



ESCOLA NAVAL

talant de biēfaire



Tiago Manuel Gonçalves António

**Projeto SABUVIS: Desenvolvimento de um
modelo matemático de um veículo não tripulado
de subsuperfície biomimético**

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia
Naval Ramo de Mecânica**



Alfeite
2022



ESCOLA NAVAL

talant de bi-faire



Tiago Manuel Gonçalves António

*Projeto SABUVIS: Desenvolvimento de um modelo
matemático de um veículo não tripulado de subsuperfície
biomimético*

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia Naval Ramo
de Mecânica

Orientação de: Paulo Alexandre Marques Pires da Silva

Co-orientação de: Bruno Duarte Damas

Co-orientação de: Miguel Ângelo Pereira Bento Moreira

O Aluno Mestrando,

O Orientador,

Assinado por: **TIAGO MANUEL GONÇALVES
ANTÓNIO**

Num. de Identificação: 15650920

Data: 2022.09.21 22:28:39+01'00'

Assinado por: **PAULO ALEXANDRE MARQUES
PIRES DA SILVA**

Num. de Identificação: 09504769

Data: 2022.09.22 14:04:31+01'00'

ASPOF Gonçalves António

CFR Pires da Silva

Alfeite

2022

“Look deep into nature, and then you will understand everything better.”
Albert Einstein

Dedico este trabalho ao meu pai, à minha mãe e ao meu avô.

Agradecimentos

A conclusão deste trabalho simboliza o marco final do meu percurso na Escola Naval, e não teria sido possível sem o apoio e a ajuda das pessoas que me rodeiam, a quem estou profundamente grato.

Aos meus pais e ao meu avô, responsáveis pela pessoa que sou hoje, aos quais estou grato por me educarem e inculcaram os valores do respeito e da responsabilidade.

À minha família e amigos mais próximos, por me apoiarem e motivarem nos momentos menos bons.

À minha namorada, que foi a minha companheira nesta jornada, demonstrando sempre o seu carinho, apoio e compreensão, ajudando-me a ultrapassar os momentos mais adversos.

Ao meu orientador, CFR EN-MEC (ACN) Pires da Silva, pelas diretrizes fornecidas ao longo do trabalho, bem como pela supervisão e disponibilidade no auxílio da resolução de problemas encontrados.

Aos meus coorientadores, Professores Miguel Moreira e Bruno Damas, pelo seu apoio, dedicação e acompanhamento, ajudando-me a levar esta dissertação a bom porto.

A todos os camaradas do curso CMG Fernando Monteiro de Barros, pelos momentos, experiências, camaradagem e entre-ajuda que vivenciámos e desenvolvemos ao longo destes cinco anos.

Por último, gostaria de agradecer à Escola Naval pela formação e ensinamentos que me forneceu, contribuindo não só para o meu desenvolvimento académico, mas também para o meu desenvolvimento pessoal.

Resumo

O acentuado crescimento da área da robótica submarina levou ao surgimento de novos modelos de veículos de subsuperfície e com eles advêm também novos desafios, nomeadamente associados à sua eficiência de propulsão e manobrabilidade. Para superar estes desafios as equipas de cientistas e investigadores usaram a natureza como inspiração, procurando replicar o modo de locomoção dos peixes através de barbatanas e caudas articuladas, introduzindo o conceito de veículos de subsuperfície com propulsão biomimética.

Neste sentido, o projeto europeu SABUVIS foi iniciado pelo consórcio de países Portugal, Polónia e Alemanha, com o apoio da *European Defense Agency*, procurando desenvolver um cardume de veículos biomiméticos, tendo este, capacidade de cooperação entre unidades com função de líder e outras, menos capacitadas, com funções de executantes, podendo estes dispositivos ser aplicados a um vasto leque de missões.

Esta dissertação encontra-se inserida no projeto supramencionado e tem como objetivo desenvolver o modelo matemático de uma unidade executante, denominada TOBIAS. Nesse sentido pretende-se calcular os correspondentes coeficientes hidrodinâmicos, modelar a sua propulsão biomimética, bem como os efeitos das barbatanas peitorais, procurando simular o seu comportamento dinâmico. Através deste modelo, será possível analisar a resposta do TOBIAS em função dos diferentes parâmetros de controlo sendo, para tal, realizadas diversas simulações numéricas tanto em cadeia aberta, verificando o seu comportamento num conjunto de manobras (carreira retilínea, curva de giração, mergulho e emersão, mergulho e emersão helicoidal), como em cadeia fechada, testando a aptidão do modelo para o desenvolvimento e implementação de algoritmos de controlo.

Palavras-chave: AUV, Veículo Biomimético, Modelação Matemática, Propulsão Ondulatória, Simulação

Abstract

The significant growth in the area of underwater robotics has led to the appearance of new models of underwater vehicles, and with them also come new challenges, particularly associated with their efficiency of propulsion and maneuverability. To overcome these challenges, teams of scientists and researchers used nature as inspiration, seeking to replicate the locomotion of a fish through fins and articulated tails, introducing the concept of underwater vehicles with biomimetic propulsion.

In this sense, the European project SABUVIS was initiated by a consortium of countries Portugal, Poland and Germany, with the support of the European Defense Agency, attempting to develop a swarm of biomimetic vehicles, with the ability of cooperation between units with leader function and others, less capable, with executioner functions, where these devices can be applied to a wide range of missions.

This work is inserted in the aforementioned project and aims to develop the mathematical model of a led unit, known as TOBIAS. Therefore, it is intended to calculate the corresponding hydrodynamic coefficients, and to model its biomimetic propulsion, as well as the effects of the pectoral fins, in an attempt to simulate its dynamic behavior. Through this model, it will be possible to analyze the performance of TOBIAS as a function of different control parameters. To validate this approach, several numerical simulations will be performed both in open loop, verifying its behavior in a set of maneuvers (forward swimming, turning circle, dive and emersion, helical dive and emersion), and in close loop, testing the suitability of the model for the development and implementation of control algorithms.

Keywords: AUV, Biomimetic Vehicle, Mathematical Model, Undulating Propulsion, Simulation

Índice

1	Introdução	1
1.1	Motivação	1
1.2	<i>Swarm of Biomimetic Underwater Vehicles</i> (SABUVIS)	3
1.2.1	SABUVIS I	4
1.2.2	SABUVIS II	6
1.3	Objetivo da dissertação	7
1.4	Estrutura da dissertação	7
2	Estado da arte	9
2.1	Introdução aos UUV	9
2.2	<i>Remotely Operated Vehicle</i> (ROV)	10
2.3	<i>Autonomous Underwater Vehicle</i> (AUV)	13
2.3.1	Planadores Subaquáticos	14
2.3.2	AUV com Propulsão Convencional	17
2.3.3	AUV com Propulsão Biomimética	20
3	Enquadramento teórico	27
3.1	Notação do modelo e referenciais	29
3.2	Cinemática do veículo	31
3.3	Dinâmica do veículo	32
3.3.1	Dinâmica do corpo rígido	33
3.3.2	Massa acrescentada	35
3.3.3	Amortecimento hidrodinâmico	37
3.3.4	Forças e momentos de restituição	39
3.3.5	Forças e momentos do ambiente	41
3.3.6	Forças e momentos externos de controlo do veículo	41
3.3.7	Propulsão biomimética	42
	Comportamento ondulatório dos peixes	42
	Força de impulso gerada pela cauda	43
3.3.8	Barbatanas peitorais	51

3.4	Equações em espaço de estados	52
4	Modelação do TOBIAS	55
4.1	Características do veículo	55
4.2	Dinâmica do corpo rígido	57
4.3	Massa acrescentada	58
4.4	Amortecimento hidrodinâmico	61
4.5	Forças e momentos de restituição	64
4.6	Propulsão biomimética	65
4.6.1	Instalação propulsora do TOBIAS	65
4.6.2	Vetor de propulsão biomimética	68
4.7	Barbatanas peitorais	71
4.8	Equações do Modelo - TOBIAS	73
5	Simulação numérica	75
5.1	Simulação em cadeia aberta	77
5.1.1	Carreira Retilínea	77
5.1.2	Curva de giração	81
5.1.3	Mergulho e emersão	85
5.1.4	Mergulho e emersão helicoidal	87
5.2	Simulação em cadeia fechada	91
5.2.1	Controlo de guinada	91
5.2.2	Controlo de cabeceio	93
5.2.3	Controlo de guinada + cabeceio	97
5.2.4	Controlo de guinada + cabeceio + velocidade	98
6	Conclusão e perspectivas de trabalho futuro	103
6.1	Conclusão	103
6.2	Perspetivas de trabalho futuro	104
	Bibliografia	105
	Apêndices	111
A	Tensor de inércia do veículo gerado em SolidWorks	111
B	Áreas Projetadas - TOBIAS	113
C	Posições dos CM dos componentes	117

D	Cálculo dos coeficientes de amortecimento	119
E	Simulação - Carreira Retilínea	125
F	Simulação - Curva de giração	145
G	Simulação - Mergulho e Emersão	155
H	Simulação - Mergulho e Emersão Helicoidal	165
I	Artigo submetido na conferência ICMERR2022	171
	Anexos	179
I	Coeficientes de sustentação e de arrasto do perfil NACA0012	179

Lista de Figuras

1.1	BUV 1 - Desenvolvido pela Escola Naval Polaca.	5
1.2	BUV 2 - Desenvolvido pela Universidade de Tecnologia da Cracóvia.	5
1.3	BUV 3 - Desenvolvido pela EN/FEUP/ <i>OceanScan</i>	5
1.4	TOBIAS - Modelo 3D do protótipo.	7
2.1	<i>Turtle</i> - Primeiro submersível militar.	10
2.2	Classificação dos diferentes UUV.	10
2.3	Esquema de um ROV.	11
2.4	ROV Navajo.	12
2.5	Estrutura detalhada de um veículo autónomo genérico.	13
2.6	Trajectoria de um planador subaquático.	15
2.7	<i>Slocum G3 Glider</i>	16
2.8	<i>Liberdade XRay</i>	16
2.9	<i>REMUS 100</i>	18
2.10	AUV <i>MARES</i>	19
2.11	<i>MEDUSA DEEP SEA</i>	19
2.12	Modos de propulsão dos peixes.	21
2.13	<i>RoboTuna</i> montado no tanque de prova do MIT.	22
2.14	<i>RoboPike</i> no tanque de prova do MIT.	23
2.15	<i>Vorticity Control Unmanned Undersea Vehicle</i>	23
2.16	<i>RoboSalmon</i>	24
2.17	Estrutura da cauda do <i>RoboSalmon</i>	25
2.18	BUV <i>ABPP2</i>	26
3.1	Referenciais fixos no corpo e na Terra.	29
3.2	Exemplo de atuação do peso e impulsão.	40
3.3	Comportamento ondulatório obtido através da equação de onda discreta.	43
3.4	Representação tridimensional dos vórtices existentes na esteira de um peixe aquando do seu movimento ondulatório.	44
3.5	Representação esquemática do modo de natação do peixe.	45

3.6	Representação de duas posições sucessivas da extremidade da cauda.	46
3.7	Representação lateral e dorsal da massa de água virtual afetada por unidade de comprimento junto à extremidade da cauda.	47
3.8	Manobra do peixe através da variação do θ_{ADC}	50
3.9	Diagrama de forças a atuar numa barbatana peitoral.	51
3.10	Representação do diagrama de forças a atuar nas barbatanas peitorais do veículo.	52
4.1	BUV TOBIAS.	55
4.2	TOBIAS: Projeções.	57
4.3	Aproximação do corpo do veículo a um elipsoide de revolução. . . .	59
4.4	Instalação Propulsora TOBIAS.	65
4.5	Esquema do mecanismo de propulsão biomimética do TOBIAS. . .	66
4.6	Cinemática do mecanismo da cauda do TOBIAS reproduzida através da representação D-H.	68
4.7	Representação esquemática da projeção superior do mecanismo de propulsão do TOBIAS desde o segundo servo motor até à extremidade da barbatana caudal.	69
4.8	Barbatana Peitoral - NACA0012.	71
4.9	Diagrama de forças a atuar nas barbatanas peitorais e comprimentos dos braços.	72
5.1	Fluxograma do programa desenvolvido.	76
5.2	Representação esquemática para a obtenção do ângulo de amplitude máxima considerado.	77
5.3	Velocidade u obtida através das simulações da carreira retilínea do TOBIAS, mantendo uma amplitude de oscilação constante de $\theta_A = 27^\circ$ e variando a frequência.	78
5.4	Velocidade u obtida através das simulações da carreira retilínea do TOBIAS, variando a amplitude e frequência de oscilação.	79
5.5	Relação entre a velocidade de avanço e a frequência de oscilação da cauda, comparação entre os valores obtidos pelo TOBIAS e os limites ótimos de natação.	80
5.6	Curvas de giração para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$	82
5.7	Comparação da velocidade angular de guinada média para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$	82

5.8	Comparação das velocidades de avanço e deriva médias para os diferentes ângulos θ_{ADC} considerando, com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$	83
5.9	Comparação dos valores médios das velocidades linear de arfagem, angular de cabeceio e do ângulo de cabeceio para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$	84
5.10	Efeito das barbatanas peitorais na curva de giração.	84
5.11	Mergulho e emersão para os diferentes ângulos ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$	85
5.12	Comparação dos valores médios das velocidades linear de avanço e de arfagem, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$	86
5.13	Comparação dos valores médios do ângulo de cabeceio, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$	87
5.14	Mergulho e emersão helicoidal para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfasamento da cauda, com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$	88
5.15	Comparação dos valores médios das velocidades lineares, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfasamento da cauda, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$	89
5.16	Comparação dos valores médios da taxa de guinada e do ângulo de cabeceio, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfasamento da cauda, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$	90
5.17	Esquema para o controlo de guinada.	91
5.18	Resposta do veículo para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p\psi}$	92
5.19	Trajectoria descrita pelo veículo e atuação do controlador de guinada.	93
5.20	Esquema para o controlo de cabeceio.	94
5.21	Resposta do veículo para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p\theta}$ e $K_{d\theta}$	95
5.22	Trajectoria descrita pelo veículo e atuação do controlador de cabeceio.	96
5.23	Trajectoria descrita pelo veículo e atuação dos controladores de guinada e cabeceio.	98
5.24	Esquema para o controlo de velocidade.	99
5.25	Resposta do veículo (posição e velocidade de avanço) para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p\text{dist}}$	100

5.26	Trajectoria descrita pelo veículo e atuação dos controladores de gui- nada, cabeceio e velocidade.	101
5.27	Comparação da trajetória descrita pelo veículo com e sem o controle de velocidade.	102

Lista de Tabelas

3.1	Notação padrão usada em veículos de subsuperfície	30
4.1	Coefficientes de arrasto	63
4.2	Parâmetros da representação D-H do mecanismo da cauda do TOBIAS	67
5.1	Coordenadas dos pontos de referência da trajetória tridimensional. .	97

Lista de Abreviaturas

AUV	A utonomous U nderwater V ehicle
BB	B omb b ordo
BCF	B ody C audal F in
BUV	B iomimetic U nderwater V ehicle
CAD	C omputer A ided D esign
CB	C entro de I mpulsão
CFD	C omputed F luid D ynamics
CG	C entro de G ravidade
CINAV	C entro de I vestigação NAVal
CM	C entro de M assa
DOF	D egrees O f F reedom
EB	E stibordo
EDA	E uropean D efense A gency
EN	E scola N aval
FEUP	F aculdade de E ngenharia da U niversidade do P orto
GDL	G raus D e L iberdade
IA	I teligência A rtificial
IH	I nstituto H idrográfico
ISR	I ntelligence, S urveillance and R econnaissance
LSTS	L aboratório de S istemas e T ecnologia S ubaquática
MIT	M assachusetts I nstitute of T echnology
MPF	M edian P aired F in

MUV	M anned U nderwater V ehicle
SABUVIS	S warm of B iomimetic U nderwater V ehicles
SNAME	S ociety of N aval A rchitects and M arine E ngineers
TOBIAS	T ransformable and O ptimizable B iomimetic I nnovative A utonomous S ystem
UUV	U nmanned U nderwater V ehicle

Capítulo 1

Introdução

Explorar o fundo do mar é uma tarefa desafiante devido à complexidade e perigos associados ao meio subaquático. Assim, apoiados numa forte evolução da indústria dos veículos não tripulados, em particular, dos veículos subaquáticos, as equipas de cientistas e investigadores, têm vindo a superar os desafiante problemas científicos e de engenharia associados a este meio. Desafios esses que passam por estudar e desenvolver as estruturas dos veículos, atuadores responsáveis pelo seu movimento e algoritmos de controlo através de programas que permitam simular e prever o seu comportamento dinâmico (Araújo, 2020; Mazlan, 2015).

Atualmente, a aplicação destes veículos na exploração submarina surge associada a três principais áreas: militar, comercial e científica (Bentes, 2016), pois devido à versatilidade, autonomia, redução de custos e redução do risco de perdas de vidas humanas, que estes veículos proporcionam, revelam-se capazes de cumprir, de forma segura, as tarefas nas quais são empenhados. Dentro destas áreas os veículos não-tripulados de subsuperfície (em inglês *UUV*, *Unmanned Underwater Vehicle*) cumprem tarefas como: monitorização de áreas protegidas, contra-medidas de minas, reparação e inspeção de cascos de navios, busca e salvamento, mapeamento do fundo, recolha de amostras para investigação científica e exploração de petróleo e gás natural (Akçakaya et al., 2009; Mazlan, 2015).

1.1 Motivação

Os lagos, mares e oceanos são locais valiosos, devido ao impacto que possuem a nível económico, político, científico e militar (Tan et al., 2007). Ao longo dos últimos anos, a utilização de veículos não tripulados de subsuperfície tem sido uma prática recorrente, procurando explorar ao máximo o meio submarino. Esta elevada frequência de utilização deve-se ao facto destes veículos serem mais baratos

comparativamente com veículos tripulados, permitirem uma monitorização e vigilância contínua e persistente através dos seus sensores, melhorarem a produtividade das organizações e, principalmente, reduzirem o risco de perdas de vidas humanas, afastando as pessoas do perigo (Araújo, 2020).

Hoje em dia, das três principais áreas onde estes veículos são empenhados, destaca-se a área militar, representando esta, o seu “cliente” principal no mercado (Bentes, 2016). De acordo com o *The Navy Unmanned Undersea Vehicle (UUV) Master Plan* (U.S. Navy, 2004), os veículos de subsuperfície não tripulados possuem um papel crucial nas marinhas militares devido ao leque de missões que conseguem desempenhar, tais como:

- Contra-medidas de minas,
- Guerra anti-submarina,
- Monitorização de zonas protegidas através da recolha de informações, vigilância e reconhecimento,(em inglês *ISR, Intelligence, Surveillance and Reconnaissance*),
- Inspeção e identificação de ameaças nos cascos dos navios,
- Oceanografia e hidrografia,
- Transporte de carga.

A aplicação exhaustiva dos UUVs nos mais diversos cenários supramencionados origina inovação e melhoria no desempenho dos mesmos. Os UUV têm como requisitos mínimos a capacidade de navegar a vários regimes, a manobrabilidade e autonomia suficiente para cumprir a missão. Assim, vários veículos com sistema de propulsão através de hélices são projetados especificamente para cumprir com uma determinada missão de forma eficiente. Contudo, verificam-se situações onde os veículos movidos através de hélices têm um desempenho insuficiente associado à sua pouca manobrabilidade a baixas velocidades originado um elevado raio de giração. Posto isto, surgiram estudos no sentido de otimizar este tipo de propulsão introduzindo conceitos como propulsores azimutais ou propulsores distribuídos ao longo do corpo do veículo com diferentes orientações. No entanto, estas soluções poderiam até resolver o problema mencionado anteriormente, mas simultaneamente estariam criar um outro, pois o consumo energético do veículo iria aumentar com o número de propulsores (Araújo, 2020; Chowdhury et al., 2012; Mazlan, 2015).

Para a solucionar o problema, surgiu a necessidade de desenvolver um sistema de propulsão que assegurasse a manobrabilidade do veículo, garantindo a sua

eficiência energética. A evolução biológica das espécies levou à otimização do modo de locomoção dos peixes, tornando-os nadadores altamente competentes (Watts, 2009). Assim, tendo a natureza como inspiração, aliando-a ao mundo da robótica, os investigadores procuraram imitar o comportamento dinâmico dos peixes desenvolvendo, desta forma, um sistema de propulsão alternativo eficiente (Liu & Hu, 2005; Mazlan, 2015; Yu et al., 2010). Face a esta inovação, é introduzido o conceito de veículo não tripulado de subsuperfície biomimético (em inglês *BUV*, *Biomimetic Underwater Vehicle*), onde a propulsão, dita tradicional, através de hélices, é substituída por uma cauda que reproduz o movimento semelhante ao de um peixe (Araújo, 2020). Os veículos biomiméticos podem solucionar, não só a questão da eficiência energética aliada a uma boa manobrabilidade mas também, acarretar duas novas vantagens comparativamente com os veículos impulsionados por hélices: a redução do ruído durante o seu movimento e o aumento da sua furtividade, características essas que no mundo militar poder-se-ão revelar vantajosas (Paiva, 2020).

A propulsão biomimética tem sido alvo de estudo nos últimos anos, procurando aprimorar e desenvolver simultaneamente modelos teóricos e a sua aplicação prática no mundo da robótica, visando o incremento na eficiência dos veículos e na sua manobrabilidade (Liu & Hu, 2005; Mazlan, 2015; Przybylski, 2019; Szymak, 2016; Watts, 2009; Yu et al., 2007). Assim, esta dissertação focar-se-á no desenvolvimento de um modelo físico-matemático, que visa simular o comportamento biomimético do veículo TOBIAS. Este veículo encontra-se inserido no projeto SABUVIS e utiliza como meio de propulsão uma cauda que reproduz o movimento ondulatório, semelhante ao de um peixe, possuindo também duas barbatanas peitorais que auxiliam nas mudanças de direção e permitem a variação de profundidade.

1.2 *Swarm of Biomimetic Underwater Vehicles* (SABUVIS)

O projeto SABUVIS consiste num projeto de investigação aprovado pela *European Defense Agency* (EDA), concebido pelo consórcio de países: Portugal, Polónia e Alemanha, que pretende desenvolver e construir veículos não tripulados de propulsão ondulatória, para serem empenhados em missões de ISR. Estes BUVs deverão ser equipados com sensores e sistemas de comunicação que permitam a realização de tarefas de forma cooperativa enquanto cardume de veículos, operando autonomamente.

Assim, o Centro de Investigação Naval (CINAV), enquanto órgão de investigação científica da Escola Naval (EN), abraçou o projeto SABUVIS, tendo em vista atingir os seguintes objetivos ¹:

1. Desenvolver tecnologia e *know-how* que permita a uma empresa portuguesa alargar a sua oferta de veículos submarinos para incluir veículos biomiméticos.
2. Desenvolver técnicas de aprendizagem por reforço para controlar veículos autónomos submarinos.
3. Desenvolver um simulador de UUV biomimético e ambiente de desenvolvimento para facilitar o desenvolvimento de técnicas de aprendizagem por reforço.
4. Realizar testes e desenvolver conceitos de operação para veículos biomiméticos.
5. Dotar as Forças Armadas de um protótipo de um UUV biomimético que possa ser usado operacionalmente.
6. Identificar mais-valias operacionais deste tipo de sistemas e quais os desenvolvimentos futuros a perseguir.

1.2.1 SABUVIS I

O projeto SABUVIS foi iniciado em 2015, e terminou a sua primeira fase de desenvolvimento, SABUVIS I, em 2019, produzindo três veículos biomiméticos que utilizam diferentes seres vivos como inspiração. O BUV 1 (figura 1.1) desenvolvido pela Escola Naval Polaca, surge inspirado numa foca possuindo duas barbatanas caudais simulando a modalidade de natação de bruços, o BUV 2 (figura 1.2) desenvolvido pela Universidade de Tecnologia da Cracóvia procura replicar um peixe na sua totalidade apresentando uma barbatana caudal única e por fim, o BUV 3 (figura 1.3), possui um formato semelhante aos anteriores, contudo, permite a troca do módulo da cauda, alternando entre uma cauda tipo “foca” ou “peixe”. Este último, foi desenvolvido em Portugal, sendo a *OceanScan* responsável pela sua construção mecânica, o Laboratório de Sistemas e Tecnologia Subaquática (LSTS) - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP) pelo desenvolvimento da instrumentação e sensores do veículo e o CINAV pela programação de controladores de baixo nível e Inteligência Artificial (IA) do veículo (Araújo, 2020).

¹A lista de objetivos foi retirada do sítio da Escola Naval, Investigação, Projetos de Investigação em curso, SABUVIS e pode ser consultado em https://escolanaval.marinha.pt/pt/investigacao_web/atividadeinvestigacao_web/projetos_web/emcurso_web/Paginas/SABUVIS.aspx.

1.2. Swarm of Biomimetic Underwater Vehicles (SABUVIS)



FIGURA 1.1: BUV 1 - Desenvolvido pela Escola Naval Polaca.
Fonte: obtido no sítio da *Hisutton*²



FIGURA 1.2: BUV 2 - Desenvolvido pela Universidade de Tecnologia
da Cracóvia.
Fonte: obtido no sítio da *Naval News*³



FIGURA 1.3: BUV 3 - Desenvolvido pela EN/FEUP/*OceanScan*.
Fonte: Araújo (2020)

²http://www.hisutton.com/Biomimetic_Autonomous_Underwater_Vehicles.html

³<https://www.navalnews.com/>

1.2.2 SABUVIS II

Terminada a primeira fase do projeto, surge um novo desafio, o SABUVIS II, que tem como principal objetivo desenvolver tecnologia para o controlo, de forma cooperativa, de um cardume de veículos não tripulados de subsuperfície biomiméticos (Araújo, 2020).

Os veículos constituintes desse cardume serão divididos em dois grupos, os líderes ou unidades controladoras (*Swarm Leader Biomimetic Autonomous Underwater Vehicles* (L-BAUV)), e os restantes membros do cardume, as unidades executantes, (*Swarm Member Biomimetic Autonomous Underwater Vehicles* (M-BAUV)). As unidades controladoras serão equipadas com sistemas de navegação e comunicações mais robustos, transmitindo informações e tarefas às restantes unidades executantes que, por sua vez, serão equipadas com sistemas menos sofisticados e de baixo custo, tendo como função receber informação acerca da missão e executar as tarefas necessárias. Esta divisão entre veículos líderes e liderados possibilita a realização de diversas tarefas, em que à ordem da unidade controladora, o cardume pode, por exemplo, dividir-se para avaliar eventuais perigos cobrindo uma maior área, regressando posteriormente à formatura inicial, reportando a informação recolhida e continuando a navegação em grupo, sendo que as unidades que executam a tarefa, enfrentando possíveis riscos, são as de menor custo (Araújo, 2020; Paiva, 2020; Pires, 2021).

De acordo com Paiva (2020), os requisitos nesta fase do projeto para uma unidade executante são pouco exigentes, pretendendo-se apenas que:

- Seja garantida a estanqueidade do veículo,
- O veículo consiga navegar até uma profundidade máxima de 10m,
- O veículo seja capaz de navegar autonomamente ou de forma controlada através de um percurso pré-definido,
- Seja garantida uma velocidade cruzeiro de 1m/s,
- Seja possível variar hidrostáticamente a imersão do veículo,
- Seja garantida uma autonomia mínima de 2h,
- Seja garantido um custo reduzido.

1.3 Objetivo da dissertação

Face aos requisitos mencionados anteriormente, foi desenvolvido um protótipo de uma unidade executante, de nome TOBIAS (figura 1.4), sendo este veículo o objeto de estudo nesta dissertação.

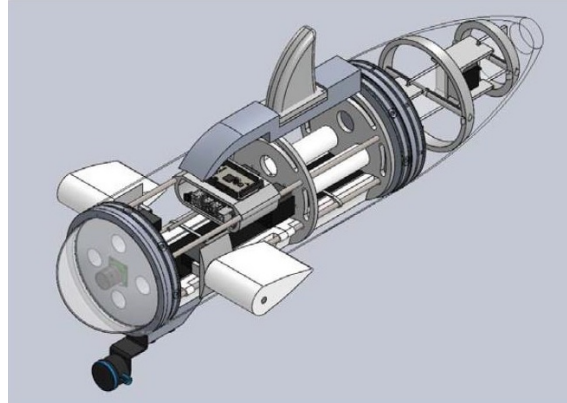


FIGURA 1.4: TOBIAS - Modelo 3D do protótipo.
Fonte: Paiva (2020)

O objetivo desta dissertação é desenvolver o modelo matemático deste veículo, procurando compreender e prever o seu comportamento através do cálculo das variáveis cinemáticas de saída do sistema (orientação, posição e velocidade), em função da atuação da propulsão biomimética e das barbatanas peitorais. Para tal é necessário analisar e compreender a dinâmica de um veículo de subsuperfície biomimético e obter os seus coeficientes hidrodinâmicos, desenvolvendo o respetivo modelo matemático, que posteriormente, através de simulações numéricas permitirá reproduzir o comportamento do veículo.

1.4 Estrutura da dissertação

Estruturalmente, após este capítulo introdutório, onde é abordada a motivação e o objetivo deste trabalho a par com uma breve apresentação do projeto SABUVIS, a dissertação estará organizada da seguinte forma:

O Capítulo 2, Estado da arte, contém uma pequena revisão da literatura sobre os veículos de subsuperfície, introduzindo conceitos necessários no desenvolvimento deste trabalho, abordando as diferentes categorias deste tipo de veículos e acompanhando a evolução até aos veículos com propulsão biomimética, compreendendo a sua inspiração e método de funcionamento.

O Capítulo 3, Enquadramento teórico, descreve a teoria necessária para o desenvolvimento do modelo matemático de um veículo biomimético, começando de forma introdutória por abordar alguns dos métodos de modelação utilizados, descrevendo em seguida, de forma pormenorizada, o método de modelação desenvolvido por Fossen (Fossen, 2011), sendo este o adotado ao longo do trabalho. Neste capítulo será também abordada a teoria do corpo alongado desenvolvida por Lighthill (Lighthill, 1971), por forma a estimar a força de impulso gerada pelo movimento ondulatório da cauda do veículo.

O Capítulo 4, Modelação do TOBIAS, abrange o cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo biomimético em questão, procurando completar as matrizes mencionadas no modelo descrito no Capítulo 3, adaptando-o assim ao TOBIAS.

O Capítulo 5, Simulação numérica, aborda o procedimento adotado ao nível da programação para a resolução das equações diferenciais que caracterizam o veículo, e posteriormente são realizadas um conjunto de simulações tanto em cadeia aberta, analisando a resposta do TOBIAS em função das diferentes atuações nos parâmetros do vetor de controlo, como em cadeia fechada, onde é testada a aptidão do modelo para o desenvolvimento e implementação de algoritmos de controlo.

Por fim, o Capítulo 6, Conclusões e perspectivas de trabalho futuro, representam a porção final desta dissertação, abordando as conclusões obtidas com este trabalho, seguidas de algumas sugestões de melhoria para o futuro.

Capítulo 2

Estado da arte

O aparecimento de veículos não tripulados de subsuperfície biomiméticos é fruto de uma evolução constante até aos dias de hoje, em áreas como engenharia mecânica, naval, eletrotécnica, entre outras. Este capítulo irá abordar conceitos, modelos e veículos existentes, permitindo uma melhor compreensão desta evolução. Será iniciado com uma breve introdução aos veículos submersíveis, descrevendo, através de exemplos, as suas diferentes categorias, e seguidamente apresentará uma revisão da literatura relativa aos veículos não tripulados de subsuperfície com propulsão biomimética, apresentado alguns projetos já desenvolvidos.

2.1 Introdução aos UUV

Desenvolver e construir veículos com a capacidade de navegar totalmente imersos é um desafio que se iniciou por volta do século XVII, tendo como principal objetivo explorar o fundo do mar. Contudo, rapidamente se percebeu as vantagens desta nova invenção no que toca à sua aplicação no meio militar, potenciando assim, de forma exponencial, o seu aprimoramento. Um dos marcos na história da evolução dos veículos submarinos será certamente o “*Turtle*” (figura 2.1), desenvolvido por David Bushnell durante a Guerra da Independência dos Estados Unidos, tendo este veículo ficado conhecido como o primeiro submersível militar (Blidberg, 2001; Burcher & Rydill, 1994; Watts, 2009).

Após o desenvolvimento deste veículo histórico, passaram-se três séculos de constante evolução, onde foram criados, construídos e melhorados inúmeros submersíveis, projetados para as mais diversas tarefas. Face à diversidade de veículos submersíveis existente hoje em dia, estes encontram-se divididos em dois grandes grupos: os veículos tripulados e os não tripulados (Blidberg, 2001).

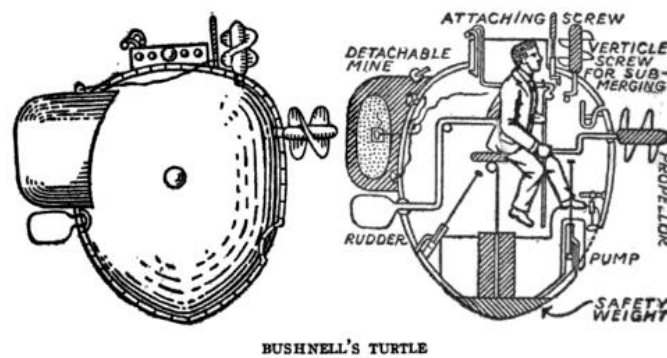


FIGURA 2.1: *Turtle* - Primeiro submersível militar.
Fonte: obtido no sítio da *WikiMedia*⁴

Os veículos submersíveis tripulados (em inglês *MUV*, *Manned Underwater Vehicle*), são um conceito com o qual grande parte da sociedade está familiarizada, quer devido à sua aplicação nas marinhas militares, quer ao nível não militar onde são utilizados, por exemplo, para a exploração e observação da vida marinha. Os veículos submersíveis não tripulados (UUV), como o nome indica, não têm tripulação a bordo para os controlar e podem dividir-se em duas subcategorias (figura 2.2), os veículos operados remotamente (em inglês *ROV*, *Remotely Operated Vehicle*) e os veículos autónomos (em inglês *AUV*, *Autonomous Underwater Vehicle*) (Blidberg, 2001; Masmitja et al., 2018; Watts, 2009).

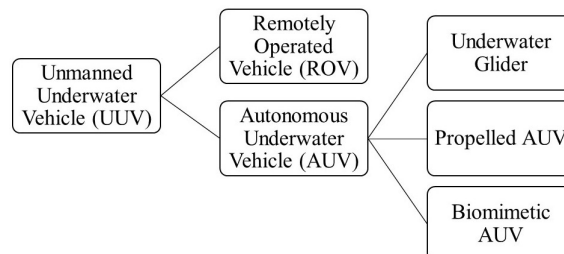


FIGURA 2.2: Classificação dos diferentes UUV.
Fonte: adaptado de Masmitja et al., 2018

2.2 *Remotely Operated Vehicle (ROV)*

Os ROV são veículos submersíveis não tripulados ligados através de um cabo umbilical à estação de controlo, podendo esta localizar-se em terra ou numa embarcação que esteja nas proximidades, sendo controlados de forma remota a partir desse local (figura 2.3). Este cabo permite ao utilizador enviar ordens controlando

⁴https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turtle_submarine_1776.jpg

a posição do veículo, os seus sensores e câmaras, recolhendo, simultaneamente, em tempo real, a informação proveniente dos mesmos. A ligação entre o veículo e a estação de controlo para além de servir como meio de troca de informação e ordens, pode também ser utilizada como alimentação elétrica de todo o veículo (Blidberg, 2001; Roberts, 2006).

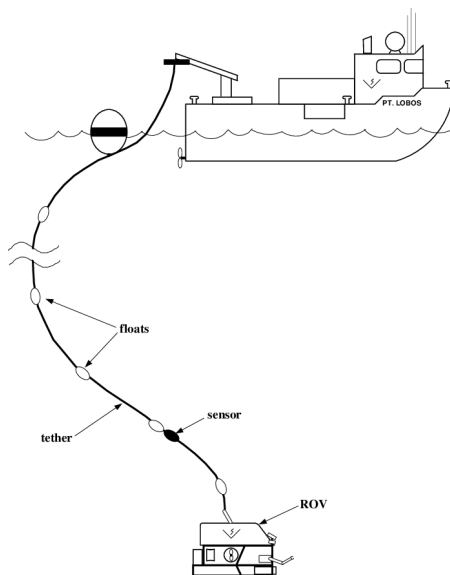


FIGURA 2.3: Esquema de um ROV.
Fonte: McLain e Rock (1992)

Dependendo das áreas de aplicação destes veículos e da missão que vão desempenhar podem ser equipados com diferentes ferramentas, como braços mecânicos, sensores de salinidade, pressão e temperatura, sonar entre outros (Pires, 2021). Dessas áreas de aplicação destacam-se a indústria dos produtos petrolíferos e gás natural, onde este tipo de veículos podem ser usados como meio de inspeção dos encanamentos e oleodutos, a área militar, onde os ROV podem ser utilizados como forma de assegurar a vigilância portuária evitando eventuais ameaças, e também a área da investigação científica, onde de forma remota é possível observar e analisar o comportamento das espécies existentes num determinado ecossistema (Martins et al., 1999; Norcross & Mueter, 1999; Rives & Borrelly, 1997; Whitcomb, 2000).

O aumento na frequência de utilização deste tipo de veículos nas áreas mencionadas anteriormente deve-se ao controlo constante e total da parte do operador na estação de controlo enquanto, simultaneamente, ocorre a transmissão de informação proveniente dos sensores e câmaras existentes no veículo. Contudo, devido ao cabo que estabelece, a ligação veículo - estação de controlo possibilitando esta célere transmissão de dados, o alcance do veículo acaba por ficar limitado ao comprimento

desse mesmo cabo, sendo esta considerada uma das principais limitações deste tipo de veículos (Pires, 2021).

Como exemplo, o ROV Navajo (figura 2.4) é um veículo utilizado pela Marinha Portuguesa, desenvolvido pela empresa SUB-ATLANTIC LTD e adquirido pelo Instituto Hidrográfico (IH) em 2008, sendo empenhado essencialmente na observação de destroços submarinos, na vigilância de áreas de potencial perigo para a segurança da navegação, na localização e inspeção de equipamentos e estruturas subaquáticas, e ainda como apoio em operações com mergulhadores (Hidrográfico, 2009).



FIGURA 2.4: ROV Navajo.
Fonte: Hidrográfico (2009)

Este veículo tem capacidade de operar tanto na plataforma continental, até profundidades de 200m, como em águas interiores e a sua massa ronda os 42kg conseguindo atingir velocidades de 5nós. As reduzidas dimensões do veículo facilitam o seu transporte, possibilitando a sua operação a partir de pequenas embarcações. Por fim, relativamente às funcionalidades integradas no Navajo, este possui uma câmara acústica, um sonar, duas câmaras de vídeo (uma a cores e outra monocromática de alta sensibilidade), diversos sensores e instrumentos de navegação e, como forma de propulsão, o veículo está equipado com quatro propulsores, dois horizontais, um vertical e um lateral (Hidrográfico, 2009).

2.3 Autonomous Underwater Vehicle (AUV)

Os AUV, tal como os ROV, são veículos não tripulados, contudo a principal diferença entre ambos reside na ligação permanente à estação de controlo através do cabo umbilical (Blidberg, 2001). No caso dos veículos autónomos, a ligação deixa de ser necessária, pois estes dispositivos são pré-programados para realizarem uma determinada tarefa, e a partir do momento em que iniciam a sua missão o controlo é feito pelo computador de bordo, em função das leituras efetuadas pelos diversos sensores e sistemas existentes no veículo (Mazlan, 2015). À primeira vista, uma vantagem clara da utilização dos veículos autónomos, face aos operados remotamente, está associada ao seu alcance, pois a ausência do cabo umbilical aumenta a dimensão do seu raio de ação. Para além dessa vantagem, os AUV possuem também benefícios a nível logístico, pois devido à sua autonomia não necessitam de apoio de outras embarcações no decorrer da sua missão, podendo estas ser empenhadas na realização de outras tarefas, potenciando assim uma redução de custos e um aumento na eficiência das organizações (Podder et al., 2004; Watts, 2009).

Os veículos autónomos são dispositivos complexos, com diversos sensores e sistemas que permitem ao computador de bordo controlar o veículo, assegurando o cumprimento da missão, de forma independente, sem intervenção humana. Este tipo de veículos é acompanhado por um *software* de controlo, integrado no computador de bordo, que gere os subsistemas constituintes do AUV. A figura 2.5 ilustra um possível exemplo para a estrutura desse *software* (Azevedo, 2013).

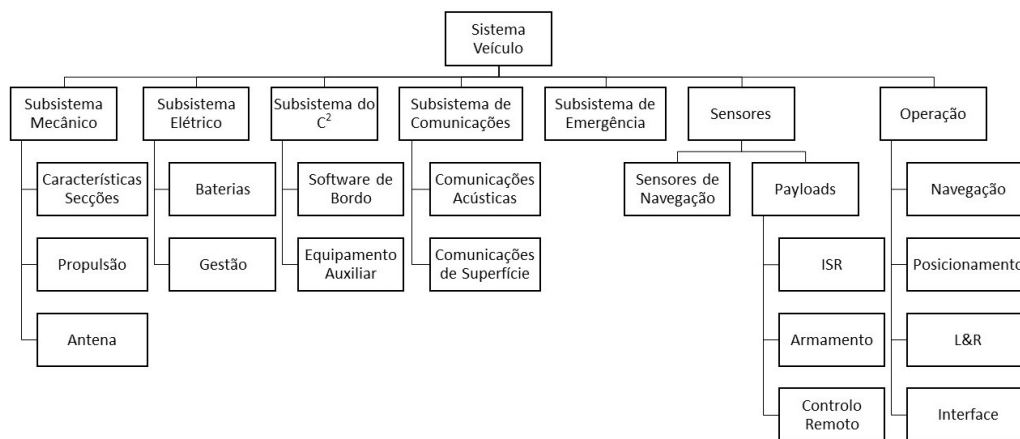


FIGURA 2.5: Estrutura detalhada de um veículo autónomo genérico.

Fonte: adaptado de Azevedo, 2013

A complexidade de um veículo autónomo, apesar de o tornar um dispositivo “inteligente”, também apresenta algumas desvantagens, nomeadamente os custos associados à sua produção, a capacidade limitada das suas baterias, e a dificuldade

de recuperação do veículo caso ocorra uma avaria durante a missão. Contudo, com a evolução tecnológica, têm vindo a ser desenvolvidos veículos cada vez mais fiáveis e com mecanismos que procuram diminuir o seu risco de perda (Podder et al., 2004; Watts, 2009; Wernli, 2002).

Nas últimas décadas foram construídos inúmeros AUV equipados com diversas ferramentas e funcionalidades que os capacitam para cumprir as missões para as quais foram projetados (Mazlan, 2015). Estes veículos, devido à sua versatilidade, são aplicados, de forma semelhante aos ROV, em várias áreas desempenhando um vasto leque de tarefas (Akçakaya et al., 2009).

De acordo com a figura 2.2, os AUV subdividem-se em três categorias: os planadores subaquáticos (em inglês *AUG*, *Autonomous Underwater Glider*), os AUV com propulsão convencional através de hélice, e os veículos com propulsão biomimética (BUV).

2.3.1 Planadores Subaquáticos

Os planadores subaquáticos são veículos que tiram partido da sua variação de flutuabilidade para se locomoverem. Estes veículos, através de bombas alimentadas pelas baterias de bordo, controlam o lastro existente nos tanques criando movimento no plano vertical e inclinando o veículo consoante a posição relativa desses reservatórios. De forma simplista, quando os tanques estão cheios o veículo fica mais pesado e tem tendência a mergulhar, pois o seu peso será superior à força de impulsão (flutuabilidade negativa); no momento em que atinge a profundidade pretendida, estes são vazados e ocorre o oposto, o veículo ascende pois o valor da força de impulsão irá superar o peso (flutuabilidade positiva). O movimento vertical, quando combinado com o efeito hidrodinâmico dos lemes laterais (também chamados de asas neste tipo de veículo), gera forças de sustentação e de arrasto, que por sua vez, originam movimento no plano horizontal. Assim, os ciclos de variação de lastro, em conjunto com diferentes ângulos de ataque das “asas”, constituem a propulsão dos planadores, originando trajetórias semelhantes à da figura 2.6 (Bachmayer et al., 2004; Griffiths et al., 2007).

Este método de propulsão, apesar de originar velocidades relativamente baixas quando comparadas com outros tipos de AUV, torna-se bastante vantajoso quando é necessário realizar missões de longa duração, pois a quantidade de energia utilizada para variar a flutuabilidade do veículo é bastante reduzida, aumentando significativamente a sua autonomia, permitindo assim que este permaneça empenhado nas suas tarefas durante semanas ou meses (Griffiths et al., 2007).

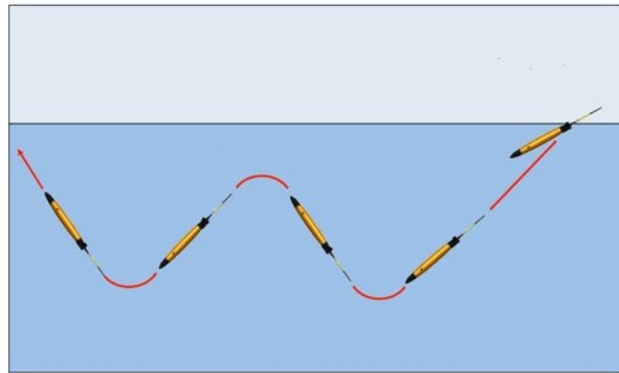


FIGURA 2.6: Trajetória de um planador subaquático.
Fonte: adaptado de Claustre et al., 2014

A elevada autonomia dos AUG faz com que sejam dispositivos ideais para desempenhar, maioritariamente, missões de vigilância e patrulha ou missões oceanográficas, recolhendo através dos seus sensores valores como temperatura, nível de salinidade, nível de oxigénio, entre outros, ao longo de toda a coluna de água, cobrindo grandes distâncias de forma autónoma (Griffiths et al., 2007; Pires, 2021; Watts, 2009). Assim, de seguida, serão descritos alguns veículos deste tipo já desenvolvidos.

Slocum

O *Slocum* foi um projeto iniciado, em 1995, pela *Naval Research's Autonomous Oceanographic Sampling Network* (AOSN), e otimizado pela *Webb Research Corporation* (WRC), criando um veículo capaz de desempenhar missões na zona costeira com uma boa capacidade de manobra e velocidade vertical (Javaid et al., 2014; Webb et al., 2001). O projeto continuou a ser desenvolvido pela WRC, criando o *Slocum Thermal*, sendo este modelo projetado para missões de longa duração em águas onde a variação de temperatura ao longo da coluna é bastante acentuada. Assim, tirando partido dos efeitos que a temperatura ambiente provoca no fluido de trabalho (que se encontra no interior do veículo) variando as suas propriedades devido à libertação e absorção de calor, é possível influenciar a flutuabilidade do veículo, originando movimento vertical. As trocas energéticas entre o *Slocum Thermal* e o meio ambiente têm uma eficiência baixa, cerca de 3%, contudo, adicionando este efeito ao modelo *Slocum* anterior, o alcance do veículo aumenta significativamente (Javaid et al., 2014).

O projeto progrediu sofrendo afinações e melhorias, sendo atualmente a versão *Slocum G3 Glider* (figura 2.7) comercializado pela empresa *Teledyne Marine*. O *Slocum G3 Glider* é um veículo modular, com cerca de 1,5m de comprimento,

uma massa variável entre 55 – 70kg, consoante a configuração, e uma autonomia máxima de 18 meses com um alcance de 13000km podendo operar até 1000m de profundidade⁵.



FIGURA 2.7: *Slocum G3 Glider*.
Fonte: obtido no sítio da *Teledyne Marine*

Liberdade XRay

O planador *Liberdade XRAY* (figura 2.8) foi um veículo desenvolvido em 2006 pela Marinha Norte Americana, com o objetivo de desempenhar missões de vigilância e patrulha em águas pouco profundas, integrando a *US Navy's Persistent Littoral Undersea Surveillance Network* (PLUSNet)⁶.



FIGURA 2.8: *Liberdade XRay*.
Fonte: Inzartsev (2009)

Este veículo, a nível dimensional, é um dos maiores, possuindo uma envergadura de “asas” de 6,1m, tornando-o bastante eficiente no que diz respeito aos seus

⁵Informação retirada do sítio da *Teledyne Marine* <http://www.teledynemarine.com/slocum-glider/>

⁶PLUSNET consiste numa rede de veículos de subsuperfície não tripulados utilizados para monitorizar de forma constante águas litorais pouco profundas (Inzartsev, 2009).

efeitos hidrodinâmicos, sendo capaz de atingir velocidades de 1 – 3 nós, com alcance máximo de 1500km e uma autonomia que ronda os 6 meses, podendo mergulhar até profundidades de 365m. O *XRay* foi projetado para ser um veículo bastante silencioso, dificultado a sua detecção, tendo como principal missão detetar, através dos seus sensores e sistemas, submarinos que se encontrem a operar nas suas águas (Inzartsev, 2009; Javaid et al., 2014).

2.3.2 AUV com Propulsão Convencional

A categoria dos *propelled AUV* representa os veículos autónomos de sub-superfície que possuem uma propulsão dita convencional, isto é, através de hélices. A propulsão e manobrabilidade destes AUV é influenciada pelo número de hélices e lemes existentes ao longo do corpo do veículo, bem como pela sua orientação e posição relativa, pois estes fatores influenciam a direção de atuação das forças externas, possibilitando o controlo dos movimentos verticais e horizontais do dispositivo (Masmitja et al., 2018).

Os AUV com propulsão através de hélices apresentam uma velocidade relativamente elevada, aliada a uma capacidade de manobra razoável, contudo para atingir estes valores o consumo energético do veículo irá aumentar, reduzindo a sua autonomia (Ridao et al., 2015). Ainda assim, dentro das três categorias dos AUV, esta representa a configuração de propulsão mais comum, onde foram desenvolvidos até aos dias de hoje diversos projetos com aplicabilidade nas áreas mencionadas anteriormente (áreas militar, comercial e científica), equipando-os com os sistemas e sensores necessários para desempenhar de forma efetiva as tarefas onde são empenhados. Seguem-se alguns exemplos de AUV com propulsão através de hélices já desenvolvidos.

REMUS

O veículo *REMUS* foi projetado para desempenhar missões tanto na área científica, como na área militar sendo utilizado como contra-medida de minas submarinas (Presterio, 2001). Uma das missões que prestigiou este veículo foi o seu empenho, por parte da Marinha Norte Americana, em operações de limpeza de minas no porto de Umm Qasr, no Iraque em 2003 (Watts, 2009).

Existem diversos modelos do veículo *REMUS* com diferentes características operacionais⁷, dos quais se pode destacar o *REMUS 100* (figura 2.9), devido à sua

⁷Informação retirada do sítio da *Woods Hole Oceanographic Institution* <https://www.whoi.edu/what-we-do/explore/underwater-vehicles/auvs/remus/>

proximidade dimensional ao veículo TOBIAS.



FIGURA 2.9: *REMUS 100*.

Fonte: obtido no sítio da *Woods Hole Oceanographic Institution*

Este modelo de 1,6m de comprimento possui uma massa de 37kg e opera até profundidades de 100m, atingindo uma velocidade máxima de 5nós com uma autonomia variável entre 8 e 22 horas dependendo das velocidades praticadas. Ao nível dos sensores e sistemas do veículo, este pode ser configurado para diferentes missões, em particular na sua aplicação enquanto contra-medida de minas, o veículo pode ser pré-programado para realizar um determinado percurso, com alcance até 60 milhas, onde através do seu sonar e do *software* integrado, tem a capacidade de detetar minas, ou objetos que se assemelhem (Hydroid, 2016; Watts, 2009).

MARES

O AUV *MARES* (*Modular Autonomous Robot for Environment Sampling*) (figura 2.10) é um veículo desenvolvido pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, com o objetivo de desempenhar tarefas como monitorização da poluição marítima, aquisição de dados científicos, mapeamentos de áreas através do sonar, captação de vídeo ou até mesmo contra-medidas de minas submarinas (Cruz & Matos, 2008).

Este veículo é modular, pelo que pode variar a sua configuração ao nível dos sensores e sistemas integrados no dispositivo, dependendo do cenário onde irá operar. Face a esta flexibilidade, torna-se difícil definir uma configuração padrão, contudo existem algumas características principais que se mantêm comuns em todas as configurações: o comprimento de 1,5m, a massa que ronda os 32kg, a capacidade de operação até profundidades de 100m com uma autonomia de 10 horas e um alcance máximo de 40km (Ferreira et al., 2009).



FIGURA 2.10: AUV *MARES*.
Fonte: Cruz e Matos (2008)

Ao nível da propulsão este veículo possui quatro hélices propulsores, dois horizontais colocados a ré do veículo e dois verticais dispostos longitudinalmente de forma simétrica. Os propulsores horizontais são responsáveis pelo movimento no plano horizontal, assegurando uma velocidade máxima de 2m/s, enquanto os propulsores verticais asseguram o movimento no plano vertical (mergulho e emersão). Esta configuração de propulsão permite ao *MARES* manobrar em áreas confinadas, de forma independente entre os dois planos (Cruz & Matos, 2008).

MEDUSA DEEP SEA

O veículo *MEDUSA DEEP SEA* (figura 2.11) foi desenvolvido pela empresa *CEiA* a par com o Instituto de Sistemas e Robótica, com o objetivo principal, como o próprio nome indica, de criar um dispositivo capaz de mergulhar nas águas mais profundas, realizando missões de cariz científico⁸.



FIGURA 2.11: *MEDUSA DEEP SEA*.
Fonte: obtido no sítio da *Ocean Invest*

⁸Informação retirada do sitio da *CEiA* <https://www.ceia.com/offshore-deep-sea>

Posto isto, o *MEDUSA DEEP SEA* tem capacidade de operar até à profundidade de 3000m, possuindo uma autonomia de aproximadamente 10 horas e um alcance máximo de 50km. O corpo do veículo, é constituído por dois cascos em forma de torpedo dispostos verticalmente com uma massa total que ronda os 300kg e um comprimento de 2,8m.⁹

Relativamente à propulsão este dispositivo possui quatro hélices propulsores orientados, dois na vertical e dois na horizontal (Bentes, 2016), permitindo ao veículo manobrar de forma semelhante ao *AUV MARES*. Estes propulsores originam uma velocidade máxima de 3m/s.

