đồ mạch

##### a. Sơ đồ mạch Servo chân vịt

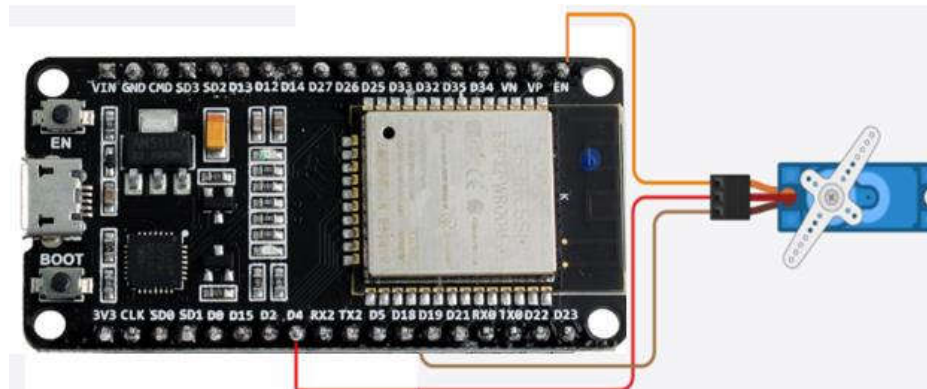
- Dây cấp xung (PUL+) màu xanh đậm nối với chân RX2
- Dây cấp tín hiệu chiều quay (DIR+) màu xanh lá nối với chân số D18
- Dây màu đen (PUL-, DIR-) nối với chân GND



Hình 7.14 Sơ đồ mạch Servo chân vịt với bo mạch ESP32

**b. Sơ đồ mạch Servo lái**

- Dây màu nâu nối với chân GND
- Dây màu đỏ nối với chân +5V
- Dây màu cam (tín hiệu) nối với chân D4



Hình 7.15 Sơ đồ mạch Servo lái với bo mạch Arduino UNO

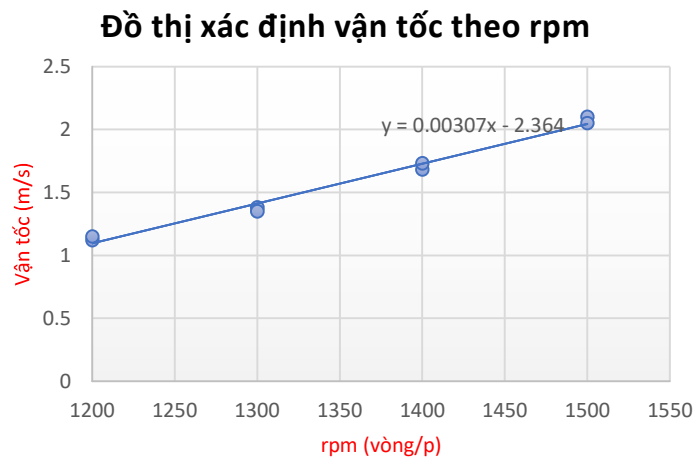
❖ **Thiết lập tốc độ cho tàu mô hình:**

Ta tiến hành thực hiện đo tốc độ tàu tương ứng với rpm của chân vịt tàu, ta thu được kết quả như sau:

Bảng 7.5 Tốc độ tàu với rpm

rpm (vòng/p)	V (m/s)
1200	1.12
1200	1.15
1300	1.38
1300	1.35
1400	1.68
1400	1.73
1500	2.1
1500	2.05

Sau đó vẽ đồ thị tốc độ tàu tương ứng với rpm:



Hình 7.16 Đồ thị tốc độ tàu với rpm

Từ đồ thị trên, ta xác định được phương trình vận tốc và rpm:

$$y = 0,00307x - 2,364$$

Với:

- + y: tốc độ tàu (m/s)
- + x: số vòng quay của chân vịt (vòng/p)

⇒ Với vận tốc thiết kế của tàu mô hình là 1,377 (m/s) ta tính được số vòng quay cần thiết của chân vịt:

$$1,377 = 0,00307x - 2,364$$

$$\Rightarrow x = 1218 \text{ (vòng/p)}$$

Vậy với RPM tương ứng 1218 vòng/p thì tàu mô hình sẽ di chuyển đúng với vận tốc thiết kế

## 7.3.2 Thu thập và xử lý dữ liệu từ thực nghiệm mô hình

### 7.3.2.1. Lựa chọn module để thu thập dữ liệu về tọa độ của kinh độ và vĩ độ

Module GPS được sử dụng trong quá trình thử nghiệm là module GPS-BS 708



Hình 7.17 Hình ảnh module GPS-BS 708

Module GPS-BS 708 là module định vị toàn cầu sử dụng hệ thống vệ tinh GPS của Mỹ. Module GPS-BS 708 cho tốc độ xác định vị trí nhanh và chính xác, có nhiều mức năng lượng hoạt động, phù hợp với các ứng dụng chạy pin.

Module định vị GPS sử dụng board điều khiển kết nối của hãng U-BLOX đến từ Thụy Sĩ có rất nhiều năm kinh nghiệm trong lĩnh vực sản xuất module định vị toàn cầu.