2.3.3 AUV com Propulsão Biomimética

Utilizar os seres vivos como inspiração, aplicando os seus princípios de movimento à área da robótica, em particular aos veículos autónomos, acarreta diversas vantagens em determinadas situações comparativamente com os robôs ditos “convencionais” (Watts, 2009). Assim, e como forma de mitigar alguns dos problemas associados aos AUV com propulsão através de hélice, tais como o elevado consumo energético devido aos diversos propulsores necessários para conferir uma boa manobrabilidade ao dispositivo, surge uma outra categoria de veículo que são os AUV com propulsão biomimética. Os *Biomimetic Underwater Vehicle* (BUV) são fruto do trabalho de investigação por parte dos cientistas, que procura, otimizar o modo de locomoção dos veículos autónomos de subsuperfície, aumentando a sua eficiência de propulsão a par com a capacidade de manobra, tendo como inspiração os modos de natação dos próprios peixes (Mazlan, 2015).

Atualmente os modos de natação dos peixes diferenciam-se em duas categorias de propulsão, *Body and/or Caudal Fin* (BCF) (figura 2.12a) e *Median and/or Paired Fin* (MPF) (figura 2.12b). No caso da propulsão BCF, os peixes fletem o seu corpo e/ou cauda originando uma força de impulso criando assim movimento, enquanto que na propulsão MPF o movimento é gerado através de barbatanas peitorais, dorsais ou pélvicas. De acordo com a literatura existente, o movimento originado através de ambos os métodos de propulsão pode ser classificado, quanto às suas características, como movimento ondulatório, quando a estrutura que propulsi-ona o peixe replica o comportamento de uma onda, ou como movimento oscilatório, quando os elementos propulsores oscilam em torno de um ponto fixo (Sfakiotakis et al., 1999).

⁹Informação retirada do sitio da *Ocean Invest* <https://www.oceaninvest.pt/ceiia>

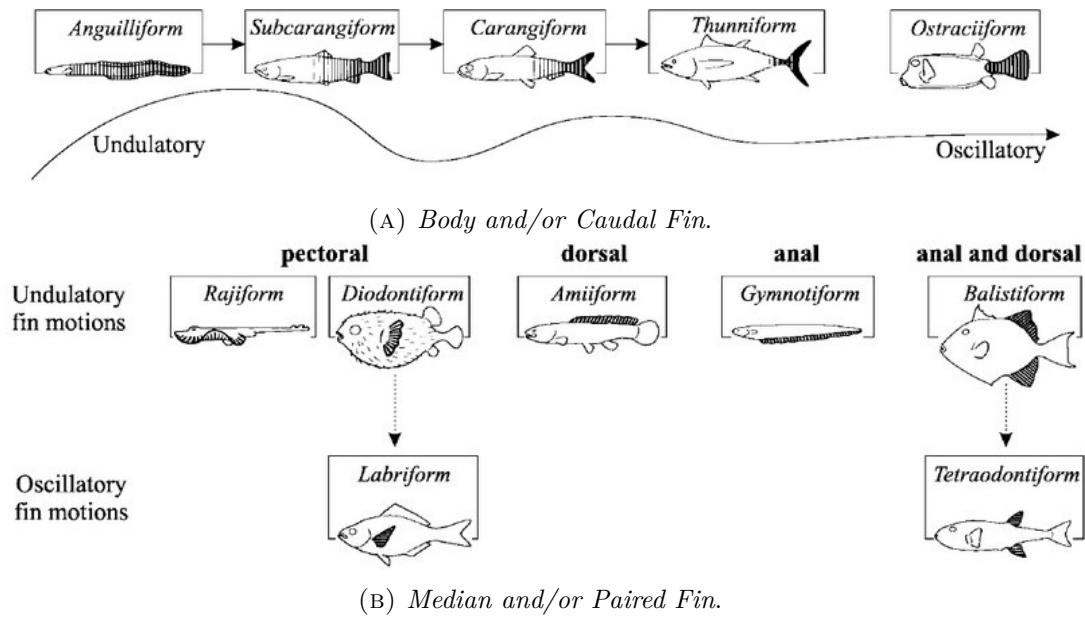


FIGURA 2.12: Modos de propulsão dos peixes. Zonas sombreadas contribuem para a movimento.
Fonte: Sfakiotakis et al. (1999)

A propulsão BCF tem a capacidade de gerar forças de impulsão elevadas, bem como acelerações bruscas, proporcionando tanto altas velocidade de natação periódica¹⁰, como arranques repentinos característicos de movimentos transientes¹¹, a propulsão MPF, por sua vez, origina velocidades de natação um pouco mais baixas, contudo proporciona um melhor e mais preciso controlo de manobrabilidade (Mazlan, 2015; Sfakiotakis et al., 1999).

Posto isto, tendo como inspiração os diferentes modos de propulsão dos diversos peixes, surgem várias abordagens de desenvolvimento de veículos de subsuperfície biomiméticos, dos quais serão mencionados alguns exemplos.

RoboTuna

O *RoboTuna* (figura 2.13) surge na literatura documentado como o primeiro veículo de subsuperfície biomimético, sendo desenvolvido em 1994 pelo *Massachusetts Institute of Technology* (MIT) (Liu & Hu, 2003). Este veículo, cujo modelo é inspirado no atum, encontra-se associado a uma estrutura que permite a sua montagem num tanque de provas, tendo cerca de 1,25m de comprimento e possuindo ao

¹⁰Natação periódica consiste na repetição, de forma cíclica, dos movimentos que geram propulsão.

¹¹Movimentos transientes são movimentos bruscos como arranques repentinos, guinadas ou manobras de fuga, usados maioritariamente para caçar presas ou evitar predadores.

longo da sua cauda um mecanismo com oito articulações ligadas entre si, sendo a última associada a uma barbatana lunada, possibilitando a flexão do veículo (Mazlan, 2015; Tachet et al., 2003; M. S. Triantafyllou & Triantafyllou, 1995).

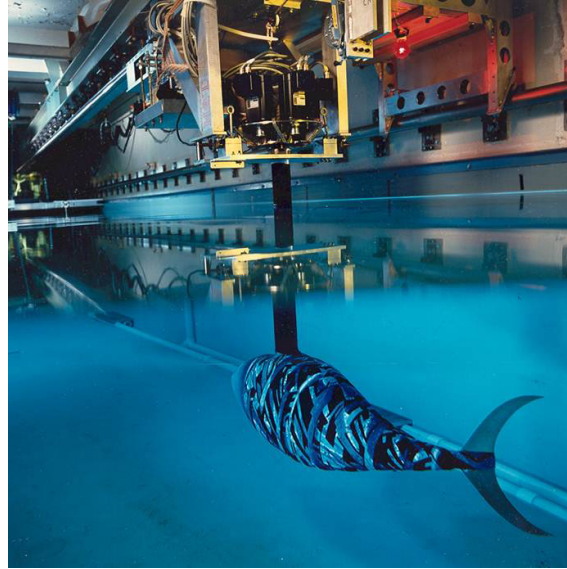


FIGURA 2.13: *RoboTuna* montado no tanque de prova do MIT.
Fonte: M. S. Triantafyllou e Triantafyllou (1995)

Estas articulações são controladas a partir do exterior do veículo, sendo movimentadas por seis servo motores que lhe transmitem binário através de um sistema complexo de roldanas e pequenos cabos, procurando replicar o comportamento biológico dos músculos do atum. O veículo encontra-se revestido por espuma e licra, tornando a sua superfície mais suave, procurando diminuir turbulência do fluido envolvente (Mazlan, 2015; M. S. Triantafyllou & Triantafyllou, 1995).

O *RoboTuna* está equipado com diversos sensores dispostos ao longo do seu corpo que possibilitam a análise de vários parâmetros, permitindo o controlo e otimização do movimento de natação, servindo assim como base de estudo para o desenvolvimento de veículos futuros (M. S. Triantafyllou & Triantafyllou, 1995).

RoboPike

O *RoboPike* (figura 2.14), também desenvolvido pelo MIT, é um veículo com cerca de 82cm de comprimento que sucede ao *RoboTuna*, tendo como inspiração uma das espécies de lúcio (*Esox Lucius*), conhecida pelas suas capacidades tanto de guinar como de acelerar rapidamente. A nível da estrutura da cauda, o *RoboPike* difere do seu antecessor no número de articulações, reduzindo-as a três produzindo assim um veículo mais compacto (Mazlan, 2015; M. S. Triantafyllou et al., 2000).



FIGURA 2.14: *RoboPike* no tanque de prova do MIT.
Fonte: obtido no sítio do MIT¹²

Uma outra diferença entre o *RoboTuna* e o *RoboPike*, reside na capacidade deste último de nadar livremente sem estar montado em nenhuma estrutura de tanque de prova. Contudo, apesar desta liberdade, o *RoboPike* ainda não é totalmente autónomo, sendo controlado de forma remota (Mazlan, 2015).

Vorticity Control Unmanned Undersea Vehicle (VCUUV)

O *Vorticity Control Unmanned Undersea Vehicle* (VCUUV) (figura 2.15) é um veículo desenvolvido pela *Draper Laboratories*, inspirado também pelo *RoboTuna* (Anderson & Chhabra, 2002; Mazlan, 2015).



FIGURA 2.15: *Vorticity Control Unmanned Undersea Vehicle*.
Fonte: Anderson e Chhabra (2002)

O modelo do VCUUV procura também mimetizar uma espécie de atum (*Thunnus Albacares*), e possui uma estrutura com cerca de 2,4m de comprimento e

¹²<http://robosapiens.mit.edu/wanda.htm>

uma massa de aproximadamente 173kg, sendo capaz de atingir a velocidade máxima de 1,25m/s e um ritmo de guinada de 75°/s. A dimensão avantajada deste protótipo possibilita a sua capacitação com diversos sensores e equipamentos necessários para cumprir a sua missão (Anderson & Chhabra, 2002; Watts, 2009).

A cauda flexível, responsável pelo movimento do veículo, é constituída por quatro segmentos articulados podendo cada um deles ser atuado independentemente através de cilindros hidráulicos. Esta independência possibilita um controlo preciso e robusto da posição das articulações da cauda, sendo este um fator imperativo para que o VCUUV seja manobrado em função do *feedback* que a bússola envia para o sistema de bordo, permitindo que este controle o veículo de forma autónoma (Anderson & Chhabra, 2002; Mazlan, 2015).

RoboSalmon

O *RoboSalmon* (figura 2.16) é um veículo biomimético de baixo custo desenvolvido pela Universidade de *Glasgow*, inspirado na espécie do salmão atlântico, que tem como objetivo realizar ensaios por forma a investigar a eficácia dos sistemas de propulsão biomiméticos (Watts, 2009).



FIGURA 2.16: *RoboSalmon*.
Fonte: Watts (2009)

Este veículo tem uma estrutura com cerca de 0,85m de comprimento dividida em duas partes, o corpo onde estão contidos os sensores, baterias e outros equipamentos necessários, e a cauda responsável pela propulsão. A cauda (figura 2.17), por sua vez, possui dez juntas de revolução, estando a última associada à barbatana caudal do veículo. Estas permitem a articulação da cauda flexionando-a por forma a replicar o comportamento do salmão (Mazlan, 2015; Watts, 2009).

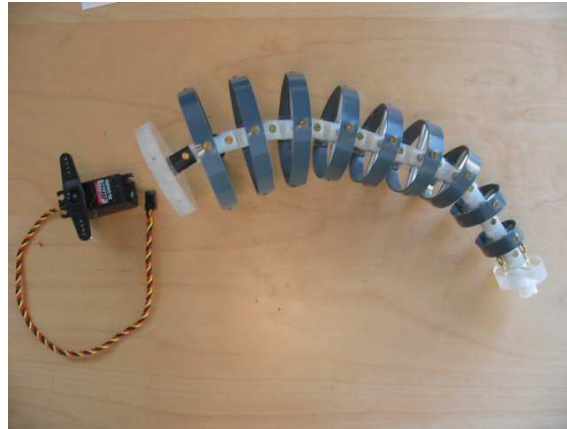


FIGURA 2.17: Estrutura da cauda do *RoboSalmon*.
Fonte: Watts (2009)

A posição das juntas é controlada por um servo motor que lhes transmite movimento através de um sistema de cabos, simulando o comportamento dos músculos da espécie biológica. Dos ensaios efetuados, testando várias amplitudes e frequências de oscilação da cauda verificou-se que o veículo atinge uma velocidade máxima de 0,2m/s para uma frequência de oscilação da cauda de 0,6Hz e uma amplitude de 0,15m (Mazlan, 2015; Watts, 2009).

ABPP2

O *ABPP2* (figura 2.18) é um veículo projetado e construído na Polónia, e surge como um dos produtos finais do projeto *Śledzik* que se iniciou em 2013 e terminou em 2017. O projeto foi liderado pela Escola Naval Polaca e desenvolvido em parceria com a Universidade da Cracóvia, *Industrial Institute of Automatics and Measurement PIAP* e *Forkos Company*, tendo como objetivo construir BUVs com formato de um torpedo equipados com propulsão ondulatória simulando o comportamento dos peixes. Este veículo possui um corpo cilíndrico com um diâmetro de aproximadamente 0,2m e um comprimento de 1,7m, tendo na sua extremidade, a ré, uma barbatana caudal com uma forma trapezoidal (Szymak, 2016; Szymak & Przybylski, 2018).

A estrutura de propulsão deste veículo consiste num único segmento articulado ao qual está associado a barbatana caudal, podendo esta oscilar em diversas frequências, contudo a uma amplitude constante. O *ABPP2* dispõe também de duas barbatanas peitorais capazes tanto de gerar impulso adicional, promovendo o aumento da velocidade no plano horizontal, como de variar a profundidade do veículo, fornecendo-lhe assim movimento no plano vertical (Szymak & Przybylski, 2018).

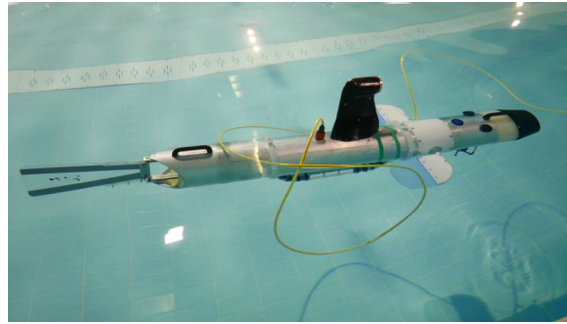


FIGURA 2.18: BUV *ABPP2*.
Fonte: Szymak e Przybylski (2018)

Ao nível de sensores, equipamentos e sistemas este veículo possui uma configuração dividida em módulos organizada a partir de vante da seguinte forma: módulo de vídeo e sonda, módulo de comunicações e sensores de navegação, módulo das barbatanas peitorais, módulo das baterias e sistemas eletrônicos e por fim módulo da barbatana caudal (Szymak & Przybylski, 2018).

Capítulo 3

Enquadramento teórico

No capítulo anterior foram introduzidos vários conceitos relativos às diferentes categorias de veículos de subsuperfície demonstrando, em particular, diversas abordagens utilizadas em veículos com propulsão biomimética. Assim, o foco neste capítulo será apresentar a teoria necessária para compreender os modelos matemático que descrevem este tipo de veículos, para posteriormente aplicá-la ao veículo em estudo neste trabalho, o TOBIAS.

O desenvolvimento e uso de modelos matemáticos para simular o comportamento dos veículos de subsuperfície tem-se tornado um processo cada vez mais importante, tanto ao nível da indústria como ao nível académico. Esta é uma ferramenta que auxilia na tomada de decisão ao longo do projeto, podendo também ser usada para a resolução de problemas (Sargent, 2010). Em 1967 foram publicadas por Gertler, a pedido da Marinha Norte Americana, as equações que caracterizam o modelo matemático de um submarino (Gertler & Hagen, 1967). Estas equações eram bastante precisas, e por sua vez complexas, devido aos coeficientes hidrodinâmicos que consideravam, sendo estes determinados exclusivamente de forma experimental (Tang, 1999). Este modelo foi desenvolvido para caracterizar o comportamento de submarinos tripulados, pelo que a sua complexidade é compreensível (Bentes, 2016).

O processo de modelar matematicamente o comportamento de um AUV é, em parte, semelhante ao de modelar um submarino tripulado, contudo verificam-se algumas diferenças no processo. Essas diferenças, por sua vez, permitem abordar o problema de outras perspetivas, desenvolvendo assim modelos de simulação menos complexos do que o apresentado por Gertler, mas igualmente viáveis (Tang, 1999).

De acordo com Tang (1999), podem destacar-se alguns dos métodos de modelação de AUVs mais populares:

- *Modelo de Humphreys* - Este modelo lineariza as equações de movimento e faz o seu desacoplamento em movimentos longitudinais e laterais, sendo estas resolvidas no domínio da frequência, através da aplicação de transformadas de *Laplace*. O modelo providencia, funções de transferência, adimensionais, que caracterizam o comportamento do veículo e facilitam a sua implementação (Humphreys, 1976). Relativamente aos coeficientes hidrodinâmicos este modelo não apresenta nenhum método de estimativa dos mesmos, sendo obtidos de forma experimental (Bentes, 2016; Humphreys, 1976; Tang, 1999).
- *Modelo de Nahon* - Este modelo segue uma abordagem diferente da utilizada por Humphreys. Neste caso, Nahon mantém a não linearidade das equações do movimento, representando o comportamento não linear do veículo, e procura desenvolver métodos para estimar os seus coeficientes hidrodinâmicos, evitando assim a necessidade de obtenção dos mesmos de forma experimental, baseando-se unicamente nas formas geométricas do veículo (Bentes, 2016; Nahon, 1996; Tang, 1999).
- *Modelo de Fossen* - Este é o método de modelação de veículos de subsuperfície mais utilizado na literatura moderna. O modelo de Fossen apresenta algumas semelhanças ao modelo de Nahon, tendo como grande vantagem a forma como as equações estão arranjadas, pois facilitam o uso de ferramentas de controlo não linear (Bentes, 2016; Tang, 1999). Esta abordagem, apresenta as equações que caracterizam o comportamento do veículo na forma matricial, providenciando também métodos de estima de alguns dos coeficientes hidrodinâmicos (Fossen, 2011).

Assim, atendendo às particularidades dos modelos referidos anteriormente, neste trabalho será utilizada a metodologia de Fossen para modelar o comportamento do veículo TOBIAS. De acordo com Fossen (2011) o modelo é expresso através das equações 3.1 e 3.2, que se encontram na forma vetorial e caracterizam, respetivamente, a cinemática e dinâmica do veículo. Ao longo deste capítulo será feito um breve enquadramento neste modelo, iniciando pela notação utilizada e em seguida descrevendo os elementos que constituem cada um das equações mencionadas.

$$\dot{\eta} = J(\eta)\nu \quad (3.1)$$

$$M\dot{\nu} + C(\nu)\nu + D(\nu)\nu + g(\eta) = \tau \quad (3.2)$$

3.1 Notação do modelo e referenciais

Os veículos de subsuperfície apresentam 6 graus de liberdade (GDL) (em inglês *DOF*, *Degrees Of Freedom*). Estes consistem em movimentos independentes de translação e de rotação em torno dos três eixos (figura 3.1) e caracterizam por completo a posição e orientação do veículo (Fossen, 2011).

Os movimentos de translação no plano horizontal são conhecidos como avanço e deriva (em inglês *surge* e *sway*) nas direções longitudinal e transversal respetivamente, e no plano vertical o movimento de translação tem a designação de arfagem (em inglês *heave*). Os restantes três graus de liberdade estão associados aos movimentos de rotação em torno dos eixos longitudinal, transversal e vertical, designados respetivamente por balanço, cabeceio e guinada (em inglês *roll*, *pitch*, *yaw*) (Fossen, 2011).

Uma prática comum neste tipo de modelos, consiste em adotar, por conveniência, referenciais que permitam através de pontos de referência conhecer a posição do veículo (Ferreira, 2009). Assim, neste caso são considerados dois referenciais: um inercial fixo à Terra e outro fixo ao corpo (figura 3.1) (Fossen, 2011).

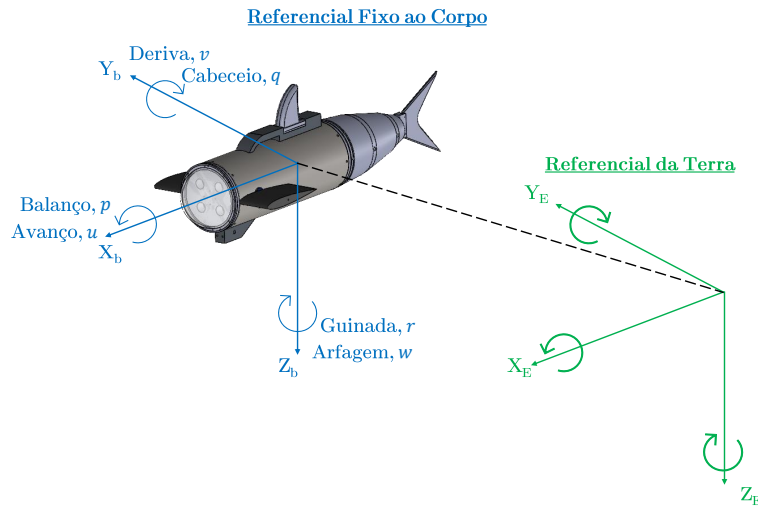


FIGURA 3.1: Referenciais fixos no corpo e na Terra.

O referencial do corpo é um sistema de coordenadas que se encontra fixo ao veículo e se movimenta com ele. De acordo com Fossen (2011), a baixa velocidade destes veículos não é afetada pelo movimento de rotação da Terra, pelo que a aceleração de um ponto à sua superfície pode ser desprezável (Mazlan, 2015). Assim, considerando que, um referencial inercial é um referencial que não está sujeito a acelerações lineares nem angulares (Ferreira, 2009), define-se o referencial fixo à

Terra como sendo inercial (Fossen, 2011). É desejável que algumas grandezas sejam referenciadas num ou noutro referencial, de modo a simplificar as expressões matemáticas (Ferreira, 2009). Posto isto, a posição e orientação do veículo são definidas relativamente ao referencial inercial enquanto que as velocidades lineares e angulares são relativas ao referencial fixo ao corpo (Mazlan, 2015).

Após definidos os referenciais, é igualmente importante definir as variáveis que caracterizam os 6 GDL do veículo. Para tal, é utilizada por Fossen a notação padrão desenvolvida pela *Society of Naval Architects and Marine Engineers* (SNAME) em 1950, e que se encontra apresentada de forma sumária na tabela 3.1 (Fossen, 2011; The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1950).

TABELA 3.1: Notação padrão usada em veículos de subsuperfície
Fonte: Adaptado de Fossen (2011)

Movimentos	Nome	Forças e Momentos	Velocidades Linear e Angular	Posição e Ângulos de Euler
Translação na direção x	Avanço (<i>Surge</i>)	$X(N)$	$u(m/s)$	$x(m)$
Translação na direção y	Deriva (<i>Sway</i>)	$Y(N)$	$v(m/s)$	$y(m)$
Translação na direção z	Arfagem (<i>Heave</i>)	$Z(N)$	$w(m/s)$	$z(m)$
Rotação em torno do eixo x	Balanço (<i>Roll</i>)	$K(Nm)$	$p(rad/s)$	$\phi(rad)$
Rotação em torno do eixo y	Cabeceio (<i>Pitch</i>)	$M(Nm)$	$q(rad/s)$	$\theta(rad)$
Rotação em torno do eixo z	Guinada (<i>Yaw</i>)	$N(Nm)$	$r(rad/s)$	$\psi(rad)$

Com o propósito de desenvolver o respetivo modelo matemático, estas variáveis são agrupadas e apresentadas na forma de vetores de acordo com as equações 3.3, 3.4, 3.5 (Fossen, 2011; Mazlan, 2015).

$$\eta = \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix}, \text{ onde } \eta_1 = [x \ y \ z]^T \text{ e } \eta_2 = [\phi \ \theta \ \psi]^T \quad (3.3)$$

$$\nu = \begin{bmatrix} \nu_1 \\ \nu_2 \end{bmatrix}, \text{ onde } \nu_1 = [u \ v \ w]^T \text{ e } \nu_2 = [p \ q \ r]^T \quad (3.4)$$

$$\tau = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix}, \text{ onde } \tau_1 = [X \ Y \ Z]^T \text{ e } \tau_2 = [K \ M \ N]^T \quad (3.5)$$

O vetor η , constituído por η_1 e η_2 , representa respetivamente, a posição e orientação do veículo no referencial fixo à Terra; ν é o vetor das velocidades linear (ν_1) e angular (ν_2) relativo ao sistema de coordenadas do referencial fixo ao corpo; e por fim, o vetor τ descreve as forças (τ_1) e momentos (τ_2) que atuam no veículo também no referencial que lhe é atribuído (Ferreira, 2009; Fossen, 2011; Mazlan, 2015). Esta será a notação utilizada no decorrer desta dissertação.

3.2 Cinemática do veículo

A cinemática do veículo está associada aos aspetos geométricos do movimento. De acordo com Fossen (2011), é comum utilizar neste tipo de modelos, ângulos de Euler para determinar as relações geométricas existentes entre o movimento do veículo e o referencial inercial que se encontra fixo à Terra.

Assim, para transformar as velocidades do referencial fixo ao corpo, provenientes da componente dinâmica do modelo, em velocidades no referencial inercial, são efetuadas uma série de rotações elementares segundo cada eixo do referencial fixo ao veículo, $\{X_b, Y_b, Z_b\}$, isto é, uma rotação de ϕ graus em torno de X_b , uma rotação de θ graus em torno de Y_b e uma rotação de ψ graus em torno de Z_b , seguindo uma determinada ordem convencionada (Ferreira, 2009; Fossen, 2011).

Esta transformação para o referencial inercial das velocidades linear (ν_1) e angular (ν_2) ocorre separadamente de acordo com a equação 3.6, originando, por sua vez, os vetores correspondentes $\dot{\eta}_1$ e $\dot{\eta}_2$, que representam respetivamente a componente de velocidade linear e angular no referencial fixo à Terra (Fossen, 2011; Mazlan, 2015).

$$\begin{aligned}\dot{\eta}_1 &= J_1(\eta_2)v_1 \\ \dot{\eta}_2 &= J_2(\eta_2)v_2\end{aligned}\tag{3.6}$$

$J_1(\eta_2)$ e $J_2(\eta_2)$ correspondem às matrizes de transformação de Euler (Mazlan, 2015), sendo $J_1(\eta_2)$ (equação 3.7) utilizada para transformar a componente de velocidade linear, seguindo a convenção de rotação zyx adotada por Fossen, e $J_2(\eta_2)$ (equação 3.8) a componente de velocidade angular (Fossen, 2011). Para tornar estas matrizes mais compactas foi adotada a simbologia c , s e t para representar as funções trigonométricas coseno, seno e tangente, respetivamente.

$$J_1(\eta_2) = R_{z,\psi}R_{y,\theta}R_{x,\phi} = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\theta + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\theta + c\psi c\theta s\phi \\ s\psi c\theta & c\psi c\theta + s\psi s\theta s\phi & -c\psi s\theta + s\psi c\theta s\phi \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix}\tag{3.7}$$

$$J_2(\eta_2) = \begin{bmatrix} 1 & s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi/c\theta & c\phi/c\theta \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

A equação 3.1 que descreve, na forma vetorial, a relação existente entre o vetor das velocidades nos dois referenciais pode agora ser reescrita na forma matricial de acordo com a equação 3.9, representando assim a cinemática dos 6 GDL do veículo (Fossen, 2011; Watts, 2009).

$$\begin{aligned} \dot{\eta} &= J(\eta)v \\ &\Updownarrow \\ \begin{bmatrix} \dot{\eta}_1 \\ \dot{\eta}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} J_1(\eta_2) & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & J_2(\eta_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.9)$$

3.3 Dinâmica do veículo

A componente dinâmica do veículo consiste na análise das forças que causam o seu movimento (Bentes, 2016; Fossen, 2011). A modelação do comportamento dinâmico do veículo biomimético TOBIAS irá guiar-se pelas mesmas técnicas utilizadas nos modelos de AUVs com propulsão convencional, contudo estas serão adaptadas, adicionando ou substituindo termos por forma a representar a natureza biomimética do veículo (Watts, 2009).

O desenvolvimento de um modelo que represente o comportamento dinâmico de um sistema com 6 graus de liberdade, revela-se útil pois permite prever o desempenho do veículo (Mazlan, 2015). Assim, a equação 3.2 representa, de forma compacta, o modelo padrão adotado para modelar um sistema com 6 GDL (Fossen, 2011).

$$M\dot{\nu} + C(\nu)\nu + D(\nu)\nu + g(\eta) = \tau$$

Esta equação tem origem no referencial fixo ao corpo e é constituída pela matriz de inércia M que inclui os termos provenientes da dinâmica do corpo rígido e os gerados pelo fenómeno da massa acrescentada, pela matriz $C(\nu)$ constituída pelos termos de Coriolis e centrípetos provenientes também da dinâmica do corpo rígido e do efeito da massa acrescentada, pela matriz $D(\nu)$ que representa o amortecimento do sistema e pelo vetor das forças e momentos de restituição $g(\eta)$. As forças e momentos externos são representadas pelo vetor de controlo τ , e o modelo inclui ainda os vetores η (equação 3.3) e ν (equação 3.4), referidos anteriormente, que

representam a posição, orientação e velocidades do veículo (Fossen, 2011; Mazlan, 2015). Os termos mencionados, que compõe a equação dinâmica do sistema, serão abordados individualmente nas secções seguintes.

3.3.1 Dinâmica do corpo rígido

Com o propósito de modelar o veículo TOBIAS este é tratado como sendo um corpo rígido, tendo em consideração que assumir a cauda como um corpo rígido é uma assunção difícil de justificar devido à sua variação de forma ao longo do tempo (Humphrey & Topping, 1961; Mazlan, 2015). Contudo, em virtude da maioria da massa do TOBIAS estar concentrada no restante corpo, pois o veículo é inspirado nas espécies com topologia *carangiforme* (figura 2.12a), assumir que este é um corpo rígido é uma aproximação razoável (Watts, 2009).

O desenvolvimento das equações de movimento de um corpo rígido é baseado na formulação de Newton-Euler que, por sua vez, tem por base a 2ª Lei de Newton (Fossen, 2011; Watts, 2009). Esta relaciona a aceleração de um corpo rígido com as forças que nele atuam (Ferreira, 2009) de acordo com a equação 3.10, onde m representa a massa do objeto, $\vec{a}$ a sua aceleração e $\Sigma \vec{F}$ o somatório das forças que atuam no corpo (Watts, 2009).

$$\Sigma \vec{F} = m\vec{a} \quad (3.10)$$

Considerando o primeiro e segundo axiomas de Euler (equações 3.11 e 3.12), a 2ª Lei de Newton pode ser expressa em função da conservação dos momentos linear p_g e angular h_g , onde f_g e m_g representam, respetivamente, as forças e momentos que atuam no centro de gravidade do corpo, m corresponde à massa do veículo, I_c ao momento de inércia relativo ao seu centro de gravidade, v representa a velocidade linear e ω a velocidade angular (Fossen, 2011; Mazlan, 2015; Watts, 2009).

$$1^\circ \text{ Axioma de Euler} \quad \dot{p}_g = f_g \quad p_g = mv \quad (3.11)$$

$$2^\circ \text{ Axioma de Euler} \quad \dot{h}_g = m_g \quad h_g = I_g \omega \quad (3.12)$$

Assim, conjugando a 2ª Lei de Newton com os dois axiomas de Euler mencionados nas equações 3.11 e 3.12, é possível deduzir as equações de movimento para os 6 GDL do corpo rígido (Fossen, 2011). Estas são apresentadas em seguida, onde as três primeiras são referentes aos movimentos de translação e as restantes aos movimentos de rotação.

$$\begin{aligned}
 m [\dot{u} - vr + wq - x_g (q^2 + r^2) + y_g(pq - \dot{r}) + z_g(pr + \dot{q})] &= X \\
 m [\dot{v} - wp + ur - y_g (r^2 + p^2) + z_g(qr - \dot{p}) + x_g(qp + \dot{r})] &= Y \\
 m [\dot{w} - uq + vp - z_g (p^2 + q^2) + x_g(rp - \dot{q}) + y_g(rq + \dot{p})] &= Z \\
 I_x \dot{p} + (I_z - I_y) qr - (\dot{r} + pq) I_{xz} + (r^2 - q^2) I_{yz} + (pr - \dot{q}) I_{xy} \\
 + m [y_g(\dot{w} - uq + vp) - z_g(\dot{v} - wp + ur)] &= K \\
 I_y \dot{q} + (I_x - I_z) rp - (\dot{p} + qr) I_{xy} + (p^2 - r^2) I_{zx} + (qp - \dot{r}) I_{yz} \\
 + m [z_g(\dot{u} - vr + wq) - x_g(\dot{w} - uq + vp)] &= M \\
 I_z \dot{r} + (I_y - I_x) pq - (\dot{q} + rp) I_{yz} + (q^2 - p^2) I_{xy} + (rq - \dot{p}) I_{zx} \\
 + m [x_g(\dot{v} - wp + ur) - y_g(\dot{u} - vr + wq)] &= N
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Respeitando a notação mencionada anteriormente, m corresponde à massa do corpo, $[X, Y, Z, K, M, N]^T$ representa o vetor τ_{RB} de forças e momentos externos a atuar no corpo, $[u, v, w, p, q, r]^T$ corresponde ao vetor ν de velocidades linear e angular, e os termos x_g, y_g, z_g representam a posição do centro de gravidade no referencial fixo ao corpo. Os termos I_x, I_y e I_z correspondem aos momentos de inércia relativos aos eixos X_b, Y_b e Z_b , respetivamente, e a par com os produtos de inercia $I_{xy} = I_{yx}, I_{xz} = I_{zx}, I_{yz} = I_{zy}$, constituem o tensor de inércia (equação 3.14) onde cada um dos termos pode ser calculado de acordo com a equação 3.15 (Fossen, 2011).

$$I_g = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \tag{3.14}$$

$$\begin{aligned}
 I_x &= \int_V (y^2 + z^2) \rho_m \, dV; \quad I_{xy} = \int_V xy \rho_m \, dV = \int_V yx \rho_m \, dV = I_{yx} \\
 I_y &= \int_V (x^2 + z^2) \rho_m \, dV; \quad I_{xz} = \int_V xz \rho_m \, dV = \int_V zx \rho_m \, dV = I_{zx} \\
 I_z &= \int_V (x^2 + y^2) \rho_m \, dV; \quad I_{yz} = \int_V yz \rho_m \, dV = \int_V zy \rho_m \, dV = I_{zy}
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Estas equações de movimento do corpo rígido (equação 3.13), podem ser rescritas na forma vetorial, tornando-as mais compactas e facilitando a sua aplicação, de acordo com a equação 3.16, onde ν e τ_{RB} são os, já conhecidos, vetores de velocidades (linear e angular) e forças e momentos externos, M_{RB} e $C_{RB}(\nu)$ representam respetivamente a matriz de inércia do corpo rígido e a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos.

$$M_{RB} \dot{\nu} + C_{RB}(\nu) \nu = \tau_{RB} \tag{3.16}$$

A matriz de inércia é uma matriz constante (equação 3.17) enquanto que a matriz dos termos de Coriolis¹³ e centrípetos¹⁴ (equação 3.18) é variável em função dos componentes do vetor de velocidades (ν).

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_g & -my_g \\ 0 & m & 0 & -mz_g & 0 & mx_g \\ 0 & 0 & m & my_g & -mx_g & 0 \\ 0 & -mz_g & my_g & I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mz_g & 0 & -mx_g & -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -my_g & mx_g & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$C_{RB}(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -m(y_g q + z_g r) & m(y_g p + w) & m(z_g p - v) \\ m(x_g q - w) & -m(z_g r + x_g p) & m(z_g q + u) \\ m(x_g r + v) & m(y_g r - u) & -m(x_g p + y_g q) \\ m(y_g q + z_g r) & -m(x_g q - w) & -m(x_g r + v) \\ -m(y_g p + w) & m(z_g r + x_g p) & -m(y_g r - u) \\ -m(z_g p - v) & -m(z_g q + u) & m(x_g p + y_g q) \\ 0 & -I_{yz}q - I_{xz}p + I_z r & I_{yz}r + I_{xy}p - I_y q \\ I_{yz}q + I_{xz}p - I_z r & 0 & -I_{xz}r - I_{xy}q + I_x p \\ -I_{yz}r - I_{xy}p + I_y q & I_{xz}r + I_{xy}q - I_x p & 0 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

3.3.2 Massa acrescentada

Um veículo em movimento imerso num determinado fluido estacionário origina perturbações nas partículas do fluido envolvente animando-as também de movimento (Ferreira, 2009). Assim, quando um veículo imerso, acelera ou desacelera, transfere energia cinética ao fluido que o envolve devido à fricção existente, gerando, por sua vez, forças e momentos contrários ao movimento do corpo (Bentes, 2016; Fossen, 2011). Estes são conhecidos como forças e momentos de massa acrescentada e são necessários ter em conta para o desenvolvimento do modelo (Bentes,

¹³O efeito de Coriolis surge devido ao veículo se movimentar sobre um referencial que se encontra em rotação, neste caso, sobre a superfície da Terra.

¹⁴As forças centrípetas são originadas quando o veículo segue trajetórias curvilíneas.

2016; Ferreira, 2009). Os termos associados às acelerações ($\dot{\nu}$) e velocidades (ν) do corpo encontram-se separados, à semelhança da equação 3.16, sendo estas forças e momentos (τ_A), devidos ao efeito da massa acrescentada, obtidos de acordo com a equação 3.19, onde M_A representa a matriz de inércia de massa acrescentada e $C_A(\nu)$ a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos (Ferreira, 2009).

$$M_A \dot{\nu} + C_A(\nu) \nu = \tau_A \quad (3.19)$$

A matriz de inércia de massa acrescentada é dada pela equação 3.20 onde cada um dos seus termos são conhecidos como derivadas hidrodinâmicas de massa acrescentada (Imlay, 1961) e a sua simbologia está de acordo com a notação SNAME (1950) (Fossen, 2011; Watts, 2009). Por forma a compreender esta notação segue-se o seguinte exemplo, considere-se a força de massa acrescentada Y , ao longo do eixo y , gerada devido à aceleração $\dot{u}$, na direção x , esta é representada de acordo com a equação 3.21, implicando assim que $\{M_A\}_{21} = -Y_{\dot{u}}$ (Fossen, 2011).

$$M_A = - \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & X_{\dot{v}} & X_{\dot{w}} & X_{\dot{p}} & X_{\dot{q}} & X_{\dot{r}} \\ Y_{\dot{u}} & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{w}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{q}} & Y_{\dot{r}} \\ Z_{\dot{u}} & Z_{\dot{v}} & Z_{\dot{w}} & Z_{\dot{p}} & Z_{\dot{q}} & Z_{\dot{r}} \\ K_{\dot{u}} & K_{\dot{v}} & K_{\dot{w}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{q}} & K_{\dot{r}} \\ M_{\dot{u}} & M_{\dot{v}} & M_{\dot{w}} & M_{\dot{p}} & M_{\dot{q}} & M_{\dot{r}} \\ N_{\dot{u}} & N_{\dot{v}} & N_{\dot{w}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{q}} & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

$$Y = -Y_{\dot{u}} \dot{u}; \quad Y_{\dot{u}} := \frac{\partial Y}{\partial \dot{u}} \quad (3.21)$$

A matriz dos termos de Coriolis e centrípetos devido ao efeito da massa acrescentada é dada pela equação 3.22. Esta matriz, é também constituída pelas derivadas hidrodinâmicas de massa acrescentada, contudo é variável em função das velocidades linear e angular do veículo. Os seus termos são calculados de acordo com a equação 3.23 (Fossen, 2011).

$$C_A(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned}
a_1 &= X_{\dot{u}}u + X_{\dot{v}}v + X_{\dot{w}}w + X_{\dot{p}}p + X_{\dot{q}}q + X_{\dot{r}}r \\
a_2 &= Y_{\dot{u}}u + Y_{\dot{v}}v + Y_{\dot{w}}w + Y_{\dot{p}}p + Y_{\dot{q}}q + Y_{\dot{r}}r \\
a_3 &= Z_{\dot{u}}u + Z_{\dot{v}}v + Z_{\dot{w}}w + Z_{\dot{p}}p + Z_{\dot{q}}q + Z_{\dot{r}}r \\
b_1 &= K_{\dot{u}}u + K_{\dot{v}}v + K_{\dot{w}}w + K_{\dot{p}}p + K_{\dot{q}}q + K_{\dot{r}}r \\
b_2 &= M_{\dot{u}}u + M_{\dot{v}}v + M_{\dot{w}}w + M_{\dot{p}}p + M_{\dot{q}}q + M_{\dot{r}}r \\
b_3 &= N_{\dot{u}}u + N_{\dot{v}}v + N_{\dot{w}}w + N_{\dot{p}}p + N_{\dot{q}}q + N_{\dot{r}}r
\end{aligned} \tag{3.23}$$

Posto isto, estão definidos os dois componentes que constituem a matriz de inércia M , e a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos $C(\nu)$, mencionadas na equação 3.2, sendo cada uma delas obtidas de acordo com as seguintes equações (Fossen, 2011).

$$M = M_{RB} + M_A \tag{3.24}$$

$$C(\nu) = C_{RB}(\nu) + C_A(\nu) \tag{3.25}$$

3.3.3 Amortecimento hidrodinâmico

O amortecimento hidrodinâmico, ou arrasto (*drag*), dos veículos aquáticos é causado principalmente pelo amortecimento de potencial provocado pelas oscilações forçadas às quais o corpo é submetido, pela fricção da camada exterior do veículo com o fluido, pelos vórtices criados pelo movimento relativo do fluido na superfície do corpo aquando da sua passagem e pelo arrasto das ondas à superfície (Fossen, 2011; Mazlan, 2015). Contudo, no caso dos veículos de subsuperfície consideram-se algumas simplificações, sendo o amortecimento hidrodinâmico originado, principalmente, devido à fricção da superfície do veículo com a água e ao arrastamento provocado pelos vórtices criados pelo movimento relativo do fluido na superfície do corpo (Bende et al., 2012; Ferreira, 2009; Mazlan, 2015; Tang, 1999).

As forças e momentos de amortecimento exercidos sobre um veículo de subsuperfície, dependem das suas velocidades linear e angular (assumindo que o fluido se encontra estacionário) e podem ser aproximados pelos dois primeiros termos de uma série de Taylor, que embora possua termos de ordem mais elevada estes são, geralmente, desprezados, surgindo assim os conceitos de amortecimento linear e amortecimento quadrático (Bende et al., 2012; Ferreira, 2009; Fossen, 2011). Posto isto, e devido também às baixas velocidades praticadas por este tipo de veículos, o amortecimento hidrodinâmico pode ser obtido através da equação 3.26 (Bentes, 2016; Fossen, 2011).

$$D(\nu) = D_l + D_q(\nu) \tag{3.26}$$

Correspondendo D_l à matriz de amortecimento linear e $D_q(\nu)$ à matriz de amortecimento quadrático, definidas de acordo com as equações 3.27 e 3.28, respetivamente.

$$D_l = - \begin{bmatrix} X_u & X_v & X_w & X_p & X_q & X_r \\ Y_u & Y_v & Y_w & Y_p & Y_q & Y_r \\ Z_u & Z_v & Z_w & Z_p & Z_q & Z_r \\ K_u & K_v & K_w & K_p & K_q & K_r \\ M_u & M_v & M_w & M_p & M_q & M_r \\ N_u & N_v & N_w & N_p & N_q & N_r \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$D_q(\nu) = - \begin{bmatrix} X_{u|u}|u| & X_{v|v}|v| & X_{w|w}|w| & X_{p|p}|p| & X_{q|q}|q| & X_{r|r}|r| \\ Y_{u|u}|u| & Y_{v|v}|v| & Y_{w|w}|w| & Y_{p|p}|p| & Y_{q|q}|q| & Y_{r|r}|r| \\ Z_{u|u}|u| & Z_{v|v}|v| & Z_{w|w}|w| & Z_{p|p}|p| & Z_{q|q}|q| & Z_{r|r}|r| \\ K_{u|u}|u| & K_{v|v}|v| & K_{w|w}|w| & K_{p|p}|p| & K_{q|q}|q| & K_{r|r}|r| \\ M_{u|u}|u| & M_{v|v}|v| & M_{w|w}|w| & M_{p|p}|p| & M_{q|q}|q| & M_{r|r}|r| \\ N_{u|u}|u| & N_{v|v}|v| & N_{w|w}|w| & N_{p|p}|p| & N_{q|q}|q| & N_{r|r}|r| \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

As forças e momentos associadas ao amortecimento linear são obtidas através do produto de um determinado coeficiente de atrito, presente na matriz D_l , pela respetiva velocidade (Bende et al., 2012), enquanto que as forças e momentos associadas ao amortecimento quadrático, podem ser calculados a partir da equação 3.29, onde ρ corresponde à massa volúmica do fluido, C_D representa o coeficiente de arrasto que varia em função do número de Reynolds (Re) e da geometria do corpo, A é a área da secção projetada no plano perpendicular à direção do movimento e U representa a velocidade do veículo na respetiva direção considerada (Bende et al., 2012; Ferreira, 2009; Tang, 1999; Watts, 2009). Assim, através desta abordagem são obtidos os coeficientes de amortecimento quadrático que compõe a matriz $D_q(\nu)$.

$$f(U) = -\frac{1}{2}\rho C_D A |U|U \quad (3.29)$$

Concluindo, após definidos ambos os componentes da matriz de amortecimento hidrodinâmico $D(\nu)$, a soma de todas as forças e momentos (τ_D) provocados por este fenómeno é expressa através da equação 3.30.

$$D(\nu)\nu = \tau_D \quad (3.30)$$

3.3.4 Forças e momentos de restituição

Um veículo quando submerso, segundo a lei de Arquimedes, é afetado pela força da gravidade e pela força da impulsão, sendo estas conhecidas, na área da hidrostática, como forças de restituição (Fossen, 2011). Antes de abordar com mais detalhe cada uma destas forças é importante definir dois conceitos relevantes nesta secção, sendo estes, dois pontos de referência, relativos à origem do referencial fixo ao corpo, conhecidos como Centro de Gravidade (em inglês *CG*, *Center of Gravity*) e Centro de Impulsão (em inglês *CB*, *Center of Buoyancy*).

O Centro de Gravidade é um ponto, que tem vindo a ser mencionado ao longo deste capítulo, no qual se concentra a atuação da força da gravidade. Considerando que a aceleração provocada por essa força é constante ao longo de todo o volume do corpo então, a posição do CG, $r_g = [x_g, y_g, z_g]^T$, coincide com a posição do Centro de Massa (CM) do veículo, sendo esta obtida através da equação 3.31, onde m e V representam, respetivamente, a massa e volume do veículo, r a distância à origem do referencial e $\rho(r)$ a massa volúmica do corpo numa determinada posição r (Ferreira, 2009).

$$r_g = \frac{1}{m} \int_V \rho(r) r dV \quad (3.31)$$

O Centro de Impulsão, por sua vez, é o ponto de referência no qual atua a força de impulsão, e a sua posição, $r_b = [x_b, y_b, z_b]^T$, coincide com o Centro de Massa do fluido deslocado pelo volume do corpo, que na prática, considerando a massa volúmica do fluido constante, coincidirá com o centro geométrico do veículo, sendo assim obtido através da seguinte equação (Ferreira, 2009).

$$r_b = \frac{1}{V} \int_V r dV \quad (3.32)$$

As forças hidrostáticas que atuam no veículo, podem ser calculadas de acordo com as equações 3.33 e 3.34, onde W corresponde ao peso do veículo que resulta da ação da força da gravidade, m representa a massa do veículo e g a aceleração da gravidade (considerada de sinal positivo devido à orientação do referencial fixo ao corpo (figura 3.1)). A força de impulsão B , tem sentido contrário ao peso e é obtida através da equação 3.34, onde ρ corresponde à massa volúmica da água e ∇ ao volume de água deslocado pelo veículo (Fossen, 2011).

$$W = mg \quad (3.33)$$

$$B = \rho \nabla g \quad (3.34)$$

A posição relativa destas duas forças é crucial para garantir a estabilidade do veículo, sendo essa estabilidade, associada à tendência do veículo para retornar à posição equilíbrio, após a remoção da força externa, sem atuação de mecanismos estabilizadores (Fossen, 2011; Mazlan, 2015). Considere-se o exemplo da figura 3.2, em que o veículo se encontra inicialmente em equilíbrio (com o CG e CB alinhados verticalmente), e quando perturbado, tanto no plano transversal como longitudinal, é criado um momento endireitante que contraria a atuação da força externa e restitui a posição inicial do veículo.

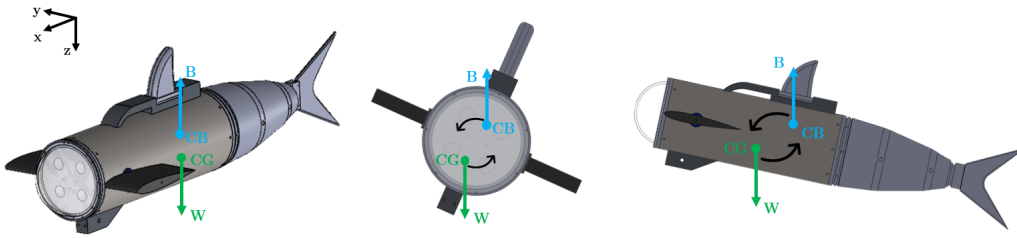


FIGURA 3.2: Exemplo de atuação do peso e impulsão.

Quanto maior for a esta distância vertical entre o CG e CB, mais estável será o veículo, pois o braço ¹⁵ do momento endireitante será maior, produzindo um momento de restituição mais elevado, contudo tornando o veículo mais difícil de manobrar devido à elevada resistência que oferece. Por outro lado, se esta distância for nula, estando os dois pontos sobrepostos, é expectável que o veículo seja altamente instável e sensível a pequenas perturbações, pois devido ao braço do momento endireitante ser inexistente, o veículo não retornará ao ponto de equilíbrio, necessitando assim de sistemas de controlo complexos que através de mecanismos estabilizadores possibilitem o regresso à posição pretendida (Mazlan, 2015). Um outro cenário, também não muito favorável para este tipo de veículos, seria o CG encontrar-se acima do CB, pois à mínima perturbação da posição de equilíbrio inicial, o momento endireitante gerado pelas forças de restituição iria levar, neste caso, o veículo a uma nova posição de equilíbrio sendo esta o inverso da inicial.

De acordo com Fossen (2011) o vetor que representa a totalidade das forças e momentos de restituição $g(\eta)$, nos 6 GDL do veículo é deduzido através da equação 3.35, onde $f_g = [0 \ 0 \ W]^T$ e $f_b = -[0 \ 0 \ B]^T$ correspondem aos vetores que representam as forças da gravidade e impulsão que atuam no plano vertical do referencial da Terra, $J_1(\eta_2)$ representa, a já conhecida, matriz de transformação dos ângulos de Euler mencionada na secção da cinemática do veículo, contudo agora na sua forma inversa, isto é, transformado os vetores f_g e f_b do referencial da Terra

¹⁵Distância perpendicular entre o ponto de aplicação da força e o eixo de rotação

para o referencial fixo ao corpo, tendo em conta a orientação do veículo descrita pelo vetor η_2 , e por fim r_g e r_b representam a posição do CG e CB respetivamente.

$$g(\eta) = - \begin{bmatrix} J_1(\eta_2)^{-1} (f_g + f_b) \\ r_g \times J_1(\eta_2)^{-1} f_g + r_b \times J_1(\eta_2)^{-1} f_b \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Desenvolvendo a equação anterior, obtém-se o seguinte vetor final das forças e momentos de restituição que atuam no veículo (equação 3.36).

$$g(\eta) = \begin{bmatrix} (W - B) \sin \theta \\ -(W - B) \cos \theta \sin \phi \\ -(W - B) \cos \theta \cos \phi \\ -(y_g W - y_b B) \cos \theta \cos \phi + (z_g W - z_b B) \cos \theta \sin \phi \\ (z_g W - z_b B) \sin \theta + (x_g W - x_b B) \cos \theta \cos \phi \\ -(x_g W - x_b B) \cos \theta \sin \phi - (y_g W - y_b B) \sin \theta \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

3.3.5 Forças e momentos do ambiente

Um veículo quando disposto no oceano fica sujeito a forças e momentos do ambiente sendo estes causados por fenómenos como vento, correntes oceânicas e ondas à superfície (Fossen, 2011; Tang, 1999). Contudo, no caso do TOBIAS assume-se que o veículo se encontra submerso pelo que, os fenómenos do vento e das ondas à superfície poderão ser desprezados. Relativamente às correntes oceânicas, nesta primeira abordagem de modelação do veículo, também serão desprezadas.

3.3.6 Forças e momentos externos de controlo do veículo

O vetor τ , mencionado na equação 3.2, representa as forças e momentos externos gerados pelos sistemas de propulsão e governo existentes no veículo, permitindo, em função dos seus valores controlar o movimento, posição e orientação do TOBIAS. Em seguida serão abordados os dois elementos que constituem este vetor, iniciando pela propulsão biomimética, procurando estimar o impulso gerado pela cauda, e terminando com a análise dos efeitos das barbatanas peitorais na manobrabilidade do veículo.

3.3.7 Propulsão biomimética

Comportamento ondulatório dos peixes

O padrão de natação dos peixes tem sido alvo de estudo por parte de diversos biólogos (Mazlan, 2015), sendo sugerido em 1960, pelo matemático James Lighthill, tratar comportamento ondulatório de natação destes seres como uma onda que viaje ao longo do seu comprimento de cauda, de acordo com a equação 3.37, onde y corresponde ao deslocamento lateral da cauda relativamente ao eixo central do peixe, x é a distância à origem da cauda, k é o número de onda obtido através da seguinte expressão $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ sendo λ o comprimento de onda, c_1 representa o envelope de amplitudes lineares e c_2 o envelope de amplitudes quadráticas da onda, ω corresponde à frequência angular e é dada por $\omega = 2\pi f$ e por fim, t representa o tempo (Lighthill, 1960; Liu & Hu, 2003; Mazlan, 2015). Esta onda teria origem na interceção da cauda com o restante corpo e os seus parâmetros variam consoante o movimento de natação do peixe que se deseje analisar.

$$y(x, t) = (c_1x + c_2x^2) \sin(kx + \omega t) \quad (3.37)$$

A equação supramencionada pode ser reescrita, descrevendo de forma discreta e independente do tempo, a onda gerada pelo movimento da cauda (equação 3.38), onde i representa o número associado a uma determinada sequência num período de oscilação, M corresponde à resolução da onda discreta que caracteriza o movimento do corpo e os sinais “+” e “−” representam diferentes direções iniciais de movimento (Liu & Hu, 2003; Mazlan, 2015; Yu et al., 2010).

$$y(x, i) = (c_1x + c_2x^2) \sin\left(kx \pm \frac{2\pi}{M}i\right) \quad [i = 0, 1, \dots, M - 1] \quad (3.38)$$

Assim, o comportamento ondulatório que um veículo biomimético, inspirado numa das espécies mencionadas na figura 2.12a, pretende atingir, pode ser obtido através da variação dos parâmetros c_1 , c_2 e k .

Sendo o veículo TOBIAS inspirado pelas espécies de topologia *carangiform* (Paiva, 2020), a figura 3.3 ilustra o comportamento ondulatório, de um ciclo completo, deste tipo de propulsão, considerando, como exemplo, os parâmetros mencionados por Liu e Hu (2010) para esta topologia, $c_1 = 0,3$, $c_2 = 0$, $k = 13,6$ e tendo $M = 4$.

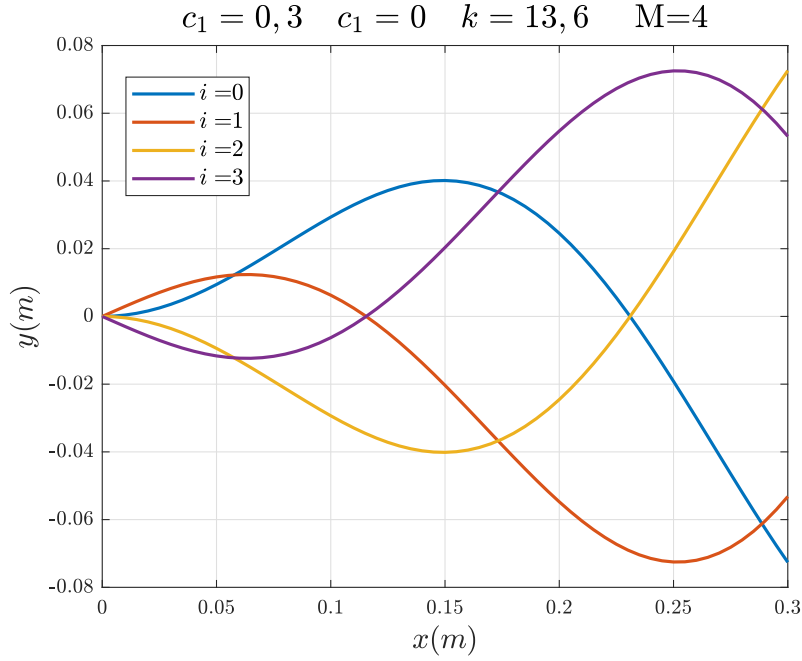


FIGURA 3.3: Comportamento ondulatório obtido através da equação de onda discreta.

Um peixe real possui inúmeras vértebras, funcionando como pequenas juntas de revolução, produzindo um movimento ondulatório “suave” (figura 3.3), permitindo assim a sua aproximação através da onda descrita pelas equações mencionadas anteriormente. Contudo, no caso dos veículos biomiméticos, seria difícil ter o mesmo número de vértebras de um peixe real, devido à complexidade mecânica e de controle que implicariam, sendo o comportamento ondulatório destes produzido através de um número de articulações mais reduzido, o que por sua vez, implica, oscilações não tão “suaves” (Liu & Hu, 2003, 2005; Mazlan, 2015).

Força de impulso gerada pela cauda

Após apresentado o comportamento ondulatório que os veículos biomiméticos pretendem atingir, segue-se o desafio associado à modelação destes veículos, consistindo este em estimar a força de impulso produzida pelo movimento ondulatório da cauda. No caso do veículo TOBIAS esta estima é necessária, pois a fase de construção em que este se encontra não permite obter valores de força de propulsão em tanque de prova.

Obter o valor da força de impulso gerada pela cauda de um determinado peixe não é um processo exato, surgindo assim, diferentes métodos e abordagens que procuram aproximar o seu valor. Algumas fontes, indicam que através da equação de Navier-Stokes, é possível obter de forma mais precisa os valores desta força, contudo

este método implicaria o uso de programas de dinâmica de fluidos computacional (em inglês *CFD*, *Computed Fluid Dynamics*) e aumentaria, de forma exponencial, o tempo despendido na sua resolução devido à sua complexidade (Colgate & Lynch, 2004; Watts, 2009). Para além desta, surgem na literatura outras abordagens que procuram estimar a força gerada pela propulsão ondulatória, das quais se destacam, a teoria dos vórtices (em inglês *vortex theory*) (Streitlien & Triantafyllou, 1998) e a teoria do corpo alongado (em inglês *elongated body theory*) (Lighthill, 1971).

A teoria dos vórtices, procura estimar o impulso produzido pela cauda através da análise dos vórtices existentes na esteira do peixe aquando do sua passagem (figura 3.4), sendo estes gerados devido às diferenças de pressão ao longo da superfície da cauda (Videler, 1993), tendo em conta parâmetros como a circulação dos vórtices, a sua quantidade, dimensão e posição relativa na esteira (Streitlien & Triantafyllou, 1998; Watts, 2009).

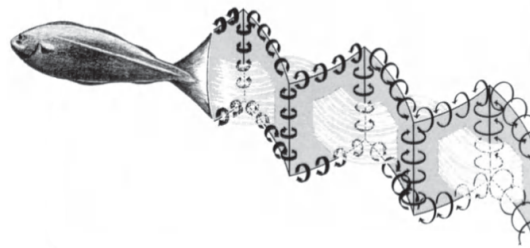


FIGURA 3.4: Representação tridimensional dos vórtices existentes na esteira de um peixe aquando do seu movimento ondulatório.

Fonte: Videler (1993)

Esta teoria, contudo, apresenta algumas limitações na sua aplicação prática de modelação destes sistemas de propulsão, pois a previsão de formação de vórtices e dos parâmetros que os caracterizam, é um processo complexo que implicaria o uso de programas de dinâmica de fluidos computacional ou observação e medição direta dos vórtices aquando do movimento de natação (Videler, 1993; Watts, 2009). Assim, usar este método para estimar a força de impulso gerada pela propulsão ondulatória de um veículo biomimético, enquanto este se encontra em funcionamento, seria uma operação complexa, devido à velocidade com que a informação relativa aos vórtices seria obtida e processada (Watts, 2009).

Por fim, a outra abordagem mencionada para estimar a força de impulso gerada por este tipo de propulsão é a teoria do corpo alongado. Esta teoria tem na

sua base a análise da transferência de momento linear entre o peixe e a água, assumindo que maior parte desta transferência ocorre na barbatana caudal (Lighthill, 1960, 1971; Videler, 1993; Watts, 2009).

Face ao mencionado no capítulo 2, os peixes que se inserem na categoria de propulsão *Body and/or Caudal Fin* (BCF) (figura 2.12a), destacando os que possuem o modo de locomoção *carangiform* em que o TOBIAS foi inspirado, geram uma força de impulso através da flexão do seu corpo criando uma “onda” propulsora ao longo da sua estrutura que finda na barbatana caudal, sendo esta a zona onde se verifica tanto a maior amplitude de deslocamento lateral como maior velocidade lateral (Mazlan, 2015; Sfakiotakis et al., 1999; Videler, 1993).

A teoria do corpo alongado desenvolvida por Lighthill é frequentemente usada para estimar a força de impulsão gerada por este tipo de propulsão, admitindo a simplificação de que a geração dessa força ocorre maioritariamente na extremidade da barbatana caudal (Mazlan, 2015). Assim, neste trabalho, a propulsão biomimética do TOBIAS também será modelada de acordo com esta teoria, sendo descrita matematicamente em seguida.

Considere-se a representação da figura 3.5 como sendo a adotada nesta teoria, onde a direção de natação coincide com o eixo do x , sendo este positivo da direita para a esquerda e o eixo do z representa o eixo perpendicular ao anterior, estando ambos no plano horizontal (Videler, 1993). A orientação dos eixos deste referencial difere dos referenciais mencionados na figura 3.1, contudo é importante não gerar confusões de representação, pois esta diferença deve-se unicamente ao facto das teorias iniciais desenvolvidas para analisar o comportamento ondulatório das caudas incidirem em espécies pertencentes à família dos cetáceos, tais como golfinhos e baleias, cujas barbatanas caudais possuem uma orientação horizontal (sendo z o eixo que representa a amplitude de deslocamento da cauda se considerado um dos outros referenciais mencionados), contudo esta representação acabou por também ser aplicada às caudas orientadas verticalmente (Mazlan, 2015).

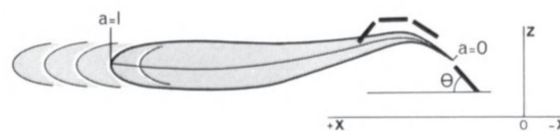


FIGURA 3.5: Representação esquemática do modo de natação do peixe.

Fonte: Videler (1993)

A linha do eixo central do peixe divide o corpo, simetricamente, (Videler, 1993) e a coordenada a descreve a posição de um determinado ponto ao longo “espinha” do peixe, desde a extremidade da barbatana caudal onde $a = 0$ até à extremidade da cabeça do peixe onde $a = l$ (sendo l o comprimento total do peixe) (Lighthill, 1971; Videler, 1993). O ângulo θ , corresponde ao ângulo existente entre a superfície da barbatana caudal e o eixo x (Videler, 1993).

Como referido anteriormente, esta teoria concentra a sua análise nos fenómenos que ocorrem na extremidade da barbatana caudal, sendo aqui, onde se verifica a maior amplitude de deslocamento lateral e por sua vez, o maior “impacto” no fluido por parte do peixe (Videler, 1993). Assim, considere-se a seguinte figura 3.6, que representa duas posições sucessivas desta mesma extremidade ao longo do movimento ondulatório da cauda.

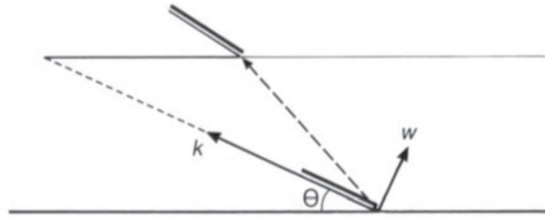


FIGURA 3.6: Representação de duas posições sucessivas da extremidade da cauda.

Fonte: Videler (1993)

A extremidade da barbatana caudal desloca-se de uma posição para outra, devido à combinação de movimentos tangenciais e transversais (Videler, 1993), sendo esta combinação representada na figura anterior através do vetor de velocidade instantânea (vetor com linha a tracejado). Assim, é expectável, que este vetor de velocidade instantânea se decomponha nos seus componentes k , tangencial à barbatana caudal, e w , perpendicular à mesma, sendo estes calculados de acordo com as equações 3.39 e 3.40 (Lighthill, 1971; Videler, 1993).

$$k = \frac{dz}{dt} \sin \theta + \frac{dx}{dt} \cos \theta \quad (3.39)$$

$$w = \frac{dz}{dt} \cos \theta - \frac{dx}{dt} \sin \theta \quad (3.40)$$

Nesta abordagem, a viscosidade do fluido é desprezada pelo que, o movimento da barbatana caudal na direção do vetor k irá causar pequenas perturbações na água, contudo, o vetor w irá transferir a sua velocidade a uma elevada quantidade de massa de água em ambos os lados da barbatana (Videler, 1993). Esta

massa virtual (ou massa acrescentada) de água devida à componente de velocidade perpendicular w , é uma propriedade essencial que caracteriza um corpo alongado (Lighthill, 1971), e o seu valor por unidade de comprimento (kg m^{-1}) é obtido de forma aproximada, através da equação 3.41 deduzida por Lighthill, assumindo que o movimento ondulatório do peixe irá afetar a água em seu redor, criando um cilindro de comprimento infinito, com uma área transversal semelhante à da barbatana caudal, correspondendo: ρ à massa volúmica da água, s à altura da barbatana caudal, como ilustrado na figura 3.7, e $\left(\frac{\pi s^2}{4}\right)$ à área da secção circular do cilindro produzido pela extremidade da cauda (Lighthill, 1970, 1971; Videler, 1993).

$$m = \rho \frac{\pi s^2}{4} \quad (3.41)$$

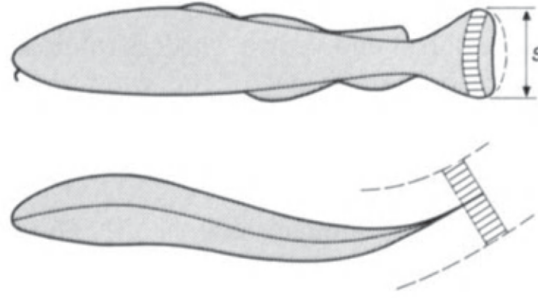


FIGURA 3.7: Representação lateral e dorsal da massa de água virtual afetada por unidade de comprimento junto à extremidade da cauda.

Fonte: Videler (1993)

Assim, o momento linear por unidade de comprimento do peixe (N s m^{-1}), é obtido através da expressão 3.42, tendo este uma orientação oposta à direção de natação (Lighthill, 1971; Videler, 1993).

$$mw(-\sin \theta) \quad (3.42)$$

Integrando a expressão anterior ao longo do comprimento do corpo do peixe, da , isto é, desde a extremidade da cauda, $a = 0$, até à cabeça, $a = l$, obtém-se o momento linear total (N s) no sentido oposto à direção de natação (expressão 3.43).

$$\int_0^l mw(-\sin \theta) da \quad (3.43)$$

Seguindo uma linha de pensamento semelhante à utilizada na secção da dinâmica do corpo rígido, isto é, conciliando a 2ª Lei de Newton (equação 3.10) com o 1º Axioma de Euler (equação 3.11), aplicando-a à presente situação, é possível

obter a força resultante derivando o momento linear total de acordo com a expressão 3.44.

$$\frac{d}{dt} \int_0^L mw(-\sin \theta) da \quad (3.44)$$

Segundo Lighthill, a força resultante obtida através da derivada do momento linear total (expressão 3.44), pode ser escrita como a soma de três componentes, sendo estes: (i) a força associada aos fenómenos de convecção que ocorrem a ré da extremidade da cauda; (ii) a força gerada devido às diferentes pressões que se fazem sentir em redor da cauda e na sua esteira; (iii) a força reativa P que propulsiona o peixe (Lighthill, 1971; Videler, 1993).

Para melhor compreender o componente (i), observe-se novamente a figura 3.6. A barbatana caudal, durante o seu movimento, desliza ao longo do fluido com uma velocidade tangencial k , deixando para atrás uma determinada quantidade de massa de água por segundo, expressa através do produto $k m$ ($\text{m s}^{-1} \times \text{kg m}^{-1} = \text{kg s}^{-1}$). Esta massa de água por sua vez, e como referido anteriormente, movimenta-se na direção perpendicular à superfície da barbatana caudal, com uma velocidade w . Posto isto, a força devida aos fenómenos de convecção que ocorrem a ré da extremidade da cauda é expressa através da expressão 3.45 ($\text{kg s}^{-1} \times \text{m s}^{-1} = \text{kg m s}^{-2} = \text{N}$), tendo esta força direção contrária ao sentido de natação, como se pode verificar pelo componente $(-\sin \theta)$ (Lighthill, 1971; Videler, 1993).

$$mwk(-\sin \theta) \quad (3.45)$$

A força gerada devido às diferentes pressões que se fazem sentir em redor da cauda e na sua esteira (componente (ii)) é um fenómeno mais difícil de visualizar. Assume-se que esta diferença de pressão, baseada no princípio de Bernoulli, existe entre os dois lados de um plano imaginário orientado perpendicularmente com a extremidade da barbatana caudal (Videler, 1993). Assim, a pressão causada pelo movimento da cauda, empurrando a água à velocidade w , é expressa de acordo com a equação de Bernoulli, através do seguinte produto $\frac{1}{2}\rho w^2$ (N m^{-2}). Considerando a área total sujeita a esta pressão, como sendo a área da secção circular do cilindro que envolve a extremidade da barbatana ($\frac{\pi s^2}{4}$), a força gerada por este fenómeno, pode então, ser obtida de acordo com a equação 3.46 ($\text{N m}^{-2} \times \text{m}^2 = \text{N}$), onde o componente $(-\cos \theta)$ representa a direção de atuação desta força, no sentido negativo do eixo x (pois fisicamente, a pressão atua, empurrando na direção contrária ao movimento) (Lighthill, 1970, 1971; Videler, 1993).

$$\left(\frac{1}{2}\rho w^2\right)\left(\frac{\pi s^2}{4}\right)(-\cos\theta) = \frac{1}{2}mw^2(-\cos\theta) \quad (3.46)$$

Lighthill, deduz a expressão anterior para calcular a força provocada pela diferença de pressão em torno do plano imaginário perpendicular à extremidade da cauda, através da equação de Bernoulli aplicada a fluxos instáveis, acabando por verificar o mesmo resultado através de parâmetros provenientes da teoria dos vórtices (Lighthill, 1970; Videler, 1993).

Posto isto, o balanço de forças é expresso matematicamente através da equação 3.47, onde dentro dos parênteses retos surgem representados os componentes (i) e (ii), tendo estes sinal negativo, pois estão orientados em sentido contrário à direção de natação, e a força reativa P que propulsiona o peixe (componente (iii)) surge com sinal positivo (Lighthill, 1971; Videler, 1993).

$$\frac{d}{dt} \int_0^l mw(-\sin\theta)da + \left[mwk(-\sin\theta) + \frac{1}{2}mw^2(-\cos\theta) \right]_{a=0} + P = 0 \quad (3.47)$$

Note-se que, os movimentos natação do peixe são periódicos, pelo que, o termo com o integral mencionado na equação 3.47, não contribui para força de impulso média $\bar{P}$, pois o seu valor varia periodicamente entre valores limite fixos, sendo a sua média ao longo do tempo nula (Videler, 1993). Assim, a força de impulso média gerada pela propulsão $\bar{P}$, é calculada através da seguinte equação 3.48.

$$\bar{P} = \left(mwk \sin\theta + \frac{1}{2}mw^2 \cos\theta \right)_{a=0} = F_{Prop} \quad (3.48)$$

Doravante, por motivos de conveniência, este valor de força médio será representado pela simbologia F_{Prop} .

Definida a equação que permite estimar a força de impulso, F_{Prop} , gerada por este tipo de propulsão, é agora necessário compreender como esta interage com o peixe, ou com o veículo, pois para além de sistema de propulsão a cauda possui também a incumbência de leme. Assim, por forma a manobrar o veículo, é necessário alterar a posição do eixo central de oscilação da cauda, relativamente ao restante corpo (Watts, 2009). Como se pode ver na figura 3.8, caso o eixo de oscilação da cauda esteja alinhado com o eixo do peixe, este irá movimentar-se em frente, ficando animado de movimento em x (avanço), contudo no cenário seguinte, em que o eixo de oscilação da cauda se encontra desalinhado, através do ângulo de desfaseamento da cauda θ_{ADC} , do eixo central do corpo, este para além de se movimentar em frente

irá também ficar animado de movimento de translação em y (deriva), adquirindo simultaneamente momento de guinada (rotação em torno do eixo z).¹⁶

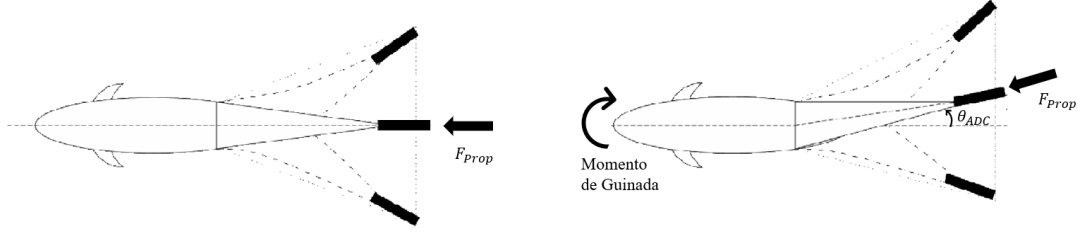


FIGURA 3.8: Manobra do peixe através da variação do θ_{ADC} .
Fonte: adaptado de Watts (2009)

Posto isto, a componente de propulsão do vetor τ , mencionado na equação 3.2, será dada pelo seguinte vetor τ_{Prop} (equação 3.49), onde se podem verificar as relações trigonométricas existentes na representação das forças de avanço (X) e deriva (Y) e do momento de guinada (N), resultando este último, do produto da força de deriva (Y) com braço l_{CG} (distância no eixo X_b entre a extremidade da barbatana caudal e o CG do veículo) (Mazlan, 2015).

$$\tau_{Prop} = \begin{bmatrix} F_{Prop} \cos(\theta_{ADC}) \\ F_{Prop} \sin(\theta_{ADC}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ (F_{Prop} \sin(\theta_{ADC})) l_{CG} \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

De acordo com Watts (2009), seria expectável que o comportamento ondulatório da propulsão do veículo gerasse movimentos de recuo (em inglês *recoil motion*), expressos através de momentos de balanço e de guinada. Contudo nesta abordagem inicial de modelação do veículo TOBIAS estes não serão considerados, assumindo que a massa da cauda representa uma pequena porção da massa total do corpo, desprezando o momento de balanço gerado pelo recuo, e assumindo também que o corpo do veículo é suficientemente longo e alto, de forma a que a sua área transversal reduza efetivamente o momento de guinada produzido pelo recuo (Chopra, 1976; Chowdhury et al., 2012; Lighthill, 1970).

¹⁶Os eixos mencionados neste parágrafo são relativos ao referencial fixo ao corpo.

3.3.8 Barbatanas peitorais

O TOBIAS possui duas barbatanas peitorais rígidas, que quando utilizadas em conjunto com os efeitos da cauda referidos anteriormente, aumentam a capacidade de manobra do veículo. As barbatanas peitorais produzem um fenómeno semelhante ao das asas de um avião, onde em função ângulo de inclinação relativo à direção de escoamento do fluido (Ângulo de Ataque α) que apresentam, são geradas, no seu centro de pressão, diferentes forças de sustentação e arrasto, de acordo com o diagrama apresentado na figura 3.9 (Watts, 2009).

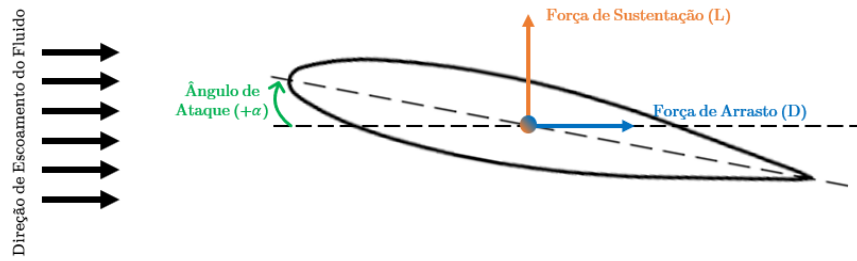


FIGURA 3.9: Diagrama de forças a atuar numa barbatana peitoral.

Estas forças de sustentação L (em inglês *Lift Force*) e de arrasto D (em inglês *Drag Force*), são expressas matematicamente através das equações 3.50 e 3.51, onde C_L e C_D correspondem aos respetivos coeficientes de sustentação e de arrasto de um perfil de barbatana específico, variando os seus valores para um determinado escoamento em função do ângulo de ataque α , u representa a velocidade de escoamento do fluido, sendo nesta situação assumida de igual valor à velocidade de avanço e A corresponde à área de secção da barbatana (Perez, 2006; Watts, 2009).

$$L = \frac{1}{2} \rho A u^2 C_L \quad (3.50)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho A u^2 C_D \quad (3.51)$$

Tendo em conta a localização das barbatanas peitorais, e por sua vez dos seus centros de pressão, relativamente ao CG do veículo é possível analisar o modo como as forças e momentos gerados por estas estruturas influenciam o seu comportamento (figura 3.10).

Assim, os efeitos provocados pelas barbatanas peitorais, de ambos os bordos, podem ser expressos matematicamente de acordo com o vetor τ_{BP} (equação 3.52), tendo em consideração a orientação do referencial fixo ao corpo e a “regra da mão

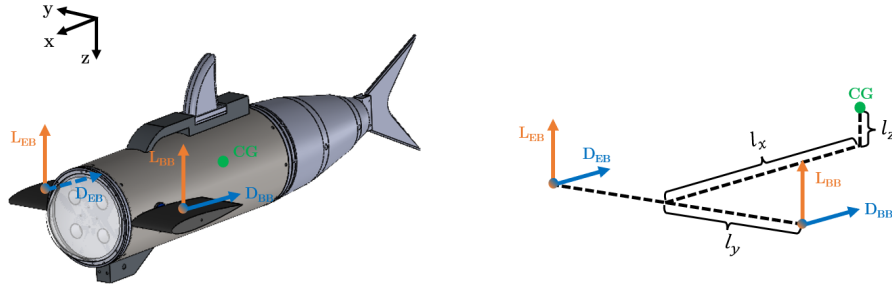


FIGURA 3.10: Representação do diagrama de forças a atuar nas barbatana peitorais do veículo.

direita” para a representação do sentido das forças e momentos, adotando o sinal correto. As distâncias l_x , l_y e l_z , mencionadas nas últimas três linhas do vetor, correspondem aos braços que geram os momentos em torno dos três eixos.

$$\tau_{BP} = \begin{bmatrix} -D_{BB} - D_{EB} \\ 0 \\ -L_{BB} - L_{EB} \\ L_{BB}l_y - L_{EB}l_y \\ L_{BB}l_x - D_{BB}l_z + L_{EB}l_x - D_{EB}l_z \\ -D_{BB}l_y + D_{EB}l_y \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

Estão assim definidos os dois componentes que constituem o vetor τ mencionado na equação 3.2, sendo este resultado da soma do vetor que representa a propulsão biomimética τ_{Prop} com o vetor que expressa os efeitos das barbatanas peitorais τ_{BP} (equação 3.53).

$$\tau = \tau_{Prop} + \tau_{BP} \quad (3.53)$$

3.4 Equações em espaço de estados

A representação das equações em espaço de estados é uma forma conveniente de descrever, numa simulação computacional, um sistema dinâmico com n equações diferenciais de primeira ordem, onde as derivadas temporais de cada variável de estado são expressas em função da própria variável de estado $x_1(t) \dots x_n(t)$, das variáveis de entrada no sistema $u_1(t) \dots u_r(t)$ e dos coeficientes a_{ij} e b_{ij} (Mazlan, 2015). A equação 3.54 corresponde ao exemplo da representação matricial do espaço de estados do sistema mencionado.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1r} \\ b_{21} & \cdots & b_{2r} \\ \vdots & & \vdots \\ b_{n1} & \cdots & b_{nr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_r \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

Esta representação, por sua vez, pode ser rescrita na forma vetorial, tornando-a mais compacta, de acordo com a equação 3.55, onde x corresponde ao vetor de estado, sendo este uma coluna com comprimento n , u corresponde vetor coluna dos parâmetros de entrada com comprimento r , e as matrizes A (dimensão $n \times n$) e B (dimensão $n \times r$) representam as matrizes dos coeficientes do sistema (Mazlan, 2015).

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.55)$$

Assim, e após abordados em detalhe os diferentes componentes das equações de dinâmica (equação 3.2) e cinemática (equação 3.1) do veículo, estas podem ser rescritas, inspiradas na representação mencionada anteriormente de acordo com a equação 3.56.

$$\begin{cases} \dot{\nu} = M^{-1}(\tau - C(\nu)\nu - D(\nu)\nu - g(\eta)) \\ \dot{\eta} = J(\eta)\nu \end{cases} \quad (3.56)$$

$$M = M_{RB} + M_A; \quad C(\nu) = C_{RB}(\nu) + C_A(\nu); \quad \tau = \tau_{Prop} + \tau_{BP}$$

Sendo o vetor de estado x dado por:

$$x = [\nu \quad \eta]^T = [u \quad v \quad w \quad p \quad q \quad r \quad x \quad y \quad z \quad \phi \quad \theta \quad \psi]^T$$

Os seis primeiros termos correspondem às componentes das velocidades linear e angular (ν) relativas ao referencial fixo ao corpo, e os seis restantes termos aos vetores de posição e orientação do veículo (η) relativamente ao referencial da Terra. O vetor dos parâmetros de entrada, e por sua vez de controlo do veículo, é expresso através do vetor τ que tem em conta a propulsão biomimética τ_{Prop} e os efeitos provocados pelas barbatanas peitorais τ_{BP} .

Posto isto, no *software* de programação Matlab o modelo matemático do veículo será introduzido na forma matricial de acordo com a equação 3.57, onde

em função dos parâmetros de entrada definidos no vetor τ , serão obtidas diferentes respostas no veículo analisadas através do vetor x .

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\nu} \\ \dot{\eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M^{-1}(-C(\nu) - D(\nu)) & 0_{6 \times 6} \\ J(\eta) & 0_{6 \times 6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \nu \\ \eta \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} M^{-1} & 0_{6 \times 6} \\ 0_{6 \times 6} & 0_{6 \times 6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} g(\eta) \\ 0_{6 \times 6} \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} M^{-1} & 0_{6 \times 6} \\ 0_{6 \times 6} & 0_{6 \times 6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau \\ 0_{6 \times 6} \end{bmatrix} \quad (3.57) \end{aligned}$$

Capítulo 4

Modelação do TOBIAS

Após descrito no enquadramento teórico o modelo matemático adotado, este será, no decorrer do seguinte capítulo, aplicado ao TOBIAS analisando as características do veículo por forma estimar os parâmetros que o descrevem, desenvolvendo as devidas equações das forças e momentos representativas dos seis graus de liberdade.

O veículo biomimético TOBIAS encontra-se a ser desenvolvido no *software* de desenho assistido por computador (em inglês *CAD*, *Computer Aided Design*) SolidWorks, apresentando o seguinte aspeto ilustrado na figura 4.1.

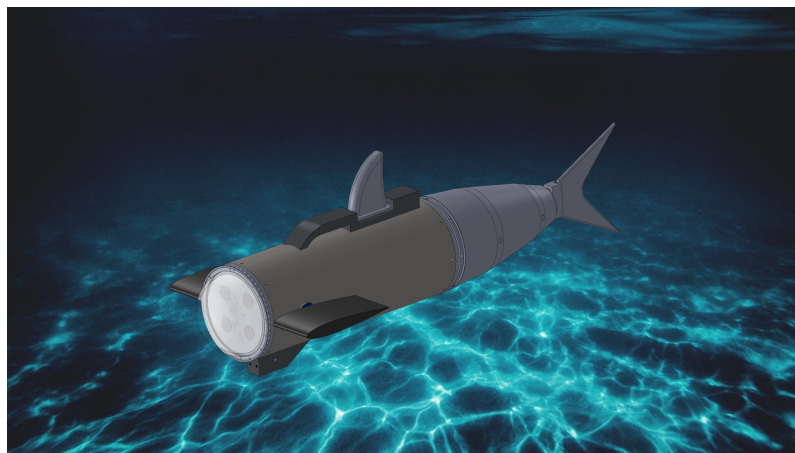


FIGURA 4.1: BUV TOBIAS.

4.1 Características do veículo

De acordo com Paiva (2020), o protótipo do veículo possui uma massa estimada de 20,85kg, contudo foi verificado que devido às posições relativas do CG e CB era gerado um momento inclinante longitudinal, pois o CG encontrava-se a vante do CB, fazendo com que o veículo mergulha-se a proa. Posto isto, Paiva (2020) calculou a massa de lastro fixo necessário para contrariar este fenómeno, chegando

ao valor de 3,91kg, totalizando a massa do veículo em $m = 20,85\text{kg} + 3,91\text{kg} = 24,76\text{kg}$, e alinhando verticalmente ambos os pontos de referência. O volume de água deslocado pelo veículo será de aproximadamente $\nabla = 27,24\text{dm}^3$.

Para este volume de água deslocado, o protótipo teria um deslocamento de $\Delta = \nabla \times \rho_{\text{água}} = 27,24 \times 10^{-3} \times 1025 = 27,92\text{kg}$, correspondendo este ao valor de massa máxima que o veículo poderia atingir assegurando uma flutuabilidade neutra ($W = B$), existindo assim, uma margem de cerca de $27,92\text{kg} - 24,76\text{kg} = 3,16\text{kg}$ para porcas, parafusos, cablagem e outros componentes imprevistos (Paiva, 2020). No modelo desenvolvido ao longo deste trabalho, será assumido que o veículo possui a massa de $m = 27,92\text{kg}$, e por sua vez uma flutuabilidade neutra, encontrando-se os componentes em falta, mencionados anteriormente, distribuídos uniformemente ao longo do veículo, mantendo o alinhamento vertical do CG com o CB.

Uma simplificação comum no desenvolvimento deste tipo de modelos consiste em assumir o CG como a origem do referencial fixo ao corpo, tendo estas coordenadas $r_g = [0 \ 0 \ 0]^T$, reduzindo termos de algumas equações que dependam da sua posição. Devido a esta simplificação, a posição do CB será dada relativamente ao CG, de acordo com o seguinte vetor $r_b = [0 \ 0 \ -0,0846]^T$, sendo a distância vertical entre os dois pontos de 0,0846m, correspondendo este valor ao braço de momento endireitante (Paiva, 2020).

Geometricamente o veículo apresenta uma simetria longitudinal, isto é relativamente ao plano formado pelos eixos $\{X_b, Z_b\}$, tendo o seu corpo uma forma semelhante à de um torpedo, possuindo uma barbatana caudal associada à ré, dispondo também de duas barbatanas peitorais e de uma barbatana dorsal.

Na figura 4.2 estão ilustradas as projeções lateral, superior e frontal, respetivamente, sendo possível visualizar não só as posições dos pontos de referência mencionados, com também a simetria do veículo e algumas das dimensões relevantes para o cálculo de coeficientes que irá decorrer ao longo deste capítulo.

Devido à etapa de construção em que o veículo se encontra, o modelo desenvolvido em SolidWorks por Paiva (2020), englobando alguns dos componentes que constituem o TOBIAS, funcionará como base de trabalho para estimar e obter as propriedades de corpo rígido do veículo. Contudo, será importante frisar que em trabalhos futuros a exatidão destes valores poderá ser aumentada, através de outros métodos, conhecendo tanto a totalidade de equipamentos no interior do veículo como a sua posição relativamente ao centro de gravidade.

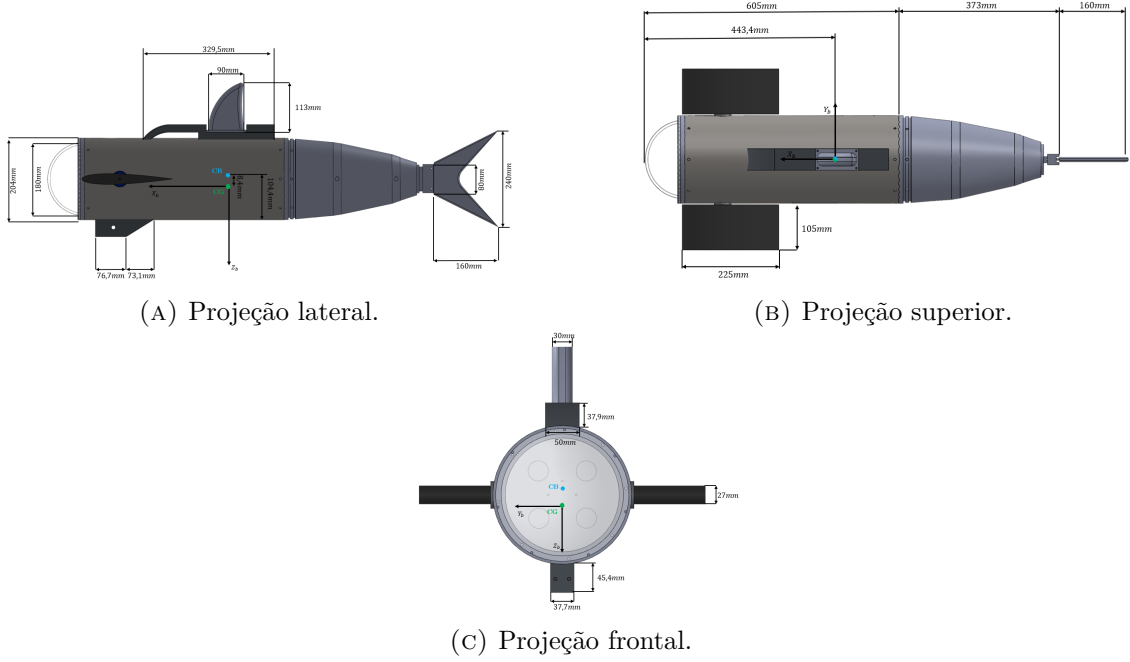


FIGURA 4.2: TOBIAS: Projeções.

Assim, de acordo com protótipo mencionado, o tensor de inércia do TOBIAS será dado, em kg m^2 , pela seguinte matriz (equação 4.1) como se pode verificar no apêndice A.

$$I = \begin{bmatrix} 0,16 & 0 & 0,02 \\ 0 & 0,92 & 0 \\ 0,02 & 0 & 0,91 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

4.2 Dinâmica do corpo rígido

De acordo com o capítulo anterior as equações que descrevem a dinâmica do corpo rígido do veículo podem ser escritas na forma matricial segundo a equação 3.16. Esta por sua vez, tem na sua constituição a matriz de inércia do corpo rígido (M_{RB}) e matriz dos termos de Coriolis e centrípetos ($C_{RB}(\nu)$), que face às propriedades do veículo já mencionadas, apresentam os valores descritos nas equações 4.2 e 4.3.

A matriz de inércia do corpo rígido é considerada constante ao longo do movimento, enquanto que a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos irá variar os seus valores em função das diferentes componentes do vetor de velocidades (ν). Para além disto, analisando ambas às matrizes é também possível visualizar as simplificações geradas pelo facto de assumir o CG como origem do referencial fixo ao corpo, anulando os termos que dependam das suas coordenadas pois $r_g = [0 \ 0 \ 0]^T$.

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} 27,92 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 27,92 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 27,92 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,16 & 0 & 0,02 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,92 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,02 & 0 & 0,91 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$$C_{RB}(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 27,92w & -27,92v \\ -27,92w & 0 & 27,92u \\ 27,92v & -27,92u & 0 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 27,92w & -27,92v \\ -27,92w & 0 & 27,92u \\ 27,92v & -27,92u & 0 \\ 0 & -0,02p + 0,91r & -0,92q \\ 0,02p - 0,91r & 0 & -0,02r + 0,16p \\ 0,92q & 0,02r - 0,16p & 0 \end{bmatrix}$$

4.3 Massa acrescentada

O efeito da massa acrescentada descrito matematicamente pela equação 3.19 depende, tal como na dinâmica do corpo rígido, de duas matrizes sendo estas a matriz de inércia de massa acrescentada (M_A) e a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos ($C_A(\nu)$).

Os componentes que constituem as matrizes supramencionadas, são conhecidos como derivadas hidrodinâmicas de massa acrescentada, e os seus valores podem ser estimados através de programas de dinâmica de fluidos computacional ou de métodos analíticos que aproximam a estrutura do veículo a formas geométricas mais simples (Bentes, 2016).

No caso do TOBIAS será adotado o segundo método, simplificando o modelo, através da aproximação do corpo do veículo, devido às suas similaridades, a um

elipsoide de revolução (Watts, 2009), desprezando o efeito de massa acrescentada gerado pelas barbatanas peitorais, dorsal e extremidade da barbatana caudal, de acordo com a figura 4.3, onde o raio maior do elipsoide terá o valor de $a = 0,4816\text{m}$, e os dois raios menores apresentarão igual valor $b = c = 0,102\text{m}$.

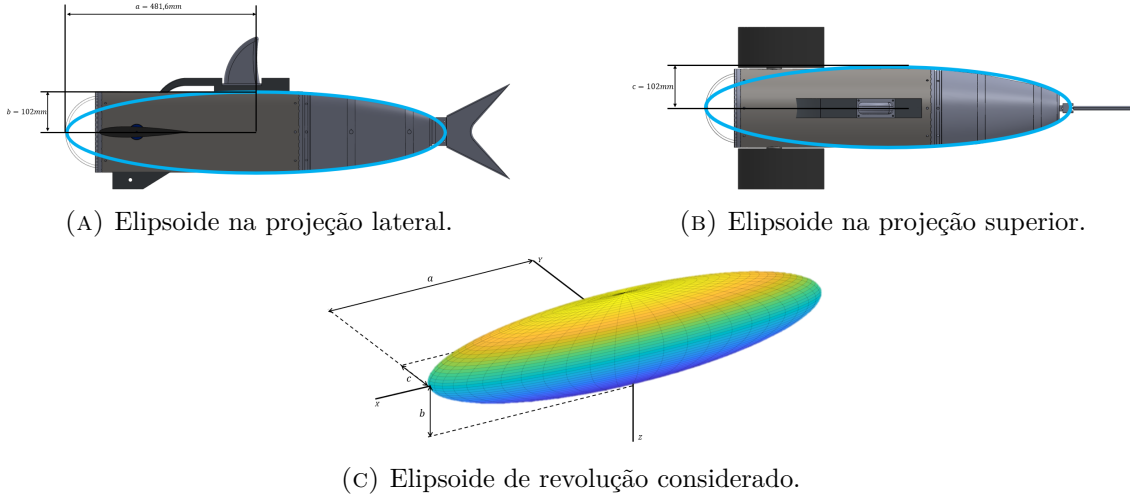


FIGURA 4.3: Aproximação do corpo do veículo a um elipsoide de revolução.

Assumindo que o veículo se movimenta a baixa velocidade e tendo em conta os três planos de simetria do corpo (considerando a aproximação deste ao elipsoide de revolução mencionado), segundo Fossen (1994) a matriz de inércia de massa acrescentada poderá ser reduzida aos termos da sua diagonal, desprezando a contribuição dos restantes.

Assim, as derivadas hidrodinâmicas de massa acrescentada que constituem a diagonal da matriz M_A , podem ser estimadas recorrendo às equações 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7, onde m corresponde à massa do veículo e α_0 e β_0 são constantes associadas à excentricidade do elipsoide (e), obtidas através das equações 4.8, 4.9, 4.10 (Fossen, 1994; Mazlan, 2015).

$$X_{\dot{u}} = \frac{\alpha_0}{2 - \alpha_0} m \quad (4.4)$$

$$Y_{\dot{v}} = Z_{\dot{w}} = \frac{\beta_0}{2 - \beta_0} m \quad (4.5)$$

$$K_{\dot{p}} = 0 \quad (4.6)$$

$$N_{\dot{r}} = M_{\dot{q}} = \frac{1}{5} \frac{(b^2 - a^2)^2 (\alpha_0 - \beta_0)}{2(b^2 - a^2) + (b^2 + a^2)(\beta_0 - \alpha_0)} m \quad (4.7)$$

$$e = 1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2 \quad (4.8)$$

$$\alpha_0 = \frac{2(1-e^2)}{e^3} \left(\frac{1}{2} \ln \frac{1+e}{1-e} - e \right) \quad (4.9)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{e^2} - \frac{1-e^2}{2e^3} \ln \frac{1+e}{1-e} \quad (4.10)$$

Substituindo os valores associados ao TOBIAS nas equações anteriores obtém-se:

$$e = 1 - \left(\frac{0,102}{0,4816} \right)^2 = 0,9551$$

$$\alpha_0 = \frac{2(1-0,9551^2)}{0,9551^3} \left(\frac{1}{2} \ln \frac{1+0,9551}{1-0,9551} - 0,9551 \right) = 0,1877$$

$$\beta_0 = \frac{1}{0,9551^2} - \frac{1-0,9551^2}{2 \times 0,9551^3} \ln \left(\frac{1+0,9551}{1-0,9551} \right) = 0,9062$$

Consequentemente, as derivadas de massa acrescentada que compõem a diagonal da matriz M_A , apresentam os seguintes valores, calculadas de acordo com as equações 4.4, 4.5 e 4.7, anteriormente mencionadas.

$$X_{\dot{u}} = \frac{0,1877}{2-0,1877} 27,92 = 2,8909 \text{kg}$$

$$Y_{\dot{v}} = Z_{\dot{w}} = \frac{0,9062}{2-0,9062} 27,92 = 23,1302 \text{kg}$$

$$N_{\dot{r}} = M_{\dot{q}} =$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{5} \frac{(0,102^2 - 0,4816^2)^2 (0,1877 - 0,9062)}{2(0,102^2 - 0,4816^2) + (0,102^2 + 0,4816^2)(0,9062 - 0,1877)} 27,92 \\ & = 0,7322 \text{kg m}^2 \end{aligned}$$

Concluindo, a matriz inércia de massa acrescentada M_A (equação 3.20) e a matriz dos termos de Coriolis e centrípetos $C_A(\nu)$ (equação 3.22) terão as seguintes constituições, variando esta última em função dos valores presentes no vetor de velocidades ν .

$$M_A = - \begin{bmatrix} 2,8909 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 23,1302 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 23,1302 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,7322 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,7322 \end{bmatrix}$$

$$C_A(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -23,1302w & 23,1302v \\ 0 & 0 & 0 & 23,1302w & 0 & -2,8909u \\ 0 & 0 & 0 & -23,1302v & 2,8909u & 0 \\ 0 & -23,1302w & 23,1302v & 0 & -0,7322r & 0,7322q \\ 23,1302w & 0 & -2,8909u & 0,7322r & 0 & 0 \\ -23,1302v & 2,8909u & 0 & -0,7322q & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

4.4 Amortecimento hidrodinâmico

O amortecimento hidrodinâmico é geralmente aproximado pelos dois primeiros termos de uma série de Taylor, conforme mencionado no capítulo anterior, sendo expresso matematicamente pela equação 3.26, considerando as matrizes de amortecimento linear D_l e de amortecimento quadrático $D_q(\nu)$. Contudo, no modelo desenvolvido ao longo deste trabalho desprezar-se-ão os termos de amortecimento linear, dado que os termos quadráticos surgem como dominantes nos veículos de subsuperfície (Ferreira, 2009; Tang, 1999), sendo estes calculados de acordo com a equação 3.29, onde o coeficiente de arrasto C_D será estimado recorrendo a expressões semi-empíricas.

$$f(U) = -\frac{1}{2}\rho C_D A |U|U$$

O TOBIAS apesar de na sua generalidade ser aproximado a um elipsoide de revolução (figura 4.3), possui barbatanas (peitorais, dorsal e caudal) e acoplamentos que geram arrasto significativo em determinados graus de liberdade, sendo necessário ter em conta o efeito destes componentes no desenvolvimento da matriz de amortecimento hidrodinâmico.

O coeficiente de arrasto do corpo do veículo pode ser estimado recorrendo à equação 4.11, para corpos elipsoidais que se encontrem na zona de transição entre o escoamento laminar e turbulento, onde a e b representam os raios do elipsoide anteriormente mencionados e C_f corresponde ao coeficiente de fricção tendo um valor

aproximado de 0,004 para estes regimes de escoamento (Ferreira, 2009; Hoerner, 1965; Watts, 2009), obtendo o valor de $C_{D\text{ corpo}} \approx 0,2$.

$$C_D \approx 0,44 \left(\frac{b}{a} \right) + 4C_f \left(\frac{a}{b} \right) + 4C_f \sqrt{\left(\frac{a}{b} \right)} \quad (4.11)$$

$$C_D \approx 0,44 \left(\frac{0,102}{0,5138} \right) + 0,016 \left(\frac{0,5138}{0,102} \right) + 0,016 \sqrt{\left(\frac{0,5138}{0,102} \right)} \approx 0,2$$

Relativamente à barbatana dorsal, à sua estrutura de acoplamento ao veículo e à base de acoplamento dos sensores que se encontra na parte inferior do corpo, durante o movimento do veículo estes componentes serão tratados como superfícies de uma placa plana, com um coeficiente de arrasto $C_{D\text{ placa}} \approx 1,2$ (Hoerner, 1965).

A barbatana caudal, por sua vez, será aproximada à superfície de uma cunha possuindo um coeficiente de arrasto aproximado de $C_{D\text{ cunha}} \approx 0,5$ (Hoerner, 1965; Mazlan, 2015; Watts, 2009). Seria expectável que a barbatana caudal, durante o seu movimento ondulatório gerasse uma força de arrasto de direção variável em função do ângulo imposto pelo servo motor (Mazlan, 2015), contudo, numa primeira abordagem de estimativa dos coeficientes de amortecimento gerados por este componente, assumir-se-á a sua posição central, estando esta alinhada com o eixo x do referencial fixo ao corpo.

As barbatanas peitorais podem alterar o seu ângulo de ataque através dos atuadores, influenciando a orientação e posição do veículo, devido à variação de intensidade das forças e momentos gerados. Assim, o amortecimento produzido por estas barbatanas será abordado na secção das forças e momentos externos de controlo do veículo, integrando o vetor τ .

Considerando que o corpo do veículo é aproximado ao elipsoide de revolução mencionado, este apresentaria três planos de simetria. Contudo, devido aos restantes componentes (barbatanas e acoplamentos) o veículo, na sua totalidade, apresenta assimetrias perante os planos formados pelos eixos $\{Y_b, Z_b\}$ e $\{X_b, Y_b\}$. A assimetria segundo o plano $\{Y_b, Z_b\}$ gera uma guinada (rotação em torno de z) quando o veículo se desloca segundo um movimento de deriva (translação em y) e vice-versa, implicando que os termos $Y_{r|r|}$, $Z_{q|q|}$, $M_{w|w|}$ e $N_{v|v|}$ sejam não nulos. Da mesma forma, a assimetria segundo o plano $\{X_b, Y_b\}$ gera cabeceio (rotação em torno de y) quando o veículo se movimenta segundo o eixo x e vice-versa, implicando que os termos $X_{q|q|}$, $Y_{p|p|}$, $K_{v|v|}$ e $M_{u|u|}$ sejam diferentes de zero (Ferreira, 2009).

Posto isto, a matriz de amortecimento considerada neste modelo terá a seguinte composição (equação 4.12), assumindo os restantes termos como nulos, devido às simplificações e simetrias anteriormente mencionadas.

$$D(\nu) = - \begin{bmatrix} X_{u|u}|u| & 0 & 0 & 0 & X_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & Y_{v|v}|v| & 0 & Y_{p|p}|p| & 0 & Y_{r|r}|r| \\ 0 & 0 & Z_{w|w}|w| & 0 & Z_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & K_{v|v}|v| & 0 & K_{p|p}|p| & 0 & 0 \\ M_{u|u}|u| & 0 & M_{w|w}|w| & 0 & M_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & N_{v|v}|v| & 0 & 0 & 0 & N_{r|r}|r| \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Cada um dos termos será estimado de acordo com a equação 3.29, considerando a massa volúmica da água como constante e de valor igual a 1025kg/m³ e as respetivas áreas projetadas nos diferentes planos descritas no apêndice B. O braço nos termos associados aos momentos, é assumido como sendo a distância entre o centro de massa de cada um dos componentes e o centro de gravidade do veículo, de acordo com o apêndice C.

Posto isto, na tabela 4.1 apresentam-se os valores estimados para os diversos coeficientes de amortecimento hidrodinâmico que integram a matriz 4.12, calculados de acordo com o apêndice D.

TABELA 4.1: Coeficientes de arrasto

Coeficiente	Valor	Unidades
$X_{u u}$	-7,995	kg/m
$Y_{v v}$	-33,6713	kg/m
$Z_{w w}$	-17,9375	kg/m
$K_{p p}$	-0,0369	kg m ²
$M_{q q}$	-0,1566	kg m ²
$N_{r r}$	-0,7504	kg m ²
$X_{q q}$	0,0716	kg m
$Y_{p p}$	-0,1731	kg m
$Y_{r r}$	0,9830	kg m
$Z_{q q}$	0,0144	kg m
$M_{u u}$	0,4267	kg
$K_{v v}$	-1,1045	kg
$M_{w w}$	0,62	kg
$N_{v v}$	1,0627	kg

Substituindo valores da tabela na equação 4.12, a matriz estimada dos coeficientes de amortecimento hidrodinâmico do TOBIAS terá a seguinte constituição:

$$D(\nu) = \begin{bmatrix} -7,995|u| & 0 & 0 & 0 & 0,0716|q| & 0 \\ 0 & -33,6713|v| & 0 & -0,1731|p| & 0 & 0,9830|r| \\ 0 & 0 & -17,9375|w| & 0 & 0,0144|q| & 0 \\ 0 & -1,1045|v| & 0 & -0,0369|p| & 0 & 0 \\ 0,4267|u| & 0 & 0,62|w| & 0 & -0,1566|q| & 0 \\ 0 & 1,0627|v| & 0 & 0 & 0 & -0,7504|r| \end{bmatrix}$$

4.5 Forças e momentos de restituição

No início do presente capítulo, verificou-se que o veículo apresenta um deslocamento de $\Delta = 27,92\text{kg}$, e assumiu-se que este possui uma flutuabilidade neutra, sendo o peso (W) igual à força de impulsão (B). Estas forças são calculadas de acordo com as equações 3.33 e 3.34, obtendo o valor de $273,9\text{N}$.

$$W = mg = 27,92 \times 9,81 = 273,9\text{N}$$

$$B = \rho g \nabla = 1025 \times 9,81 \times 27,24 \times 10^{-3} = 273,9\text{N}$$

Assumir que o veículo apresenta uma flutuabilidade neutra, é uma forma de simplificar o processo de modelação (Mazlan, 2015), e no caso do TOBIAS perante o estado de construção em que se encontra, será uma simplificação razoável, atendendo a que os componentes em falta (porcas, parafusos, cablagem) assegurem esta neutralidade de flutuação, podendo ainda adicionar lastro, caso seja necessário.

Considera-se que o CG corresponde à origem do referencial fixo ao corpo pelo que o seu vetor de posição será $r_g = [0 \ 0 \ 0]^T$, enquanto que a posição do CB será dada relativamente ao ponto de referência anterior através do vetor $r_b = [0 \ 0 \ -0,0846]^T$, estando ambos os pontos alinhados verticalmente a uma distância de $0,0846\text{m}$. No desenvolvimento deste modelo estas posições são assumidas como constantes, contudo podem ser influenciadas através da adição ou remoção de componentes no interior ou exterior do veículo (Ferreira, 2009).

Por fim, face aos dados indicados anteriormente, o vetor das forças e momentos de restituição (equação 3.36) considerado para estimar o comportamento do TOBIAS, terá a seguinte constituição:

$$g(\eta) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ (-z_b B) \cos \theta \sin \phi \\ (-z_b B) \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ (23, 172) \cos \theta \sin \phi \\ (23, 172) \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix}$$

4.6 Propulsão biomimética

4.6.1 Instalação propulsora do TOBIAS

A instalação propulsora do TOBIAS apresenta a configuração descrita na figura 4.4, possuindo esta 2 graus de liberdade associados aos servo motores utilizados para gerar o comportamento ondulatório (Paiva, 2020).

Os servo motores estão montados nas bases de apoio e estas, por sua vez, estão associadas às placas de acrílico que procuram replicar o efeito da espinha do peixe, sendo o movimento de cada uma das placas controlado pelo respetivo servo que lhe está associado, estando estas, simultaneamente, acopladas aos varões ligados às “costelas” do veículo (Paiva, 2020). Esta instalação propulsora encontra-se fixa ao disco estrutural a ré do TOBIAS através da base de apoio do primeiro servo motor, e o seu comportamento ondulatório é gerado através do movimento imposto pelos servos nas respetivas placas de acrílico.