#### a. Cấu tạo:

Module GPS-BS 708 cấu tạo bao gồm một chân cắm USB và một đầu thu bao gồm cả ăngten

#### b. Thông số kỹ thuật

- Module GPS BS708 , nguồn cung cấp 3V-5V
- Độ chính xác: 0.1 mét/giây

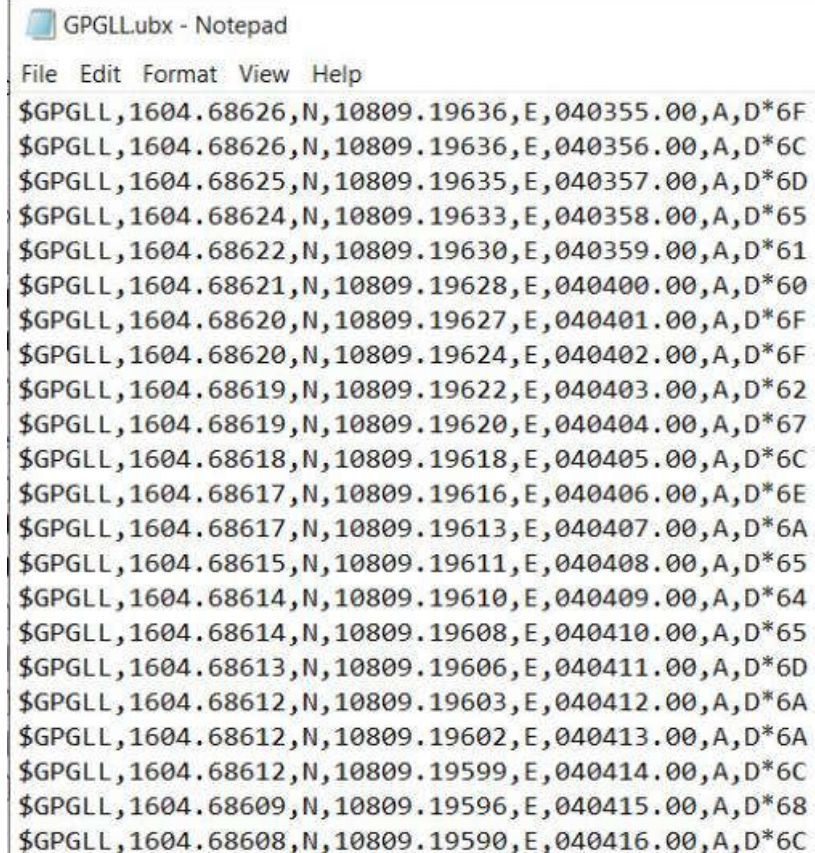
### 7.3.2.2 Kết nối module GPS với board mạch arduino

- ❖ Bước 1: chọn cổng port và cài đặt tốc độ baud



Hình 7.18 Lựa chọn cổng Com cho máy tính

- ❖ Bước 2: Chọn gói dữ liệu cho GPS



```
GPGLL,1604.68626,N,10809.19636,E,040355.00,A,D*6F
GPGLL,1604.68626,N,10809.19636,E,040356.00,A,D*6C
GPGLL,1604.68625,N,10809.19635,E,040357.00,A,D*6D
GPGLL,1604.68624,N,10809.19633,E,040358.00,A,D*65
GPGLL,1604.68622,N,10809.19630,E,040359.00,A,D*61
GPGLL,1604.68621,N,10809.19628,E,040400.00,A,D*60
GPGLL,1604.68620,N,10809.19627,E,040401.00,A,D*6F
GPGLL,1604.68620,N,10809.19624,E,040402.00,A,D*6F
GPGLL,1604.68619,N,10809.19622,E,040403.00,A,D*62
GPGLL,1604.68619,N,10809.19620,E,040404.00,A,D*67
GPGLL,1604.68618,N,10809.19618,E,040405.00,A,D*6C
GPGLL,1604.68617,N,10809.19616,E,040406.00,A,D*6E
GPGLL,1604.68617,N,10809.19613,E,040407.00,A,D*6A
GPGLL,1604.68615,N,10809.19611,E,040408.00,A,D*65
GPGLL,1604.68614,N,10809.19610,E,040409.00,A,D*64
GPGLL,1604.68614,N,10809.19608,E,040410.00,A,D*65
GPGLL,1604.68613,N,10809.19606,E,040411.00,A,D*6D
GPGLL,1604.68612,N,10809.19603,E,040412.00,A,D*6A
GPGLL,1604.68612,N,10809.19602,E,040413.00,A,D*6A
GPGLL,1604.68612,N,10809.19599,E,040414.00,A,D*6C
GPGLL,1604.68609,N,10809.19596,E,040415.00,A,D*68
GPGLL,1604.68608,N,10809.19590,E,040416.00,A,D*6C
```

Hình 7.19 Lựa chọn gói dữ liệu cho GPS

❖ Bước 3: Tiến hành ghi dữ liệu



Hình 7.20 Ghi lại file thu ở nút record



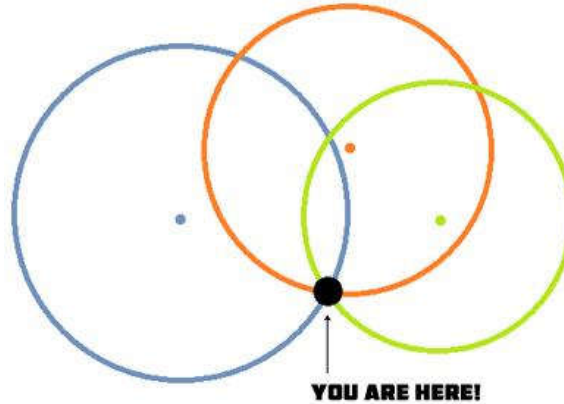
Hình 7.21 Kết thúc file bằng nút Ejectfile

❖ Nguyên lý hoạt động của GPS

Hệ thống máy thu GPS tiếp nhận thông tin truyền từ vệ tinh xuống, thông qua các phép tính lượng giác, hệ thống sẽ tìm được chính xác vị trí của người dùng.

Ví dụ: Trên bản đồ đánh dấu 3 vị trí A,B và C, vị trí của bạn cách điểm A 1km, cách điểm B 2km, cách điểm C 3km. Dữ liệu GPS sẽ thông báo cho người dùng biết khoảng

cách từ 3 điểm đó đến vị trí của họ là bao xa. Sau đó, bạn tiến hành vẽ ra 3 vòng tròn có tâm là A, B, C có bán kính tương ứng là 1km, 2km và 3km. Khi đó, vị trí giao nhau của ba vòng tròn trên chính là vị trí mà bạn đang đứng.