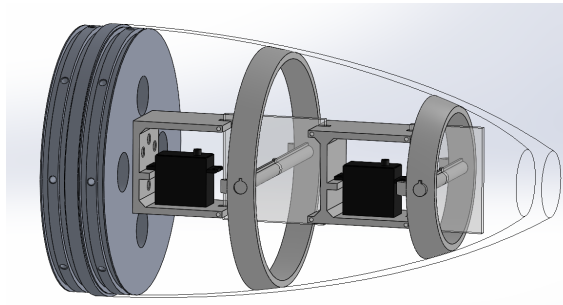


FIGURA 4.4: Instalação Propulsora TOBIAS.

Assim, o mecanismo da cauda poderá ser ilustrado segundo a representação de Denavit-Hartenberg (D-H), procurando replicar a cinemática do seu movimento, considerando as duas articulações, associadas aos dois servo motores, como juntas de revolução. A representação de Denavit-Hartenberg (D-H), é uma forma simples de representar o comportamento das juntas e elos de ligação, que constituem

qualquer tipo de mecanismo articulado robótico, independentemente da sua configuração e complexidade (Mazlan, 2015), sendo assim ideal para representar a cauda do TOBIAS .

Este método de representação do mecanismo consiste em atribuir a cada junta de revolução um referencial, respeitando um conjunto de regras (Craig, 2005; Mazlan, 2015), de acordo com a figura 4.5. A numeração dos referenciais de cada articulação inicia-se de vante para ré e a matriz descrita na equação 4.13 representa a matriz de transformação de coordenadas de um determinado referencial $\{i\}$ relativo ao seu antecessor $\{i - 1\}$ em função dos quatro parâmetros que caracterizam a representação D-H (Mazlan, 2015; Watts, 2009).

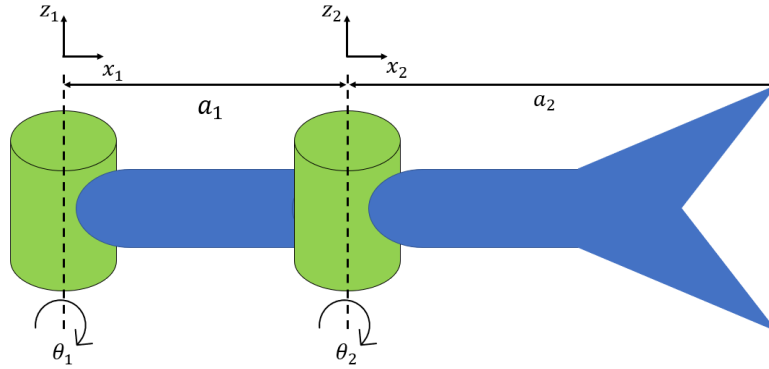


FIGURA 4.5: Esquema do mecanismo de propulsão biomimética do TOBIAS.

$${}^{i-1}_i T = R_x(\alpha_{i-1}) D_x(a_{i-1}) R_z(\theta_i) D_z(d_i)$$

$${}^{i-1}_i T = \begin{bmatrix} c\theta_i & -s\theta_i & 0 & a_{i-1} \\ s\theta_i c\alpha_{i-1} & c\theta_i c\alpha_{i-1} & -s\alpha_{i-1} & -s\alpha_{i-1}d_i \\ s\theta_i s\alpha_{i-1} & c\theta_i s\alpha_{i-1} & c\alpha_{i-1} & c\alpha_{i-1}d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Nesta equação, R_x e R_z correspondem às matrizes de transformação de movimentos de rotação e T_x e T_z de movimentos de translação relativamente aos eixos x e z , sendo c e s abreviaturas das funções trigonométricas coseno e seno. Os parâmetros mencionados representam: o ângulo de rotação θ_i (rad) em torno do eixo Z da junta $\{i\}$, a distância d_i (m) entre a origem do referencial $\{i - 1\}$ e a interceção dos eixos z_{i-1} e x_i (*link offset*), o comprimento do elo a_{i-1} (m) e o ângulo α_{i-1} (rad) existente entre dois eixos Z sucessivos (Craig, 2005; Mazlan, 2015; Watts, 2009).

Os parâmetros do TOBIAS estão organizados na tabela 4.2, correspondendo as duas primeiras linhas ($i = 1, i = 2$) aos dois servo motores, e a última ($i = 3$) à extremidade da barbatana caudal.

TABELA 4.2: Parâmetros da representação D-H do mecanismo da cauda do TOBIAS

i	θ_i	d_i	a_{i-1}	α_{i-1}
1	θ_1	0	0	0
2	θ_2	0	0,079	0
3	0	0	0,254	0

Posto isto, as matrizes de transformação entre dois referenciais sucessivos podem ser escritas substituindo os valores anteriores na equação 4.13, obtendo o seguinte resultado:

$${}^0_1T = \begin{bmatrix} c\theta_1 & -s\theta_1 & 0 & 0 \\ s\theta_1 & c\theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad {}^1_2T = \begin{bmatrix} c\theta_2 & -s\theta_2 & 0 & 0,079 \\ s\theta_2 & c\theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad {}^2_3T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0,254 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Definidas estas matrizes é possível visualizar a posição e orientação da cauda relativamente ao corpo do veículo, sendo a matriz de transformação de cada referencial relativamente ao disco estrutural a ré do TOBIAS obtida de acordo com a equação 4.14, correspondendo as coordenadas x , y e z desse referencial às três primeiras linhas da última coluna da matriz resultante desse produto (Mazlan, 2015; Watts, 2009).

$$\begin{aligned} 1^\circ \text{ referencial: } & {}^0_1T \\ 2^\circ \text{ referencial: } & {}^0_1T {}^1_2T \\ 3^\circ \text{ referencial: } & {}^0_1T {}^1_2T {}^2_3T \end{aligned} \tag{4.14}$$

Deste modo, conhecidas as posições de cada referencial através das transformações supramencionadas, é possível representar a cinemática do mecanismo da cauda do TOBIAS, de acordo com a figura 4.6, verificando o deslocamento lateral de cada elo e articulação em função dos diferentes ângulos θ_1 e θ_2 impostos pelos servo motores associados respetivamente a cada um dos referenciais.

Os três pontos correspondem, os dois primeiros, às articulações associadas aos servo motores (considerando que o primeiro se encontra na origem sendo esta o

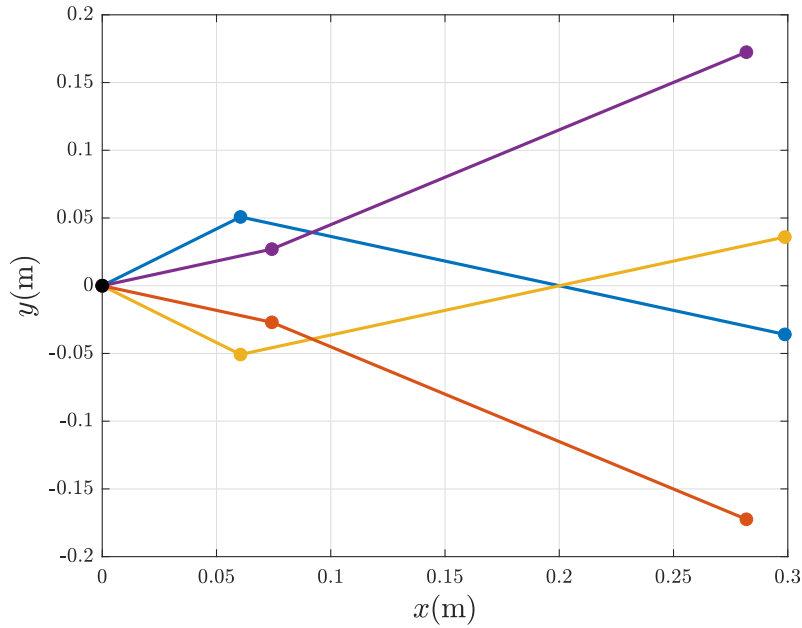


FIGURA 4.6: Cinemática do mecanismo da cauda do TOBIAS reproduzida através da representação D-H.

ponto de fixação ao restante corpo do TOBIAS), e o último representa a extremidade da barbatana caudal. Analisando esta figura e comprando-a com a figura 3.3 representativa do comportamento ondulatório de um peixe real, as diferenças entre elas são aparentes, contudo esperadas e inevitáveis devido às limitações mecânicas associadas ao reduzido número de articulações existentes na cauda do TOBIAS.

Numa fase inicial do desenvolvimento do veículo, consideram-se somente os dois graus de liberdade da cauda anteriormente mencionados, assumindo que três ou mais graus implicariam uma complexidade eletrónica e mecânica que não justifica o eventual ganho hidrodinâmico e verosimilhança à sua contra-parte biológica (Paiva, 2020), verificando também que existem já modelos funcionais com a mesma quantidade de GDL do TOBIAS (Szymak, 2016).

4.6.2 Vetor de propulsão biomimética

Conforme referido no capítulo anterior, a força de impulso média F_{Prop} gerada pelo movimento da cauda pode ser estimada, na sua extremidade, de acordo com a equação 3.48:

$$F_{Prop} = \left(mwk \sin \theta + \frac{1}{2}mw^2 \cos \theta \right)_{a=0}$$

Ao longo desta secção serão abordados os componentes desta equação, tendo

em consideração o diagrama descrito na figura 4.7, consistindo este numa representação esquemática da projeção superior do mecanismo da cauda do TOBIAS, desde o segundo servo motor até à extremidade da barbatana caudal.

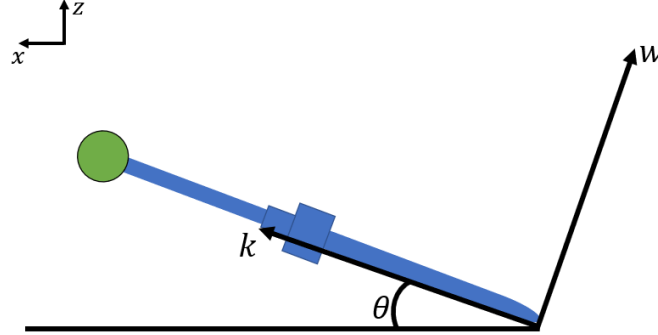


FIGURA 4.7: Representação esquemática da projeção superior do mecanismo de propulsão do TOBIAS desde o segundo servo motor até à extremidade da barbatana caudal.

Assim, a massa acrescentada por unidade de comprimento (m), será obtida de acordo com a equação 3.41 apresentando o valor de 46,37kg/m.

$$m = \rho \frac{\pi s^2}{4} = 1025 \times \frac{\pi \times 0,24^2}{4} = 46,37\text{kg/m}$$

As velocidades tangencial k e perpendicular w à barbatana são calculadas de acordo com as equações 3.39 e 3.40 dependendo estas da variação de posição da extremidade da cauda nas direções x e z ao longo do tempo, $\frac{dx}{dt}$ e $\frac{dz}{dt}$ respetivamente.

Uma das formas de estimar esta variação de posição ao longo do tempo, será considerar as relações trigonométricas presentes na figura 4.7, pois tendo em conta que a distância entre o segundo servo e a extremidade da barbatana caudal é conhecida, correspondendo ao comprimento do elo a_2 (figura 4.5), estas variações de posição dependerão do ângulo θ , que por sua vez corresponderá ao ângulo existente entre o elo e o plano horizontal, sendo este imposto pelos servo motores. Assim, $\frac{dx}{dt}$ e $\frac{dz}{dt}$ serão aproximados de acordo com a equação 4.15.

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \frac{d(a_2 \cos \theta)}{dt} = -a_2 \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \\ \frac{dz}{dt} &= \frac{d(a_2 \sin \theta)}{dt} = a_2 \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Numa fase inicial de modelação, e por forma a simplificar a abordagem, este ângulo θ será gerado de acordo com uma equação de onda harmónica simples

(equação 4.16), possibilitando o controlo de parâmetros como amplitude de oscilação θ_A , em graus, para cada um dos bordos e frequência f . Com o aprimoramento do processo de modelação, em trabalhos futuros o valor do ângulo θ , poderá ser obtido através de funções de controlo de posição dos servo motores (Mazlan, 2015).

$$\theta(t) = \theta_A \sin(2\pi ft) \quad (4.16)$$

Assim, substituindo a equação 4.16 em 4.15 obtêm-se as seguintes expressões para estimar as variações de posição x e z da extremidade da barbatana caudal ao longo do tempo:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= -a_2 \sin \theta \frac{d\theta}{dt} = -a_2 \sin \theta \frac{d(\theta_A \sin(2\pi ft))}{dt} = -a_2 \sin(\theta) \theta_A 2\pi f \cos(2\pi ft) \\ \frac{dz}{dt} &= a_2 \cos \theta \frac{d\theta}{dt} = a_2 \cos \theta \frac{d(\theta_A \sin(2\pi ft))}{dt} = a_2 \cos(\theta) \theta_A 2\pi f \cos(2\pi ft) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Obtidas as expressões anteriores, estão reunidas as condições para calcular as velocidades tangencial k e perpendicular w à barbatana caudal (equações 3.39 e 3.40).

$$\begin{aligned} k &= \frac{dz}{dt} \sin \theta + \frac{dx}{dt} \cos \theta \\ w &= \frac{dz}{dt} \cos \theta - \frac{dx}{dt} \sin \theta \end{aligned}$$

Após definidos os componentes que constituem a equação 3.48, utilizada para estimar o impulso gerado pela cauda F_{Prop} , verifica-se que o seu valor poderá ser controlado através dos parâmetros: amplitude de oscilação θ_A e frequência de oscilação da barbatana caudal f .

O vetor de controlo da propulsão biomimética do TOBIAS, τ_{Prop} , apresenta a constituição descrita na equação 3.49, sendo os seus valores variáveis em função dos parâmetros anteriormente mencionados (θ_A e f) e também do ângulo de desfasamento da cauda θ_{ADC} (figura 3.8).

$$\tau_{Prop}(\theta_A, f, \theta_{ADC}) = \begin{bmatrix} F_{Prop} \cos(\theta_{ADC}) \\ F_{Prop} \sin(\theta_{ADC}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ (F_{Prop} \sin(\theta_{ADC})) l_{CG} \end{bmatrix}$$

O ângulo de desfasamento da cauda θ_{ADC} , consiste no ângulo de desalinhamento entre o eixo de oscilação da cauda e o eixo central do corpo. Este fenómeno influencia a intensidade da força de propulsão nas direções X e Y e cria também um momento de guinada conforme descrito pelo último componente do vetor mencionado. O ângulo θ_{ADC} atua no TOBIAS como um leme, possibilitando o seu governo no plano formado pelos eixos $\{X_b, Y_b\}$, guinando para estibordo caso $\theta_{ADC} > 0$ e para bombordo caso contrário. O momento de guinada mencionado, dependerá do braço l_{CG} correspondente à distância, no eixo X_b , entre o CG do veículo e a extremidade da barbatana caudal. Será expectável que a distância entre os dois pontos seja variável em função da oscilação da cauda, contudo, numa abordagem inicial à modelação do veículo esta distância será assumida como constante e de valor igual a $0,695\text{ m}$, desprezando as variações em x geradas pela ondulação, pois de acordo com os exemplos da figura 4.6 estas são pouco significativas.

4.7 Barbatanas peitorais

As barbatanas peitorais que equipam o TOBIAS possuem um perfil conhecido como NACA0012 (Pires, 2021). Este perfil verifica-se simétrico relativamente ao seu plano horizontal possuindo uma corda (c) de $0,225\text{m}$ e uma largura (s) de $0,105\text{m}$, de acordo com a figura 4.8. A principal vantagem de se ter optado por um perfil NACA reside nos vários estudos de dinâmica de fluidos já existentes acerca destas estruturas, disponibilizando sob a forma de tabela dados como: coeficiente de sustentação C_L e coeficiente de arrasto C_D .

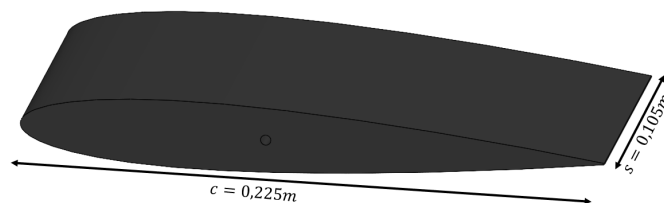


FIGURA 4.8: Barbatana Peitoral - NACA0012.

No anexo I encontra-se disponível a tabela com os devidos coeficientes, anteriormente mencionados, relativos a um perfil NACA0012, sendo esta obtida através do programa *XFOIL* disponibilizado no sítio da *Airfoil Tools*¹⁷.

Os dados presentes no anexo permitem desenvolver o modelo das barbatanas peitorais do TOBIAS, verificando os diferentes valores das forças de sustentação e de

¹⁷<http://airfoiltools.com>

arrasto geradas em função do ângulo de ataque (α) considerado, sendo na presente tabela apresentados valores para um envelope de ângulos de ataque de -30° a 30° .

Posto isto, as forças de sustentação L e de arrasto D são calculadas através das equações 3.50 e 3.51, sendo a área de secção da barbatana obtida de acordo com o seguinte produto $A = c \times s = 0,225 \times 0,105 = 0,0236\text{m}^2$, e a densidade da água assumida novamente como constante e de valor igual a 1025kg/m^3 , verificando assim que através do controlo do ângulo de ataque destas barbatanas o valor das forças L e D será influenciado, em função dos diferentes C_L e C_D .

$$L = \frac{1}{2}\rho Au^2 C_L = \frac{1}{2}1025 \times 0,0236u^2 C_L$$

$$D = \frac{1}{2}\rho Au^2 C_D = \frac{1}{2}1025 \times 0,0236u^2 C_D$$

Dada a localização das barbatanas peitorais relativamente ao centro de gravidade do veículo, estas geram, através das forças de sustentação e de arrasto, momentos com torno dos três eixos do referencial fixo ao corpo, sendo o comprimento dos braços de momento ilustrado na figura 4.9.

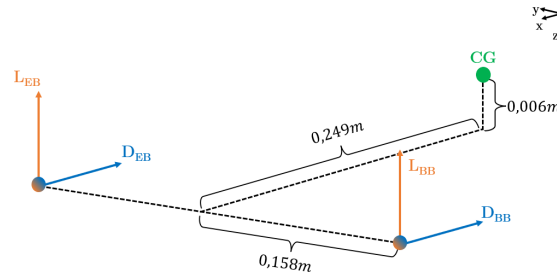


FIGURA 4.9: Diagrama de forças a atuar nas barbatanas peitorais e comprimentos dos braços.

Assim, as forças e momentos gerados pelas barbatanas peitorais são descritos matematicamente pelo vetor τ_{BP} (equação 3.52), verificando que os seus valores variam em função de dois parâmetros de controlo sendo eles os ângulos de ataque da barbatana peitoral de bombordo α_{BB} e da barbatana peitoral de estibordo α_{EB} , podendo estas ser atuadas de forma independente, facilitando algumas manobras, nomeadamente de rotação. Apesar de, quando atuadas corretamente, as barbatanas peitorais facilitarem a rotação do veículo, a sua principal função será manobrar verticalmente o TOBIAS controlando a sua profundidade.

$$\tau_{BP}(\alpha_{BB}, \alpha_{EB}) = \begin{bmatrix} -D_{BB} - D_{EB} \\ 0 \\ -L_{BB} - L_{EB} \\ 0,158(L_{BB} - L_{EB}) \\ 0,249(L_{BB} + L_{EB}) - 0,006(D_{BB} + D_{EB}) \\ 0,158(D_{EB} - D_{BB}) \end{bmatrix}$$

Definidos os vetores das forças e momentos gerados pela cauda e barbatanas peitorais, concluí-se de acordo com a equação 3.53 que o vetor das forças e momentos externos de controlo do veículo τ , irá variar em função dos parâmetros anteriormente mencionados, de acordo com a seguinte equação:

$$\tau(\theta_A, f, \theta_{ADC}, \alpha_{BB}, \alpha_{EB}) = \tau_{Prop}(\theta_A, f, \theta_{ADC}) + \tau_{BP}(\alpha_{BB}, \alpha_{EB}) \quad (4.18)$$

4.8 Equações do Modelo - TOBIAS

Após definidas as matrizes e os respetivos coeficientes associados ao TOBIAS, é possível, de acordo com a equação em espaço de estados 3.56, modelar, simular e analisar o seu comportamento, em função dos diferentes parâmetros de controlo do vetor τ , sendo estes: a amplitude de oscilação da barbatana caudal θ_A para cada um dos bordos em graus, a frequência de oscilação f , o ângulo de desfaseamento da cauda θ_{ADC} e os ângulos de ataque das barbatanas peitorais de ambos os bordos α_{BB} e α_{EB} .

$$\begin{cases} \dot{\nu} = M^{-1}(\tau - C(\nu)\nu - D(\nu)\nu - g(\eta)) \\ \dot{\eta} = J(\eta)\nu \end{cases}$$

$$M = M_{RB} + M_A; \quad C(\nu) = C_{RB}(\nu) + C_A(\nu);$$

$$\tau(\theta_A, f, \theta_{ADC}, \alpha_{BB}, \alpha_{EB}) = \tau_{Prop}(\theta_A, f, \theta_{ADC}) + \tau_{BP}(\alpha_{BB}, \alpha_{EB})$$

Capítulo 5

Simulação numérica

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos através das simulações numéricas realizadas com o modelo matemático do TOBIAS, descrito e desenvolvido ao longo dos capítulos 3 e 4. Estas simulações têm por objetivo analisar o comportamento do veículo num conjunto de manobras, em função da variação dos parâmetros de controlo, verificando assim os efeitos da sua propulsão biomimética e das barbatanas peitorais.

Numa abordagem inicial estas simulações serão realizadas em cadeia aberta, isto é, sem intervenção de algoritmos de controlo durante o período de simulação, verificando a resposta dinâmica do veículo em função dos parâmetros definidos inicialmente no vetor τ . As manobras analisadas nesta fase são: o movimento de carreira retilínea do veículo estudando o seu avanço, a manobra de giração verificando o seu diâmetro tático, manobras de mergulho e emersão, e manobras que resultem da combinação das anteriores, tais como mergulho e emersão helicoidal.

As simulações são efetuadas no *software* de programação Matlab seguindo o fluxograma presente na figura 5.1. A duração da simulação, as condições iniciais e os parâmetros do vetor τ serão definidos e inseridos no ficheiro principal e este, por sua vez, transmite-os às seguintes funções adjacentes: a função que caracteriza a propulsão biomimética e a função que obtém os coeficientes de sustentação e de arrasto das barbatanas peitorais para os seus diferentes ângulos de ataque, sendo estes oriundos da tabela apresentada no anexo I. Os dados provenientes das funções adjacentes mencionadas, do ficheiro principal e de um outro ficheiro que possui valores constantes associados ao veículo, são posteriormente introduzidos na função das equações diferenciais que caracterizam a dinâmica e cinemática do TOBIAS, resolvendo-as através do algoritmo ODE45¹⁸. Após a resolução das equações, caso

¹⁸ODE45 (*Ordinary Differential Equation 45*) é um algoritmo existente no *software* Matlab desenvolvido para a resolução de equações diferenciais, baseando-se no método de Runge-Kutta

tenha terminado a duração da simulação, os dados serão armazenados para posteriormente serem processados e analisados, caso contrário, a simulação avançará para o intervalo de tempo seguinte, resolvendo novamente as equações e repetindo este processo até terminar o período definido para a duração da simulação.

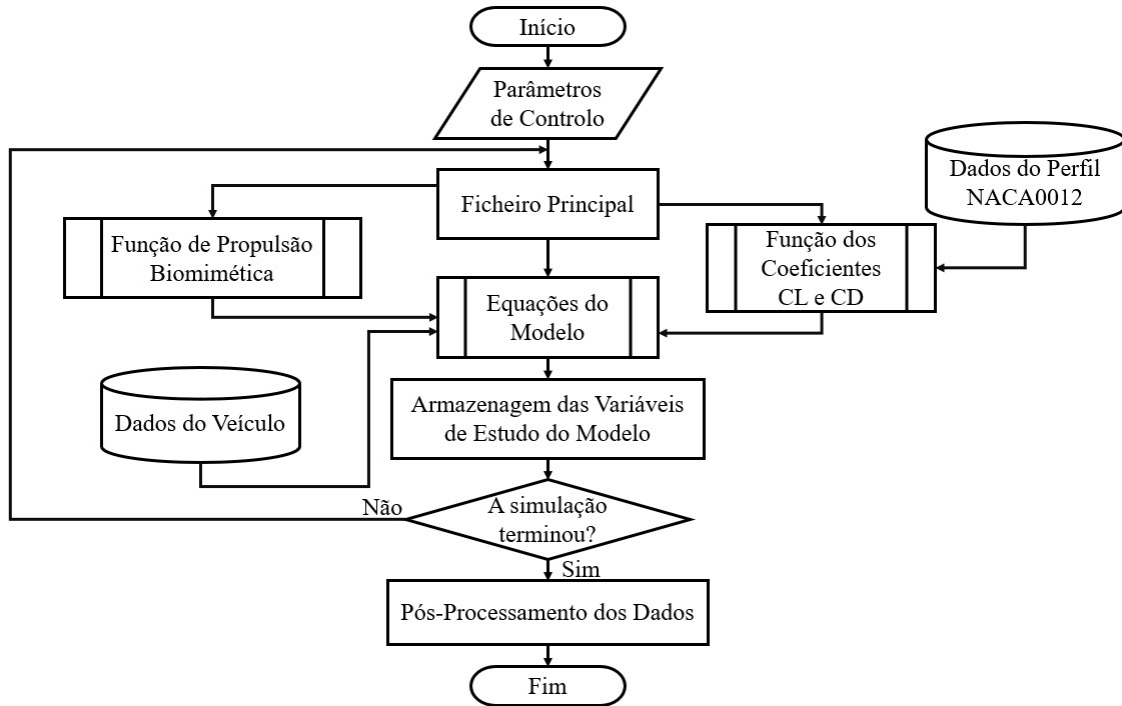


FIGURA 5.1: Fluxograma do programa desenvolvido.

Na fase seguinte deste capítulo, as simulações serão realizadas em cadeia fechada, existindo a intervenção de algoritmos de controlo que irão influenciar os parâmetros do vetor τ , fazendo com que o veículo atinja um determinado objetivo pré-definido, testando simultaneamente a aplicação e desenvolvimento de controladores no modelo descrito. Estas simulações seguirão um fluxograma semelhante o ilustrado na figura 5.1, contudo, os parâmetros do vetor τ poderão variar em função dos valores impostos pelos algoritmos de controlo em cada iteração. O código desenvolvido e utilizado tanto nas simulações em cadeia aberta como em cadeia fechada encontra-se disponível gratuitamente na plataforma Github¹⁹.

Simular o comportamento do TOBIAS em ambiente computacional permite testar diversos parâmetros de controlo, independentemente da sua grandeza. Contudo, um veículo real, como já mencionado, possui limitações mecânicas que afetam o seu desempenho, nomeadamente associadas aos limites de saturação dos servo motores, restringindo por exemplo a frequência e amplitude de oscilação da instalação

¹⁹<https://github.com/TiagoGoncalvesAntonio/Modelo-matematico-de-um-veiculo-de-subsuperficie-biomimetico.git>

de propulsão biomimética (Watts, 2009). Assim, no decorrer das simulações serão definidos parâmetros mais conservadores, procurando prevenir eventuais limitações operacionais existentes.

5.1 Simulação em cadeia aberta

5.1.1 Carreira Retilínea

A presente manobra consiste em analisar o movimento de avanço do veículo TOBIAS, comparando as velocidades atingidas em função do incremento da frequência e amplitude de oscilação da barbatana caudal. Para tal, tanto os ângulos de ataque das barbatanas peitorais como o ângulo de defasamento da cauda serão nulos, procurando que o veículo realize uma trajetória em linha reta mantendo-se a uma cota constante.

De acordo com Videler (1993), a amplitude máxima de oscilação da extremidade da barbatana caudal de um peixe, corresponde a aproximadamente 10% do seu comprimento total. Assim, no caso do TOBIAS, a amplitude máxima considerada será equivalente a $0,1 \times 1,14 = 0,114\text{m}$. Contudo nos parâmetros de controlo este valor será introduzido em graus através da variável θ_A , resultante da atuação dos servo motores, pelo que será necessário realizar a sua conversão. Para efetuar esta conversão, obtendo um valor aproximado de amplitude máxima, considerou-se somente a ultima porção do mecanismo da cauda. Deste modo, através da relação trigonométrica presente na figura 5.2, e de acordo com a equação 5.1, definiu-se como amplitude de oscilação máxima para o veículo, $\theta_A = 27^\circ$.

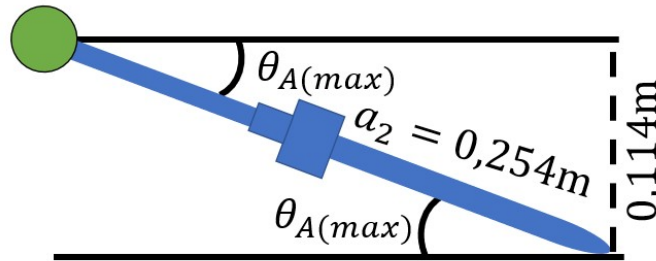


FIGURA 5.2: Representação esquemática para a obtenção do ângulo de amplitude máxima considerado.

$$\theta_{A(max)} = \sin^{-1} \left(\frac{0,114}{0,254} \right) \approx 27^\circ \quad (5.1)$$

Nas simulações iniciais, foi considerada a amplitude de oscilação $\theta_A = 27^\circ$, obtida na equação anterior, e procurou-se verificar a influência do aumento da frequência de oscilação na velocidade de avanço, selecionando a seguinte gama de valores: 0,2Hz, 0,4Hz, 0,6Hz, 1Hz, 1,5Hz e 2Hz. A comparação das velocidades de avanço está presente na figura 5.3, encontrando-se no apêndice E os gráficos associados à evolução de cada uma das variáveis presentes no vetor de estado x ao longo da respetiva simulação.

Analisando a figura 5.3 verifica-se, como seria de esperar (Watts, 2009), que o aumento da frequência de oscilação origina velocidades de avanço mais elevadas. A velocidade de avanço em cada uma das simulações tem tendência para estabilizar oscilando em torno de um valor médio, sendo a amplitude desta oscilação proporcional ao aumento da frequência.

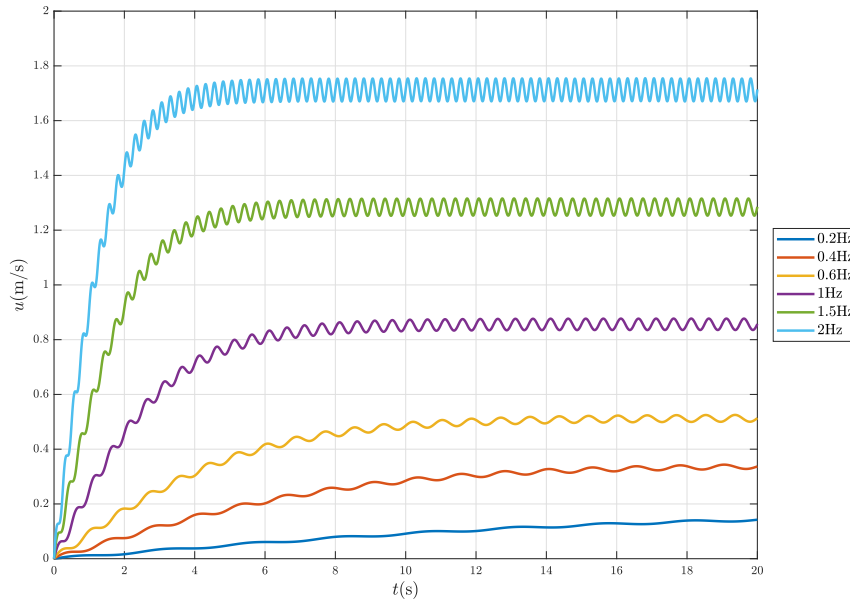


FIGURA 5.3: Velocidade u obtida através das simulações da carreira retilínea do TOBIAS, mantendo uma amplitude de oscilação constante de $\theta_A = 27^\circ$ e variando a frequência.

Para compreender melhor a resposta do veículo neste tipo de manobra, em particular a influência na sua velocidade de avanço, realizou-se em seguida um conjunto de simulações variando simultaneamente a amplitude e frequência de oscilação da barbatana caudal. Para tal, selecionaram-se três amplitudes de oscilação 10° , 15° e 20° e quatro frequências 0,2Hz, 0,4Hz, 0,6Hz, 1Hz, encontrando-se na figura 5.4 a comparação dos resultados obtidos. A evolução de cada uma das variáveis presentes no vetor de estado x pode ser consultada no apêndice E.

Verifica-se novamente, para as três amplitudes consideradas na figura 5.4, o efeito provocado pelo incremento na frequência de oscilação, aumentando proporcionalmente a velocidade de avanço. Relativamente à amplitude de oscilação da velocidade de avanço em torno do seu valor médio, mencionada anteriormente, conclui-se através das diferentes combinações consideradas, que esta será mais sensível à variação de amplitude de oscilação da barbatana caudal do que da sua frequência. Este pode ser o motivo pelo qual os peixes geralmente nadam com uma amplitude aproximadamente constante, variando apenas a frequência quando pretendem alterar a sua velocidade, mitigando assim o fenómeno de oscilação da velocidade de avanço (Watts, 2009).

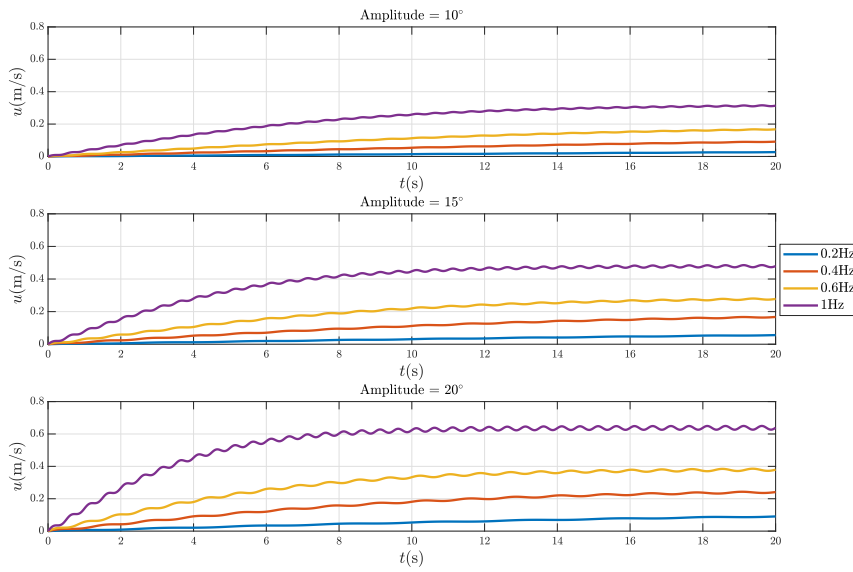


FIGURA 5.4: Velocidade u obtida através das simulações da carreira retilínea do TOBIAS, variando a amplitude e frequência de oscilação.

O TOBIAS, enquanto veículo biomimético, possui uma instalação propulsora inspirada nos peixes, pelo que será razoável comparar o seu desempenho com o das espécies biológicas. Para tal é necessário introduzir um novo conceito, o número de Strouhal (St). Este número adimensional permite avaliar o desempenho de natação do veículo, analisando a esteira produzida pelo movimento da barbatana caudal, relacionado a velocidade de geração de vórtices e as distâncias entre eles (Mazlan, 2015; G. S. Triantafyllou et al., 1993; M. S. Triantafyllou et al., 2000). O número de Strouhal é expresso matematicamente através da equação 5.2, onde f corresponde à frequência de oscilação da cauda, A à amplitude de oscilação entre picos e U representa a velocidade do peixe.

$$St = \frac{fA}{U} \quad (5.2)$$

Para uma eficiência de natação ótima, o número de Strouhal deverá estar contido na gama de valores de $0,25 < St < 0,35$ (Mazlan, 2015; G. S. Triantafyllou et al., 1993; M. S. Triantafyllou et al., 2000). Assim, é possível estimar os limites superior e inferior de desempenho ótimo de natação dos peixes através da equação 5.3 (Mazlan, 2015).

$$U_{sup} = \frac{fA}{0,25}; \quad U_{inf} = \frac{fA}{0,35} \quad (5.3)$$

Considerando um peixe de comprimento igual ao TOBIAS, 1,14m, e correspondendo a amplitude de oscilação a cerca de 10% deste valor (Videler, 1993), então $A = 2 \times (0,1 \times 1,14) = 0,228\text{m}$. Deste modo, na figura 5.5a, encontram-se dispostos os limites superior e inferior mencionados (linhas azuis), sendo estes calculados para a mesma gama de frequências utilizadas nas simulações anteriores.

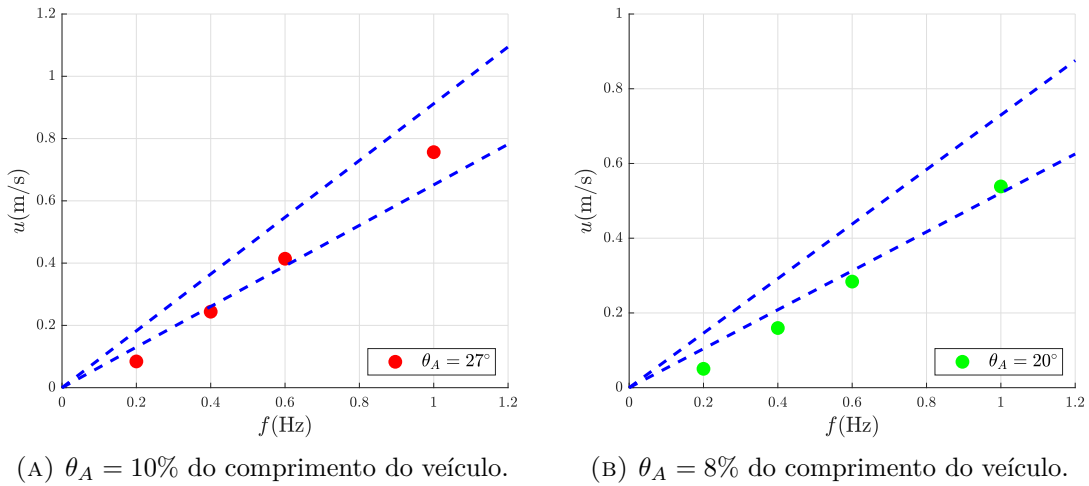


FIGURA 5.5: Relação entre a velocidade de avanço e a frequência de oscilação da cauda, comparação entre os valores obtidos pelo TOBIAS e os limites ótimos de natação.

Os valores a vermelho provenientes da primeira simulação, onde $\theta_A = 27^\circ$, estão em concordância com a amplitude de oscilação dos peixes, correspondendo esta a 10% do comprimento do veículo, verificando que para a gama de frequências consideradas, as velocidades médias desta simulação encontram-se fora do intervalo definido como ótimo ou próximas do seu limite inferior, sendo este resultado expectável, pois o TOBIAS é modelado enquanto um corpo rígido, tendo como único aspeto biológico o método de estima do impulso gerado pela cauda. Um peixe real, por sua vez, devido à sua natureza ondulatória, possui mecanismos que permitem reduzir o arrasto produzido pelo corpo, aumentando a eficiência de natação e consequentemente a velocidade de avanço (Watts, 2009).

Como referido anteriormente, é expectável que os servo motores atinjam limites de saturação em situações onde as frequências e/ou amplitudes de oscilação sejam mais elevadas (Mazlan, 2015; Watts, 2009). Assim, com o intuito de atenuar este fenómeno, seleccionar-se-á como amplitude nominal $\theta_A = 20^\circ$, equivalendo a 0,087m e correspondendo a cerca de 8% do comprimento total do TOBIAS, encontrando-se este valor presente também em algumas espécies de peixes (Videler, 1993). Esta amplitude será adotada em simulações futuras, assumindo 1Hz como frequência máxima de oscilação, sendo este um valor igualmente razoável entre as espécies biológicas e aceitável perante a limitação operacional dos servos (Watts, 2009). A resposta do modelo para esta combinação de parâmetros está descrita na figura 5.4, e os valores de velocidade média de avanço, para a gama de frequências considerada, encontram-se, tal como verificado na situação anterior, ligeiramente a baixo ou próximos do limite inferior do intervalo de natação considerado como ótimo, conforme descrito na figura 5.5b.

5.1.2 Curva de giração

A manobra da curva de giração tem por objetivo analisar o comportamento de rotação do TOBIAS, obtendo propriedades como o diâmetro tático, correspondendo este à distância lateral percorrida pelo veículo desde o momento em que inicia a guinada até a sua proa variar 180° . Para efetuar esta manobra é definido e mantido um ângulo de leme constante até se obter uma trajetória circular (Mazlan, 2015). Neste caso, dada a natureza biomimética do veículo, o efeito de leme é reproduzido através do desfasamento da cauda com o restante corpo.

Inicialmente correram-se simulações numéricas adotando o valor nominal de amplitude de oscilação (20°) e estipulando a frequência de 1Hz, mantendo os ângulos de ataque de ambas as barbatanas peitorais nulos. O veículo realiza a manobra de carreira retilínea, com os parâmetros anteriormente mencionados durante 20s estabilizando a sua velocidade de avanço, e nesse instante (momento de guinada) é dada a ordem para variar o ângulo de desfasamento da cauda (θ_{ADC}) de acordo com a seguinte gama de valores: $\pm 5^\circ$, $\pm 15^\circ$, $\pm 30^\circ$ e $\pm 45^\circ$. A evolução de cada uma das variáveis presentes no vetor de estado x , ao longo destas simulações pode ser consultada no apêndice F.

A figura 5.6 demonstra os resultados obtidos nas simulações anteriores, projetando o movimento de avanço de deriva do veículo no plano horizontal e verificando o efeito simétrico de leme criado pelo desfasamento da cauda, guinando para EB quando $\theta_{ADC} > 0$ e para BB quando $\theta_{ADC} < 0$, originando o movimento circular

pretendido. Através desta figura conclui-se que o diâmetro tático é inversamente proporcional ao aumento do ângulo de desfasamento da cauda, o que seria expectável, pois quanto maior, em valor absoluto, o ângulo θ_{ADC} mais significativo será o efeito de leme.

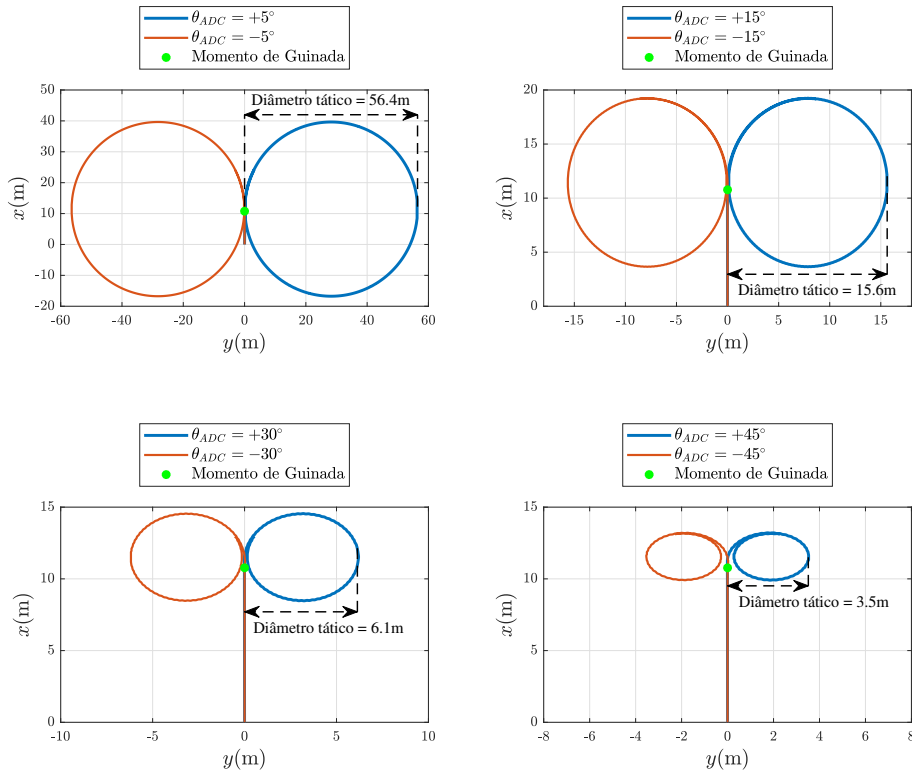


FIGURA 5.6: Curvas de giração para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$.

O valor médio da velocidade angular de guinada (ou taxa de guinada), a partir do instante em que se inicia a manobra, apresenta a evolução descrita na figura 5.7. Verificando que esta aumenta, em valor absoluto, consoante o incremento do

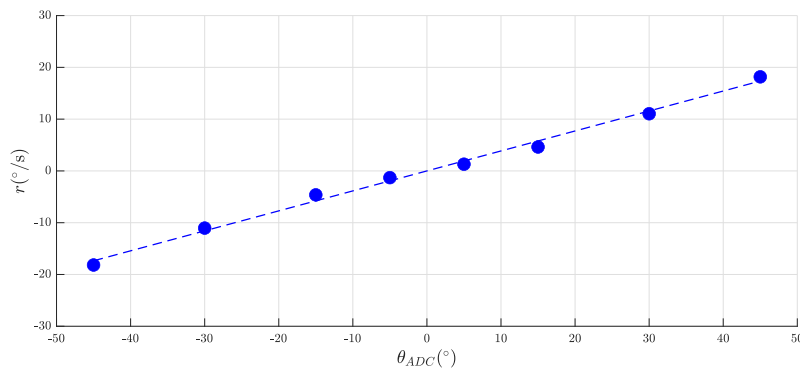


FIGURA 5.7: Comparação da velocidade angular de guinada média para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$.

ângulo θ_{ADC} , tornando a manobra da curva de giração mais célere em situações onde o desfasamento da cauda com o restante corpo seja mais acentuado, necessitando assim de um menor período de tempo para concluir rotação, como se pode verificar também pela duração das simulações presentes no apêndice F.

Durante as simulações efetuadas, observou-se também que a velocidade de avanço (u) diminui com o aumento do desfasamento da cauda com o restante corpo, contudo na velocidade de deriva (v) verifica-se o efeito contrário, aumentando esta em valor absoluto (figura 5.8). Este fenómeno deve-se à forma como a propulsão biomimética foi modelada, pois quando a cauda de encontra alinhada com o restante corpo ($\theta_{ADC} = 0^\circ$), a força de impulso gera unicamente velocidade de avanço, contudo quando o eixo do corpo deixa de estar alinhado com o da cauda, esta força produzirá também velocidade de deriva.

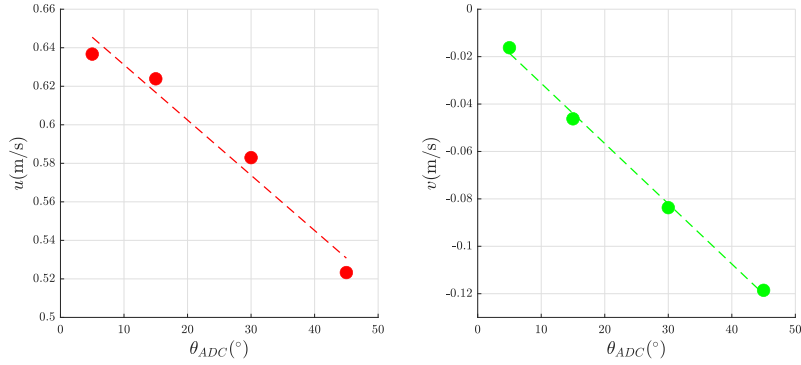


FIGURA 5.8: Comparação das velocidades de avanço e deriva médias para os diferentes ângulos θ_{ADC} considerando, com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$.

No decorrer das diferentes curvas de giração simuladas, verificou-se que o modelo desenvolvido para o TOBIAS retrata ligeiros movimentos de recuo de acordo com a figura 5.9. Com o aumento de desfasamento da cauda surge também um pequeno incremento na magnitude das velocidades linear de arfagem (w) e angular de cabeceio (q) o que por sua vez gera, respetivamente, uma variação na cota do veículo levando-o, neste caso, a emergir ligeiramente (apêndice F), e uma mudança na sua atitude, como se pode verificar na figura 5.9, adotando um ângulo de cabeceio (θ) até cerca de $2,5^\circ$ na situação simulada com um desfasamento mais significativo. Na prática estes movimentos de recuo poderão levar ao desenvolvimento de sistemas de controlo, aplicando-os ao TOBIAS por forma a anular o seu efeito, variando por exemplo o ângulo de ataque das barbatanas peitorais, permitindo que o veículo mantenha a sua cota a par com uma atitude neutra durante a manobra.

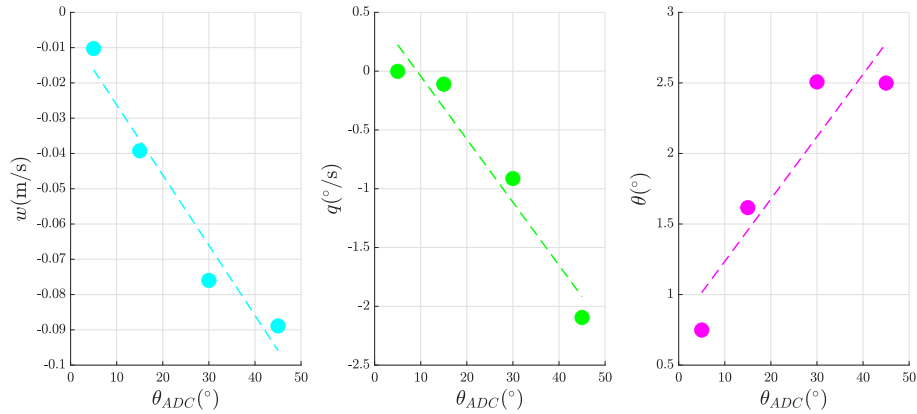


FIGURA 5.9: Comparação dos valores médios das velocidades linear de arfagem, angular de cabeceio e do ângulo de cabeceio para os diferentes ângulos θ_{ADC} , com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$.

As barbatanas peitorais, que equipam o TOBIAS, podem contribuir para a manobra da curva de giração, influenciando o diâmetro tático. Assim, por forma a verificar este efeito, realizou-se uma outra simulação, mantendo a frequência e amplitude de oscilação anteriores, 1Hz e 20° , o $\theta_{ADC} = 30^\circ$ e as barbatanas peitorais passaram a adotar os seguintes ângulos de ataque $\alpha_{BB} = 10^\circ$ e $\alpha_{EB} = -10^\circ$ (figura 5.10). Optou-se por ângulos de ataque simétricos, procurando reduzir o efeito das barbatanas peitorais na variação de cota do veículo, sendo que as forças de sustentação geradas em ambos os bordos apresentaram sentido contrário e uma magnitude semelhante.

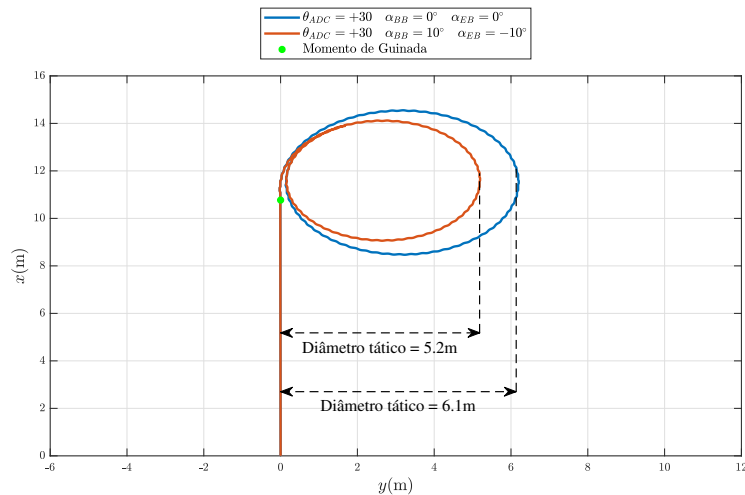


FIGURA 5.10: Efeito das barbatanas peitorais na curva de giração.

Na figura anterior, é apresentado o movimento do veículo no plano horizontal, comparando a manobra para a situação onde o desfasamento da cauda é de 30° e as barbatanas peitorais estão na sua posição neutra (ângulo de ataque nulo), com

a situação idêntica de desfasamento, mas estando os ângulos de ataque das barbatanas peitorais configurados de acordo com os valores: $\alpha_{BB} = 10^\circ$ e $\alpha_{EB} = -10^\circ$. Analisando a circunferência criada em ambas as manobras, verifica-se uma redução no diâmetro tático aquando da atuação das barbatanas peitorais.

5.1.3 Mergulho e emersão

O TOBIAS enquanto veículo de subsuperfície possui mecanismos que possibilitam a variação da sua cota ao longo da coluna de água. Assim, a presente secção visa analisar a resposta do modelo durante as manobras de mergulho e emersão, geradas através da variação do ângulo de ataque das barbatanas peitorais. Para tal, foram efetuadas simulações, onde inicialmente o veículo descreveu uma carreira retilínea por forma a estabilizar a sua velocidade de avanço, com a amplitude e frequência de oscilação de 20° e 1Hz, respetivamente, mantendo a cauda alinhada com o restante corpo ($\theta_{ADC} = 0^\circ$) e as barbatanas peitorais na sua posição neutra. Ao fim de 20s as barbatanas peitorais são atuadas, simultaneamente em ambos os bordos, variando os seus ângulos de ataque se acordo com a seguinte gama de valores: $\pm 1^\circ$, $\pm 3^\circ$, $\pm 5^\circ$ e $\pm 10^\circ$. Os resultados obtidos relativos à evolução de cada variável presente no vetor de estado x , podem ser consultados no apêndice G.

A emersão do veículo ocorre quando os ângulos de ataque das barbatanas peitorais têm valor positivo, enquanto que as manobras de mergulho são provocadas pelos ângulos de ataque de sinal oposto. Este fenómeno deve-se aos coeficientes C_L , mencionados no anexo I, pois implicam forças de sustentação nas direções negativa e positiva do eixo Z_b consoante o ângulo de ataque (α) seja > 0 ou < 0 (figura 5.11).