Hình 7.22 Nguyên lý hoạt động của GPS

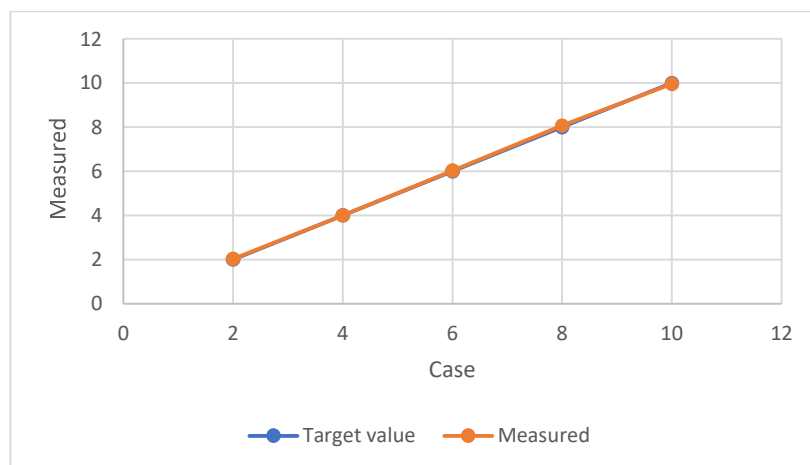
❖ Thử thiết bị

Trước khi tiến hành thử nghiệm ta phải thử tĩnh và thử động thiết bị GPS mục đích chính là để xác định độ chính xác và sai số của module GPS

a. Thử tĩnh thiết bị

Tiến hành thu dữ liệu GPS tại hai điểm ở một khoảng cách xác định cho 5 trường hợp 2m, 4m, 6m, 8m, và 10m. Sau đó tiến hành thu dữ liệu và sử dụng công thức Euler để tính khoảng cách giữa hai điểm mà GPS đo được rồi so sánh với giá trị thực.

Đồ thị thử tĩnh của GPS

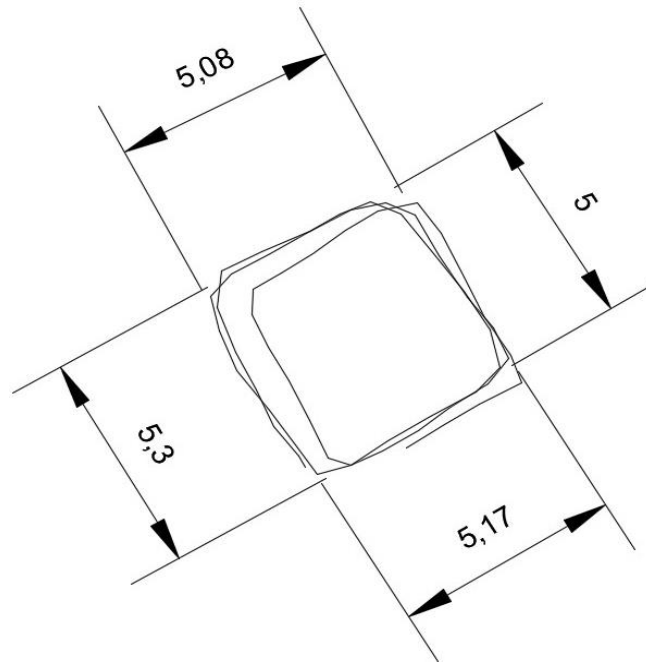


Hình 7.23 Đồ thị thử tĩnh

Nhìn vào đồ thị thử tĩnh ta thấy: đường đo bởi GPS (Measured) gần như trùng với đường giá trị thực tế (Target value).

b. Thử động thiết bị

Ta tiến hành vẽ một quỹ đạo hình vuông có cạnh là 5m, sau đó ta tiến hành di chuyển GPS theo quỹ đạo hình vuông đó rồi đo giá trị mà GPS đo được so với giá trị thực tế.



Hình 7.24 Quỹ đạo di chuyển sau khi thử động GPS

Như vậy dựa vào kết quả của hai trường hợp thử tĩnh và thử động ta có thể kết luận rằng, module GPS-BS 708 thu giá trị chính xác

### 7.3.2.3 Xử lý số liệu bằng ngôn ngữ Python

#### a. Giới thiệu về ngôn ngữ Python

Python là một ngôn ngữ lập trình được sử dụng rộng rãi trong các ứng dụng web, phát triển phần mềm, khoa học dữ liệu và máy học (ML). Các nhà phát triển sử dụng Python vì nó hiệu quả, dễ học và có thể chạy trên nhiều nền tảng khác nhau.

Ngôn ngữ Python được sử dụng nhiều trong lĩnh vực phát triển ứng dụng, bao gồm những ví dụ sau:

#### ❖ Tự động hóa bằng các tập lệnh Python

Ngôn ngữ tập lệnh là một ngôn ngữ lập trình tự động hóa các tác vụ mà thường được con người thực hiện. Các lập trình viên thường xuyên sử dụng các tập lệnh Python để tự động hóa nhiều tác vụ hàng ngày như:

- Đổi tên một số lượng lớn tệp cùng lúc
- Chuyển đổi một tệp sang một loại tệp khác
- Loại bỏ các từ trùng lặp trong tệp văn bản
- Thực hiện các phép tính toán cơ bản
- Gửi email
- Tải xuống nội dung
- Thực hiện phân tích nhật ký cơ bản
- Tìm kiếm lỗi trong nhiều tệp

#### ❖ Khoa học dữ liệu và máy học

Khoa học dữ liệu trích xuất thông tin quý giá từ dữ liệu và máy học (ML) dạy máy tính tự động học hỏi từ dữ liệu và đưa ra các dự đoán chính xác. Các nhà khoa học dữ liệu sử dụng Python cho các tác vụ khoa học dữ liệu sau:

- Sửa và loại bỏ dữ liệu không chính xác, hay còn được gọi là làm sạch dữ liệu
- Trích xuất và chọn lọc các đặc điểm đa dạng của dữ liệu
- Gắn nhãn dữ liệu, gán tên có ý nghĩa cho dữ liệu
- Tìm các số liệu thống kê khác nhau từ dữ liệu
- Trực quan hóa dữ liệu bằng cách sử dụng các biểu đồ và đồ thị, chẳng hạn như biểu đồ đường, biểu đồ cột, biểu đồ tần suất và biểu đồ tròn

Các nhà khoa học dữ liệu sử dụng những thư viện ML của Python để đào tạo các mô hình ML và xây dựng các công cụ phân loại giúp phân loại dữ liệu một cách chính xác. Các chuyên gia từ nhiều lĩnh vực sử dụng những công cụ phân loại dựa trên Python để thực hiện các tác vụ phân loại, chẳng hạn như phân loại hình ảnh, văn bản cũng như lưu lượng truy cập mạng, nhận dạng giọng nói và nhận diện khuôn mặt.

#### b. Xử lý số liệu

Sau khi đã thu thập được dữ liệu từ thiết bị GPS trên tàu mô hình, ta thu thập được dữ liệu kinh độ (Longitude) và vĩ độ (Latitude), dữ liệu này cần phải được xử lý

đưa về hệ tọa độ UTM để xác định đường kính chiến thuật (cm), đường kính quay của con tàu (m).

➤ Đổi gói dữ liệu

Dữ liệu được thu về trên tàu mô hình đang ở dạng GPGLL:

- Latitude (DDmm.mm)
- Longitude(DDDmm.mm)

Ta phải đưa dữ liệu về đơn vị tiêu chuẩn là độ:

$$DD = d + (\text{min} / 60) + (\text{sec} / 3600) \quad (7.2)$$

d: Độ, min: phút, sec: giây

➤ Đổi kinh độ, vĩ độ về tọa độ UTM

$$x = k_0 * N * [A + (1 - T + C) * A^3 / 6 + (5 - 18T + T^2 + 72C - 58e'^2) * A^5 / 120] \quad (7.3)$$

$$y = k_0 [M - M_0 + N \tan \phi [A^2 / 2 + (5 - T + 9C + 4C^2) A^4 / 24 + (61 - 58T + T^2 + 600C - 330e'^2) A^6 / 720]]$$

Trong đó:

$$k_0 = 0.9996$$

$$e'^2 = e^2 / (1 - e^2)$$

$$N = a / (1 - e^2 \sin^2 \phi)^{1/2}$$

$$T = \tan^2 \phi$$

$$C = e'^2 \cos^2 \phi$$

$$A = (\lambda - \lambda_0) \cos \phi$$

$$M = a [1 - e^2 / 4 - 3e^4 / 64 - 5e^6 / 256] * \phi - (3e^2 / 8 + 3e^4 / 32 + 45e^6 / 1024) * \sin 4\phi - (35 * e^6 / 3072) * \sin 6\phi$$