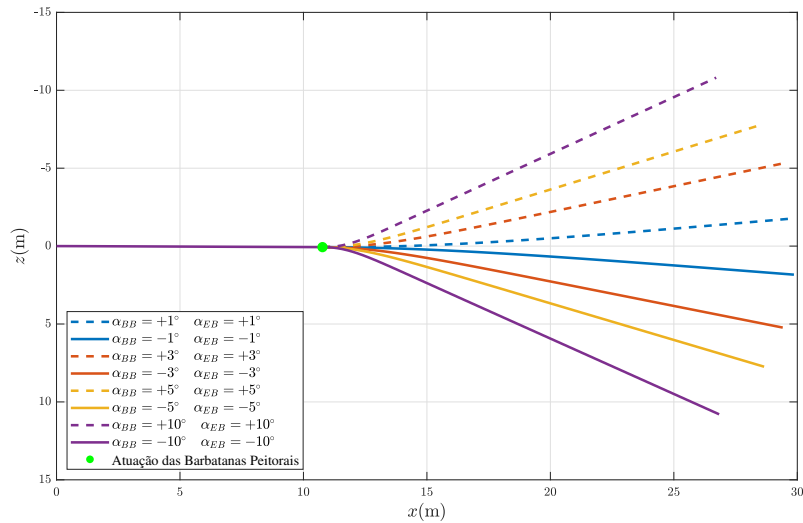


FIGURA 5.11: Mergulho e emersão para os diferentes ângulos ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$.

As variações de cota, na emersão e no mergulho, ocorrem de forma aproximadamente simétrica, para a mesma atuação, em valor absoluto, das barbatanas peitorais. Este facto, sucede devido às barbatanas peitorais que equipam o TOBIAS possuírem um perfil NACA0012, sendo este simétrico relativamente ao seu plano horizontal, o que por sua vez origina coeficientes de sustentação (C_L), também eles aproximadamente simétricos para a mesma amplitude, em valor absoluto, de ângulo de ataque (anexo I).

A partir do instante em que a manobra é iniciada, com a atuação das barbatanas peitorais, verificam-se variações nas velocidades lineares de avanço e de arfagem, estabilizando estas em torno de um valor médio. Na figura 5.12 encontram-se descritas a evolução do valor médio destas variáveis, em função das diferentes configurações de ângulos de ataque consideradas.

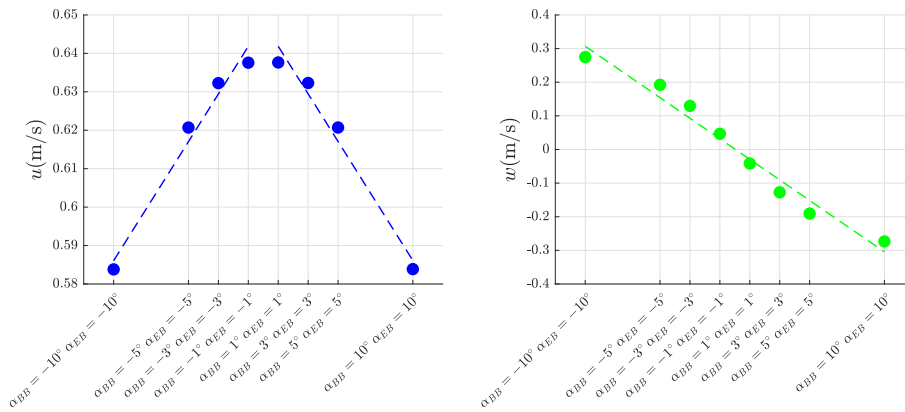


FIGURA 5.12: Comparação dos valores médios das velocidades linear de avanço e de arfagem, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$.

A velocidade de avanço (u) apresenta uma tendência a diminuir com o aumento da amplitude dos ângulos de ataque das barbatanas peitorais, sendo esta redução expectável, pois de acordo com o anexo I, ângulos de ataque mais elevados implicam maiores coeficientes de arrasto (C_D), gerando por sua vez forças contrárias ao movimento de avanço com uma magnitude mais significativa. Por outro lado, a velocidade de arfagem (w), apresenta tendência a aumentar, em valor absoluto, a par com o incremento dos ângulos de ataque das barbatanas peitorais, sendo este fenómeno justificado de forma semelhante, pois maiores ângulos de ataque implicam coeficientes C_L mais significativos, gerando assim forças de sustentação de magnitude superior nas situações onde a inclinação das barbatanas peitorais é mais acentuada, contribuindo consideravelmente para o movimento de arfagem.

Perante os resultados obtidos nas simulações anteriores constatou-se ainda que o TOBIAS adota um determinado ângulo de cabeceio médio, durante as manobras de mergulho e emersão. Esta variação na atitude do veículo em função das diferentes configurações de inclinação das barbatanas peitorais, encontra-se disposta na figura 5.13, verificando que o ângulo de cabeceio (θ) aumenta, em valor absoluto, de acordo com o incremento dos ângulos de ataque. O corpo do TOBIAS durante a manobra de emersão apresenta valores de $\theta > 0^\circ$, enquanto que no mergulho apresenta valores de sinal simétrico, inclinando-se assim em direção à superfície da água e ao fundo respetivamente.

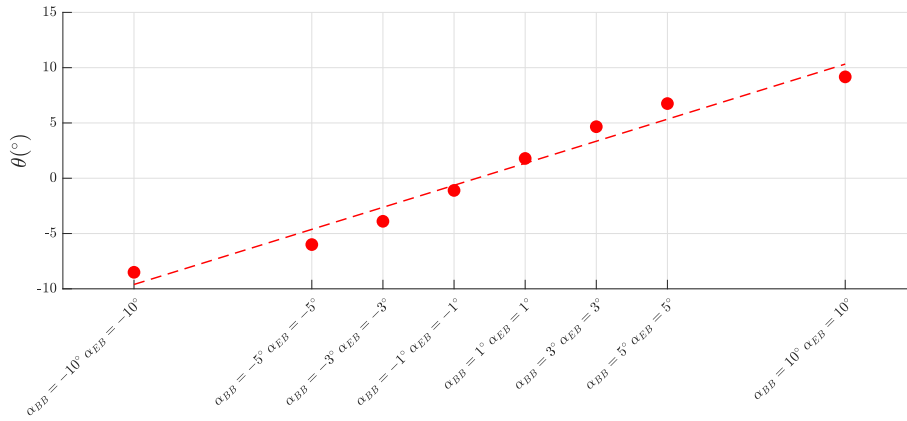


FIGURA 5.13: Comparação dos valores médios do ângulo de cabeceio, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$.

5.1.4 Mergulho e emersão helicoidal

A presente manobra procura analisar a resposta do TOBIAS, aquando da variação, em simultâneo, de alguns dos seus parâmetros de controlo. Deste modo, a manobra do mergulho e emersão helicoidal resulta da combinação da manobra da curva de rotação com a de mergulho e emersão, variando simultaneamente o desfasamento da cauda e os ângulos de ataque das barbatanas peitorais.

Foram realizadas quatro simulações numéricas mantendo a amplitude e frequência de oscilação constantes (20° e 1Hz), variando o desfasamento da cauda adotando os valores de $+30^\circ$ e -45° , combinando-os com os ângulos de ataque das barbatanas peitorais de $\pm 5^\circ$ e $\pm 10^\circ$. O veículo, durante os 20s iniciais da simulação, executa uma manobra de carreira retilínea, estabilizando a velocidade de avanço, sendo nesse instante atuados em paralelo, os ângulos de ataque das barbatanas peitorais e o ângulo de desfasamento da cauda. A evolução de cada uma das variáveis

presente no vetor de estado x , ao longo destas simulações, pode ser consultada no apêndice H.

A figura 5.14 ilustra o movimento do veículo no plano tridimensional, demonstrando as diferentes trajetórias, ascendentes e descendentes, com perfil helicoidal, resultantes da combinação das manobras anteriormente mencionadas.

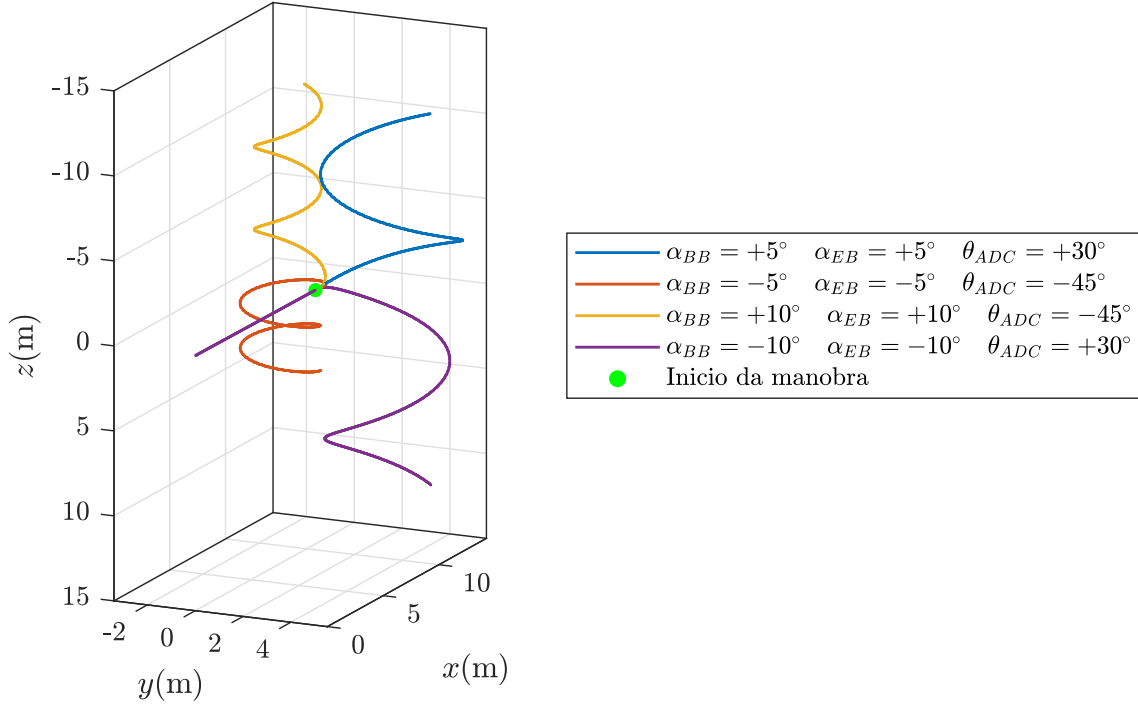


FIGURA 5.14: Mergulho e emersão helicoidal para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfase da cauda, com $f = 1\text{Hz}$ e $\theta_A = 20^\circ$.

A resposta do veículo perante a atuação das variáveis de controlo em simultâneo está em concordância com os resultados obtidos nas secções anteriores. Verificando, ao nível da rotação, tanto a redução do afastamento lateral em função do aumento do ângulo de desfase da cauda como o efeito de leme gerado por este parâmetro, guinando para EB caso o seu valor seja positivo e para BB caso contrário; ao nível da variação de cota esta é mais acentuada nas configurações onde o ângulo de ataque das barbatanas peitorais seja mais elevado.

Durante as simulações efetuadas observa-se que as velocidades lineares oscilam em torno de um valor médio, estando estes dispostos, na figura 5.15. De acordo com a presente figura, a velocidade de avanço (u), apresenta, como esperado face ao mencionado nas manobras anteriores, o seu valor mais reduzido na situação onde tanto o ângulo de ataque das barbatanas peitorais como o ângulo de desfase

da cauda possuem valores mais elevados. A velocidade de deriva (v) depende maioritariamente do ângulo de desfasamento da cauda (θ_{ADC}), contudo verifica-se que nas situações onde o ângulo de ataque das barbatanas peitorais aumenta para 10° esta velocidade também irá aumentar (em valor absoluto), embora que ligeiramente.

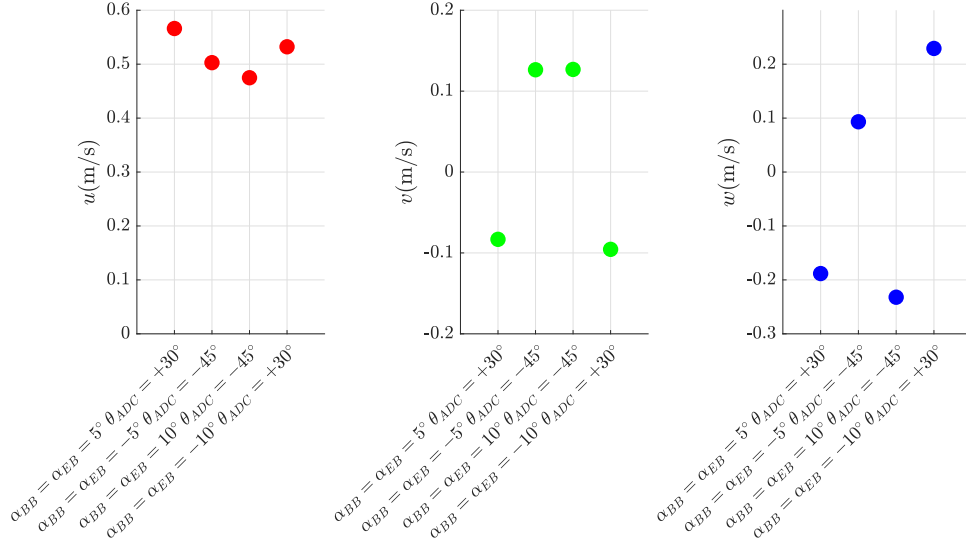


FIGURA 5.15: Comparação dos valores médios das velocidades lineares, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfasamento da cauda, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$.

Para analisar os valores relativos à velocidade de arfagem (w), é necessário ter em consideração os movimentos de recuo associados à manobra da curva de giração (figura 5.9), onde se verificou que o incremento do ângulo de desfasamento da cauda implicaria uma ligeira emersão do veículo. Assim, durante as manobras de mergulho helicoidal, com ângulos de desfasamento da cauda significativos, o efeito descendente gerado através das barbatanas peitorais será atenuado por este movimento de recuo. Observando as situações presentes na figura 5.15, onde os ângulos de ataque das barbatanas são menos acentuados ($\pm 5^\circ$), este acontecimento torna-se evidente, pois na configuração $\alpha_{BB} = \alpha_{EB} = -5^\circ \theta_{ADC} = -45^\circ$ onde o veículo terá tendência a mergulhar, a velocidade de arfagem atingida é cerca de metade da verificada na situação de emersão com ângulos de ataque simétricos $\alpha_{BB} = \alpha_{EB} = +5^\circ \theta_{ADC} = +30^\circ$, exprimindo assim a atenuação mencionada.

A velocidade angular de guinada e o ângulo de cabeceio também oscilam em torno de um valor médio, face às diferentes configurações simuladas, estando estes dispostos na figura 5.16.

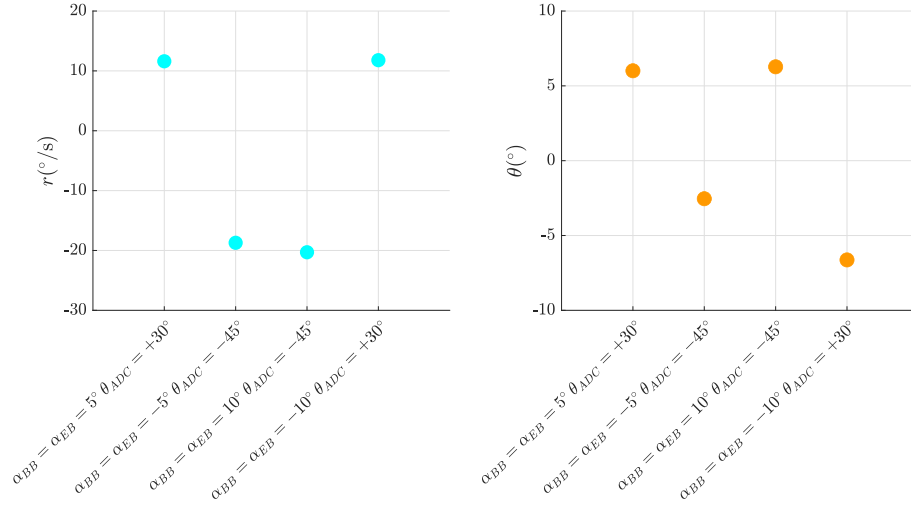


FIGURA 5.16: Comparação dos valores médios da taxa de guinada e do ângulo de cabeceio, para os diferentes ângulos de ataque das barbatanas peitorais e de desfasamento da cauda, com $f = 1\text{Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$.

Tal como verificado na velocidade linear de deriva, a taxa de guinada (r), depende maioritariamente do ângulo de desfasamento da cauda, contudo nas configurações onde as barbatanas peitorais possuem uma inclinação mas acentuada, observa-se um ligeiro incremento na magnitude desta variável. Relativamente ao ângulo de cabeceio (θ), será novamente necessário ter em conta o movimento de recuo produzido durante a manobra da curva de giração (figura 5.9), onde o veículo a par com a ligeira emersão provocada por este fenómeno, adota também uma atitude através do ângulo de cabeceio, sendo este proporcional ao aumento do desfasamento da cauda com o restante corpo e de sinal positivo, aprofundado à superfície da água. Deste modo, nas manobras de mergulho helicoidal onde seja definido um significativo desfasamento da cauda com o restante corpo, o ângulo de cabeceio gerado pelas barbatanas peitorais, aprofundando ao fundo, sofrerá uma pequena atenuação, devido ao recuo anteriormente mencionado. Na figura 5.16 esta atenuação é mais significativa na configuração com os menores ângulos de ataque das barbatanas peitorais ($\alpha_{BB} = \alpha_{EB} = -5^\circ, \theta_{ADC} = -45^\circ$) pois o veículo possui uma inclinação de $\theta = -2,54^\circ$, enquanto que na situação cujos ângulos de ataque apresentam valor simétrico o ângulo de cabeceio passa para $\theta = 6,01^\circ$, sendo este em magnitude cerca de 2,4 vezes superior ao anterior, demonstrando assim o impacto do recuo associado à rotação durante o movimento helicoidal descendente.

5.2 Simulação em cadeia fechada

Nesta secção serão apresentadas manobras realizadas pelo TOBIAS em função da atuação dos controladores que serão descritos em seguida. Estes algoritmos de controlo têm como objetivo fazer com que o veículo atinja determinados pontos ou a siga trajetórias pré-definidas, simulando assim uma possível aplicação prática destes dispositivos. Para tal, numa abordagem inicial ao problema, serão desenvolvidos três controladores: o de guinada controlando o movimento no plano horizontal, o de cabeceio no plano vertical, e o de velocidade variando a frequência de oscilação da cauda.

5.2.1 Controlo de guinada

Considere-se inicialmente apenas o plano horizontal, no qual se pretende que o TOBIAS atinja uma determinada posição de referência com coordenadas (x_{ref}, y_{ref}) , encontrando-se o corpo do veículo na posição (x_b, y_b) , como ilustrado na figura 5.17. Assim, o ângulo ψ_{ref} formado entre a posição do veículo e a posição

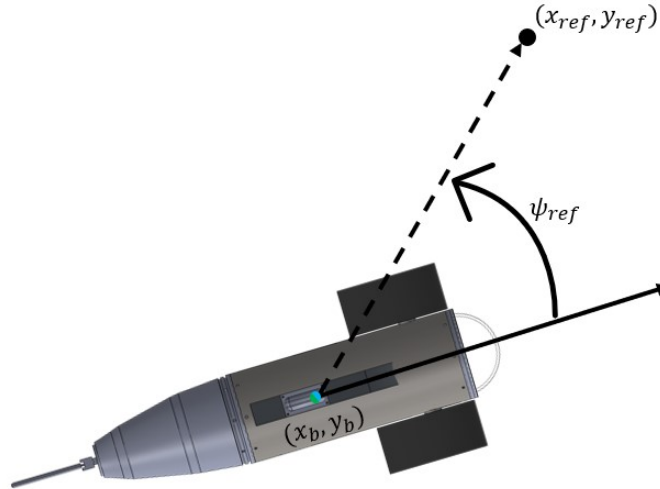


FIGURA 5.17: Esquema para o controlo de guinada.

de referência, no referencial fixo à Terra, é obtido matematicamente através da equação 5.4, onde as coordenadas de referência são mantidas constantes, enquanto que as do veículo variam em função do seu movimento, atualizando o valor do ângulo de referência a cada iteração.

$$\psi_{ref} = \arctan \left(\frac{y_{ref} - y_b}{x_{ref} - x_b} \right) \quad (5.4)$$

Após definido o ângulo de referência que se pretende atingir, é possível deduzir, através da equação 5.5 o erro relativamente ao ângulo de guinada ψ que o veículo possui, estando este presente no vetor de estado x .

$$e_\psi = \psi_{ref} - \psi \quad (5.5)$$

O controlo da guinada é efetuado através da atuação no ângulo de desfaseamento da cauda θ_{ADC} , de acordo com a equação 5.6

$$\theta_{ADC} = K_{p\psi} e_\psi, \quad (5.6)$$

onde $K_{p\psi}$ corresponde ao ganho proporcional do erro. Neste controlador, apesar de também ter sido testada uma componente derivativa, no final, considerou-se que a componente proporcional seria suficiente, optando por um ganho de $K_{p\psi} = 0,8$. Este valor foi selecionado através de um processo iterativo, realizando simulações nas quais o ponto de referência se manteve constante, variando apenas o valor do ganho. As respostas do veículo em função da atuação do respetivo controlador com os diferentes valores de ganho proporcional encontra-se ilustrada na figura 5.18 visualizando a sua evolução comparativamente com os valores de referência. Para mitigar eventuais limitações mecânicas, o ângulo de desfaseamento da cauda estará contido no intervalo $-45^\circ < \theta_{ADC} < 45^\circ$, estabelecendo assim os limites de atuação do controlador.

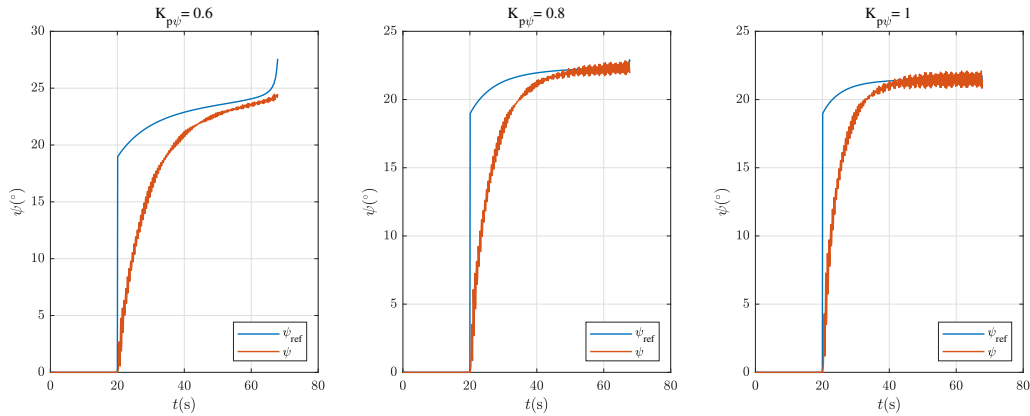


FIGURA 5.18: Resposta do veículo para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p\psi}$.

Por forma a verificar o funcionamento do controlador de guinada realizou-se a simulação descrita na figura 5.19, onde foram inseridas as coordenadas de 4 pontos de referência na trajetória do TOBIAS. Nos instantes iniciais da simulação, tal como em simulações anteriores, o veículo realizou o movimento de carreira retilínea

estabilizando a velocidade de avanço, sendo a partir do instante $t = 20\text{s}$ que o controlador de guinada entra em funcionamento atuando no ângulo de desfasamento da cauda. Os restantes parâmetros do vetor τ foram mantidos constantes ao longo de toda a simulação ($f = 1\text{ Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\alpha_{BB} = \alpha_{EB} = 0^\circ$). Através da figura verifica-se que o controlador de guinada assegura que o veículo realiza uma trajetória na qual atinge os pontos de referência pretendidos, havendo contudo instantes em que o controlador se encontra saturado.

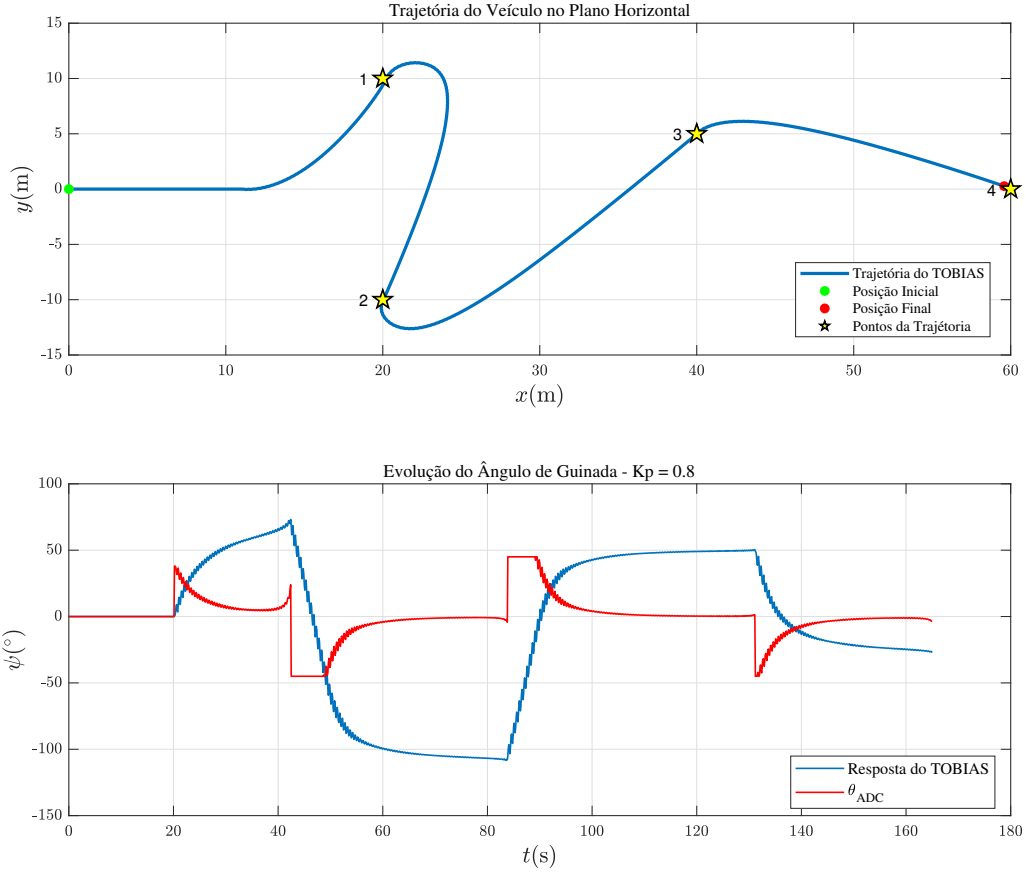


FIGURA 5.19: Trajetória descrita pelo veículo e atuação do controlador de guinada.

5.2.2 Controlo de cabeceio

Considere-se agora o plano vertical, no qual se pretende controlar o cabeceio do TOBIAS atingindo uma determinada posição de referência com coordenadas (x_{ref}, z_{ref}) , encontrando-se o veículo na posição (x_b, z_b) , como demonstrado na figura 5.20.

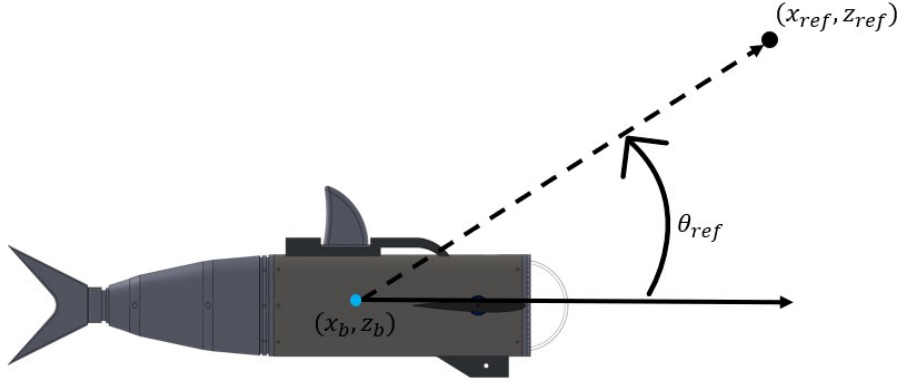


FIGURA 5.20: Esquema para o controlo de cabeceio.

Assim, tal como na situação anterior, no referencial fixo à Terra é formado um ângulo (θ_{ref}) entre a posição do veículo e a posição que se pretende atingir, obtido matematicamente através da equação 5.7, onde novamente as coordenadas do ponto de referência se mantêm constantes, enquanto que as do veículo variam consoante o seu movimento, recalculando o valor de θ_{ref} a cada iteração.

$$\theta_{ref} = \arctan \left(\frac{z_{ref} - z_b}{x_{ref} - x_b} \right) \quad (5.7)$$

Estando definido o ângulo de referência θ_{ref} que se pretende atingir, é possível quantificar, através da equação 5.8, o erro existente entre este valor e o ângulo de cabeceio θ que o veículo possui, estando este presente no vetor de estado x .

$$e_\theta = \theta_{ref} - \theta \quad (5.8)$$

O controlo de cabeceio é efetuado através da atuação no ângulo de ataque das barbatanas peitorais, sendo considerada a mesma atuação em ambos os bordos implicando que $\alpha_{BB} = \alpha_{EB} = \alpha$. Inicialmente procurou-se simplificar a abordagem, considerando somente a componente proporcional do controlador, contudo esta gera um elevada instabilidade na atuação das barbatanas, implicando que fosse também considerada a componente derivativa do controlador. Assim, o controlo do ângulo de ataque (α) destas barbatanas é efetuado de acordo com a equação 5.9

$$\alpha = -(K_{p\theta}e_\theta + K_{d\theta}\frac{de_\theta}{dt}), \quad (5.9)$$

onde $K_{p\theta}$ e $K_{d\theta}$ correspondem, respetivamente, aos ganhos proporcional e derivativo do erro. O sinal negativo surge devido aos dados provenientes da tabela relativa

5.2. Simulação em cadeia fechada

ao perfil NACA0012 (anexo I) considerarem um referencial cujo eixo z possui uma direção oposta à do modelo.

O ajuste dos ganhos foi efetuado através de um processo iterativo, onde foram testados diferentes valores mantendo o mesmo ponto de referência. Na figura 5.21 são demonstrados os resultados destes testes, visualizando a evolução da resposta do veículo, aquando da atuação do controlador, comparativamente com os valores de referência.

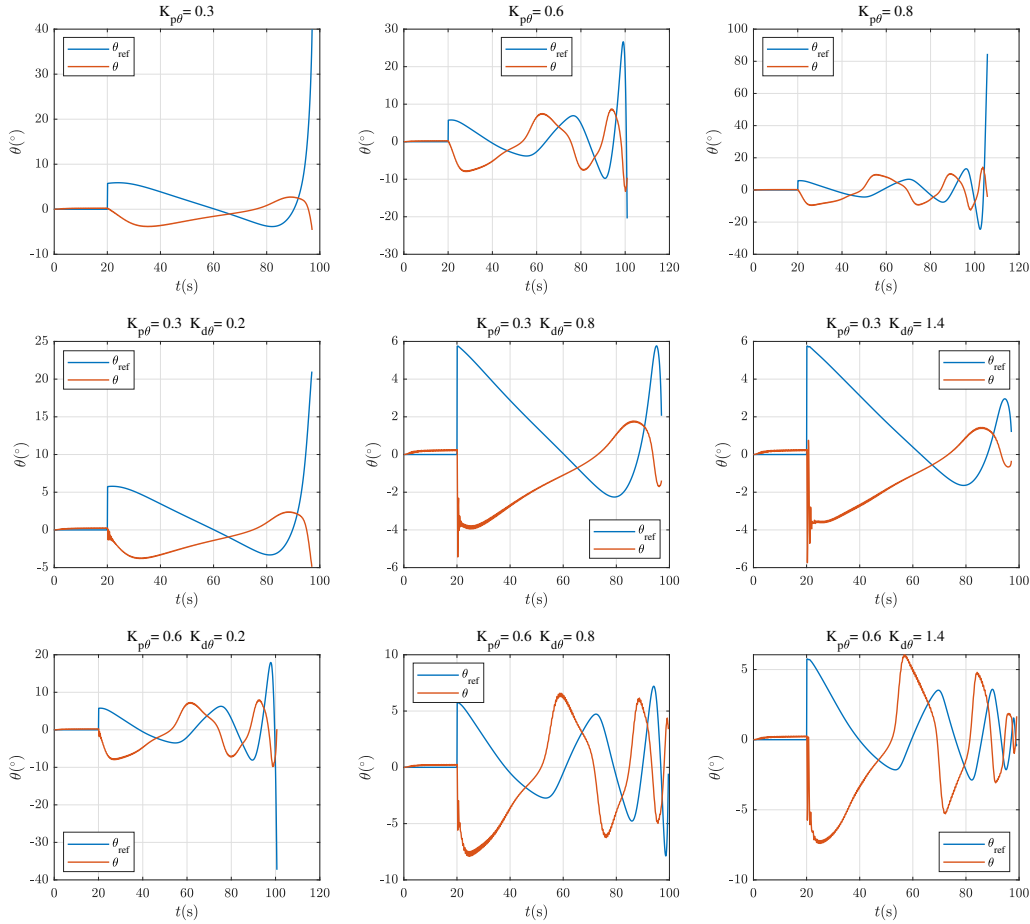


FIGURA 5.21: Resposta do veículo para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p\theta}$ e $K_{d\theta}$.

Através dos diferentes testes realizados verifica-se alguma instabilidade neste tipo de controlo, podendo esta ser relacionada com o facto das forças geradas pelas barbatanas peitorais não terem um efeito no cabeceio do veículo tão repentino como o que foi verificado no caso da guinada. Apesar disto, para efeitos de teste do controlador no modelo desenvolvido, prosseguiu-se assumindo os ganhos $K_{p\theta} = 0,3$ e $K_{d\theta} = 0,8$.

Considerando a tabela presente no anexo I, o ângulo de ataque das barbatanas peitorais encontra-se contido no intervalo de $-30^\circ < \alpha < 30^\circ$, estabelecendo assim os limites de atuação do controlador. Esta tabela apenas fornece dados para ângulos de ataque de valor inteiro, contudo, o programa desenvolvido realiza interpolações para os valores intermédios em função da necessidade do controlador.

A figura 5.22 demonstra o funcionamento do controlador de cabeceio, apresentando os resultados de uma simulação na qual se definiu uma trajetória com 3 pontos de referência, visualizando a resposta do TOBIAS perante este controlador.

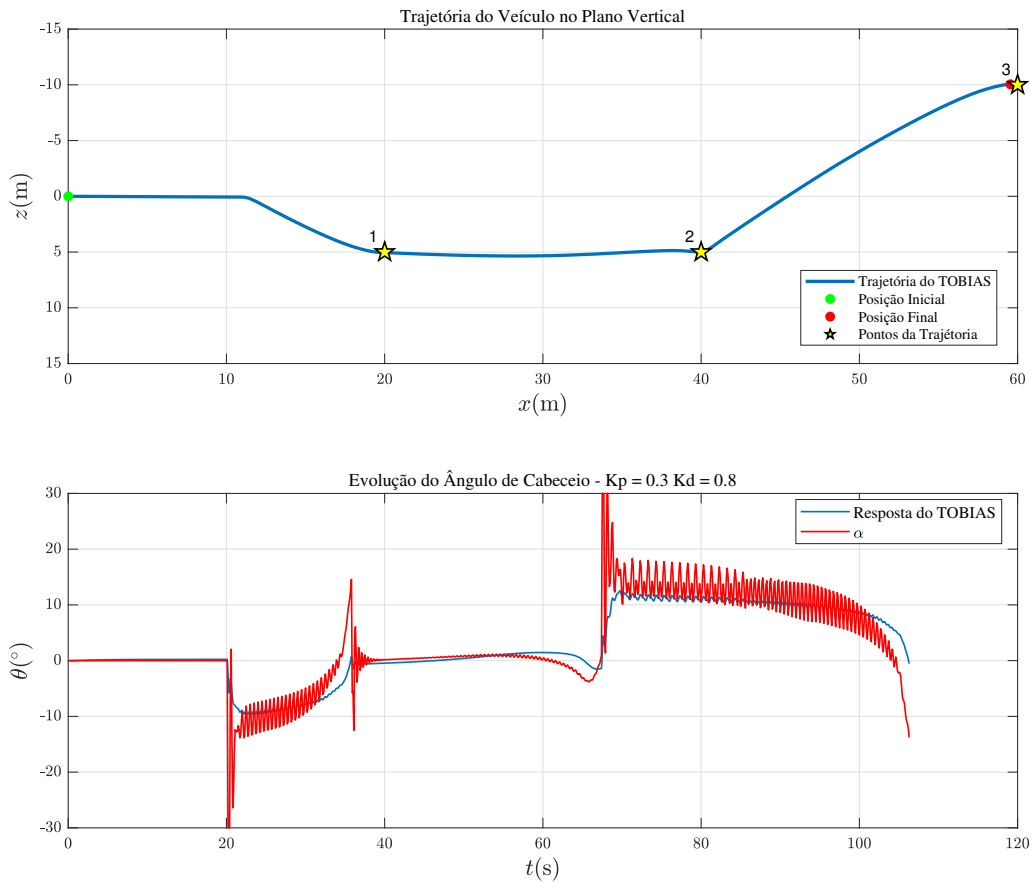


FIGURA 5.22: Trajetória descrita pelo veículo e atuação do controlador de cabeceio.

Nos instantes iniciais da simulação, à semelhança do caso anterior, o veículo realizou o movimento de carreira retilínea estabilizando a velocidade de avanço, sendo a partir do instante $t = 20s$ que o controlador de cabeceio entra em funcionamento atuando simultaneamente no ângulo de ataque de ambas as barbatanas peitorais. Os restantes parâmetros do vetor τ foram mantidos constantes ao longo de toda a simulação ($f = 1 \text{ Hz}$, $\theta_A = 20^\circ$ e $\theta_{ADC} = 0^\circ$). Através da figura verifica-se

que o controlador de profundidade assegura que o veículo realiza uma trajetória na qual passa por todos os pontos de referência pretendidos, sendo também visível a capacidade deste manter uma determinada cota, como demonstrado no trajeto entre os pontos 1 e 2.

5.2.3 Controlo de guinada + cabeceio

Combinando ambos os controladores desenvolvidos anteriormente torna-se possível a realização de trajetórias no espaço tridimensional, onde cada um deles controla o movimento do veículo nos planos horizontal e vertical.

Para testar a atuação dos controladores em simultâneo, criou-se uma trajetória semelhante a um padrão de busca retangular, tipicamente utilizado em ações de busca e salvamento, contudo inserindo variações de cota. Na tabela 5.1 estão representadas as coordenadas dos pontos de referência da trajetória mencionada.

TABELA 5.1: Coordenadas dos pontos de referência da trajetória tridimensional.

$\#Ponto$	x (m)	y (m)	z (m)
1	20	0	0
2	20	-10	0
3	30	-10	5
4	30	10	-5
5	40	10	5
6	40	-10	-5
7	50	-10	5
8	50	10	-5
9	60	10	5
10	60	0	0
11	70	0	0

Os resultados da simulação são apresentados na figura 5.23, verificando a resposta do TOBIAS, bem como o funcionamento dos controladores em simultâneo ao longo da trajetória descrita anteriormente. Os controladores entram em funcionamento a partir do instante $t = 20s$, com os ganhos definidos anteriormente ($K_{p\psi} = 0,8$, $K_{p\theta} = 0,3$ e $K_{d\theta} = 0,8$), atuando nos ângulos de desfasamento da cauda (θ_{ADC}) e de ataque das barbatanas peitorais (α). Durante toda a simulação, os restantes parâmetros do vetor τ são mantidos constantes ($f = 1$ Hz e $\theta_A = 20^\circ$).

Analisando a figura 5.23, pode-se constatar que o TOBIAS atinge os pontos pretendidos, realizando a trajetória descrita na tabela 5.1. Relativamente aos controladores de guinada e cabeceio observa-se que durante a simulação há instantes nos quais estes se encontram saturados, verificando em particular alguma instabilidade no controlador de cabeceio, oscilando entre os extremos de atuação das barbatanas peitorais, por forma a manter uma determinada cota.

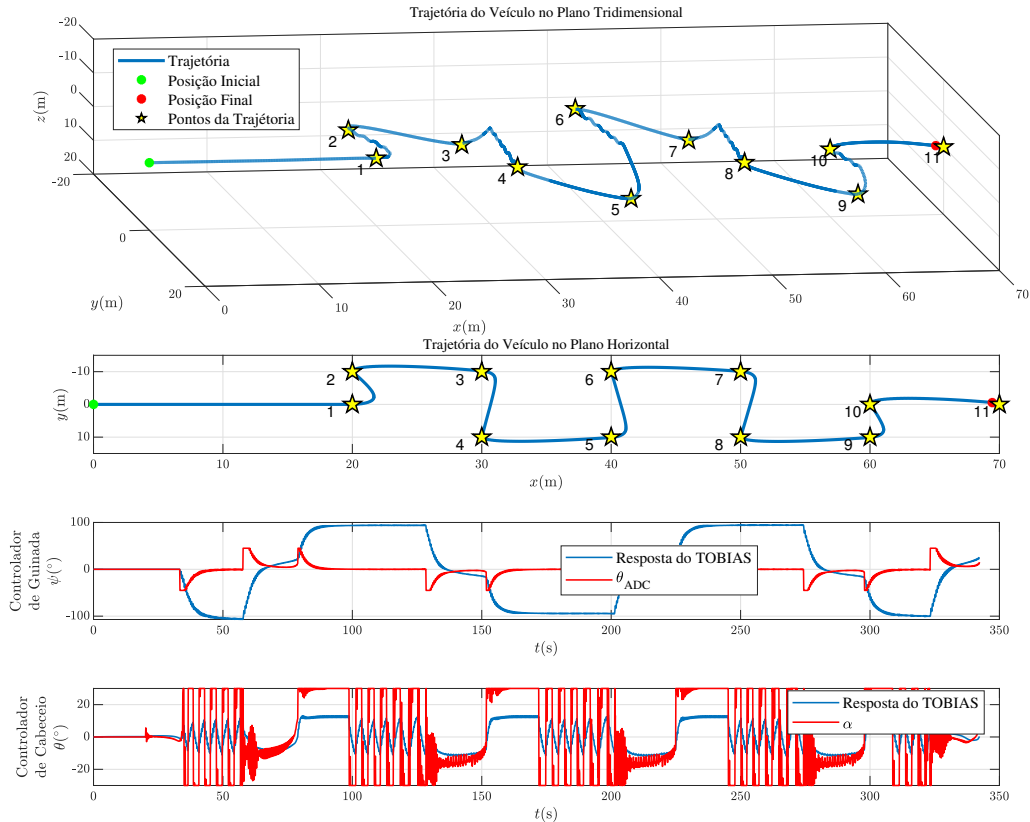


FIGURA 5.23: Trajetória descrita pelo veículo e atuação dos controladores de guinada e cabeceio.

5.2.4 Controlo de guinada + cabeceio + velocidade

A velocidade do TOBIAS está diretamente relacionada com a frequência de oscilação da cauda (f). Considerando as simulações realizadas anteriormente nas quais esta frequência foi mantida a 1Hz, pode observar-se que o TOBIAS tem alguma dificuldade em manobrar para o ponto seguinte da trajetória, pois a “elevada” velocidade que possui implica raios de manobra mais elevados. Assim, para colmatar este efeito, procurou-se desenvolver um controlador de velocidade que irá atuar na frequência de oscilação da cauda em função da distância ao ponto da trajetória, fazendo com que o veículo consiga prosseguir para o ponto seguinte, sem se afastar excessivamente do ponto anterior.

Para melhor compreender este controlador de velocidade considere-se o esquema ilustrado na figura 5.24, no qual o veículo se encontra na posição (x_b, y_b, z_b) e pretende atingir a posição de referência com coordenadas $(x_{ref}, y_{ref}, z_{ref})$.

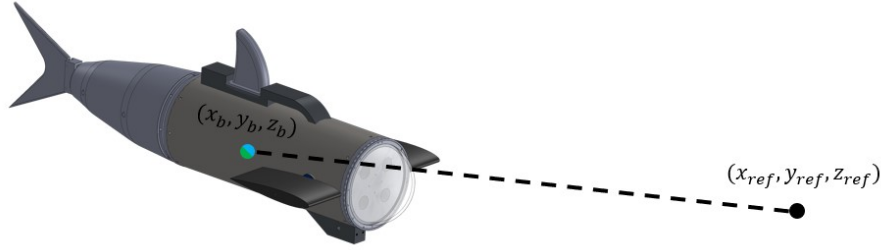


FIGURA 5.24: Esquema para o controlo de velocidade.

Neste controlador, o erro será dado pela distância euclidiana entre ambos os pontos, de acordo com a equação 5.10,

$$e_{dist} = \sqrt{(x_{ref} - x_b)^2 + (y_{ref} - y_b)^2 + (z_{ref} - z_b)^2}, \quad (5.10)$$

onde, novamente, as coordenadas do ponto de referência se mantêm constantes enquanto que as do veículo variam em função do seu movimento (estando estas presentes no vetor de estado x). Assim, o controlo de velocidade do TOBIAS é efetuado através da atuação na frequência de oscilação da cauda (f), de acordo com a equação 5.11

$$f = K_{p\,dist} e_{dist}, \quad (5.11)$$

onde $K_{p\,dist}$ corresponde ao ganho proporcional do erro. Neste controlador, por uma questão de simplicidade, será considerada somente a componente proporcional e atendendo às eventuais limitações mecânicas existentes no protótipo físico definiram-se os seguintes limites de atuação do mesmo $0\text{Hz} < f < 1\text{Hz}$.

O valor do ganho proporcional do erro ($K_{p\,dist}$) foi obtido de forma semelhante às situações anteriores, onde se realizaram uma serie de simulações mantendo o mesmo ponto de referência e variando o valor do ganho, verificando a resposta do veículo. Na figura 5.25 estão apresentados os resultados obtidos nessas simulações, onde se analisou, como exemplo, a evolução da posição x_b e da velocidade de avanço (u) em função da atuação na frequência de oscilação da cauda.

Atendendo aos resultados obtidos definiu-se $K_{p\,dist} = 0,1$ implicando que quando o TOBIAS se encontrar a menos de 10m do ponto de referência, este irá reduzir a frequência de oscilação da cauda e consequentemente a sua velocidade, atingindo de forma “suave” o ponto pretendido. Após chegar a esse ponto, o veículo

avança para o próximo ponto da trajetória e caso este se encontre a uma distância superior a 10m o controlador de velocidade irá saturar mantendo $f = 1\text{Hz}$ atingindo a velocidade máxima disponível, repetindo novamente o processo.

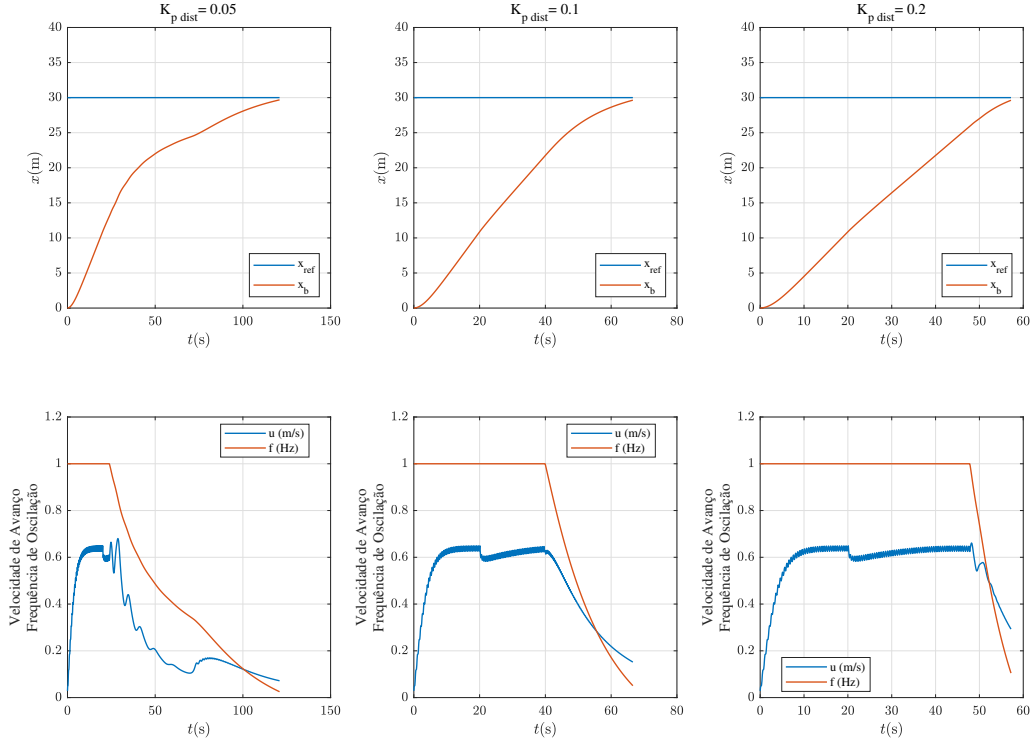


FIGURA 5.25: Resposta do veículo (posição e velocidade de avanço) para o mesmo ponto de referência, com diferentes ganhos $K_{p \text{ dist}}$.

Deste modo, após desenvolvido o controlador de velocidade este pode também ser combinado com os controladores de guinada e cabeceio, anteriormente mencionados. Para testar a atuação dos três controladores em simultâneo utilizou-se novamente a trajetória definida na tabela 5.1.

A resposta do TOBIAS e a atuação em simultâneo dos controladores ao longo do tempo encontra-se apresentada na figura 5.26. À semelhança das simulações passadas, os controladores entram em funcionamento no instante $t = 20\text{s}$, mantendo os ganhos anteriormente definidos ($K_{p\psi} = 0,8$, $K_{p\theta} = 0,3$, $K_{d\theta} = 0,8$ e $K_{p \text{ dist}} = 0,1$), atuando no desfasamento e frequência de oscilação da cauda, e na inclinação das barbatanas peitorais, sendo a amplitude de oscilação único parâmetro do vetor τ mantido constante ao longo de toda a simulação ($\theta_A = 20^\circ$).

Através da figura 5.26 verifica-se que veículo realiza a trajetória pretendida atingindo todos os pontos descritos na tabela 5.1, observando-se também algumas diferenças na atuação dos controladores de guinada e de cabeceio comparativamente

5.2. Simulação em cadeia fechada

com os resultados obtidos anteriormente na figura 5.23, sendo estas devidas à redução de velocidade imposta pelo respetivo controlador.

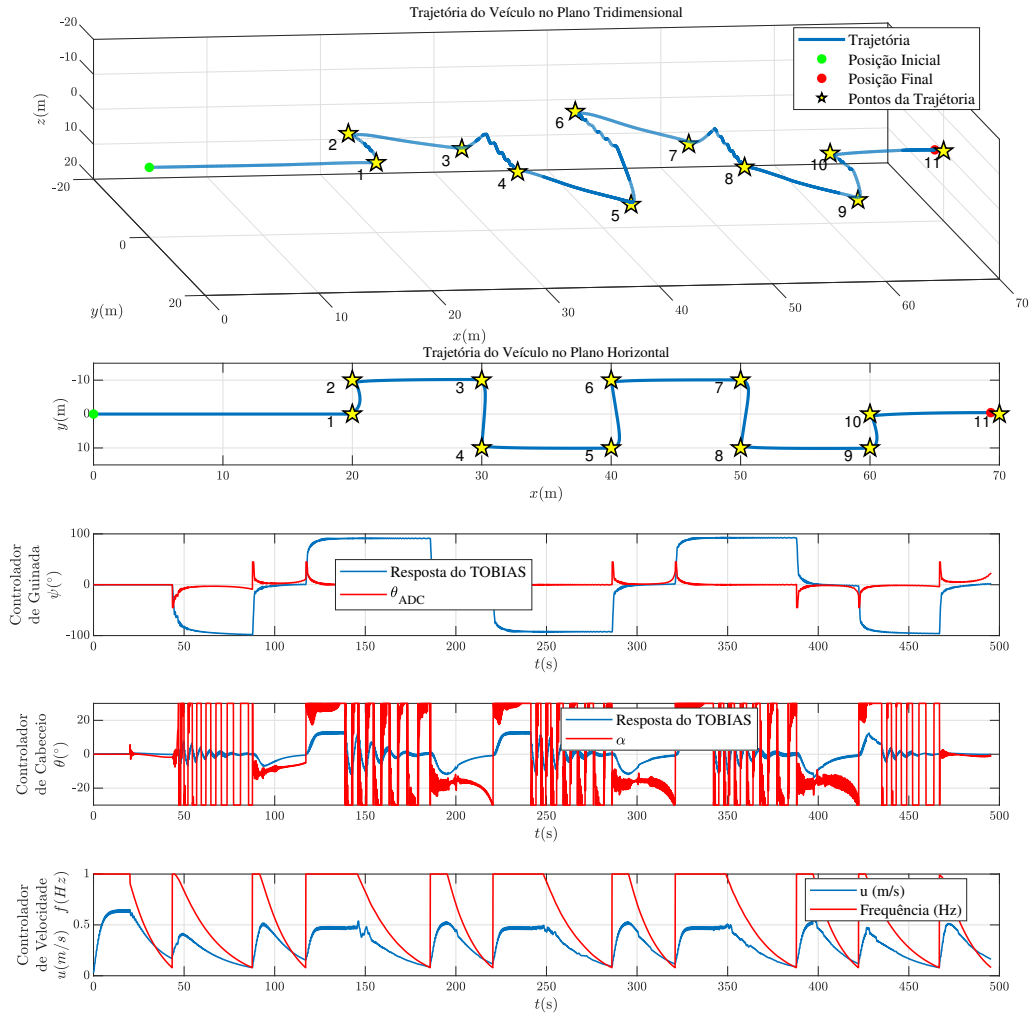


FIGURA 5.26: Trajetória descrita pelo veículo e atuação dos controladores de guinada, cabeceio e velocidade.

Na figura 5.27 encontram-se ilustradas as trajetórias tridimensionais realizadas pelo TOBIAS, comparando as situações sem e com a atuação do controlador de velocidade, descritas anteriormente nas figuras 5.23 e 5.26, respetivamente.

Apesar de em ambas as situações o veículo TOBIAS passar por todos os pontos pretendidos, realizando uma trajetória semelhante a um padrão de busca retangular, quando o controlador de velocidade é acionado, atuando simultaneamente com os controladores de cabeceio e de guinada, verifica-se que esta trajetória é mais “suave”, reduzindo o raio de manobra do veículo nos instantes em que ocorre a troca do ponto de referência anterior para o seguinte. Esta redução no afastamento relativamente ao ponto anterior da trajetória deve-se à diminuição da velocidade, provocada pelo controlador que atua na frequência de oscilação, pois a partir do

momento em que o TOBIAS se encontra a 10m do ponto de referência é iniciada a desaceleração.

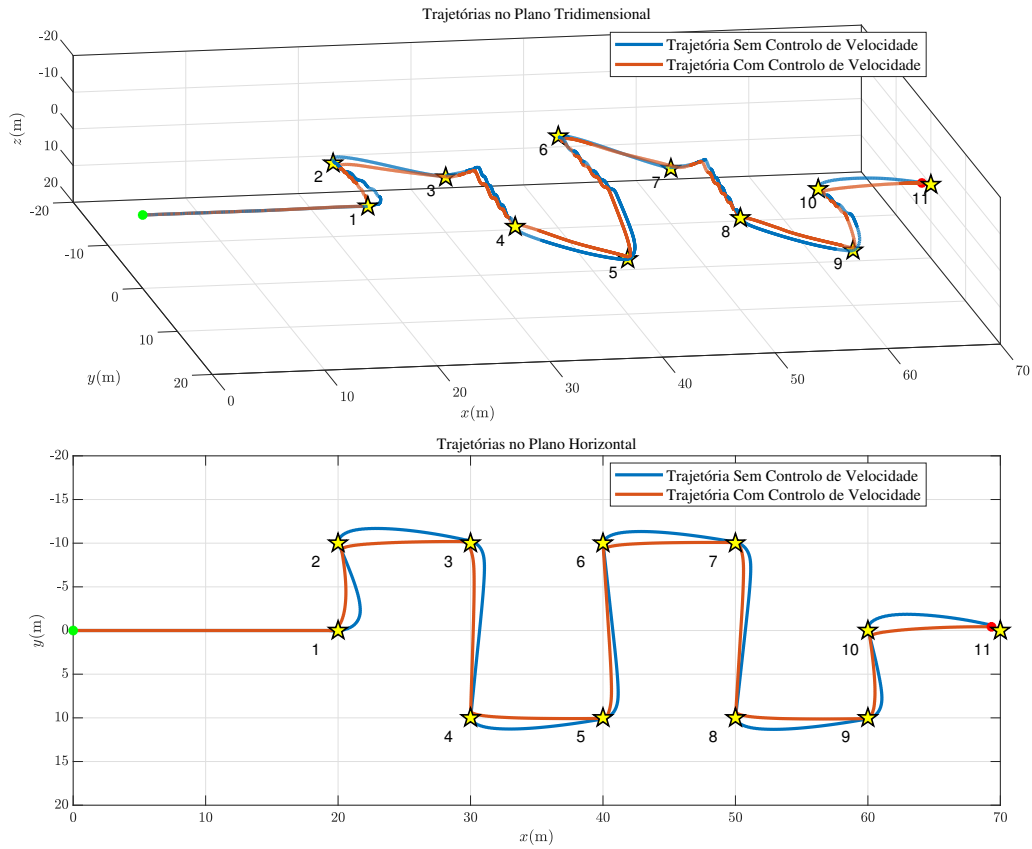


FIGURA 5.27: Comparação da trajetória descrita pelo veículo com e sem o controle de velocidade.

A abordagem simplista adotada no desenvolvimento destes três controladores teve, como principal propósito a verificação da aptidão do modelo matemático do veículo TOBIAS para o desenvolvimento e implementação de algoritmos de controle, podendo esta no futuro ser também uma ferramenta de apoio ao desenvolvimento do projeto.

Capítulo 6

Conclusão e perspectivas de trabalho futuro

6.1 Conclusão

No decorrer no presente trabalho procurou-se desenvolver um modelo matemático capaz de simular e prever o comportamento dinâmico de um BUV, aplicando-o ao veículo TOBIAS. Apesar de os resultados obtidos no decorrer das simulações numéricas apresentarem um comportamento que seria esperado fisicamente, o modelo ainda carece de validação experimental, existindo alguma incerteza associada a estes resultados. Esta incerteza deve-se, essencialmente, aos pressupostos que foram considerados no desenvolvimento teórico do modelo e às aproximações efetuadas tanto na obtenção das derivadas hidrodinâmicas de massa acrescentada, como dos coeficientes de amortecimento hidrodinâmico, onde se aproximou o corpo do veículo a um elipsoide de revolução e se recorreu a fórmulas semi-empíricas para a obtenção dos coeficientes de arrasto.

A componente da propulsão biomimética representou um dos principais desafios neste trabalho, devido à complexidade associada à modelação do comportamento ondulatório de um peixe. Para tal, foi adotada a teoria dos corpos alongados desenvolvida por Lighthill, considerando que a força de impulso gerada aquando do movimento da cauda ocorre, de forma mais expressiva, na sua extremidade, sendo esta abordagem também uma aproximação à realidade da espécie biológica.

Apesar dos fatores anteriormente mencionados poderem contribuir para uma ligeira incerteza nos resultados obtidos, numa primeira abordagem verifica-se que o modelo matemático desenvolvido para o TOBIAS responde às diferentes configurações das variáveis de controlo como seria esperado fisicamente, encontrando-se também apto para o desenvolvimento e implementação de algoritmos de controlo,

podendo assim, no futuro, após os devidos ajustes, ser utilizado como uma útil ferramenta para o aprimoramento deste veículo.

6.2 Perspetivas de trabalho futuro

Numa abordagem inicial ao desenvolvimento do modelo matemático do veículo TOBIAS, assumem-se, como referido anteriormente, algumas simplificações, por forma a chegar a um resultado final. Contudo, estes pequenos “atalhos” que foram considerados poderão ser aprofundados, aproximando com uma melhor precisão a resposta do modelo ao veículo real, surgindo assim margem para a realização de trabalhos futuros.

As propriedades do corpo rígido e as posições do C’G e CB utilizadas neste trabalho foram exportadas do programa de desenho assistido por computador *SolidWorks*, de um protótipo desenvolvido em trabalhos anteriores (Paiva, 2020; Pires, 2021), proporcionando uma estimativa destes valores. Contudo, sugere-se, após definida a constituição e configuração final dos componentes integrantes no TOBIAS, um estudo de estabilidade do veículo a par com as suas propriedades de corpo rígido, obtendo de forma mais precisa os valores em questão.

Foi referido anteriormente que o modelo teórico desenvolvido carece de validação experimental, sendo esta também uma ação aconselhada a tomar após a finalização da construção mecânica do veículo. Simultaneamente com esta validação em tanque de prova, seria proveitoso determinar, de forma prática, os coeficientes de massa acrescentada e de amortecimento hidrodinâmico, proporcionando uma melhor representação do veículo, pois os valores que se encontram atualmente no modelo foram obtidos através de métodos semi-empíricos.

Por fim, após validar e afinar o modelo, poder-se-ão desenvolver algoritmos de controlo, simulando e testando manobras mais complexas. Para além disto, através da consideração e integração de fatores ambientais no modelo, tais como correntes oceânicas e ondulação, será possível aumentar o seu realismo, produzindo simulações mais fidedignas.

Bibliografia

- Akçakaya, H., Yildiz, H. A., Sağlam, G., & Gürleyen, F. (2009). Sliding mode control of autonomous underwater vehicle. *International Conference on Electrical and Electronics Engineering - ELECO 2009*, II-332–II-336.
- Anderson, J. M., & Chhabra, N. K. (2002). Maneuvering and Stability Performance of a Robotic Tuna. *Integrative and Comparative Biology*, 42(1), 118–126.
- Araújo, H. F. R. (2020). *Projeto e desenvolvimento de um veículo autónomo biomimético de subsuperfície* (tese de mestrado). Escola Naval.
- Azevedo, D. O. M. (2013). *Conceito de Operação dos Veículos Submarinos Autónomos SeaCon a partir dos Submarinos da Classe Tridente* (tese de mestrado). Escola Naval.
- Bachmayer, R., Leonard, N., Graver, J., Fiorelli, E., Bhatta, P., & Paley, D. (2004). Underwater gliders: recent developments and future applications. *Proceedings of the International Symposium on Underwater Technology*, 195–200.
- Bende, V., Pathak, P. M., Dixit, K. S., & Harsha, S. (2012). Energy optimal trajectory planning of an underwater robot using a genetic algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(8), 1077–1087.
- Bentes, C. A. (2016). *Modeling of an Autonomous Underwater Vehicle* (tese de mestrado). Universidade da Beira Interior.
- Blidberg, D. R. (2001). The development of autonomous underwater vehicles (auvs); A brief summary.
- Burcher, R., & Rydill, L. J. (1994). *Concepts in Submarine Design*. Cambridge University Press.
- Chopra, M. G. (1976). Large amplitude lunate-tail theory of fish locomotion. *Journal of Fluid Mechanics*, 74(1), 161–182.
- Chowdhury, A. R., Prasad, B., Vishwanathan, V., Kumar, R., & Panda, S. K. (2012). Kinematics study and implementation of a biomimetic robotic-fish underwater vehicle based on Lighthill slender body model. *IEEE/OES Autonomous Underwater Vehicles (AUV)*.

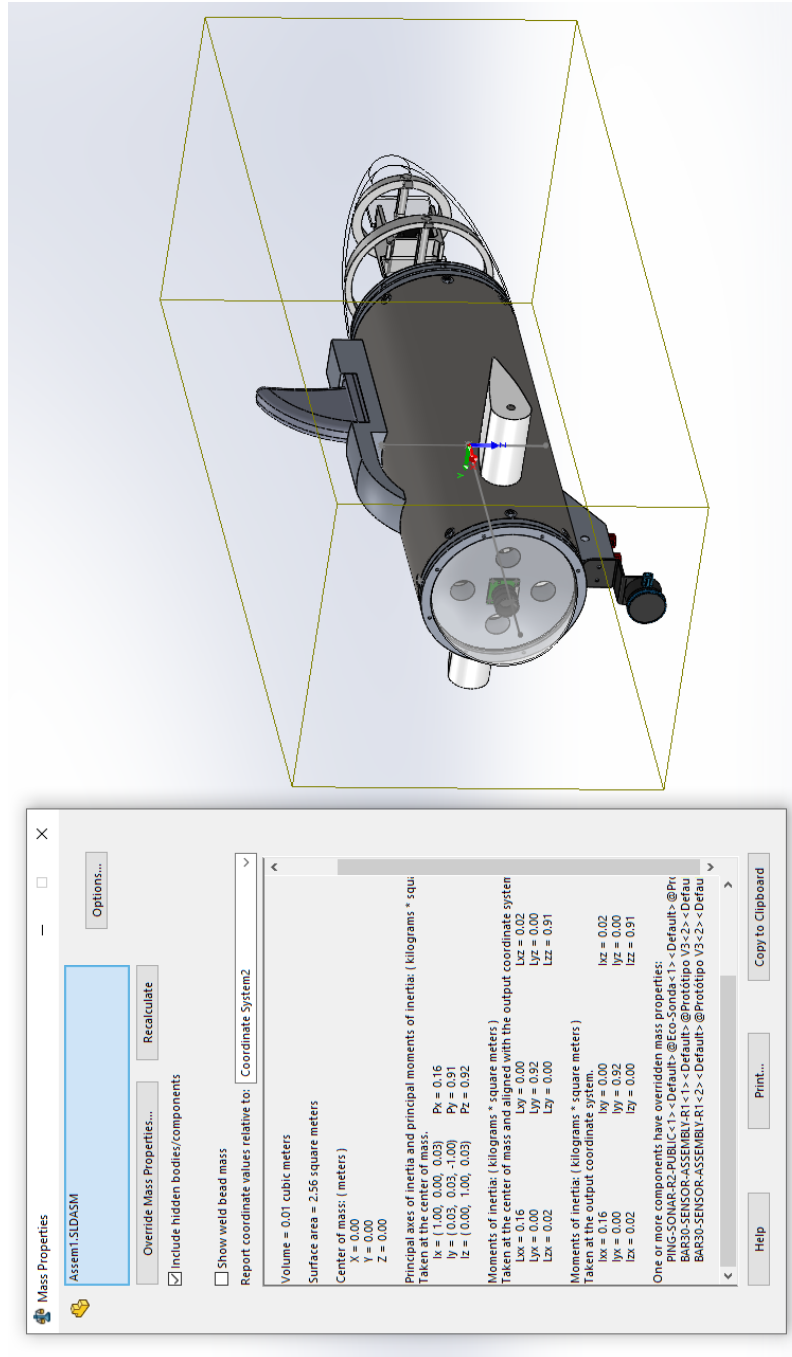
- Claustre, H., Beguery, L., & PLA, P. (2014). SeaExplorer Glider Breaks Two World Records Multisensor UUV Achieves Global Milestones for Endurance , Distance. *Sea Technology*.
- Colgate, J. E., & Lynch, K. M. (2004). Mechanics and control of swimming: A review. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 29(3), 660–673.
- Craig, J. J. (2005). *Introduction to Robotics: Mechanics and Control*. Pearson Prentice Hall.
- Cruz, N. A., & Matos, A. C. (2008). The MARES AUV, a modular autonomous robot for environment sampling. *Oceans*.
- Ferreira, B. (2009). *Modelação e controlo de veículo submarino com quatro graus de liberdade* (tese de mestrado). Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Ferreira, B., Pinto, M., Matos, A., & Cruz, N. (2009). Hydrodynamic modeling and motion limits of AUV MARES. *35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, 2241–2246.
- Fossen, T. I. (1994). *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Fossen, T. I. (2011). *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Gertler, M., & Hagen, G. R. (1967). Standard equations of motion for submarine simulation.
- Griffiths, G., Jones, C., Ferguson, J., & Bose, N. (2007). Undersea Gliders. *Journal of Ocean Technology*, 2(2), 64–75.
- Hydrográfico, I. (2009). Conhecimento do Oceano.
- Hoerner, S. F. (1965). *Fluid Dynamic Drag: Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance*. Hoerner Fluid Dynamics.
- Humphrey, D., & Topping, J. (1961). *A Shorter Intermediate Mechanics*. Longmans, Green; Co.
- Humphreys, D. E. (1976). *Development of the Equations of Motion and Transfer Functions for Underwater Vehicles*. Naval Coastal Systems Laboratory : National Technical Information Service.
- Hydroid. (2016). REMUS 100 Autonomous underwater vehicle.
- Imlay, F. H. (1961). *The complete expressions for added mass of a rigid body moving in an ideal fluid* (rel. téc.). Defense Technical Information Center.
- Inzartsev, A. V. (2009). *Underwater Vehicles*. IntechOpen.
- Javaid, M. Y., Ovinis, M., Nagarajan, T., & Hashim, F. B. M. (2014). Underwater Gliders : A Review. *MATEC Web of Conferences*, 13.

- Lighthill, M. J. (1960). Note on the swimming of slender fish. *Journal of Fluid Mechanics*, 9(2), 305–317.
- Lighthill, M. J. (1970). Aquatic animal propulsion of high hydromechanical efficiency. *Journal of Fluid Mechanics*, 44(2), 265–301.
- Lighthill, M. J. (1971). Large-amplitude elongated-body theory of fish locomotion. *Proceedings of the Royal Society of London. Series B. Biological Sciences*, 179(1055), 125–138.
- Liu, J., & Hu, H. (2003). Building a Simulation Environment for Optimising Control Parameters of an Autonomous Robotic Fish. *Proceedings of the 9th Chinese Automation and Computing Society Conference*, 317–322.
- Liu, J., & Hu, H. (2005). Mimicry of sharp turning behaviours in a robotic fish. *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3318–3323.
- Liu, J., & Hu, H. (2010). Biological Inspiration : From Carangiform Fish to Multi-Joint Robotic Fish. *Journal of Bionic Engineering*, 7(1), 35–48.
- Martins, A., Matos, A., Cruz, N., & Pereira, F. L. (1999). IES an open system for underwater inspection. *Oceans '99. MTS/IEEE. Riding the Crest into the 21st Century.*, 2, 549–554.
- Masmitja, I., Gonzalez, J., Galarza, C., Gomariz, S., Aguzzi, J., & del Rio, J. (2018). New Vectorial Propulsion System and Trajectory Control Designs for Improved AUV Mission Autonomy. *Sensors*, 18(4), 1241.
- Mazlan, A. N. A. (2015). *A Fully Actuated Tail Propulsion System for a Biomimetic Autonomous Underwater Vehicle* (tese de doutoramento). University Of Glasgow.
- McLain, T. W., & Rock, S. M. (1992). Experimental Measurement of ROV Tether Tension. *Proceedings of Intervention/ROV '92*, 291–296.
- Nahon, M. (1996). A simplified dynamics model for autonomous underwater vehicles. *Proceedings of Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*, 373–379.
- Norcross, B. L., & Mueter, F. J. (1999). The use of an ROV in the study of juvenile flatfish. *Fisheries Research*, 39(3), 241–251.
- Paiva, J. G. D. (2020). *Desenvolvimento de um Veículo Autónomo Biomimético* (tese de mestrado). Escola Naval.
- Perez, T. (2006). *Ship Motion Control: Course Keeping and Roll Stabilisation Using Rudder and Fins*. Springer London.

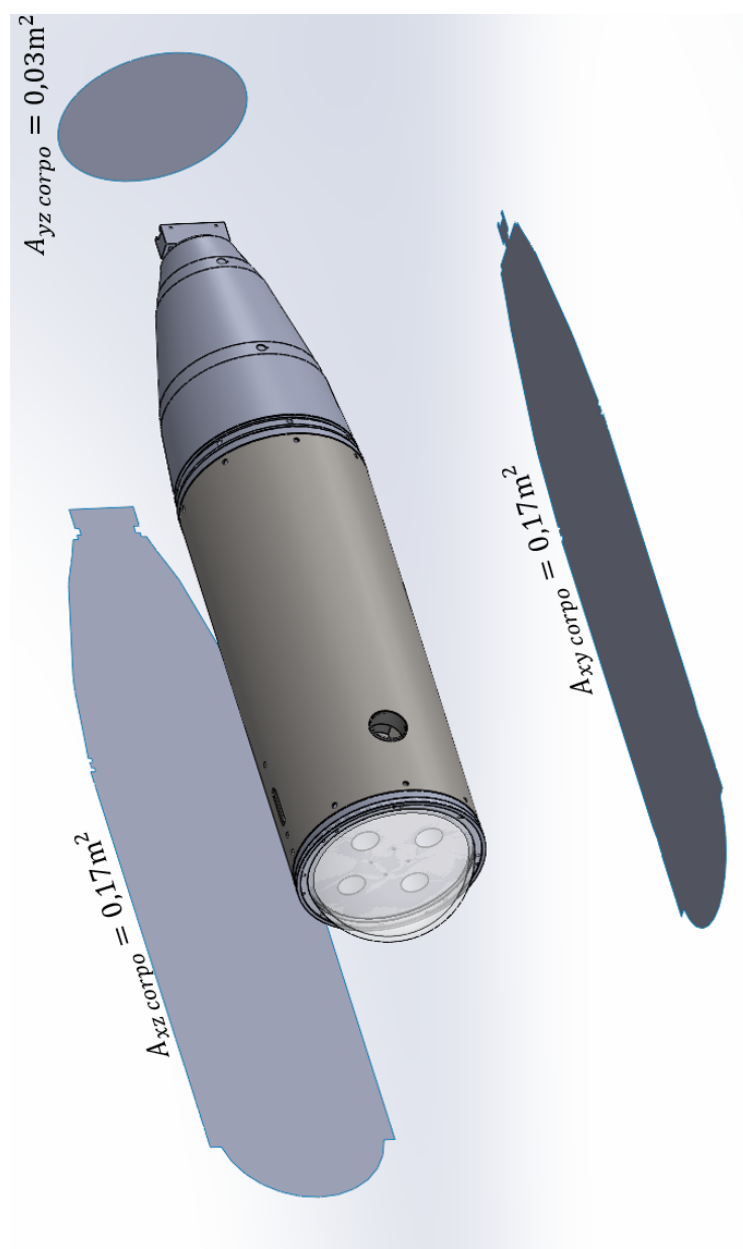
- Pires, R. A. (2021). *Projeto SABUVIS II – Desenvolvimento do Projeto e Construção de um Protótipo de Veículo Não Tripulado de Subsuperfície* (tese de mestrado). Escola Naval.
- Podder, T., Sibenac, M., Thomas, H., Kirkwood, W., & Bellingham, J. (2004). Reliability growth of autonomous underwater vehicle - dorado. *Oceans '04 MTS/IEEE Techno-Ocean '04*, 2, 856–862.
- Prestero, T. (2001). Development of a six-degree of freedom simulation model for the REMUS autonomous underwater vehicle. *MTS/IEEE Oceans 2001. An Ocean Odyssey.*, 1, 450–455.
- Przybylski, M. (2019). Mathematical Model Of Biomimetic Underwater Vehicle. *Proceedings - European Council for Modelling and Simulation, ECMS*, 33(1), 343–347.
- Ridao, P., Carreras, M., Ribas, D., Sanz, P. J., & Oliver, G. (2015). Intervention AUVs: The next challenge. *Annual Reviews in Control*, 40, 227–241.
- Rives, P., & Borrelly, J.-J. (1997). Underwater pipe inspection task using visual servoing techniques. *Proceedings of the 1997 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robot and Systems. Innovative Robotics for Real-World Applications. IROS '97*, 1, 63–68.
- Roberts, G. (2006). *Advances in Unmanned Marine Vehicles* (R. Sutton, Ed.). Institution of Engineering; Technology.
- Sargent, R. G. (2010). Verification and validation of simulation models. *Proceedings of the Winter Simulation Conference*, 166–183.
- Sfakiotakis, M., Lane, D., & Davies, J. (1999). Review of fish swimming modes for aquatic locomotion. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 24(2), 237–252.
- Streitlien, K., & Triantafyllou, G. (1998). On Thrust Estimates For Flapping Foils. *Journal of Fluids and Structures*, 12(1), 47–55.
- Szymak, P. (2016). Mathematical model of underwater vehicle with undulating propulsion. *Third International Conference on Mathematics and Computers in Sciences and in Industry (MCSI)*, 269–274.
- Szymak, P., & Przybylski, M. (2018). Thrust Measurement of Biomimetic Underwater Vehicle with Undulating Propulsion. *Maritime Technical Journal*, 213(2), 69–82.
- Tan, C. S., Sutton, R., & Chudley, J. (2007). An integrated collision avoidance system for autonomous underwater vehicles. *International Journal of Control*, 80(7), 1027–1049.
- Tang, S. C. (1999). *Modeling and simulation of the autonomous underwater vehicle, Autolycus* (tese de mestrado). Massachusetts Institute of Technology.

- Techet, A. H., Hover, F. S., & Triantafyllou, M. S. (2003). Separation and Turbulence Control in Biomimetic Flows. *Flow, Turbulence and Combustion*, 71, 105–118.
- The Society of Naval Architects and Marine Engineers. (1950). *Nomenclature for Treating the Motion of a Submerged Body Through a Fluid* (rel. téc.).
- Triantafyllou, G. S., Triantafyllou, M. S., & Grosenbaugh, M. A. (1993). Optimal thrust development in oscillating foils with application to fish propulsion. *Journal of Fluids and Structures*, 7(2), 205–224.
- Triantafyllou, M. S., & Triantafyllou, G. S. (1995). An efficient swimming machine. *Scientific American*, 272, 40–48.
- Triantafyllou, M. S., Triantafyllou, G. S., & Yue, D. K. (2000). Hydrodynamics of fishlike swimming. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 32(1), 33–53.
- U.S. Navy. (2004). The Navy Unmanned Undersea Vehicle (UUV) Master Plan.
- Videler, J. J. (1993). *Fish Swimming*. Springer Dordrecht.
- Watts, C. M. (2009). *A Comparison Study of Biologically Inspired Propulsion Systems for An Autonomous Underwater Vehicle* (tese de doutoramento). University Of Glasgow.
- Webb, D., Simonetti, P., & Jones, C. (2001). SLOCUM: an underwater glider propelled by environmental energy. *Journal of Oceanic Engineering*, 26(4), 447–452.
- Wernli, R. (2002). AUVs a technology whose time has come. *Proceedings of the Interntional Symposium on Underwater Technology*, 309–314.
- Whitcomb, L. L. (2000). Underwater Robotics : Out of the Research Laboratory and Into the Field. *Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, 1, 709–716.
- Yu, J., Tan, M., & Zhang, J. (2010). Fish-inspired swimming simulation and robotic implementation. *Joint 41st International Symposium on Robotics and 6th German Conference on Robotics*, 2, 1158–1163.
- Yu, J., Wang, L., & Tan, M. (2007). Geometric optimization of relative link lengths for biomimetic robotic fish. *IEEE Transactions on Robotics*, 23(2), 382–386.

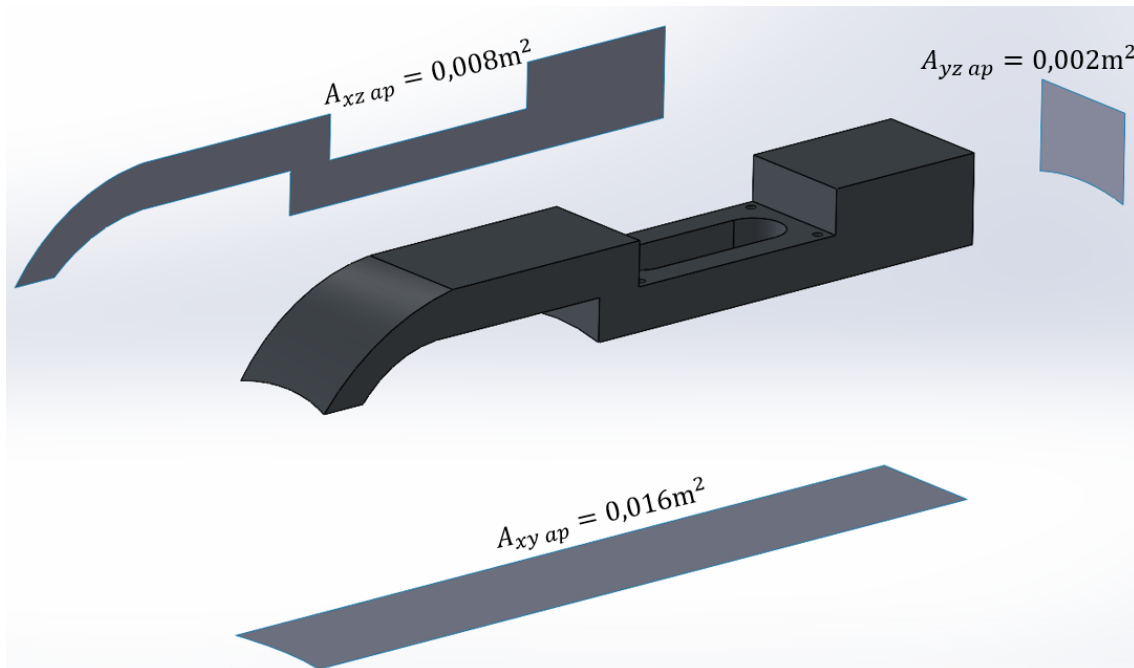
Apêndice A - Tensor de inércia do veículo gerado em SolidWorks



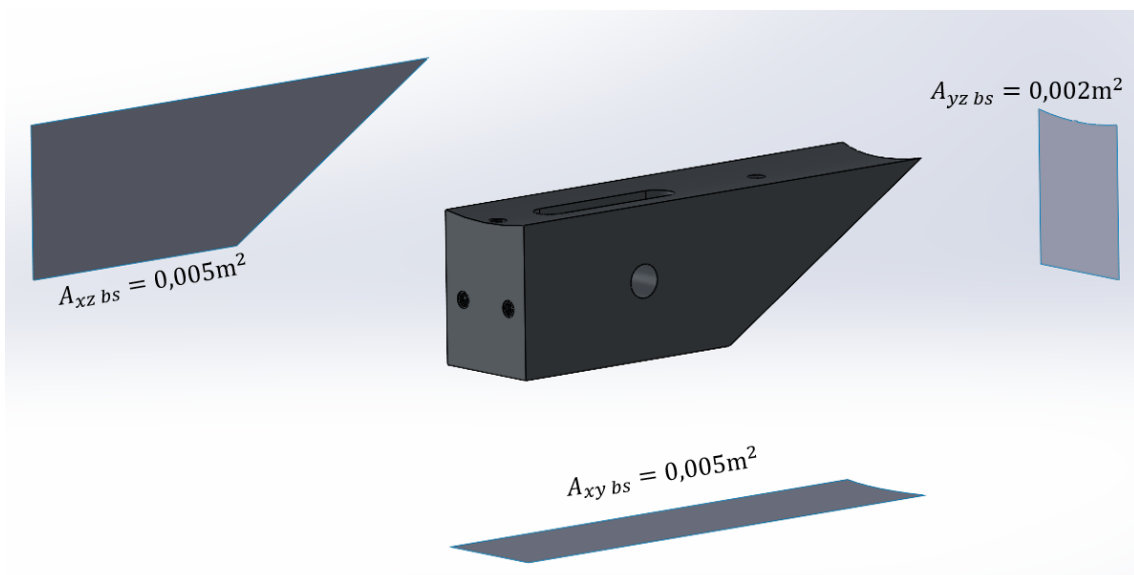
Apêndice B - Áreas Projetadas - TOBIAS



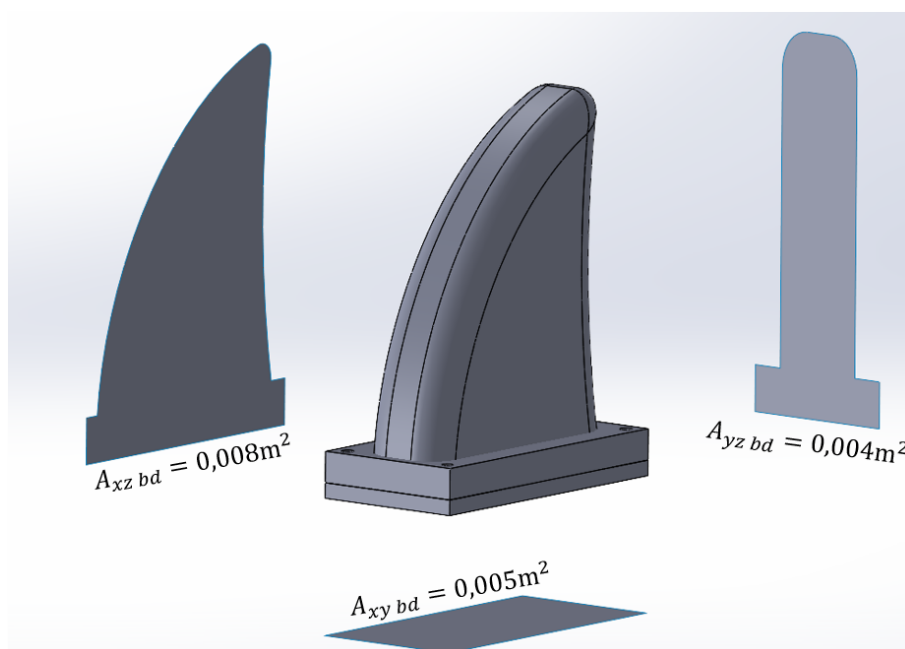
Áreas Projetadas - Corpo do veículo



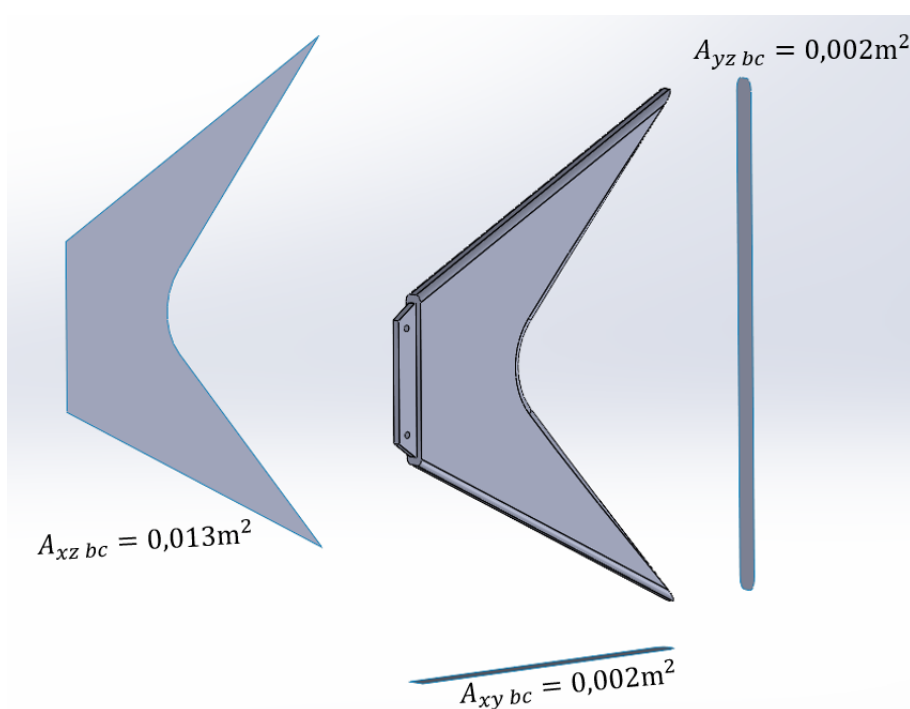
Áreas Projetadas - Acoplamento da barbatana dorsal e pega



Áreas Projetadas - Base de acoplamento dos sensores

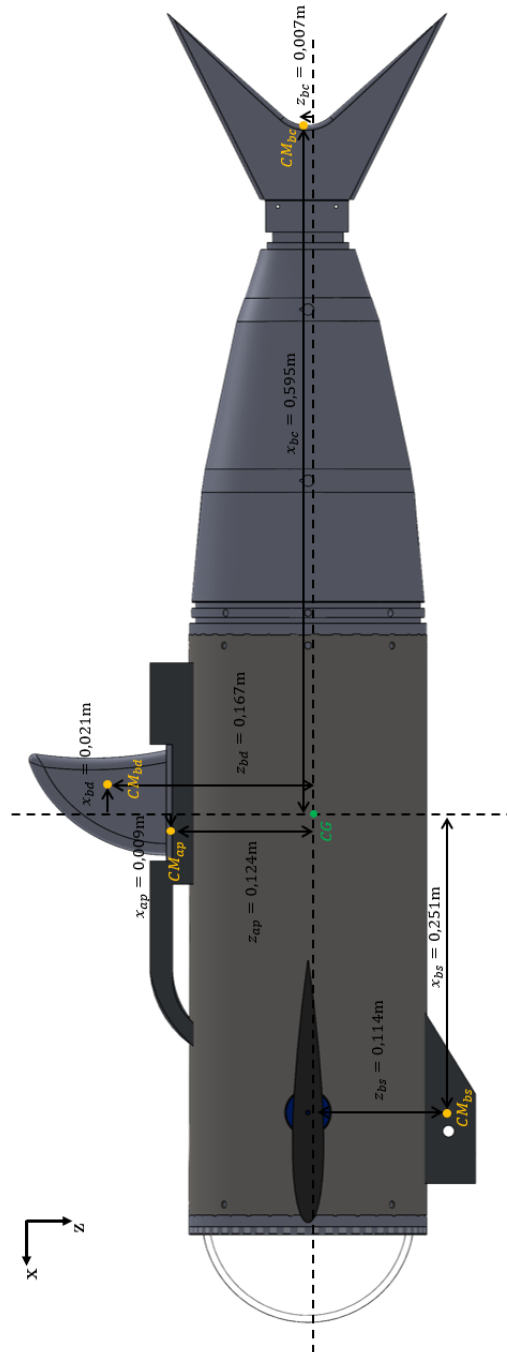


Áreas Projetadas - Barbatana dorsal



Áreas Projetadas - Barbatana caudal

Apêndice C - Posições dos CM dos componentes



Apêndice D - Cálculo dos coeficientes de amortecimento

$$\begin{aligned}
X_{u|u|} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{yz} \\
&= -\frac{1}{2}\rho [C_{D\text{ corpo}} A_{yz\text{ corpo}} + C_{D\text{ bd}} A_{yz\text{ bd}} + C_{D\text{ ap}} A_{yz\text{ ap}} + C_{D\text{ bs}} A_{yz\text{ bs}}] \\
&= -\frac{1}{2}1025 [0,2 \times 0,03 + 1,2(0,004 + 0,002 + 0,002)] \\
&= -7,995\text{kg/m} \\
Y_{v|v|} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{xz} \\
&= -\frac{1}{2}\rho [C_{D\text{ corpo}} A_{xz\text{ corpo}} + C_{D\text{ bc}} A_{xz\text{ bc}} + C_{D\text{ bd}} A_{xz\text{ bd}} \\
&\quad + C_{D\text{ ap}} A_{xz\text{ ap}} + C_{D\text{ bs}} A_{xz\text{ bs}}] \\
&= -\frac{1}{2}1025 [0,2 \times 0,17 + 0,5 \times 0,013 + 1,2(0,008 + 0,008 + 0,005)] \\
&= -33,6713\text{kg/m} \\
Z_{w|w|} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{xy} = -\frac{1}{2}\rho [C_{D\text{ corpo}} A_{xy\text{ corpo}} + C_{D\text{ bc}} A_{xy\text{ bc}}] \\
&= -\frac{1}{2}1025 [0,2 \times 0,17 + 0,5 \times 0,002] = -17,9375\text{kg/m} \\
K_{p|p|} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{xz} z^3 \\
&= -\frac{1}{2}\rho [C_{D\text{ bd}} A_{xz\text{ bd}} z_{bd}^3 + C_{D\text{ ap}} A_{xz\text{ ap}} z_{ap}^3 \\
&\quad + C_{D\text{ bs}} A_{xz\text{ bs}} z_{bs}^3 + C_{D\text{ bc}} A_{xz\text{ bc}} z_{bc}^3] \\
&= -\frac{1}{2}1025 [1,2 \times 0,008 \times 0,167^3 + 1,2 \times 0,008 \times 0,124^3 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,114^3 + 0,5 \times 0,013 \times 0,007^3] \\
&= -0,0369\text{kg m}^2 \\
M_{q|q|} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{xy} x^3 \\
&= -\frac{1}{2}\rho [C_{D\text{ bd}} A_{xy\text{ bd}} x_{bd}^3 + C_{D\text{ ap}} A_{xy\text{ ap}} x_{ap}^3 \\
&\quad + C_{D\text{ bs}} A_{xy\text{ bs}} x_{bs}^3 + C_{D\text{ bc}} A_{xy\text{ bc}} x_{bc}^3] \\
&= -\frac{1}{2}1025 [1,2 \times 0,005 \times 0,021^3 + 1,2 \times 0,016 \times 0,009^3 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,251^3 + 0,5 \times 0,002 \times 0,595^3] = -0,1566\text{kg m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_{r|r} &= -\frac{1}{2}\rho C_D A_{xz} x^3 \\
&= -\frac{1}{2}\rho [C_{D\ bd} A_{xz\ bd} x_{bd}^3 + C_{D\ ap} A_{xz\ ap} x_{ap}^3 \\
&\quad + C_{D\ bs} A_{xz\ bs} x_{bs}^3 + C_{D\ bc} A_{xz\ bc} x_{bc}^3] \\
&= -\frac{1}{2}1025[1,2 \times 0,008 \times 0,021^3 + 1,2 \times 0,008 \times 0,009^3 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,251^3 + 0,5 \times 0,013 \times 0,595^3] = -0,7504 \text{kg m}^2 \\
X_{q|q} &= \frac{1}{2}\rho C_D A_{yz} z^2 \\
&= \frac{1}{2}\rho [C_{D\ bd} A_{yz\ bd} z_{bd}^2 + C_{D\ ap} A_{yz\ ap} z_{ap}^2 \\
&\quad - C_{D\ bs} A_{yz\ bs} z_{bs}^2 + C_{D\ bc} A_{yz\ bc} z_{bc}^2] \\
&= \frac{1}{2}1025[1,2 \times 0,004 \times 0,167^2 + 1,2 \times 0,002 \times 0,124^2 \\
&\quad - 1,2 \times 0,002 \times 0,114^2 + 0,5 \times 0,002 \times 0,007^2] = 0,0716 \text{kg m} \\
Y_{p|p} &= \frac{1}{2}\rho C_D A_{xz} z^2 \\
&= \frac{1}{2}\rho [-C_{D\ bd} A_{xz\ bd} z_{bd}^2 - C_{D\ ap} A_{xz\ ap} z_{ap}^2 \\
&\quad + C_{D\ bs} A_{xz\ bs} z_{bs}^2 - C_{D\ bc} A_{xz\ bc} z_{bc}^2] \\
&= \frac{1}{2}1025[-1,2 \times 0,008 \times 0,167^2 - 1,2 \times 0,008 \times 0,124^2 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,114^2 - 0,5 \times 0,013 \times 0,007^2] = -0,1731 \text{kg m} \\
Y_{r|r} &= \frac{1}{2}\rho C_D A_{xz} x^2 \\
&= \frac{1}{2}\rho [-C_{D\ bd} A_{xz\ bd} x_{bd}^2 - C_{D\ ap} A_{xz\ ap} x_{ap}^2 \\
&\quad - C_{D\ bs} A_{xz\ bs} x_{bs}^2 + C_{D\ bc} A_{xz\ bc} x_{bc}^2] \\
&= \frac{1}{2}1025[-1,2 \times 0,008 \times 0,021^2 - 1,2 \times 0,008 \times 0,009^2 \\
&\quad - 1,2 \times 0,005 \times 0,251^2 + 0,5 \times 0,013 \times 0,595^2] = 0,9830 \text{kg m} \\
Z_{q|q} &= \frac{1}{2}\rho C_D A_{xy} x^2 \\
&= \frac{1}{2}\rho [C_{D\ bd} A_{xy\ bd} x_{bd}^2 + C_{D\ ap} A_{xy\ ap} x_{ap}^2 \\
&\quad + C_{D\ bs} A_{xy\ bs} x_{bs}^2 - C_{D\ bc} A_{xy\ bc} x_{bc}^2] \\
&= \frac{1}{2}1025[1,2 \times 0,005 \times 0,021^2 + 1,2 \times 0,016 \times 0,009^2 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,251^2 - 0,5 \times 0,002 \times 0,595^2] = 0,0144 \text{kg m}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{u|u} &= \frac{1}{2} \rho C_D A_{yz} z \\
&= \frac{1}{2} \rho [C_{D\ bd} A_{yz\ bd} z_{bd} + C_{D\ ap} A_{yz\ ap} z_{ap} \\
&\quad - C_{D\ bs} A_{yz\ bs} z_{bs} + C_{D\ bc} A_{yz\ bc} z_{bc}] \\
&= \frac{1}{2} 1025 [1,2 \times 0,004 \times 0,167 + 1,2 \times 0,002 \times 0,124 \\
&\quad - 1,2 \times 0,002 \times 0,114 + 0,5 \times 0,002 \times 0,007] = 0,4267 \text{kg} \\
K_{v|v} &= \frac{1}{2} \rho C_D A_{xz} z \\
&= \frac{1}{2} \rho [-C_{D\ bd} A_{xz\ bd} z_{bd} - C_{D\ ap} A_{xz\ ap} z_{ap} \\
&\quad + C_{D\ bs} A_{xz\ bs} z_{bs} - C_{D\ bc} A_{xz\ bc} z_{bc}] \\
&= \frac{1}{2} 1025 [-1,2 \times 0,008 \times 0,167 - 1,2 \times 0,008 \times 0,124 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,114 - 0,5 \times 0,013 \times 0,007] = -1,1045 \text{kg} \\
M_{w|w} &= \frac{1}{2} \rho C_D A_{xy} x \\
&= \frac{1}{2} \rho [C_{D\ bd} A_{xy\ bd} x_{bd} + C_{D\ ap} A_{xy\ ap} x_{ap} \\
&\quad + C_{D\ bs} A_{xy\ bs} x_{bs} - C_{D\ bc} A_{xy\ bc} x_{bc}] \\
&= \frac{1}{2} 1025 [1,2 \times 0,005 \times 0,021 + 1,2 \times 0,016 \times 0,009 \\
&\quad + 1,2 \times 0,005 \times 0,251 - 0,5 \times 0,002 \times 0,595] = 0,62 \text{kg} \\
N_{v|v} &= \frac{1}{2} \rho C_D A_{xz} x \\
&= \frac{1}{2} \rho [-C_{D\ bd} A_{xz\ bd} x_{bd} - C_{D\ ap} A_{xz\ ap} x_{ap} \\
&\quad - C_{D\ bs} A_{xz\ bs} x_{bs} + C_{D\ bc} A_{xz\ bc} x_{bc}] \\
&= \frac{1}{2} 1025 [-1,2 \times 0,008 \times 0,021 - 1,2 \times 0,008 \times 0,009 \\
&\quad - 1,2 \times 0,005 \times 0,251 + 0,5 \times 0,013 \times 0,595] = 1,0627 \text{kg}
\end{aligned}$$

Por forma a explicar o surgimento dos termos quadráticos e cúbicos associados aos braços dos momentos, considere-se o seguinte exemplo. O termo associado ao amortecimento do momento de cabeceio provocado pela velocidade angular q será dado pela seguinte equação (Tang, 1999).

$$M_{q|q} q |q| = -\frac{1}{2} \rho C_D A_{xy} x w |w|$$

Assumindo pequenos movimentos angulares é possível considerar $w \approx q x$, pelo que substituindo na equação anterior (Tang, 1999):

$$\begin{aligned} M_{q|q} q |q| &= -\frac{1}{2} \rho C_D A_{xy} x q x |q x| \\ &= -\frac{1}{2} \rho C_D A_{xy} x^3 q |q| \end{aligned}$$

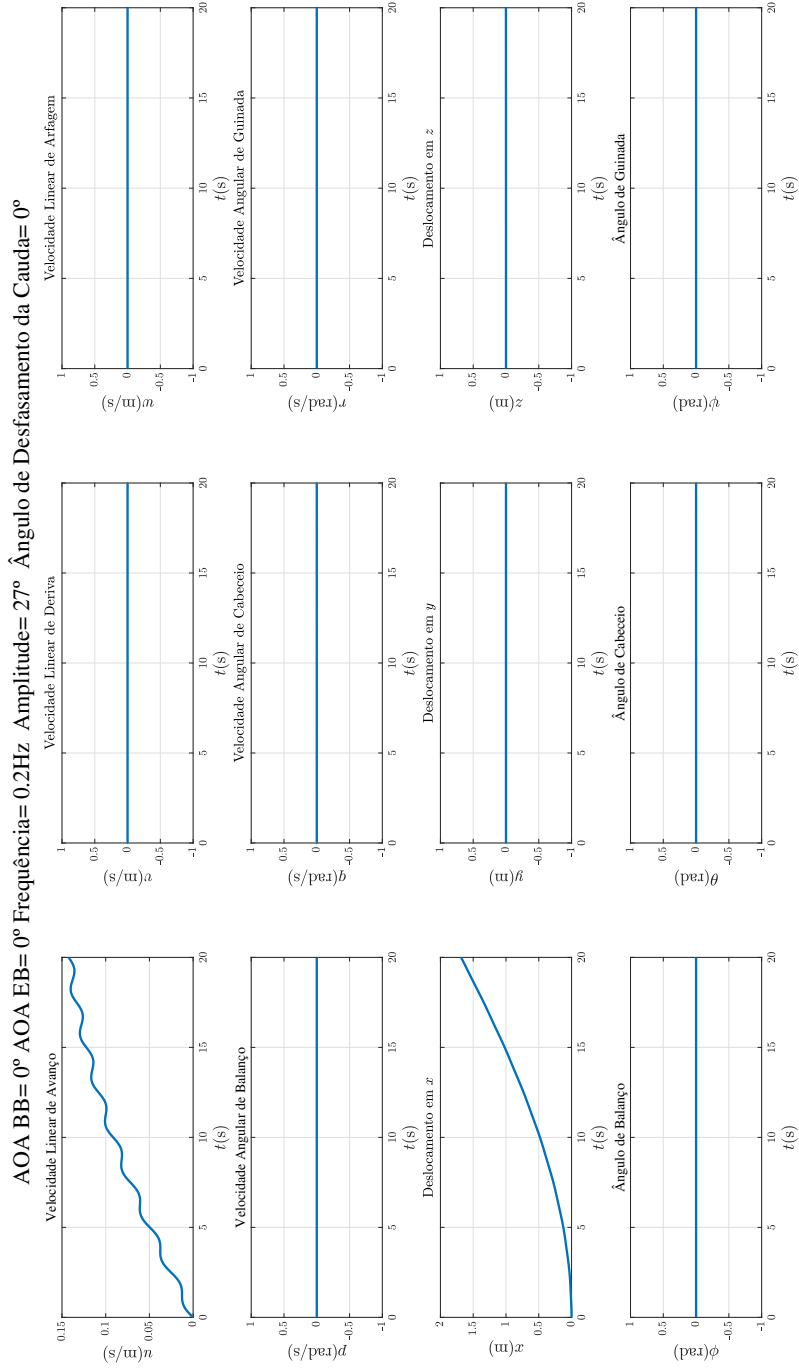
Assim, o coeficiente $M_{q|q}$ corresponderá a:

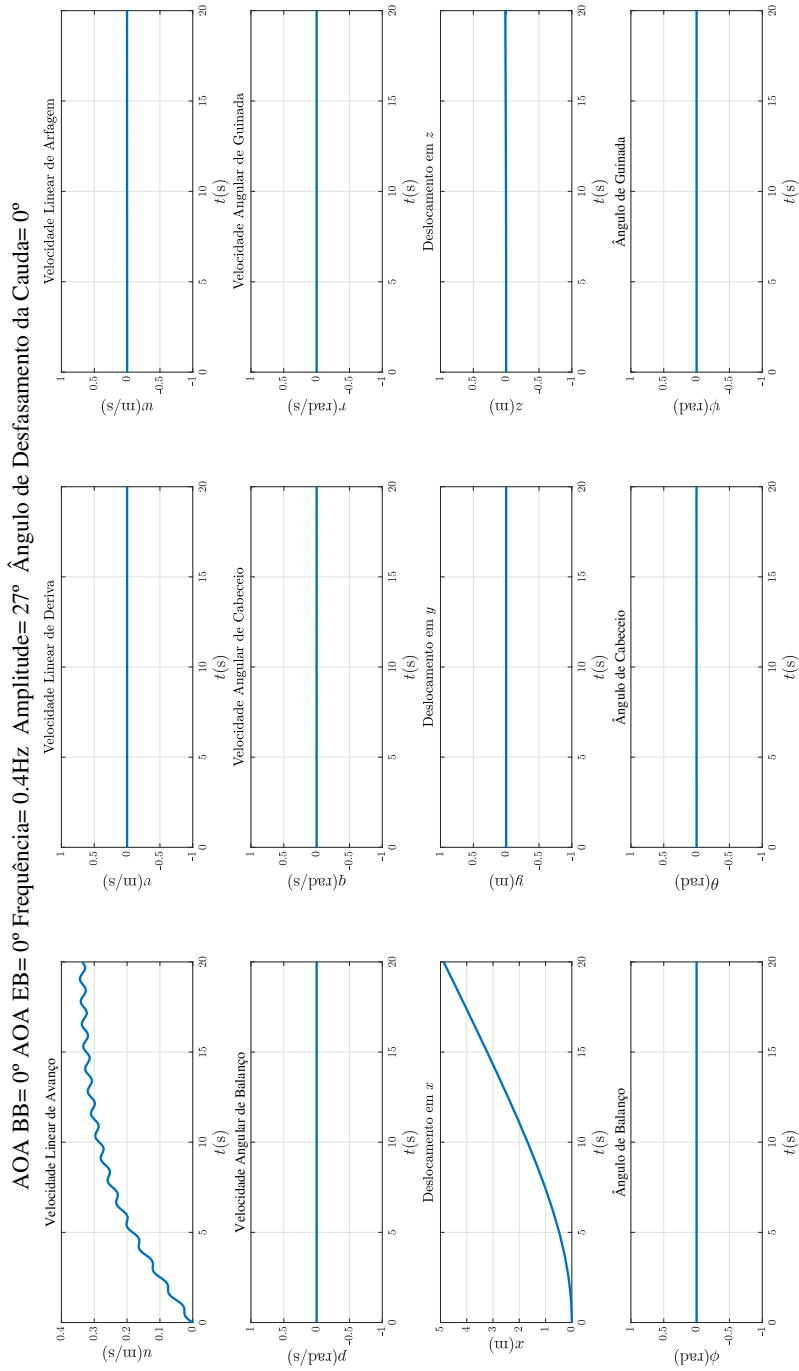
$$M_{q|q} = -\frac{1}{2} \rho C_D A_{xy} x^3$$

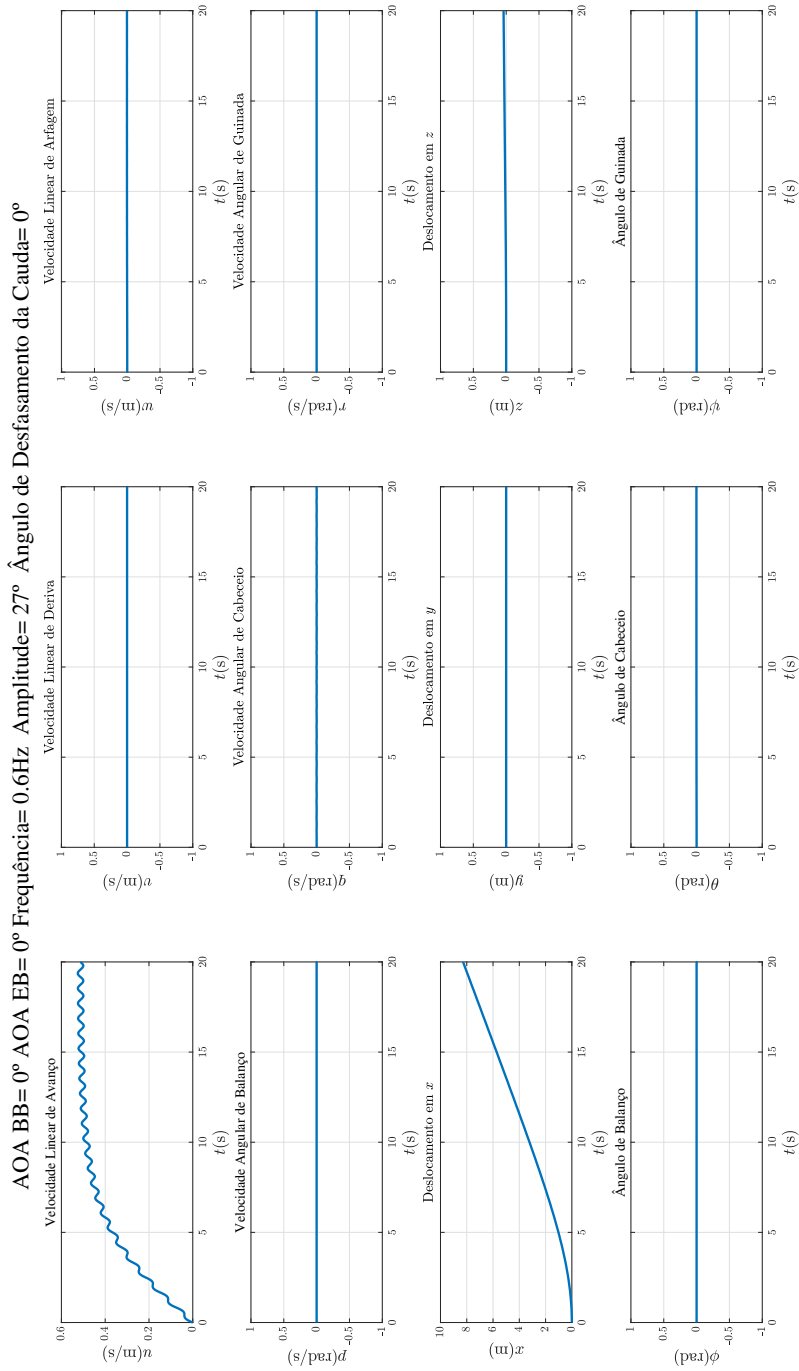
Aos restantes coeficientes foi aplicada a mesma técnica, considerando a respetiva projeção e velocidade geradora desse coeficiente.