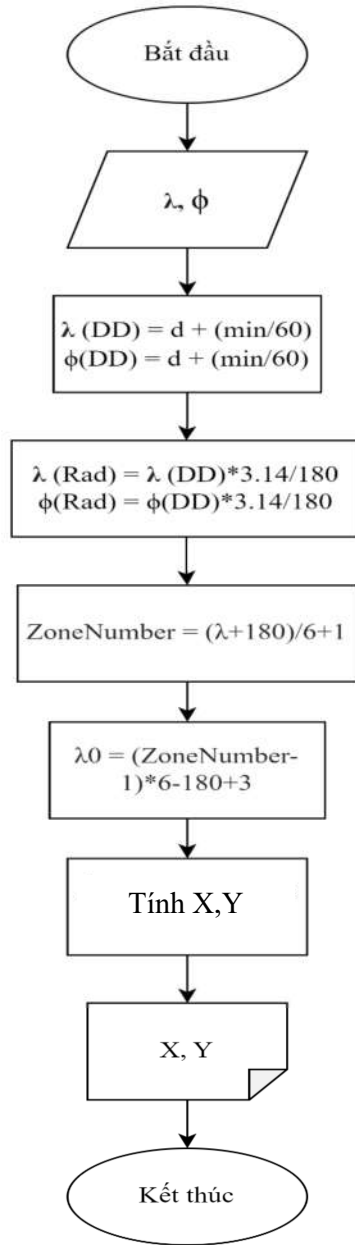
+  $\lambda$ : Kinh độ

+  $\lambda_0$ : Kinh độ của kinh tuyến trung tâm

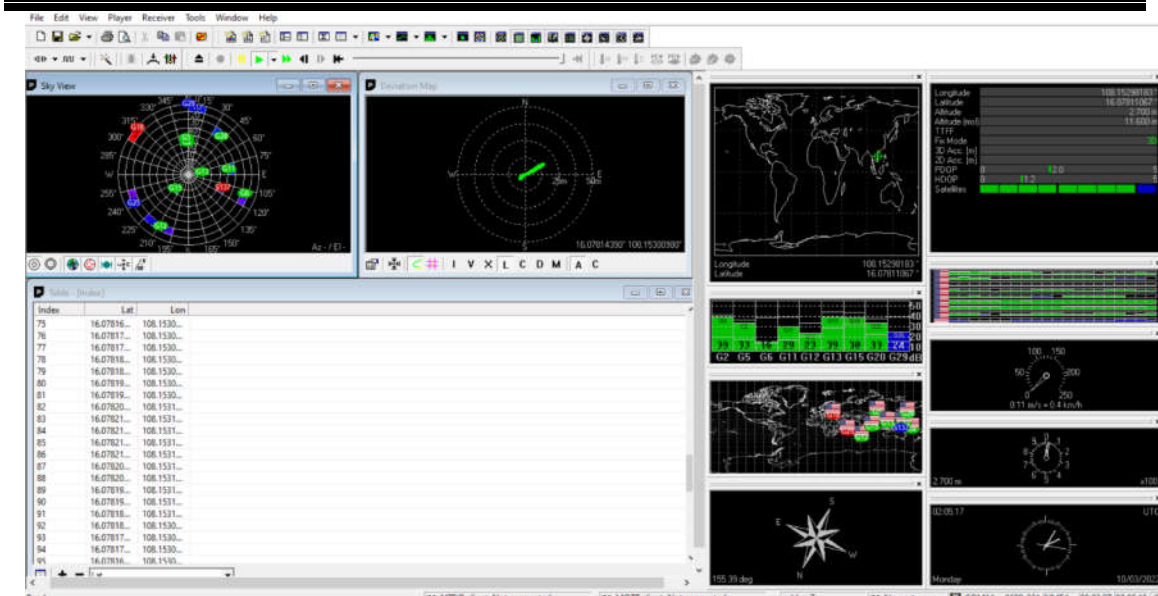
+  $\phi$ : Vĩ độ

+ e: Độ lệch tâm

➤ Sơ đồ thuật toán xử lý số liệu



Hình 7.25 Sơ thuật toán xử lý số liệu



Hình 7.26 Quá trình thu thập dữ liệu từ thiết bị GPS trên tàu mô hình

```

GPGLlubx - Notepad
File Edit Format View Help
$GPGLL,1604.68626,N,10809.19636,E,040355.00,A,D*6F
$GPGLL,1604.68626,N,10809.19636,E,040356.00,A,D*6C
$GPGLL,1604.68625,N,10809.19635,E,040357.00,A,D*6D
$GPGLL,1604.68624,N,10809.19633,E,040358.00,A,D*65
$GPGLL,1604.68622,N,10809.19630,E,040359.00,A,D*61
$GPGLL,1604.68621,N,10809.19628,E,040400.00,A,D*60
$GPGLL,1604.68620,N,10809.19627,E,040401.00,A,D*6F
$GPGLL,1604.68620,N,10809.19624,E,040402.00,A,D*6F
$GPGLL,1604.68619,N,10809.19622,E,040403.00,A,D*62
$GPGLL,1604.68619,N,10809.19620,E,040404.00,A,D*67
$GPGLL,1604.68618,N,10809.19618,E,040405.00,A,D*6C
$GPGLL,1604.68617,N,10809.19616,E,040406.00,A,D*6E
$GPGLL,1604.68617,N,10809.19613,E,040407.00,A,D*6A
$GPGLL,1604.68615,N,10809.19611,E,040408.00,A,D*65
$GPGLL,1604.68614,N,10809.19610,E,040409.00,A,D*64
$GPGLL,1604.68614,N,10809.19608,E,040410.00,A,D*65
$GPGLL,1604.68613,N,10809.19606,E,040411.00,A,D*6D
$GPGLL,1604.68612,N,10809.19603,E,040412.00,A,D*6A
$GPGLL,1604.68612,N,10809.19602,E,040413.00,A,D*6A
$GPGLL,1604.68612,N,10809.19599,E,040414.00,A,D*6C
$GPGLL,1604.68609,N,10809.19596,E,040415.00,A,D*68
$GPGLL,1604.68608,N,10809.19590,E,040416.00,A,D*6C
    
```

Hình 7.27 Kinh độ và vĩ độ của tàu mô hình sau khi thử nghiệm

## 7.4 Thử nghiệm mô hình chạy tự do (Free Running Model Test)

### 7.4.1 Giới thiệu

Khả năng điều động của tàu được đáp ứng để tránh tai nạn va chạm tàu trong các vùng nước hỏ hoặc hạn chế. IMO (Tổ chức Hàng hải Quốc tế) đã ban hành Tiêu chuẩn về khả năng điều động của tàu cho tất cả các tàu đang hoạt động trên biển. Trong thiết

kế bước đầu của tàu, khả năng điều động của tàu được dự đoán bằng cách sử dụng phương pháp thực nghiệm và phương pháp số. Thử nghiệm mô hình chạy tự do được phát triển để thử nghiệm khả năng điều động của tàu. Kỹ thuật thử nghiệm này hiệu quả hơn và thiết thực hơn vì nó được coi là tuân theo các yêu cầu của ITTC (Báo cáo Ủy ban điều khiển ITTC lần thứ 25 năm 2008). Thử nghiệm mô hình được trang bị chân vịt và bánh lái riêng, trong đó mô hình được điều khiển bởi người điều khiển thông qua hệ thống liên lạc không dây.

Khả năng điều động của tàu về cơ bản phụ thuộc vào khả năng điều khiển hoạt động của bánh lái và tốc độ của tàu. Bánh lái được thiết kế để có được giá trị lớn nhất của lực bẻ lái để có thể thay đổi bất kỳ hướng nào của thân tàu.

#### **7.4.2 Thử nghiệm khả năng quay trở (Turning circle test)**

Thử nghiệm khả năng quay trở thường bắt đầu khi tàu chạy với một tốc độ xác định sau đó điều chỉnh với góc nghiêng bánh lái (thường là  $35^\circ$  qua mạn phải và  $35^\circ$  qua mạn trái của tàu) và kết thúc sau khi bánh lái trở lại vị trí ban đầu sau khi hoàn thành thử nghiệm quay vòng, tức là sau khi đạt tốc độ chệch hướng ổn định.

Việc thử nghiệm mô hình chạy tự do nhằm xác định khả năng điều động của mô hình tàu trong thử nghiệm quay trở. Góc bánh lái được sử dụng dựa trên tiêu chuẩn IMO là góc  $35^\circ$  về phía mạn phải và mạn trái của tàu.