Apêndice E - Simulação - Carreira Retilínea

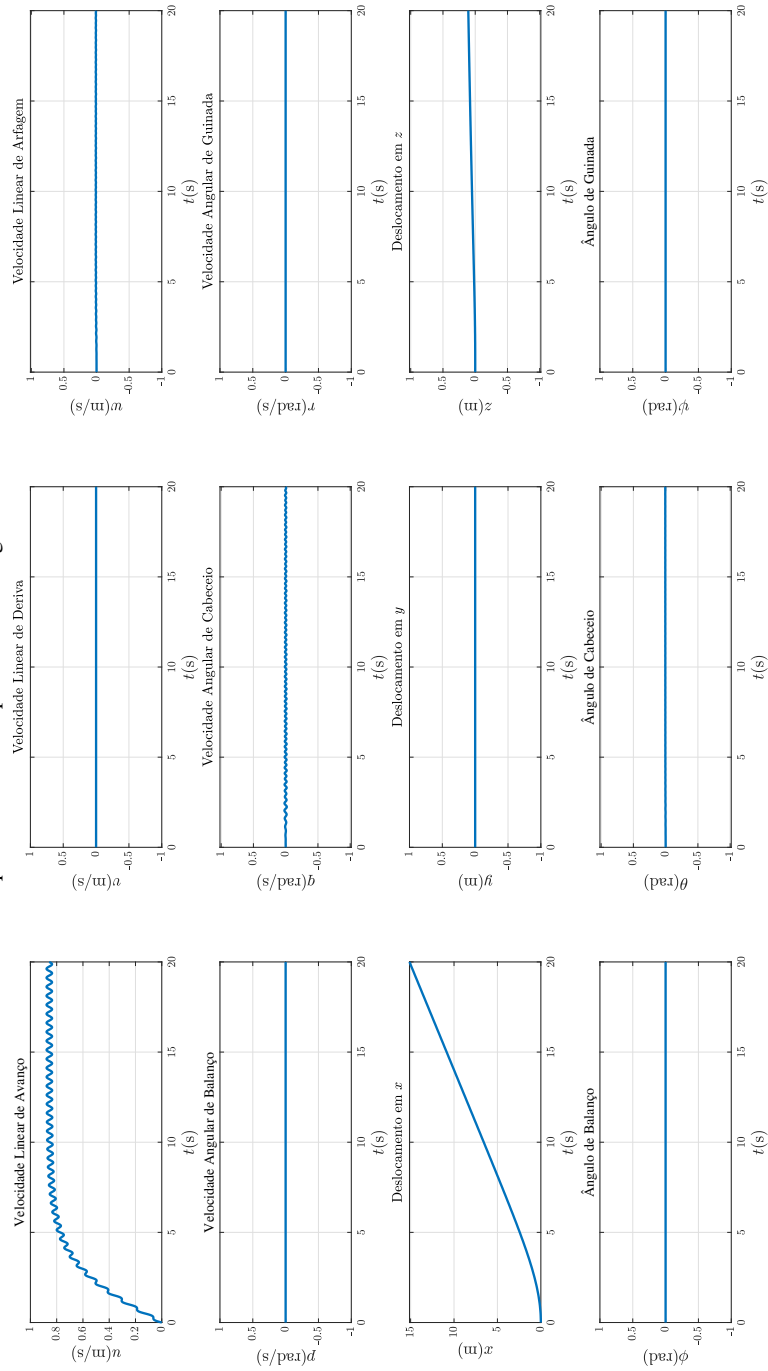
Amplitude de oscilação constante $\theta_A = 27^\circ$ e frequência variável

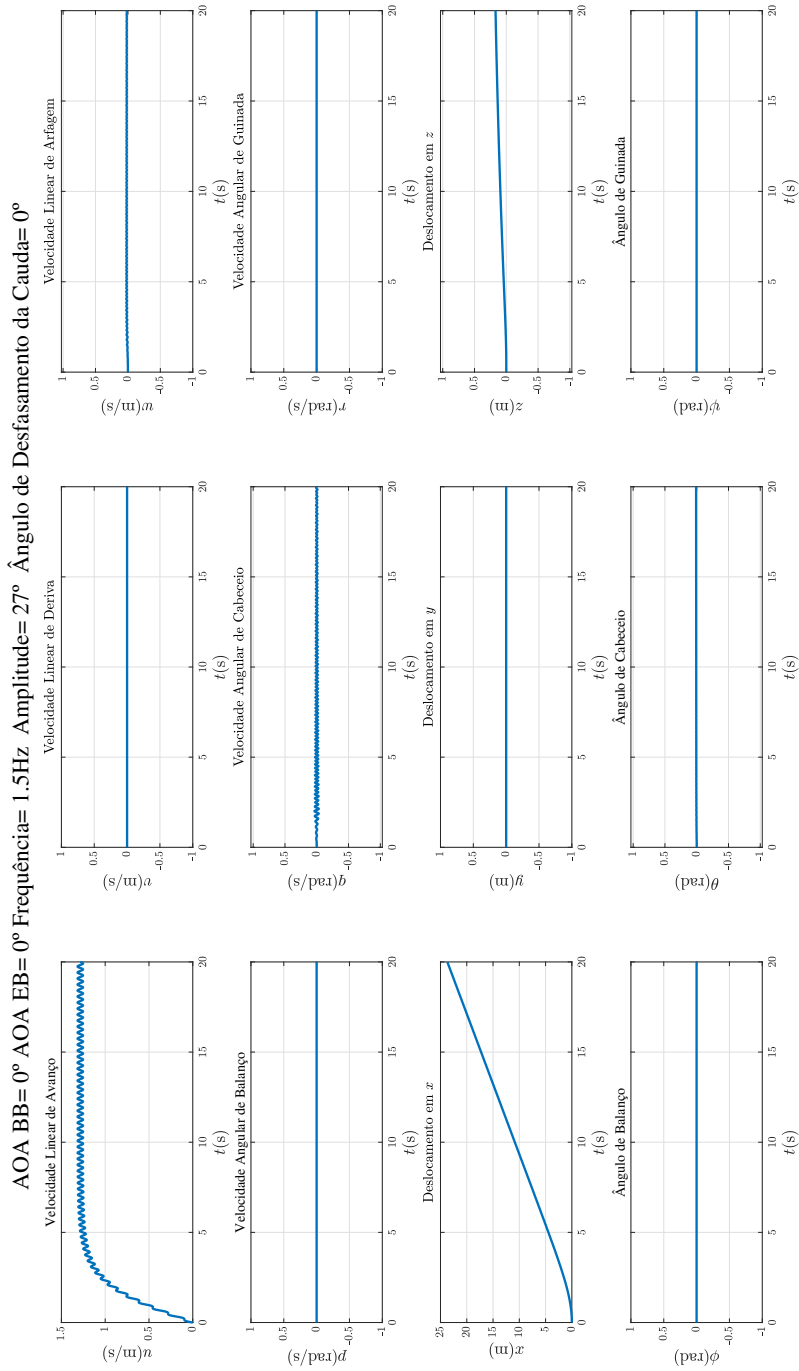




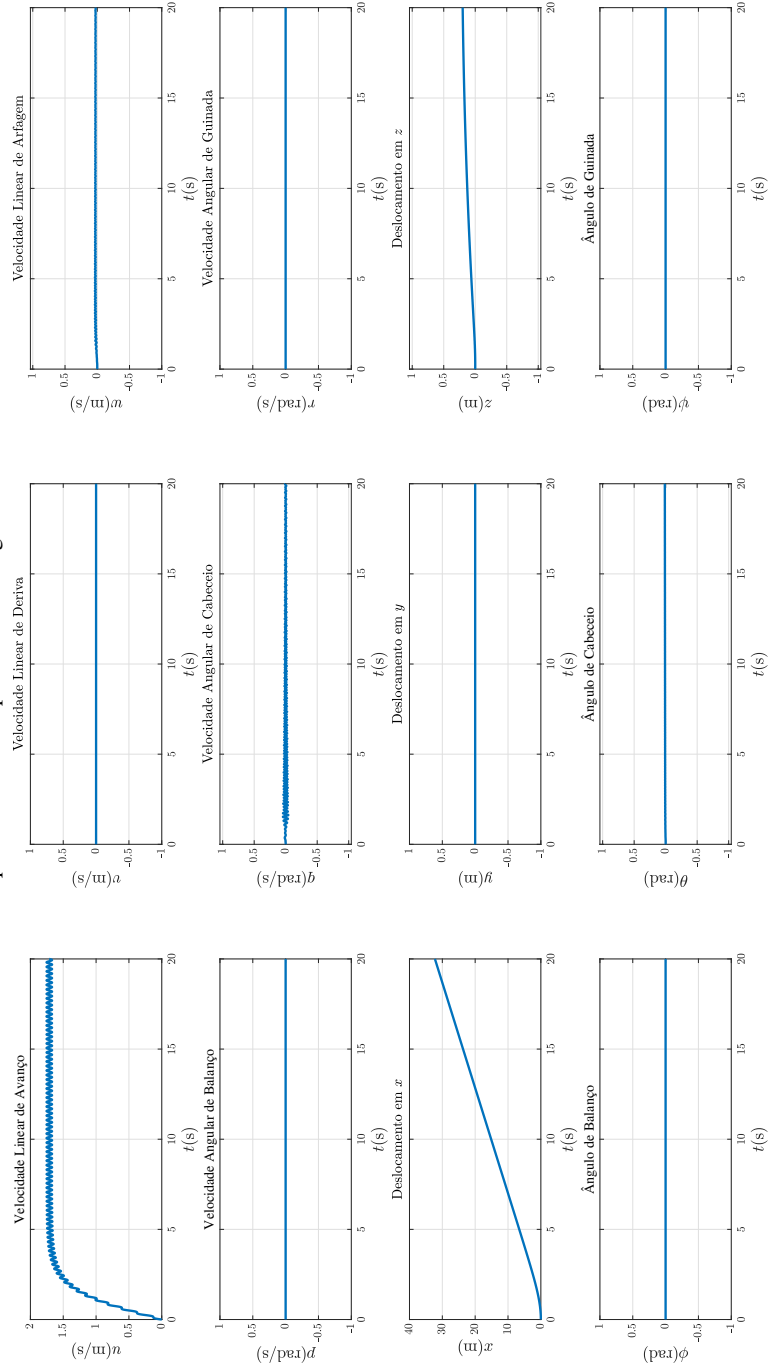


AOA BB= 0° AOA EB= 0° Freqüência= 1Hz Amplitude= 27° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°

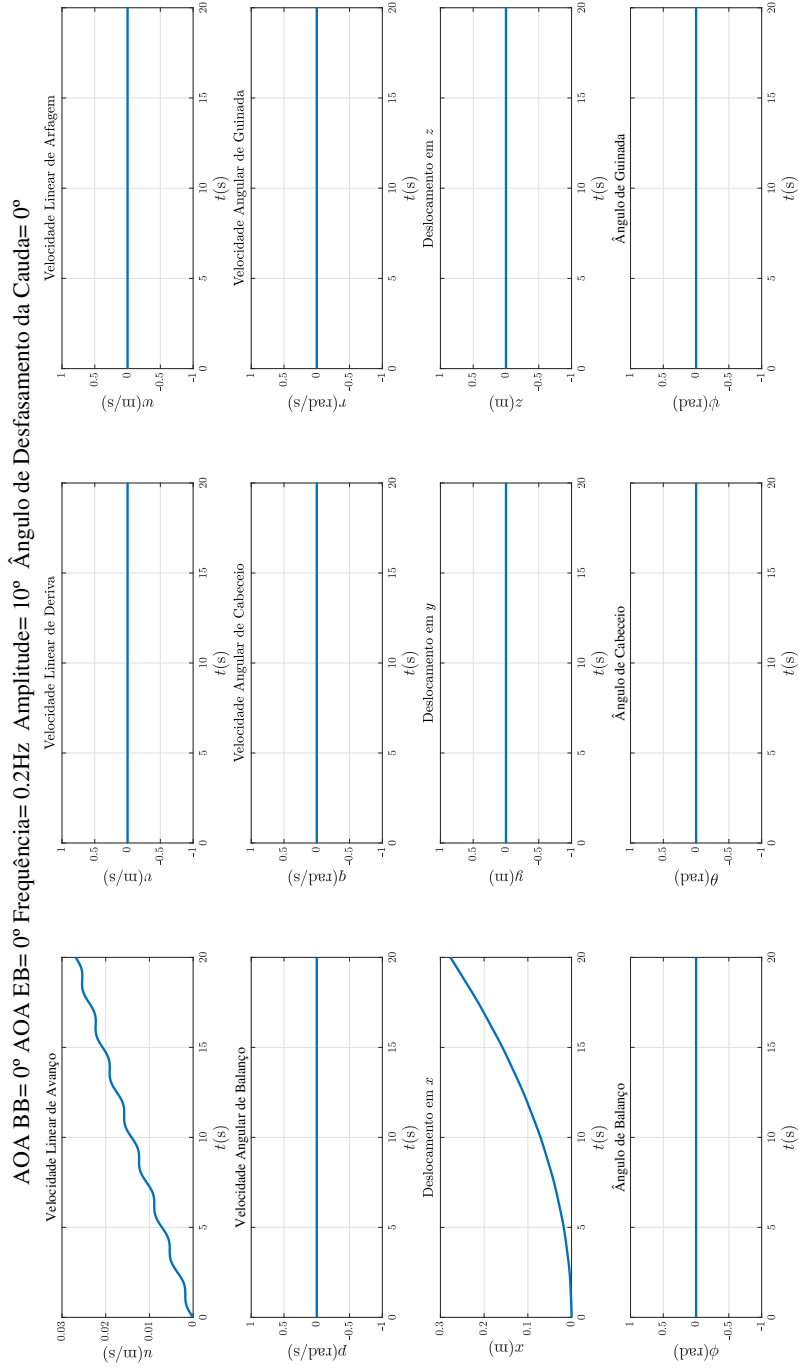


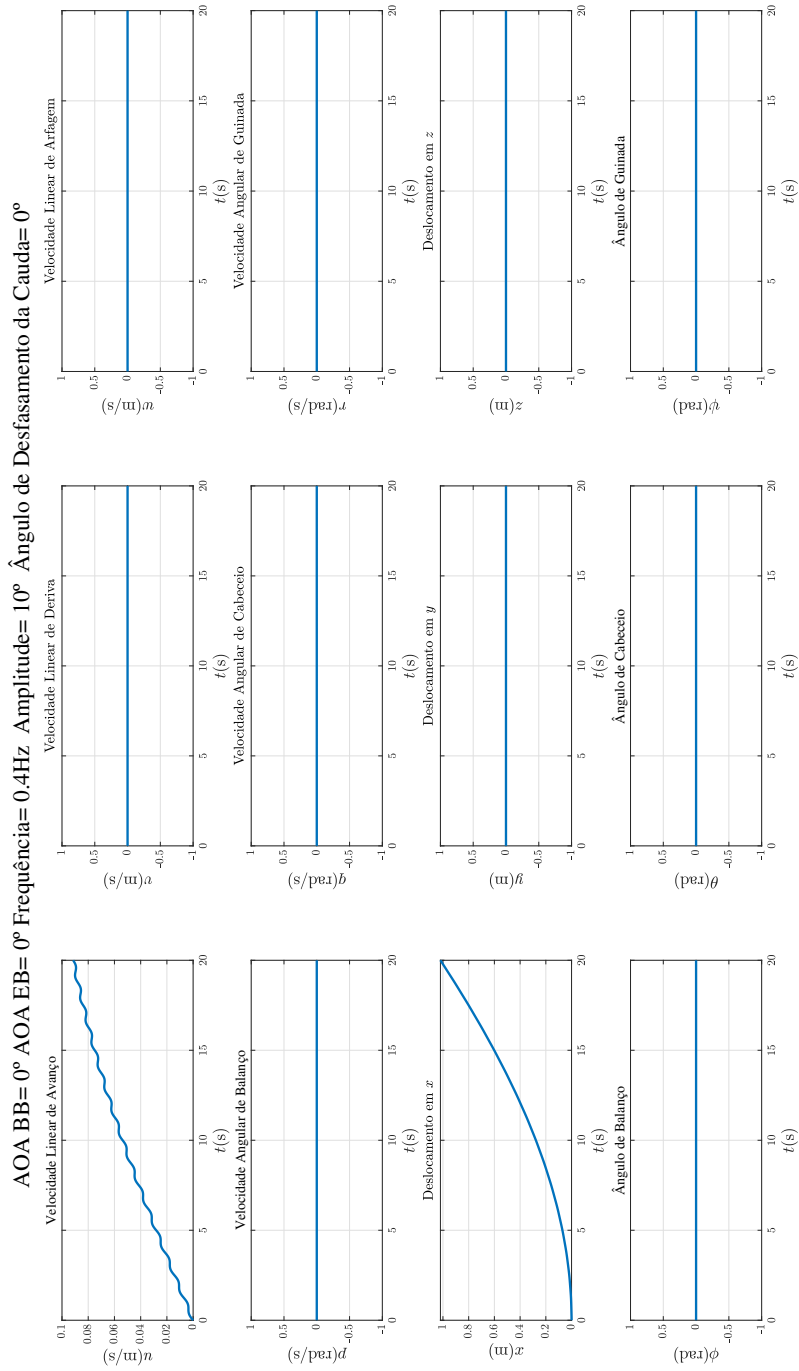


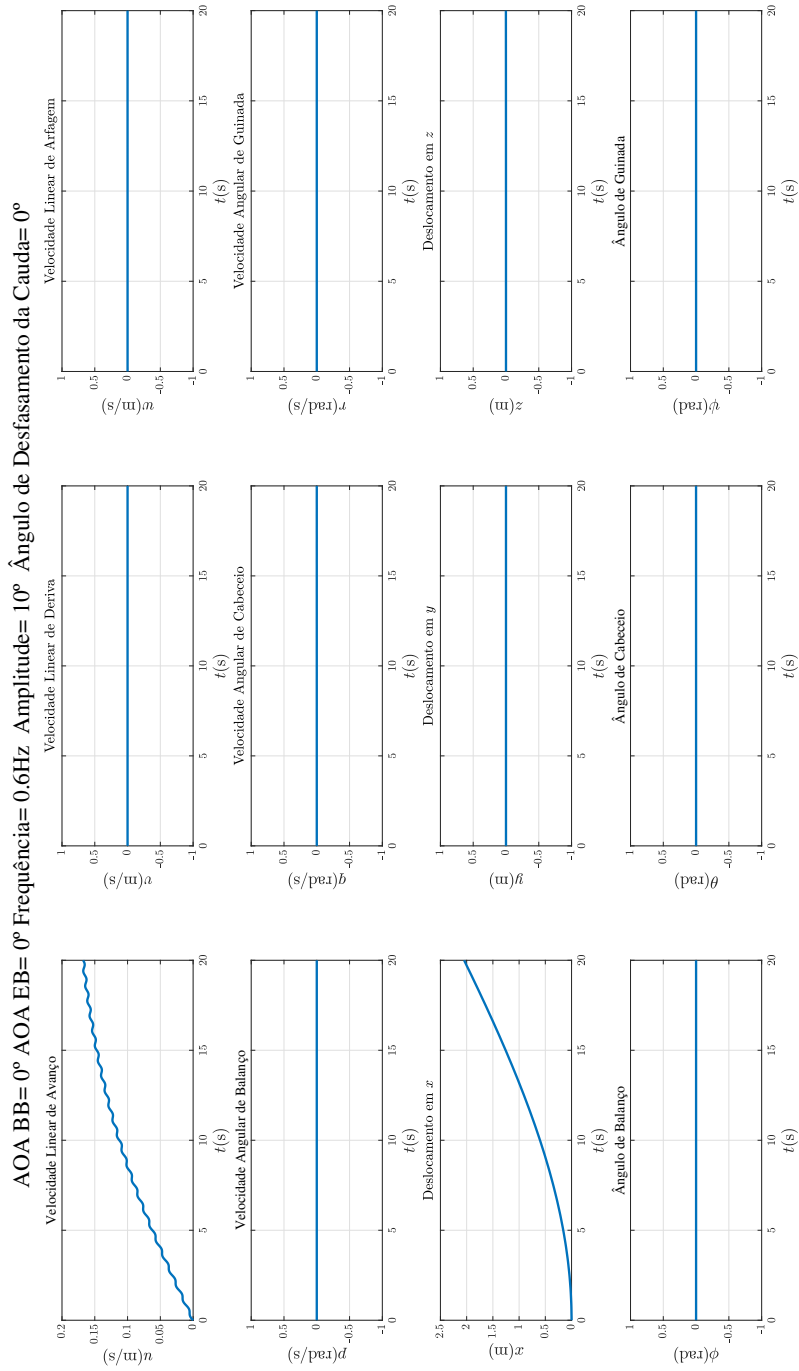
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 2Hz Amplitude= 27° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°



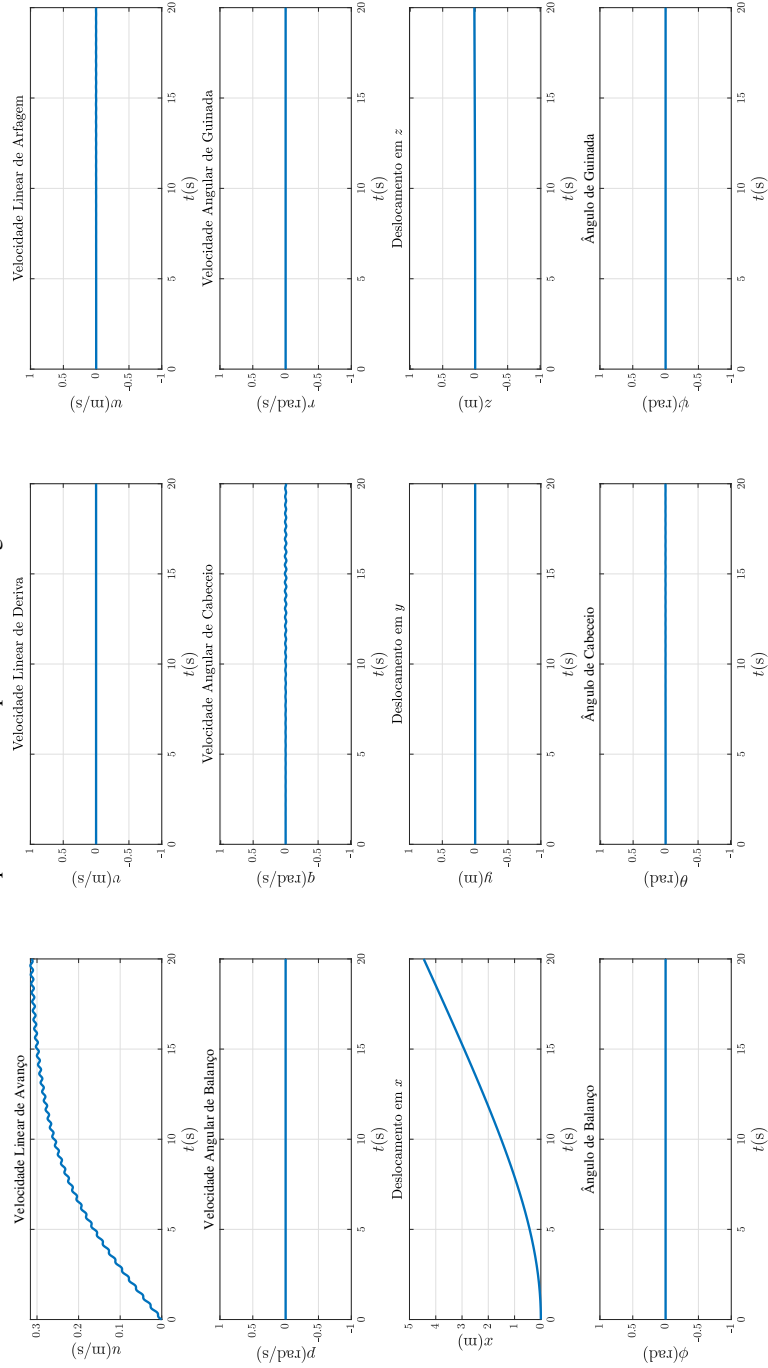
Amplitude de oscilação constante $\theta_A = 10^\circ$ e frequência variável



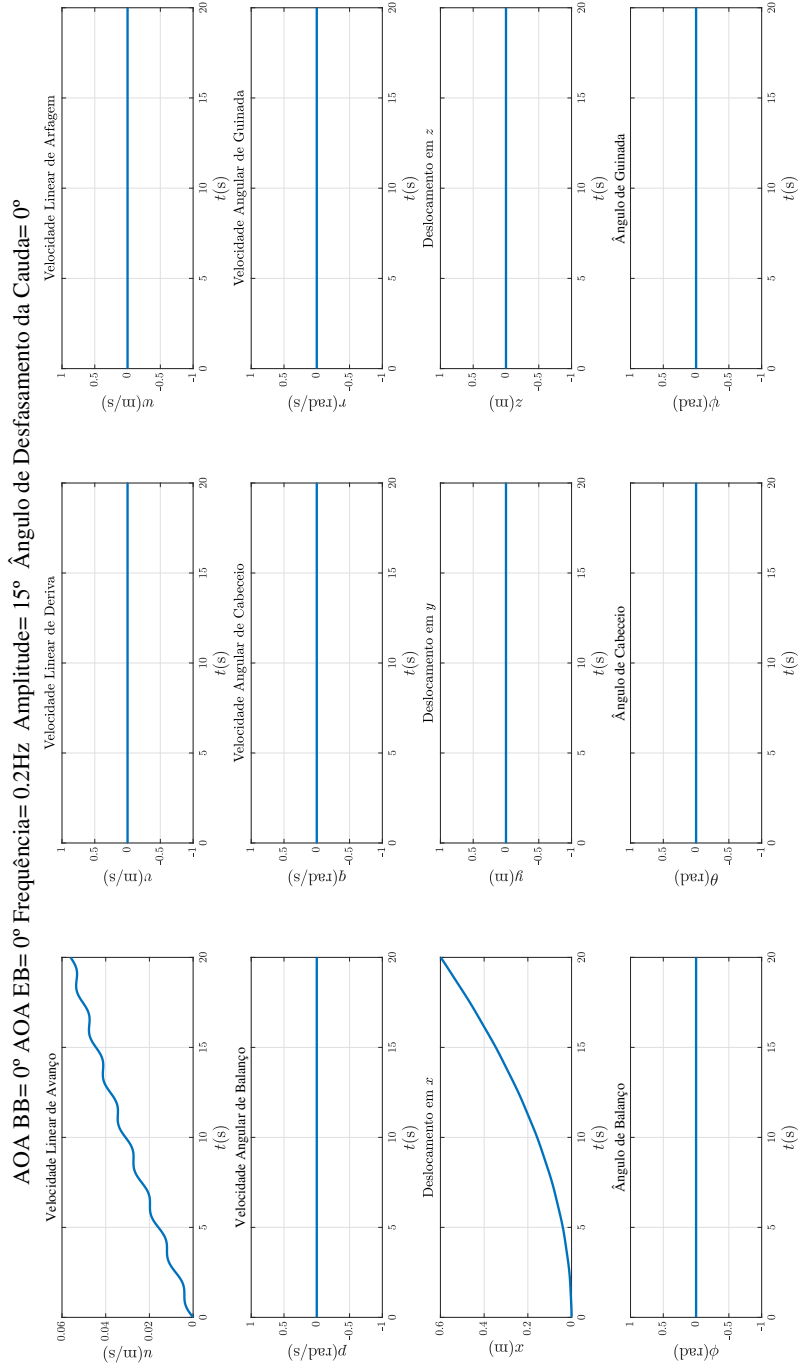


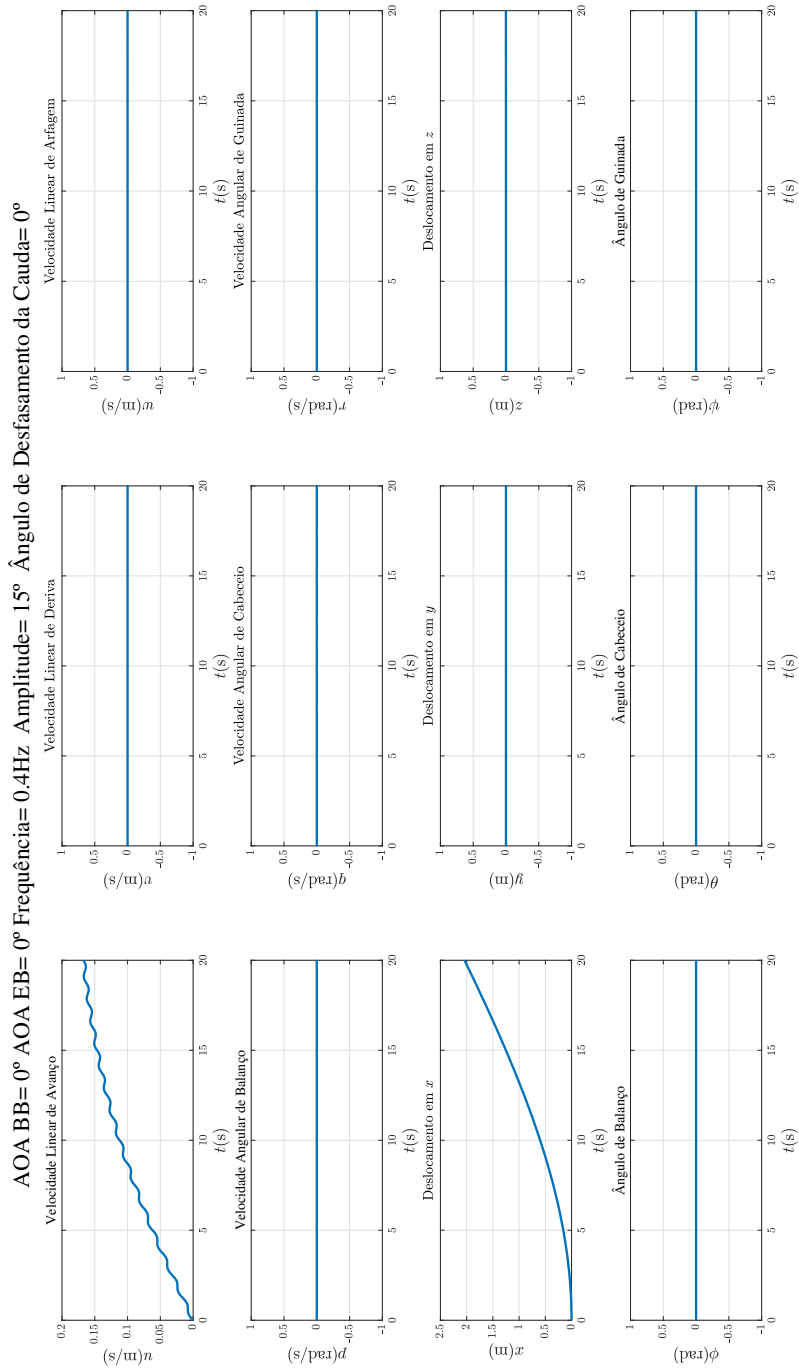


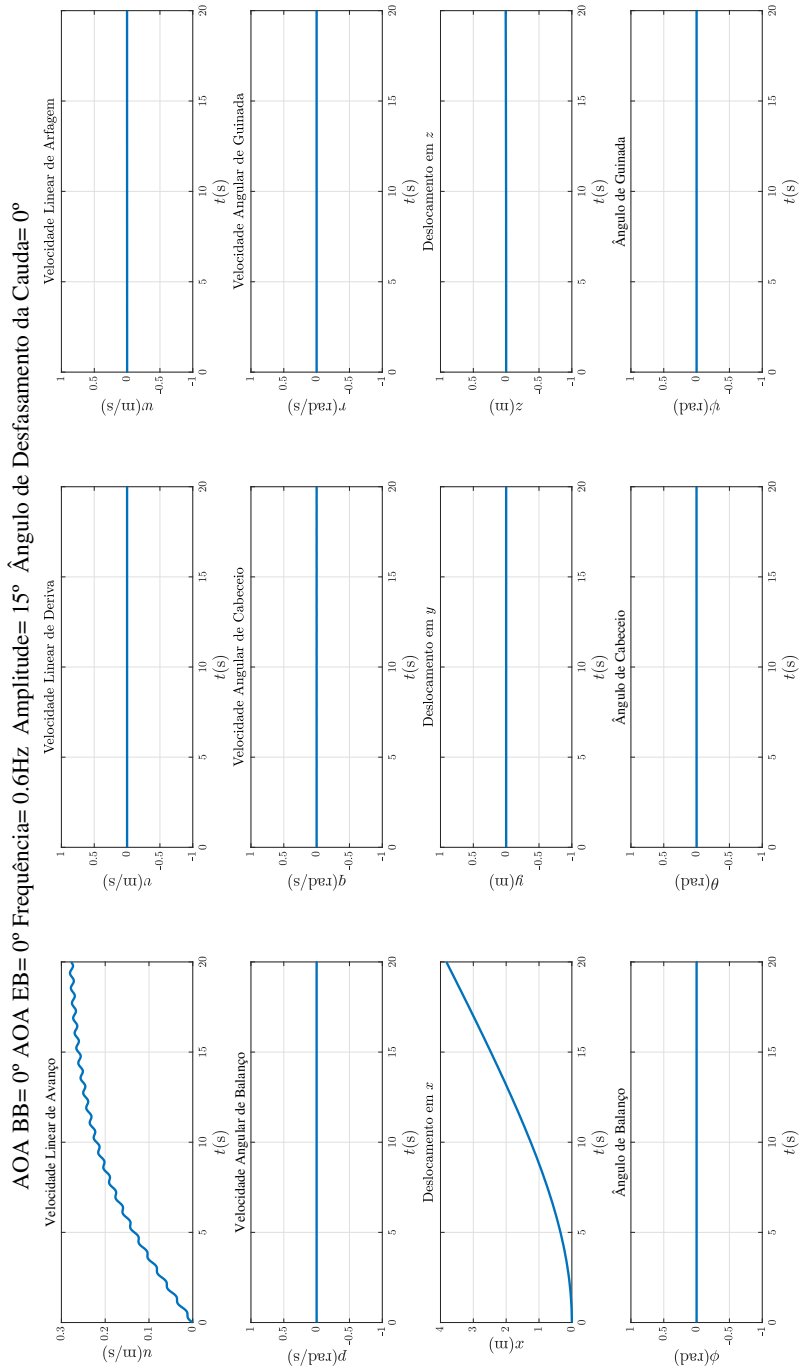
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Freqüência= 1Hz Amplitude= 10° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°



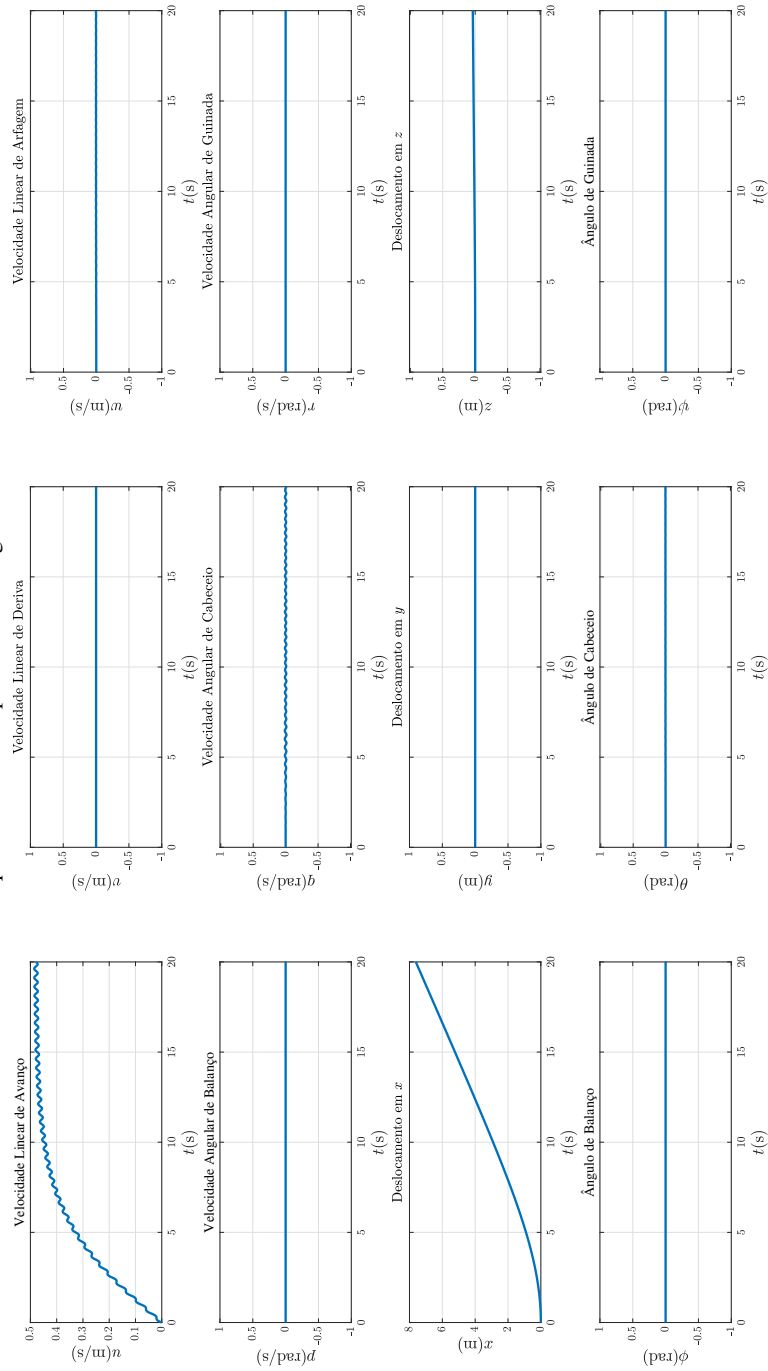
Amplitude de oscilação constante $\theta_A = 15^\circ$ e frequência variável



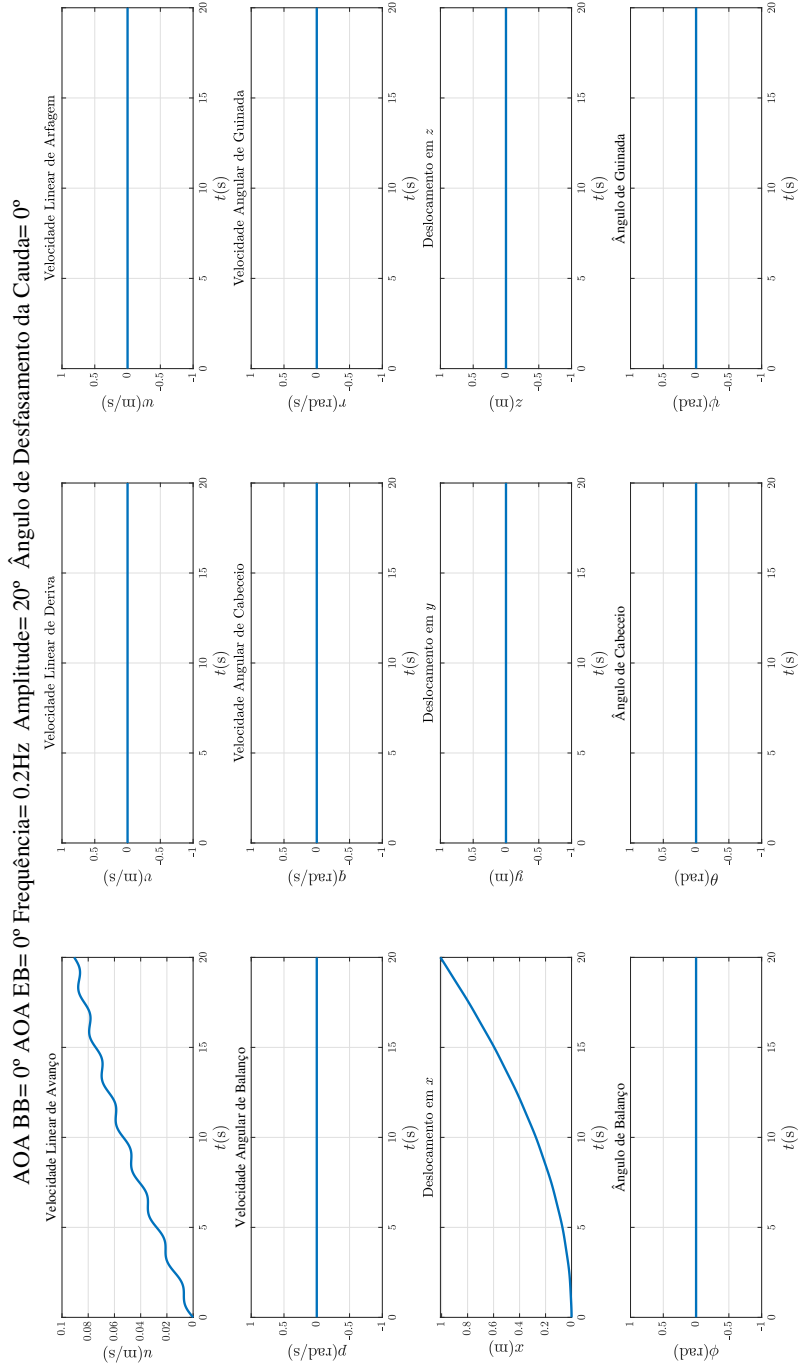


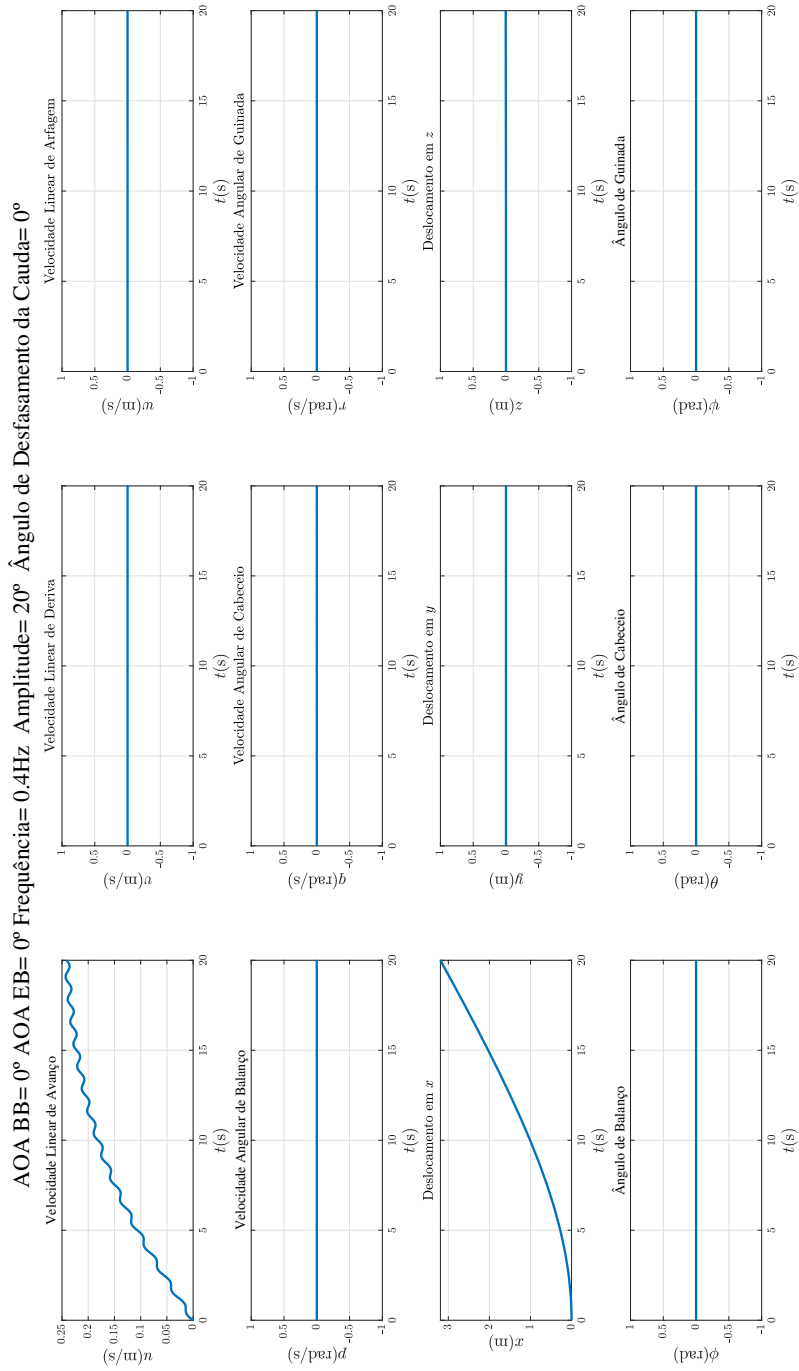


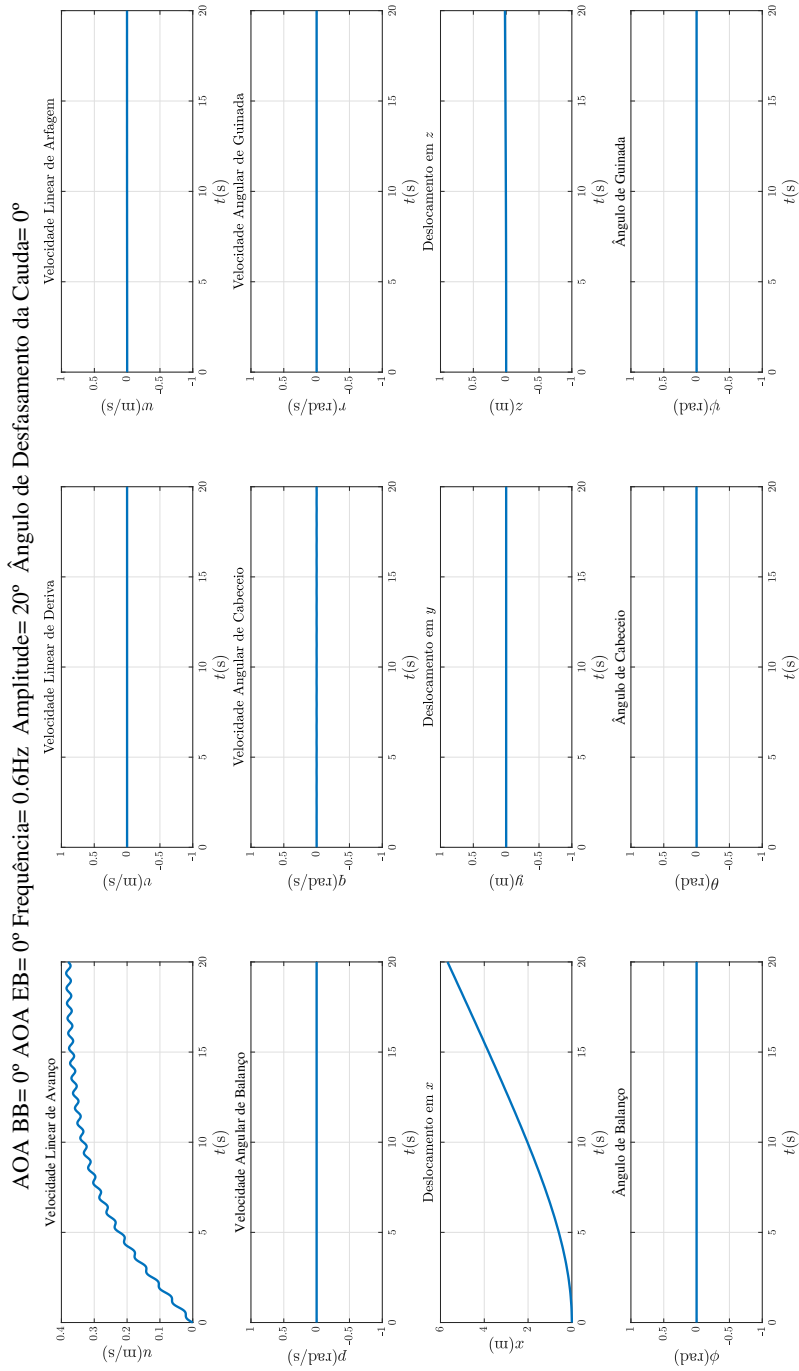
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 15° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°



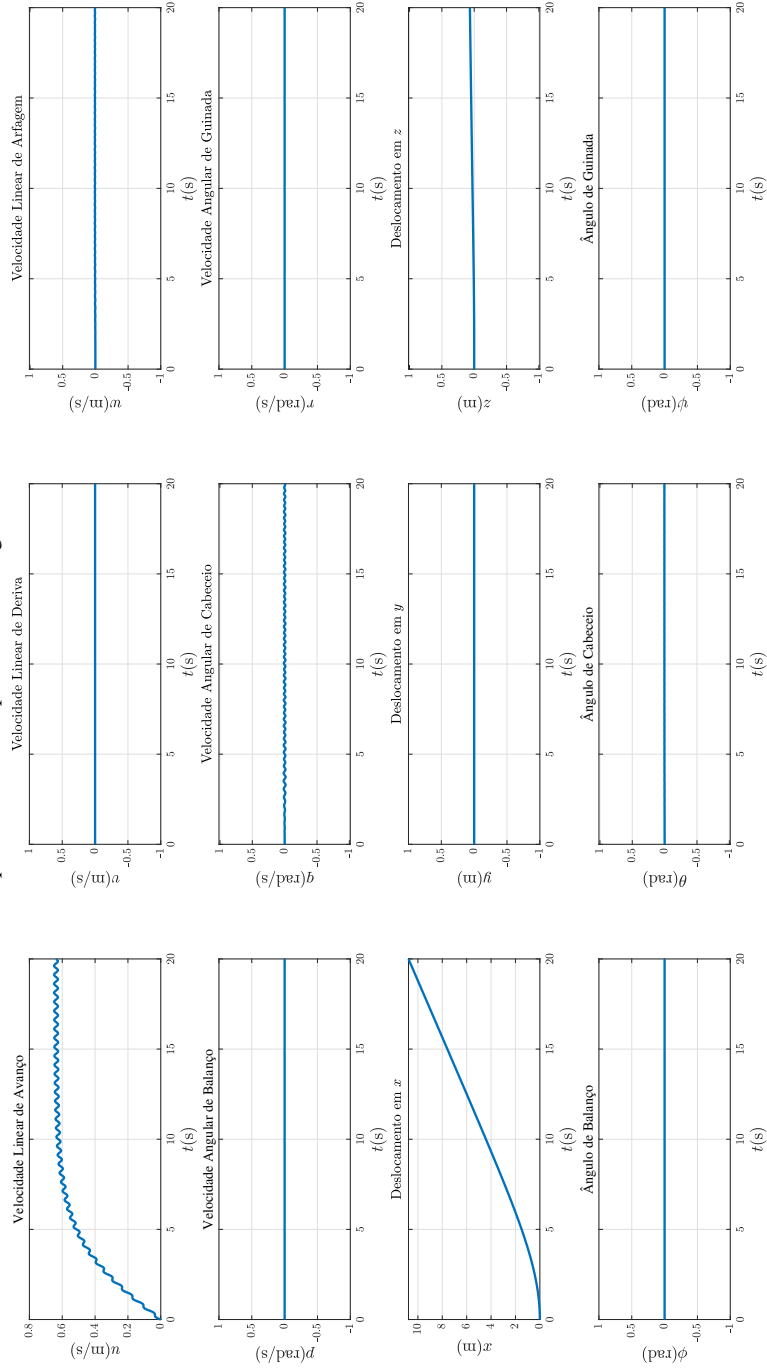
Amplitude de oscilação constante $\theta_A = 20^\circ$ e frequência variável





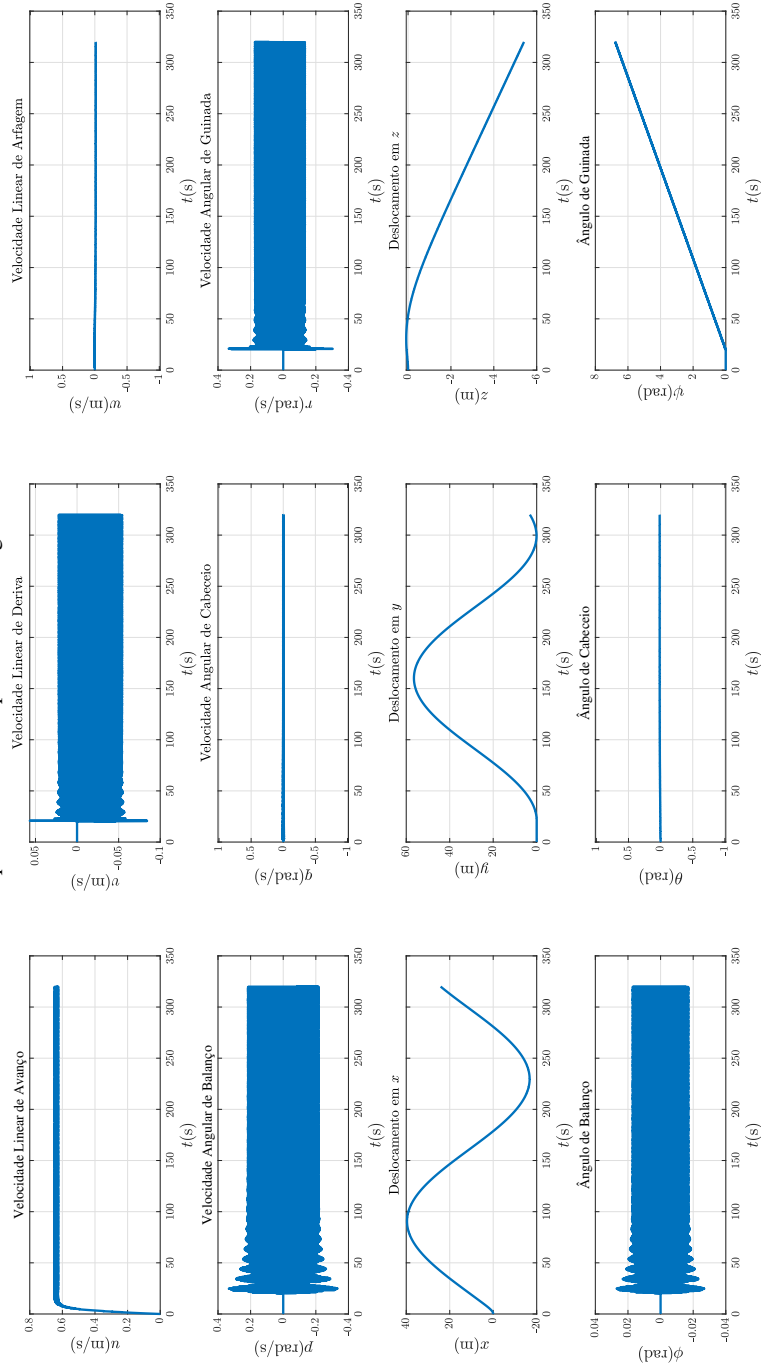


AOA BB= 0° AOA EB= 0° Freqüência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°