Ba loại bánh lái được sử dụng:

- + Bánh lái dạng tấm
- + Bánh lái NACA0015
- + Bánh lái NACA0015 đuôi nêm

### 7.4.2.1 Quy trình thử nghiệm

#### a. Điều kiện tiến hành thực nghiệm

- Tàu phải đảm bảo mức độ chúi lái nhất định (nghiêng ngang) và không được nghiêng ngang
- Chiều cao tâm ổn định phải phù hợp với yêu cầu của quy phạm
- Cần thực nghiệm tại một địa điểm vào thời gian mặt nước yên tĩnh và dòng chảy nhỏ
- Độ sâu vùng nước thử không nhỏ hơn 4 lần môn nước và có bề mặt tương đối rộng
- Sử dụng GPS xác định vị trí khi thử nghiệm cố gắng hiệu chỉnh sai số nhỏ hơn 5%
- Vòng quay của động cơ phải cố gắng đạt tới tốc độ thiết kế để thực nghiệm

#### b. Phương pháp thực nghiệm

- + Điều chỉnh tàu đến tốc độ thiết kế, cố định mũi tàu theo hướng thẳng (góc lái 0)
- + Điều khiển bánh lái quay sang phải hoặc trái một góc  $35^0$
- + Ghi lại vị trí tàu bằng thiết bị GPS

### 7.4.2.2 Tính năng quay trở của tàu

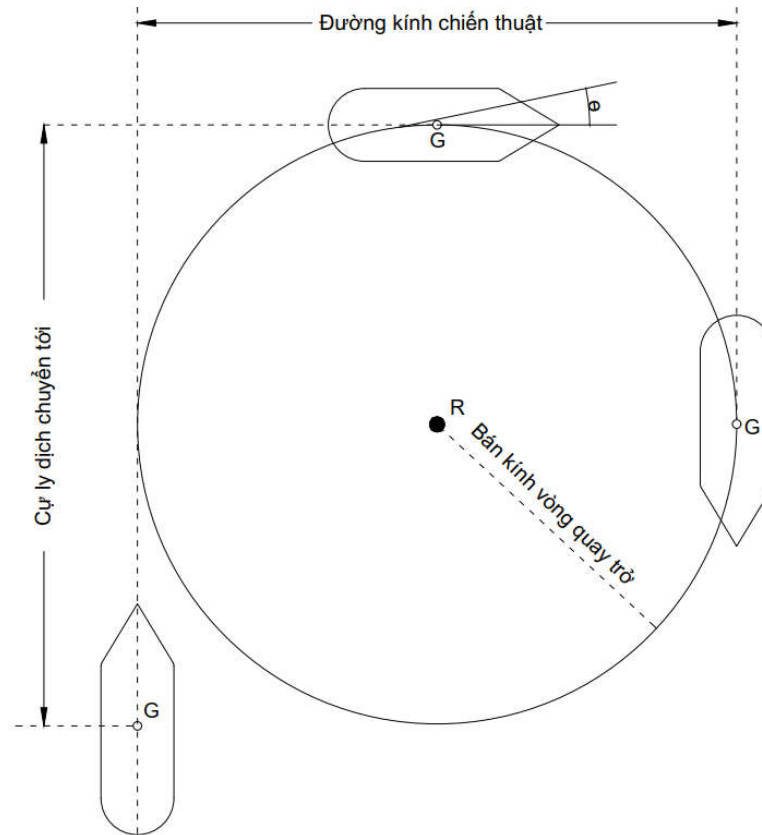
#### a) Các tham số đặc trưng của vòng quay trở

Khi góc bẻ của bánh lái và tốc độ tàu ổn định, quỹ tích chuyển động của trọng tâm tàu là một đường cong gọi là vòng quay trở. Vòng quay trở biểu thị tính năng quay trở của tàu, vòng quay trở lớn hay nhỏ được đo bằng tỷ số giữa đường kính quay trở với chiều dài thiết kế của tàu. Đây là một trong những chỉ số đánh giá tính năng quay trở của con tàu, tỷ số này càng nhỏ thì tính năng quay trở càng tốt, ngược lại tính năng quay trở kém.

Các tham số quay trở của tàu gồm:

- + Đường kính chuyển thuật: Là khoảng cách dịch chuyển ngang của trọng tâm tàu ở hai hướng đi ngược chiều, tính trên đường vuông góc với đường kéo dài hướng đi ban đầu đến đường kéo dài hướng đi khi tàu quay được  $180^0$
- + Cự ly di chuyển tới: Là khoảng cách vuông góc tính từ trọng tâm tàu khi tàu quay được  $90^0$  đến hướng đi ban đầu vào thời điểm bẻ lái

- + Góc trôi  $\theta$ : Là góc kẹp giữa mặt cắt dọc mũi lái tàu và đường tiếp tuyến với quỹ tích di chuyển của trọng tàu



Hình 7.28 Quá trình quay trở của tàu

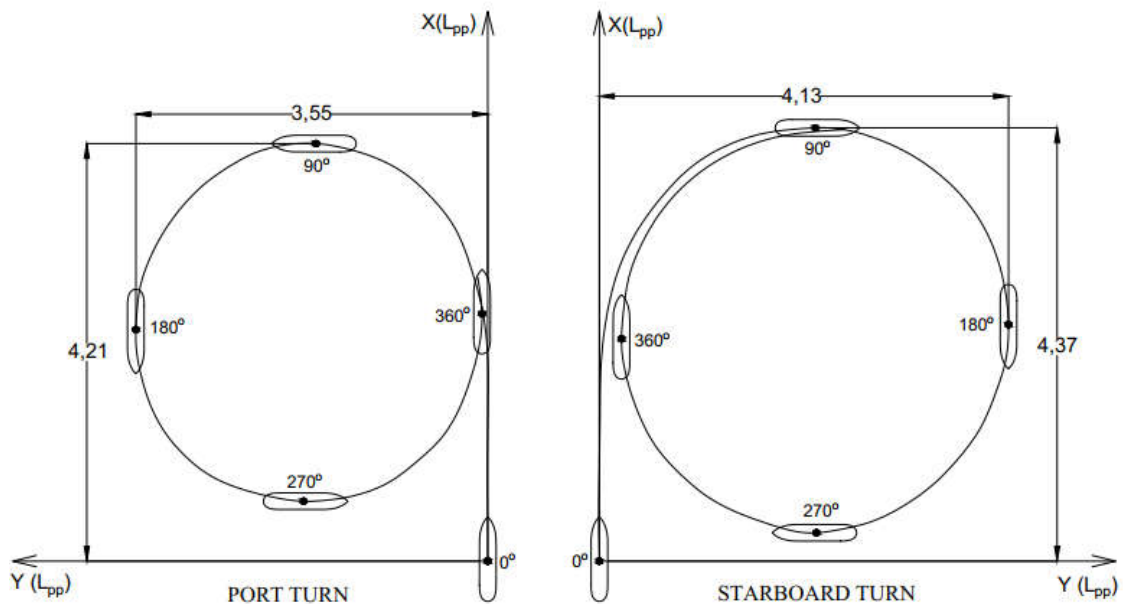
## CHƯƠNG 8: KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

### 8.1 Kết quả thực nghiệm mô hình

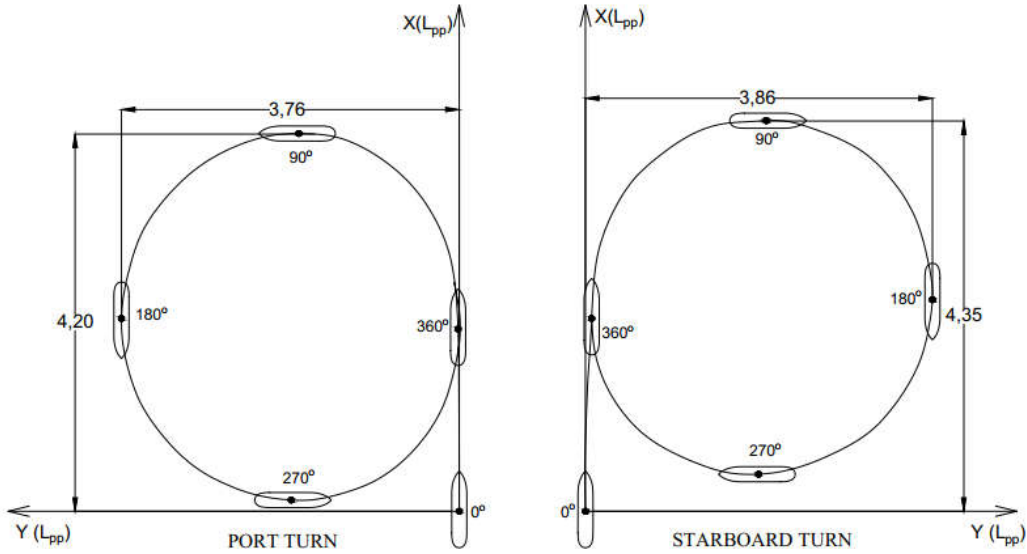
Sau khi tiến hành thực nghiệm tính năng quay trở (Turning model test), ta thu được báo cáo thực nghiệm sau:

- Ngày tiến hành thực nghiệm: 20 – 21/11/2022
- Địa điểm: Hồ Bầu Tràm
- Độ sâu: 0,5 – 2 m
- Điều kiện thời tiết: Mặt nước tĩnh, không có gió
- Mớn nước đầy tải: 0,07 m

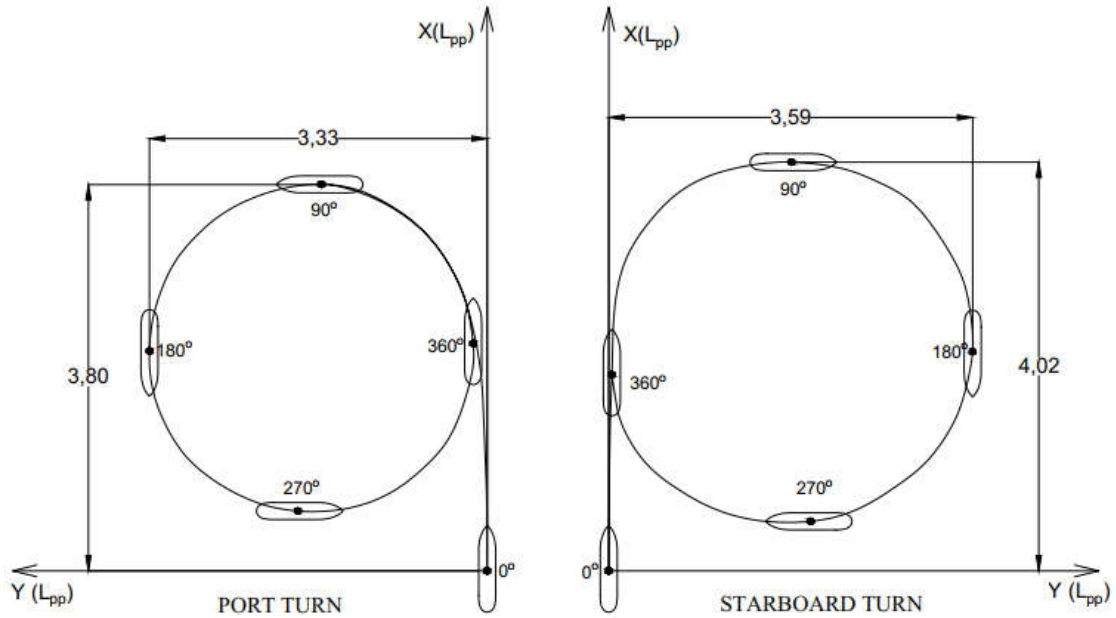
#### 8.1.1 Xác định quỹ đạo chuyển động của tàu



Hình 8.1 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái NACA0015



Hình 8.2 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái dạng tấm



Hình 8.3 Quỹ đạo di chuyển của tàu khi thử bánh lái NACA0015 nêm đuôi

*Bảng 8.1 So sánh kết quả thử nghiệm theo tiêu chuẩn*

Bánh lái		NACA 0015	NACA 0015 có đuôi nêm	Dạng tấm	Tiêu chuẩn
Thông số					
Quay phải	Đường kính chiến thuật ( $L_{pp}$ )	4,13	3,59	3,86	$\leq 5,0$
	Cự li dịch chuyển tới ( $L_{pp}$ )	4,37	4,35	4,35	$\leq 4,5$
Quay trái	Đường kính chiến thuật ( $L_{pp}$ )	3,55	3,33	3,76	$\leq 5,0$
	Cự li dịch chuyển tới ( $L_{pp}$ )	4,21	3,80	4,20	$\leq 4,5$

*Bảng 8.2 So sánh độ lệch khi quay phải và quay trái*

Bánh lái	NACA0015	NACA0015 có đuôi nêm	Dạng tấm
Đường kính chiến thuật ( $L_{pp}$ )	0,5775	0,2591	0,1024
Cự li dịch chuyển tới ( $L_{pp}$ )	0,1589	0,2216	0,1492

## 8.2 Kết luận

Qua kết quả tính toán mô phỏng và thử nghiệm có thể đưa ra một số kết luận như sau:

- + Kết quả thử nghiệm cho thấy sự phù hợp với kết quả tính toán mô phỏng.
- + Bánh lái NACA0015 có đuôi nêm cho thấy được hiệu năng tốt khi tạo ra lực nâng lớn nhờ vào hiệu quả do nêm đuôi tạo ra, điều này sẽ đảm bảo an toàn cho tàu trong những trường hợp bất ngờ, trong các vùng nước hạn chế, bánh lái hạn chế. So với bánh lái NACA0015 việc thêm phần nêm ở đuôi sẽ giúp nâng cao hệ số lực nâng một cách đáng kể ( $C_L$  tại  $30^\circ$  tăng 7,3%).
- + Bên cạnh đó, việc tạo ra lực cản nhỏ ở những góc quay nhỏ của bánh lái (dưới  $20^\circ$ ) sẽ giúp nâng cao tính kinh tế khi khai thác tàu.
- + Qua kết quả thử nghiệm quay vòng cho thấy khi dùng bánh lái NACA0015 có đuôi nêm đảm bảo được tính năng điều động cần thiết theo tiêu chuẩn và nâng cao được hiệu năng quay trở khi có đường kính chiến thuật, cự li dịch chuyển tới nhỏ nhất trong 3 biên dạng bánh lái được thử nghiệm

## KẾT LUẬN

*Những điểm đạt được của đề tài:*

- Tìm hiểu được thực trạng, tiềm năng phát triển và tính cấp thiết của du lịch bằng du thuyền ở Đà Nẵng.
- Đọc hiểu các bản vẽ, kết cấu cũng như bố trí các hệ thống của tàu du lịch trên sông Hàn.
- Áp dụng CFD để tính toán và mô phỏng các lực thủy động tác dụng lên bánh lái
- Thiết kế hệ động lực tàu du lịch sông Hàn và hệ động lực mô hình tàu.
- Tiếp cận và vận dụng được các phần mềm Rhinoceros, Maxsuft để thiết kế, kiểm tra tàu mô hình, Arduino IDE để điều khiển mô hình tàu, ngôn ngữ lập trình Python để xử lý số liệu sau khi thử nghiệm mô hình.
- Thiết kế hệ thống lái tàu du lịch sông Hàn và hệ thống lái mô hình tàu.
- Hoàn thiện được mô hình tàu bằng vật liệu composite cũng như bánh lái bằng công nghệ in 3D
- củng cố các kiến thức đã học trong suốt quá trình làm đồ án

*Những điểm hạn chế của đề tài:*

- Trong quá trình tính toán, cơ sở dữ liệu của phần mềm còn hạn chế cũng như tính chính xác của phần mềm chưa xác minh được nên các kết quả chỉ mang tính tương đối.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Đặng Hộ, *Thiết kế trang trí động lực tàu thủy (Tập 1,2)*, Nhà xuất bản giao thông vận tải Hà Nội, (1986).
- [2] Trần Công Nghị, *Lý thuyết tàu tập 2*, Nhà xuất bản đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh, (2004).
- [3] Trần Công Nghị, *Sổ tay thiết kế tàu thủy*, Nhà xuất bản xây dựng Hà Nội, (2008).
- [4] N. Im & J.-H. Seo, *Thử nghiệm đặc tính điều động sử dụng trên tàu mô hình chạy tự do*, Tạp chí Quốc tế về hàng hải và an toàn vận tải biển, (2010).
- [5] Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phân cấp và đóng du thuyền QC 81:2014/BGTVT
- [6] Nguyễn Văn Minh & Nguyễn Thị Thanh Diệp, *Bài giảng Kiểm tra ổn định và dẫn*, Đại học Quốc gia ChangWon
- [7] Yasuo Yoshimura, *Development of Free-running Test Techniques Using a small ship model*, The journal of Japan Institute of Navigation, (December 2015)
- [8] N. Im & J.H Seo, *Ship Manoeuvring Performance Experiments Using a Free Running model ship*, Mokpo National Maritime University, South Korea (March 2010)
- [9] *Standards for Ship Manoeuvrability*, International Maritime Organization, December 2002
- [10] *Fresh Water and Seawater Properties*, International Towing Tank Conference, (2011)
- [11] Tiểu Văn kinh, *Sổ tay hàng hải tập 2*, Nhà xuất bản Giao thông vận tải, (Năm 2006)
- [12] Free Running Model Test - International Towing Tank Conference - 2008
- [13] Jiyuan Tu, Guan-Heng Yeoh, Chaoqun Liu, *Computational Fluid Dynamics, A Practical Approach, Third Edition*, (2018).
- [14] A.F. Molland, S.R. Turnock, *Marine Rudder and Control Surface*, first ed., Butterworth - Heinemann, (2007).
- [15] Nguyen Van Trieu, *Studying on the effect of profiles to the hydrodynamic characteristics of rudders*, (2018).
- [16] Jialun Liu, Robert Hekkenberg, *Hydrodynamic characteristics of twin – Rudders at small attack angles*, the 12<sup>th</sup> International Marine Design, (2015).
- [17] Jialun Liu, Frans Quadvlieg, Robert Hekkenberg, *Impacts of the rudder profile on maneuvering performance of ships*, (2016).