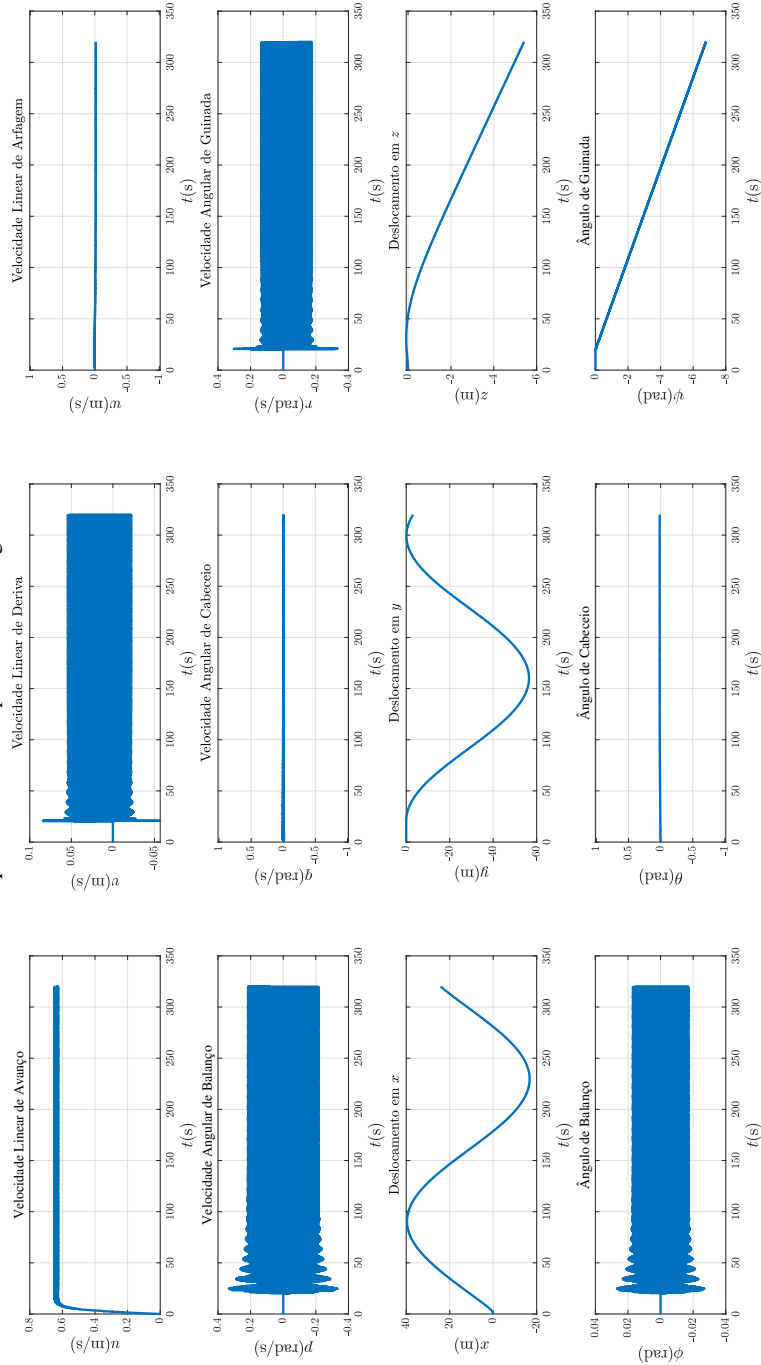


Apêndice F - Simulação - Curva de giração

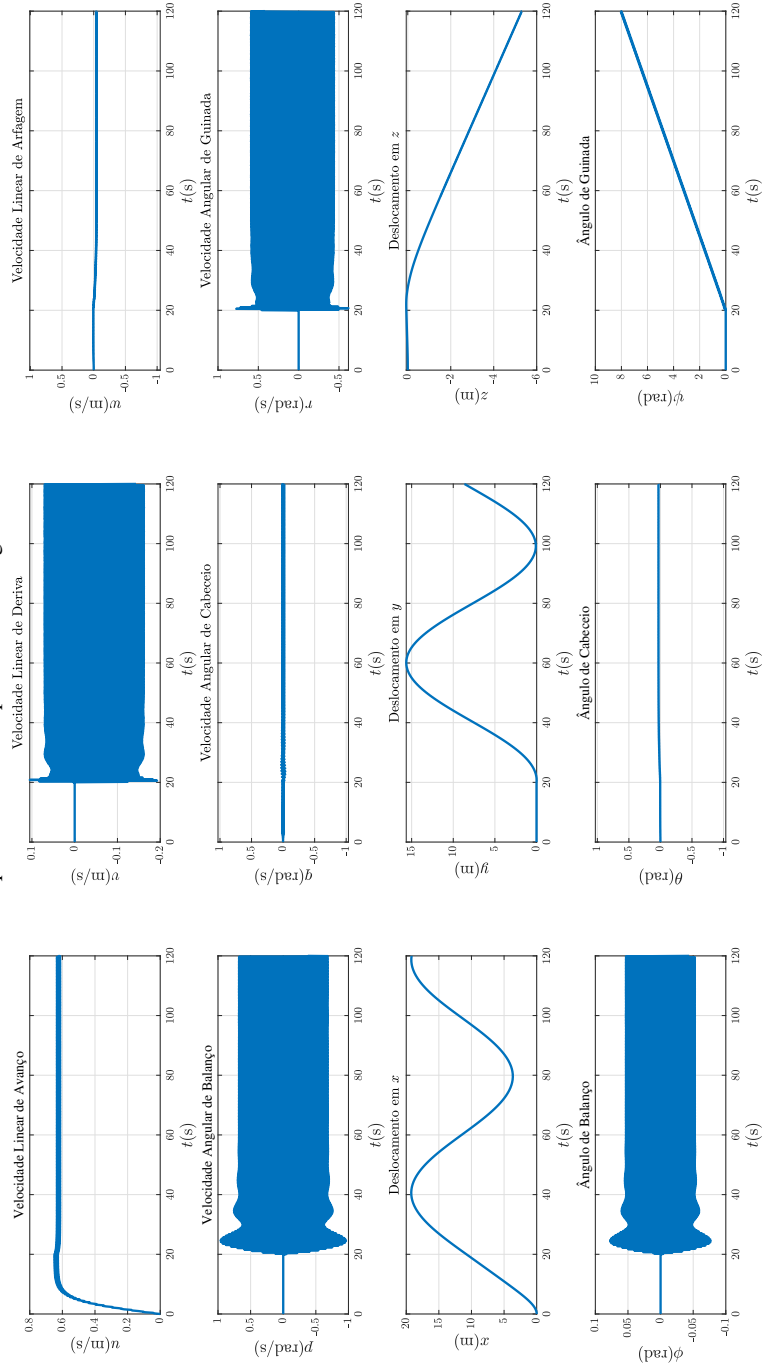
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 5°



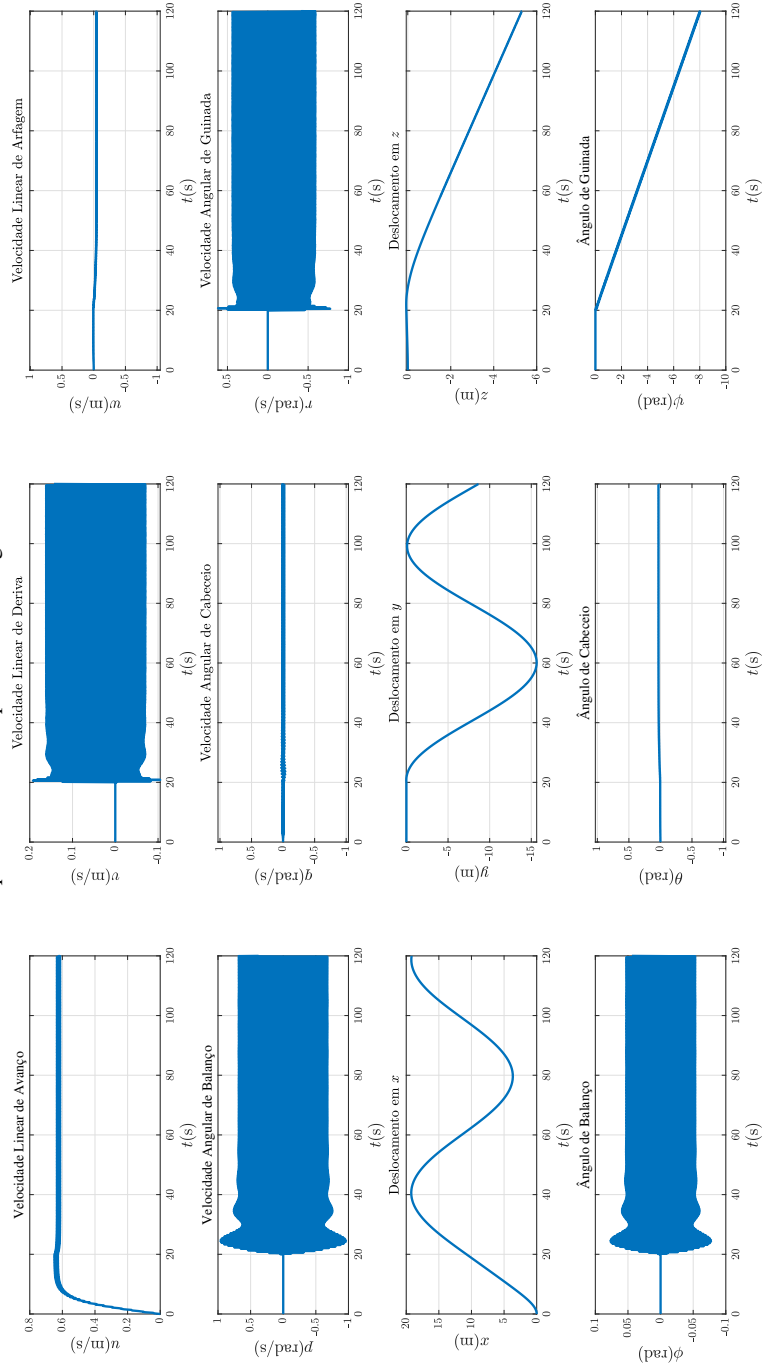
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= -5°

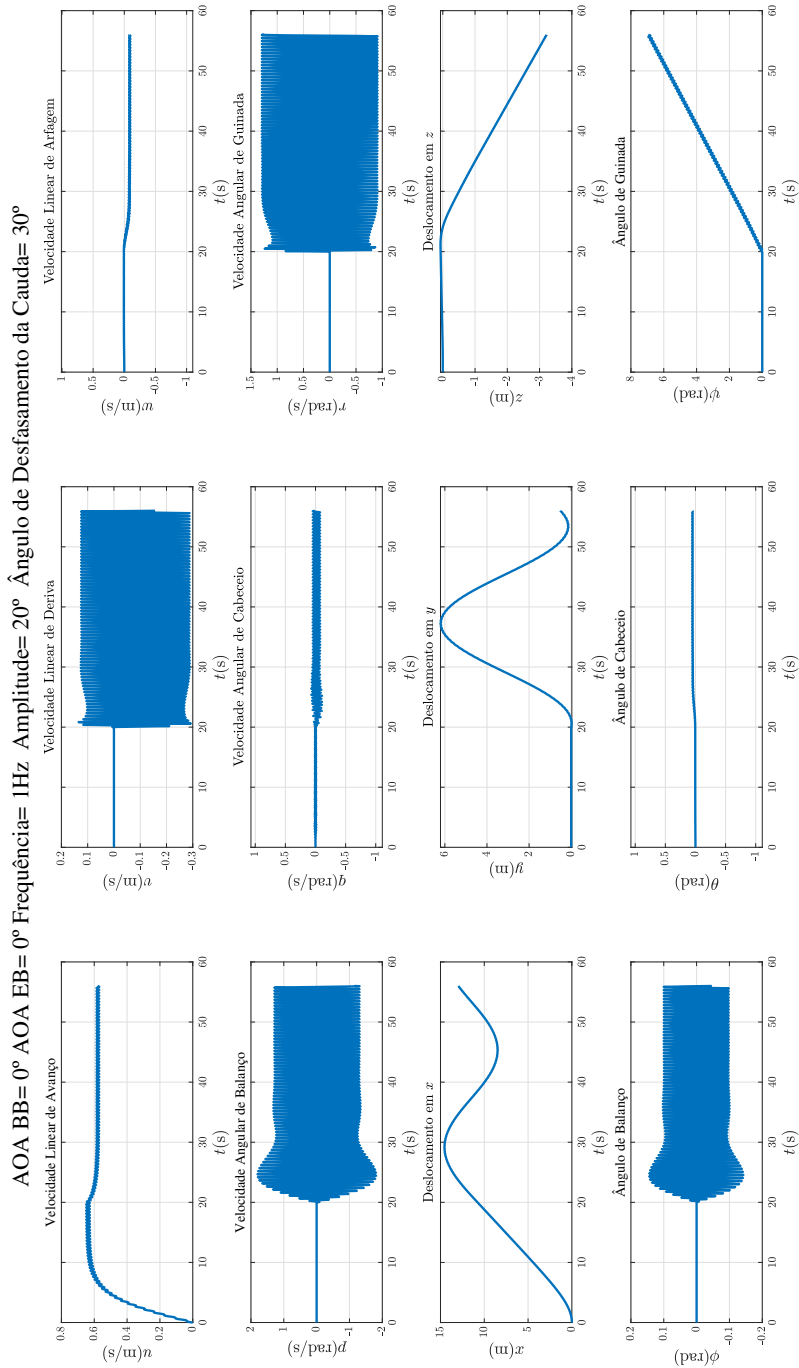


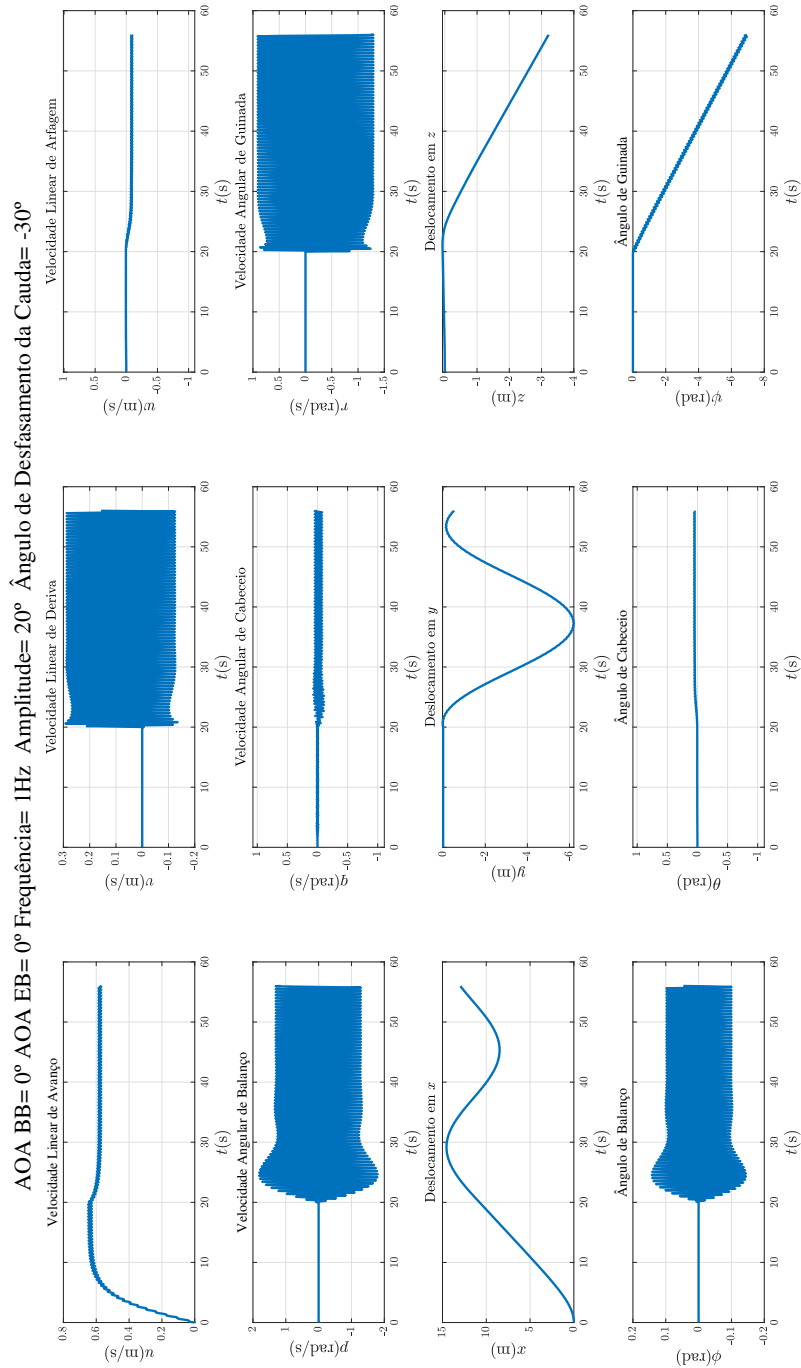
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 15°



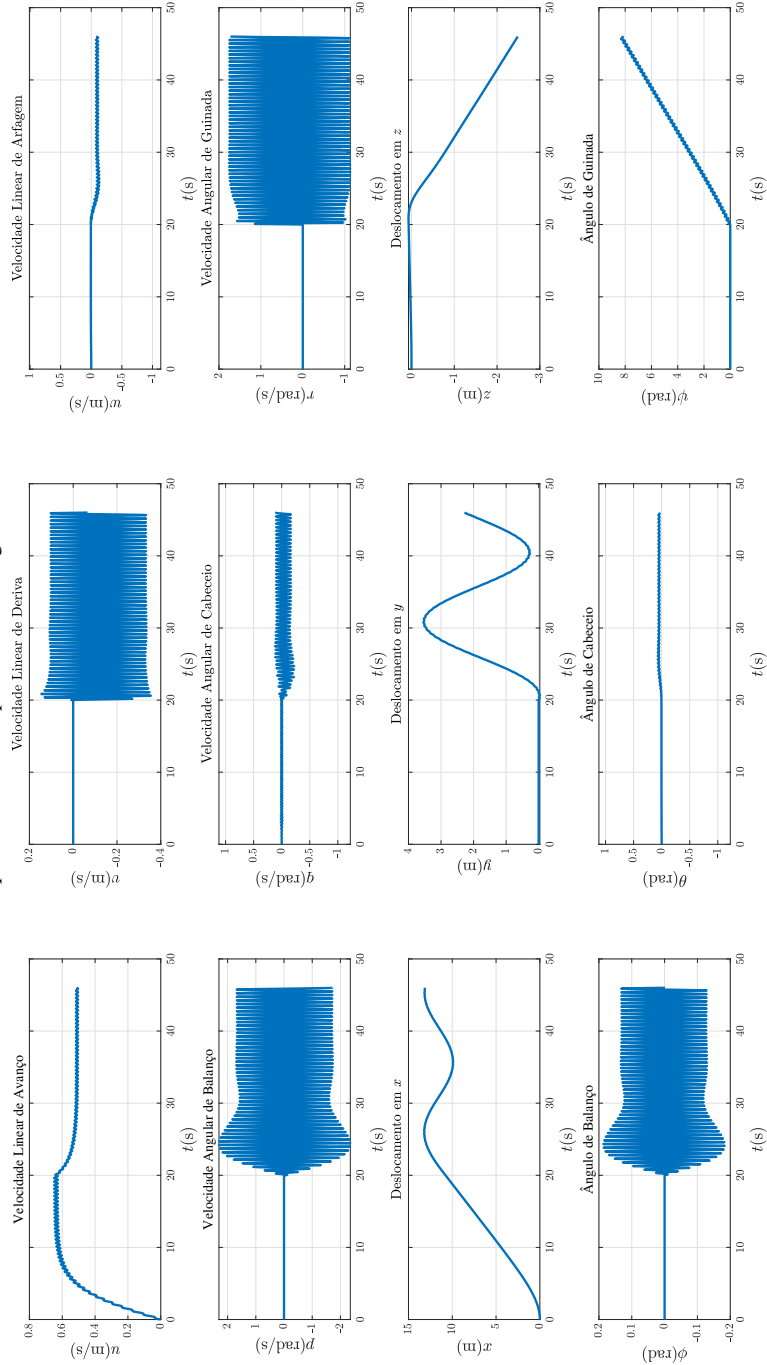
AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= -15°

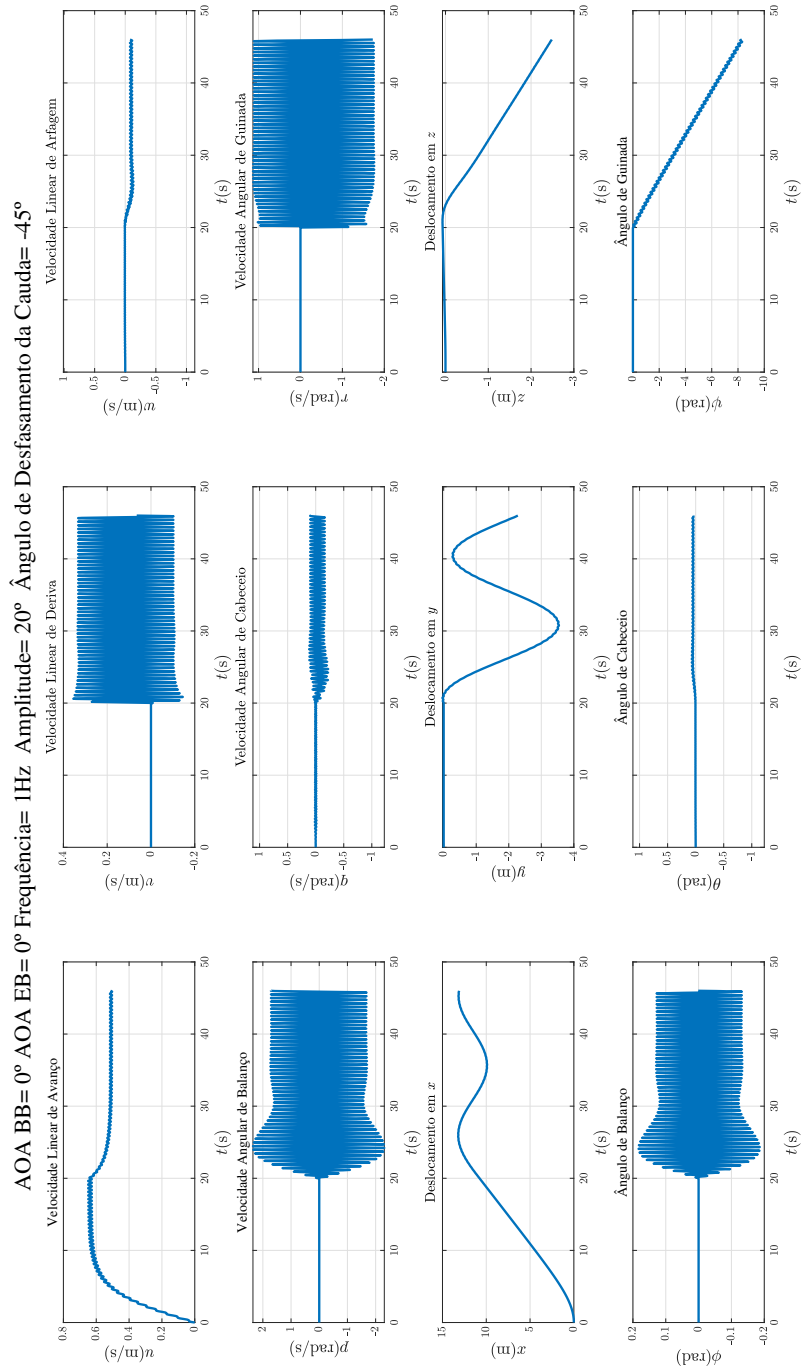




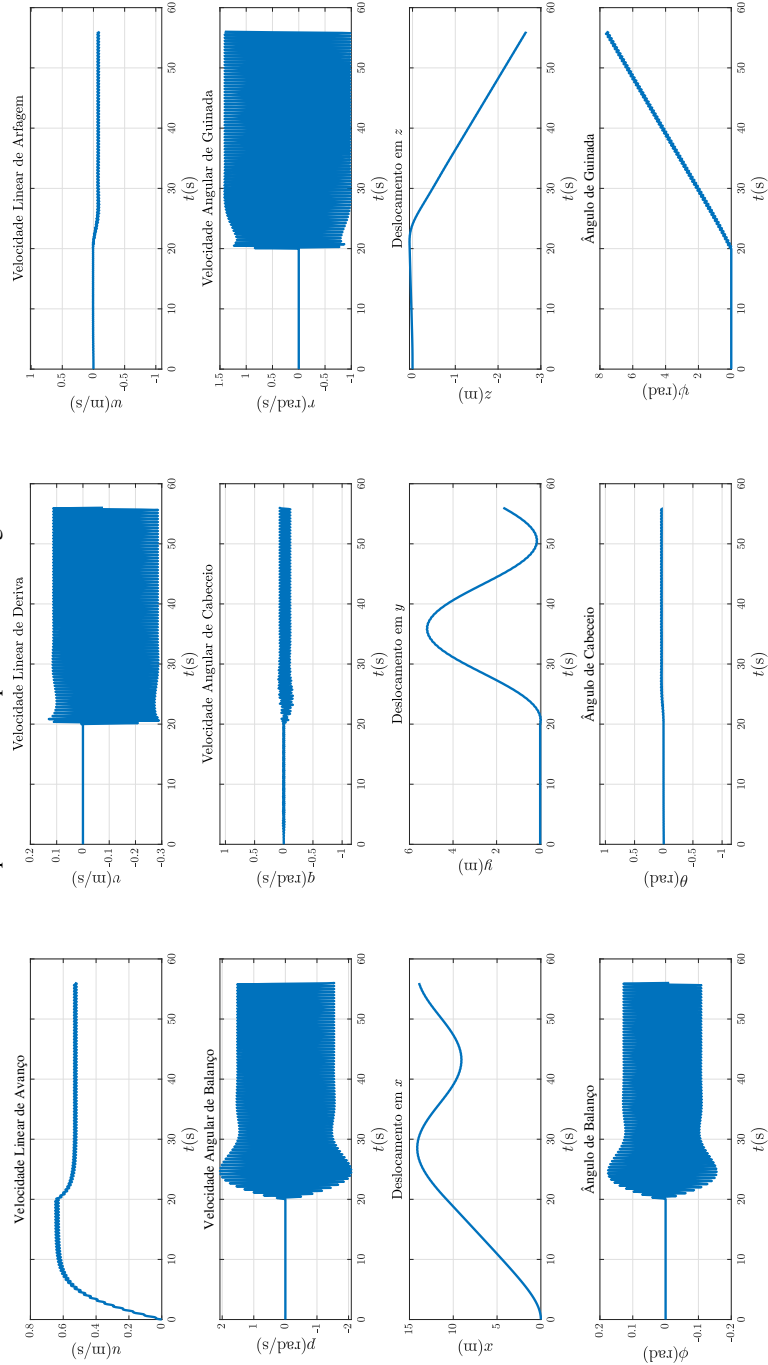


AOA BB= 0° AOA EB= 0° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 45°



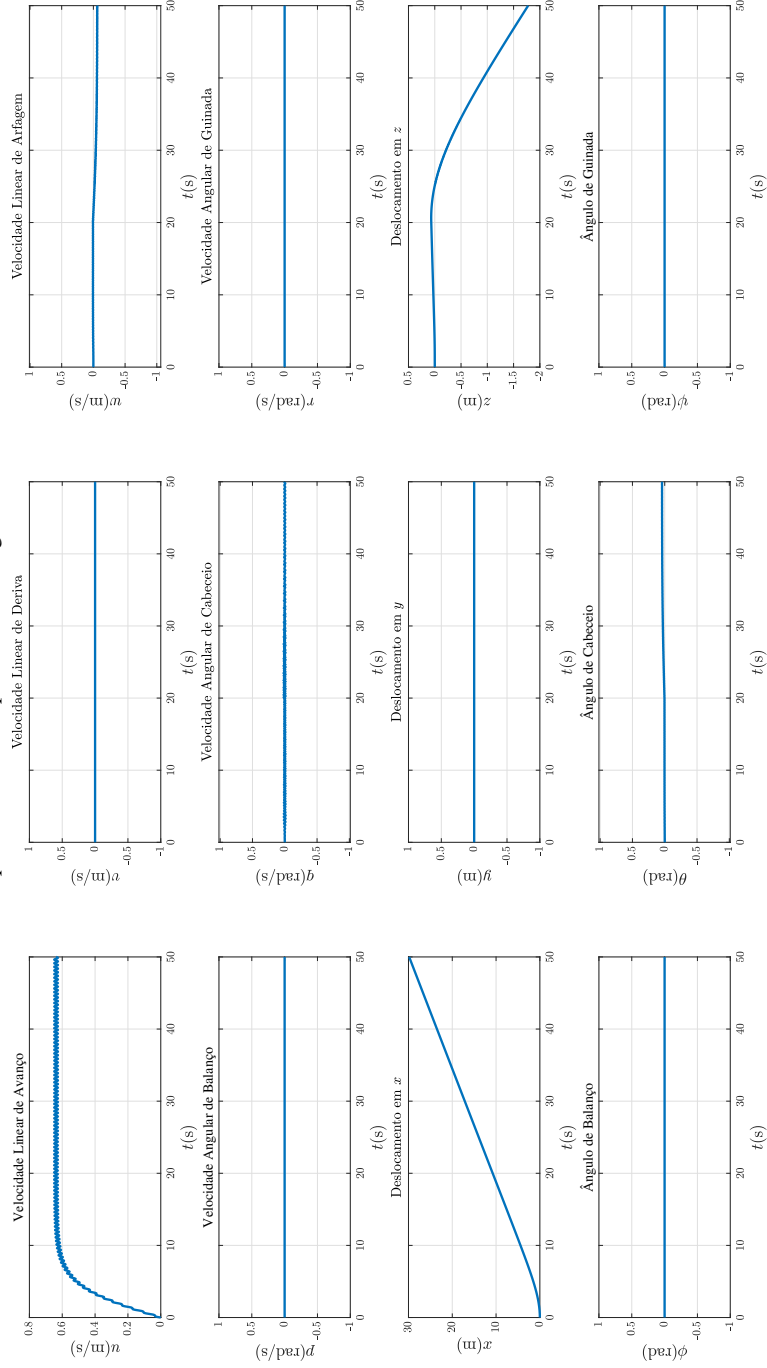


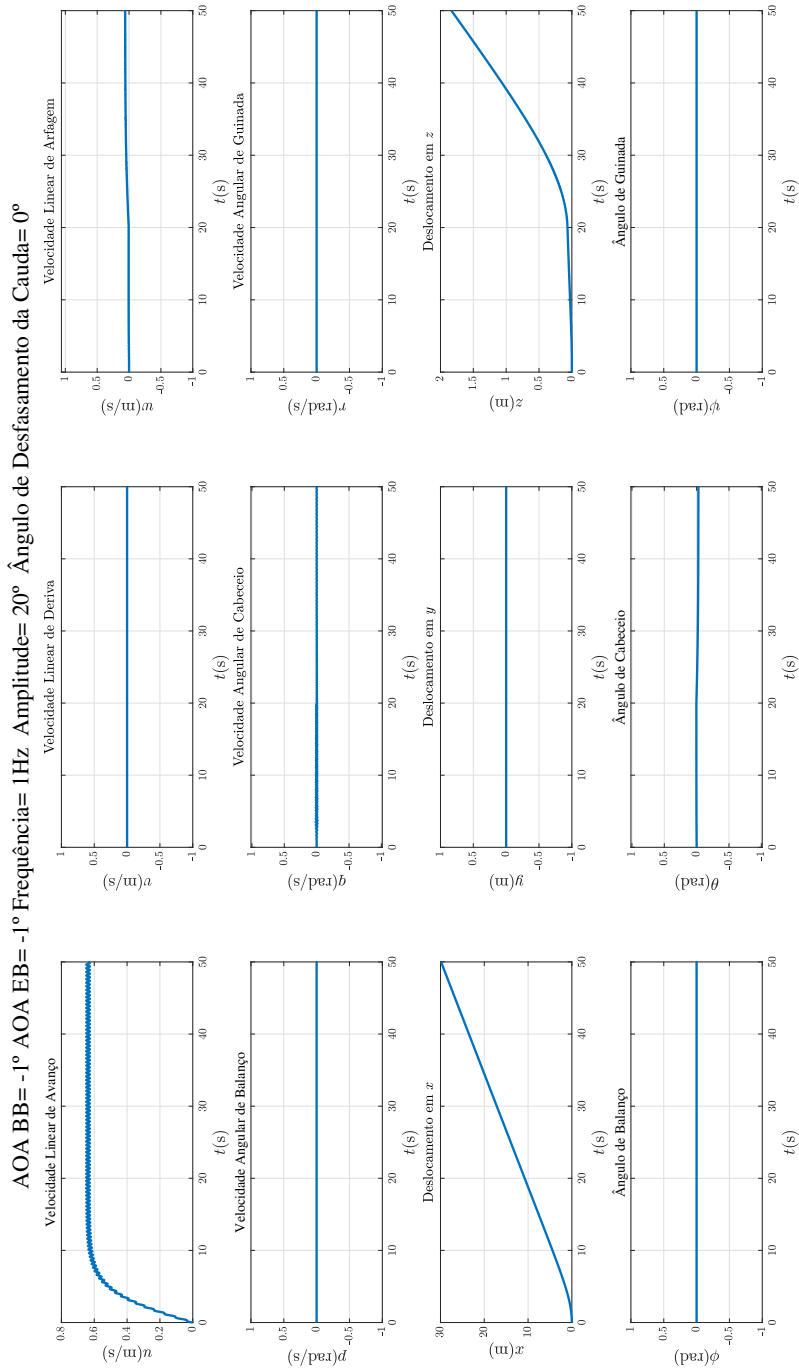
AOA BB= 10° AOA EB= -10° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 30°



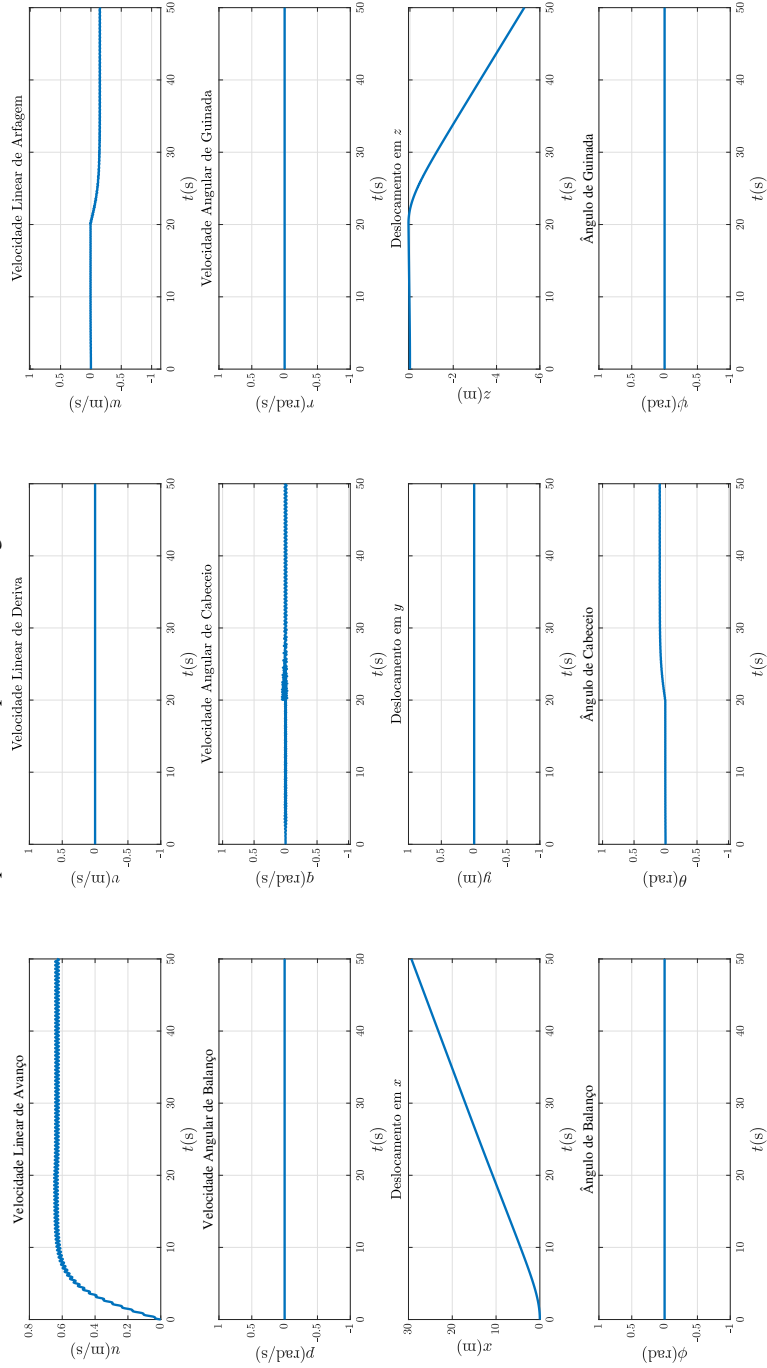
Apêndice G - Simulação - Mergulho e Emersão

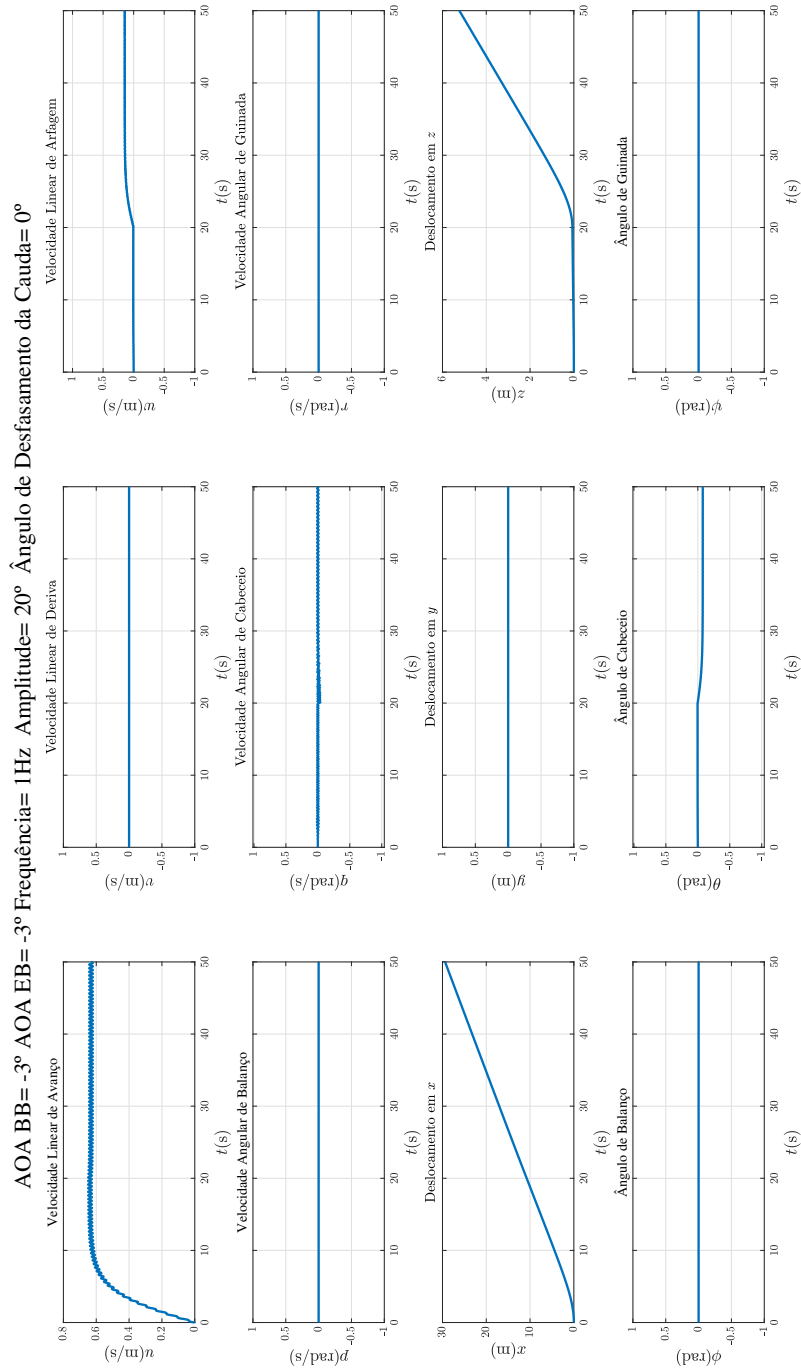
AOA BB= 1° AOA EB= 1° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°



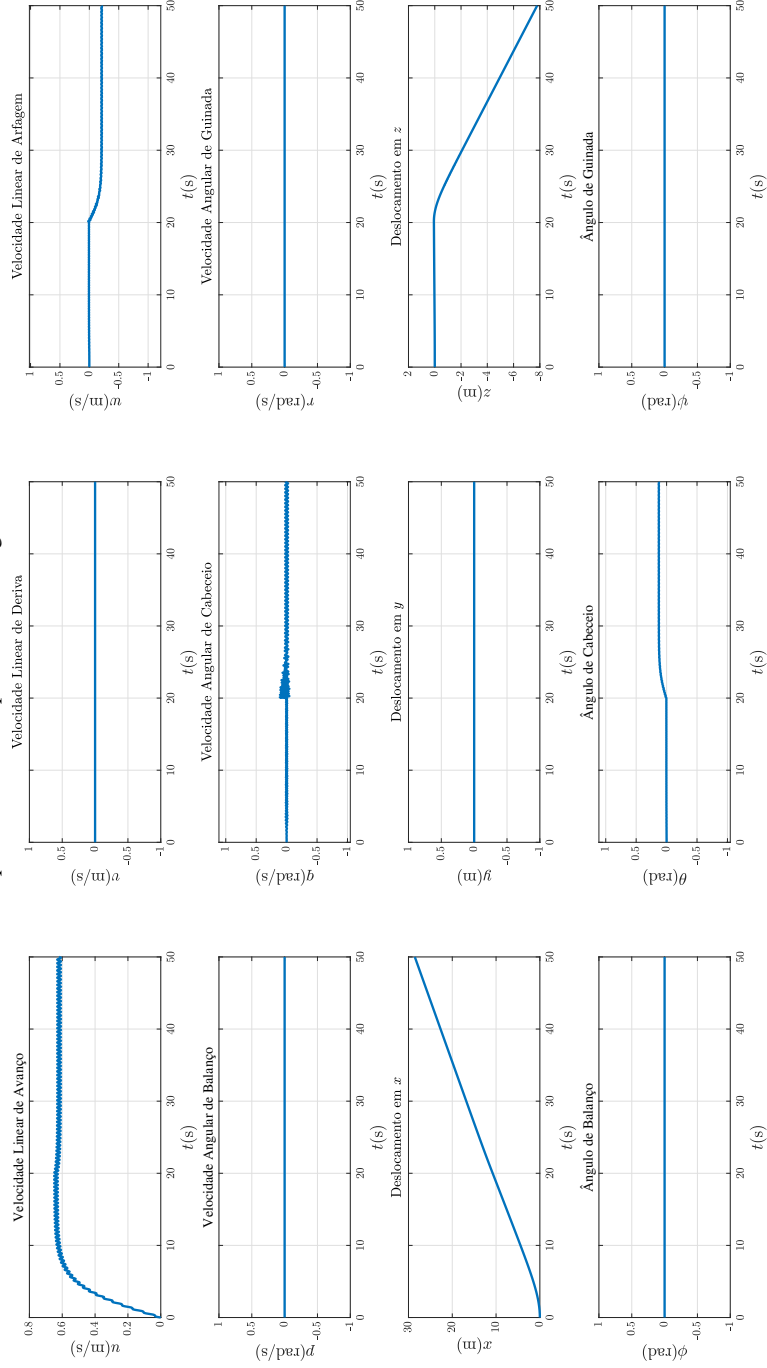


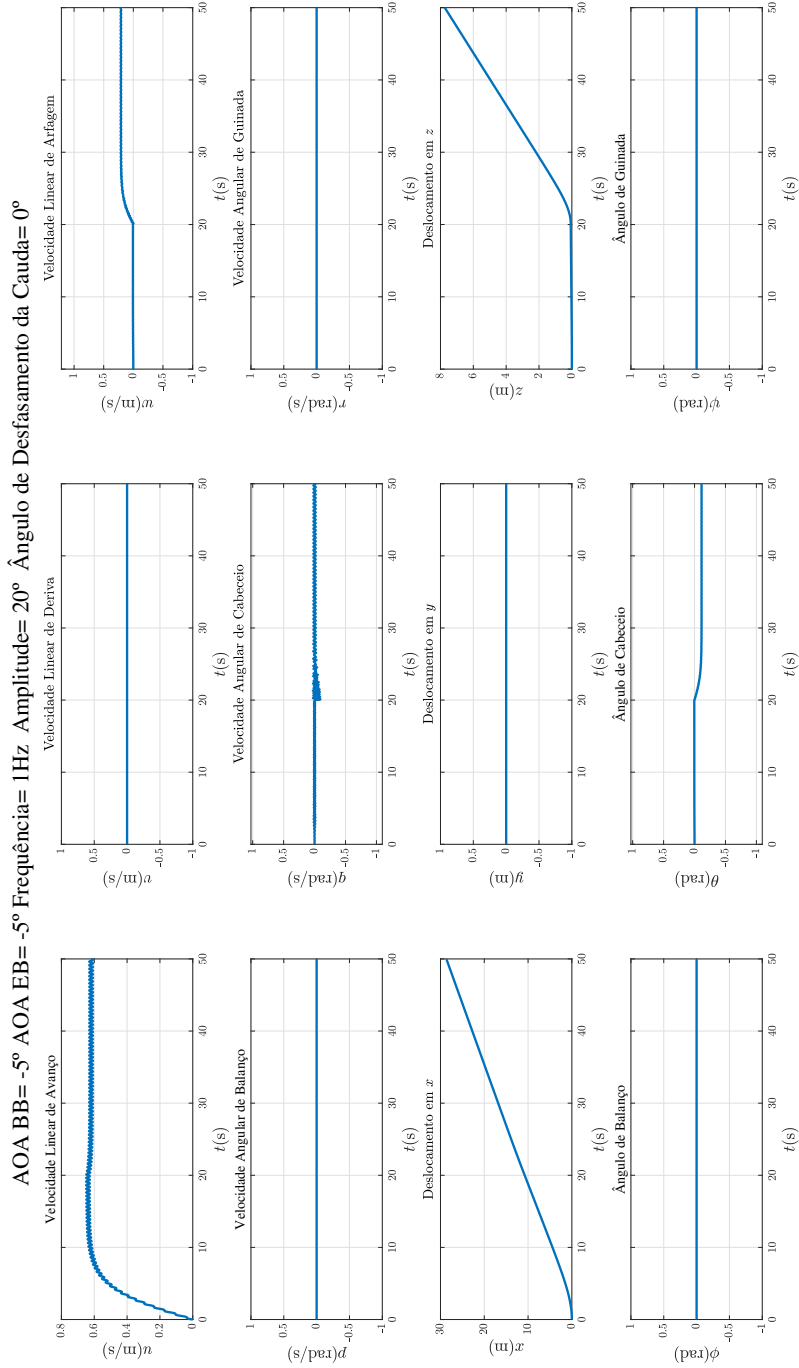
AOA BB= 3° AOA EB= 3° Freqüência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°

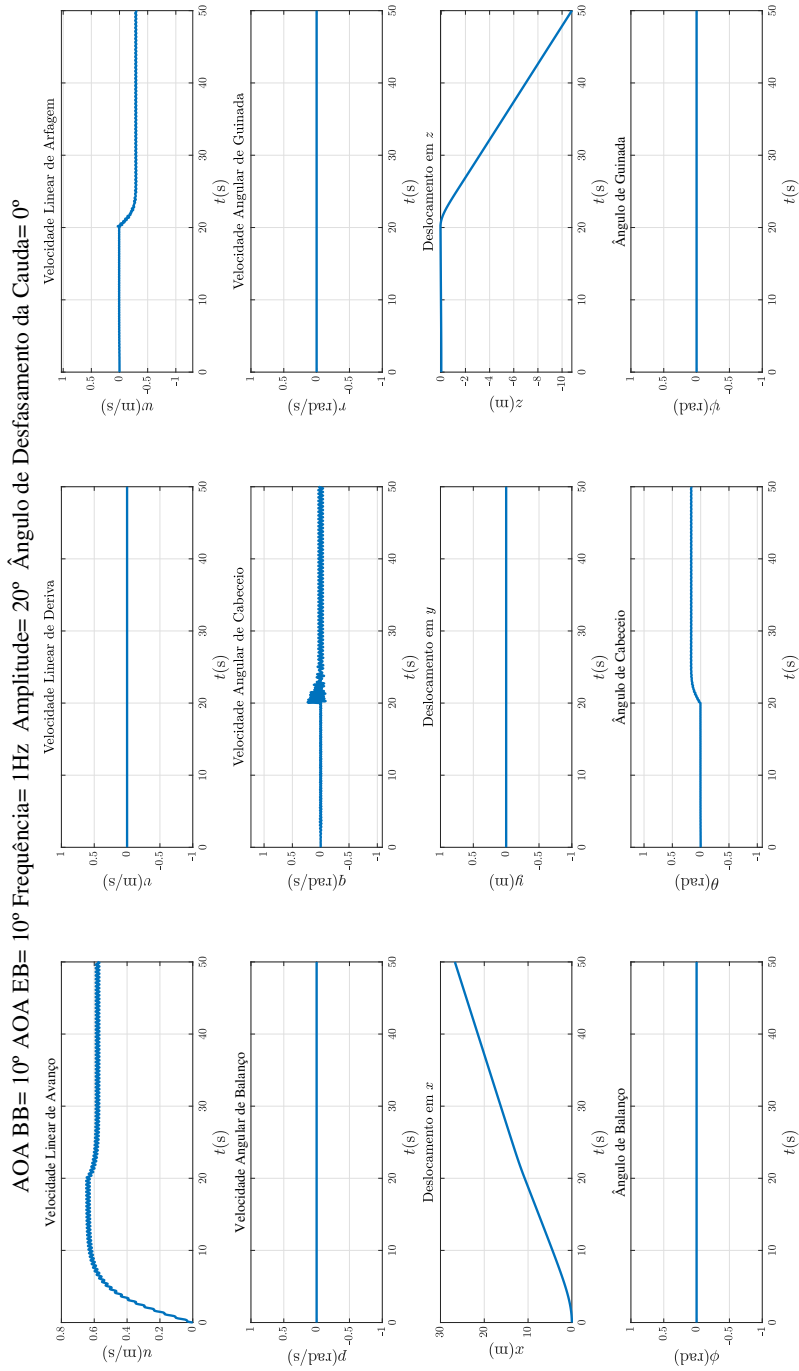




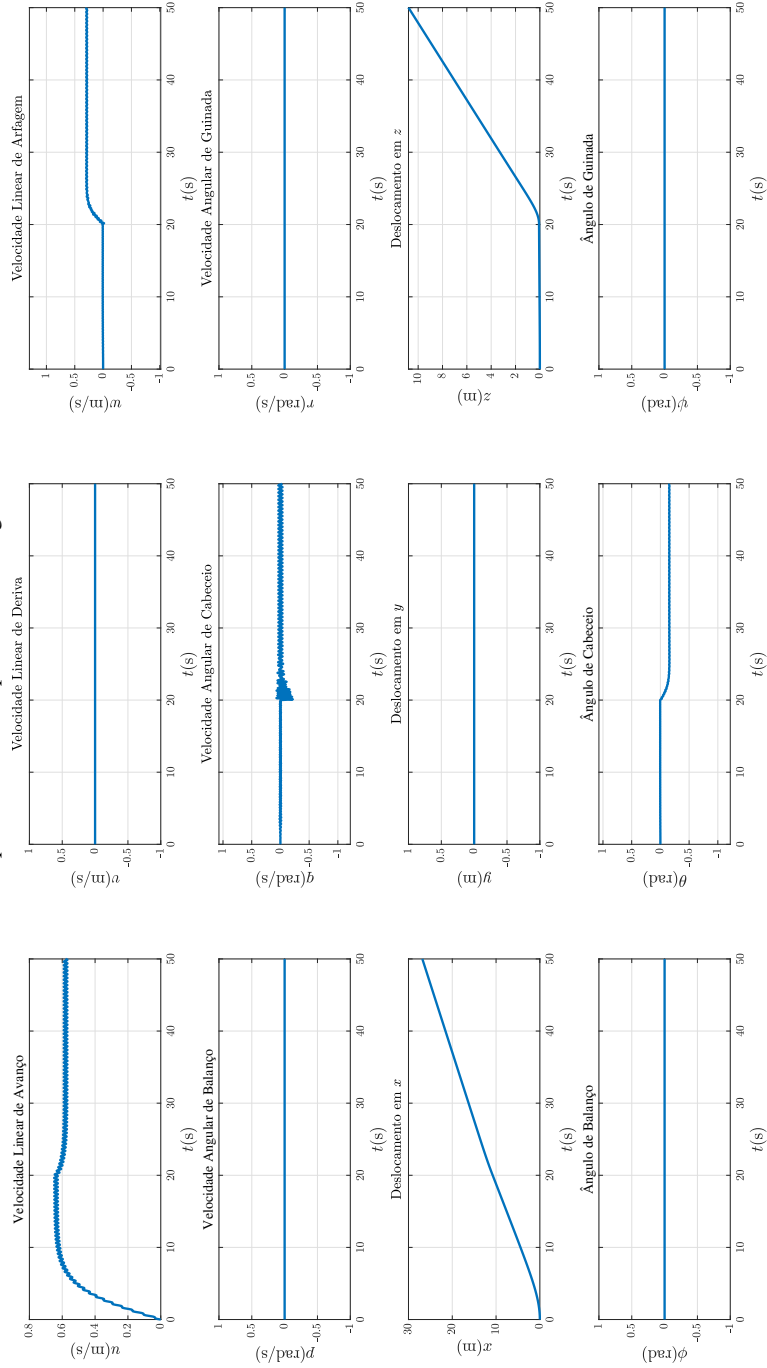
AOA BB= 5° AOA EB= 5° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°





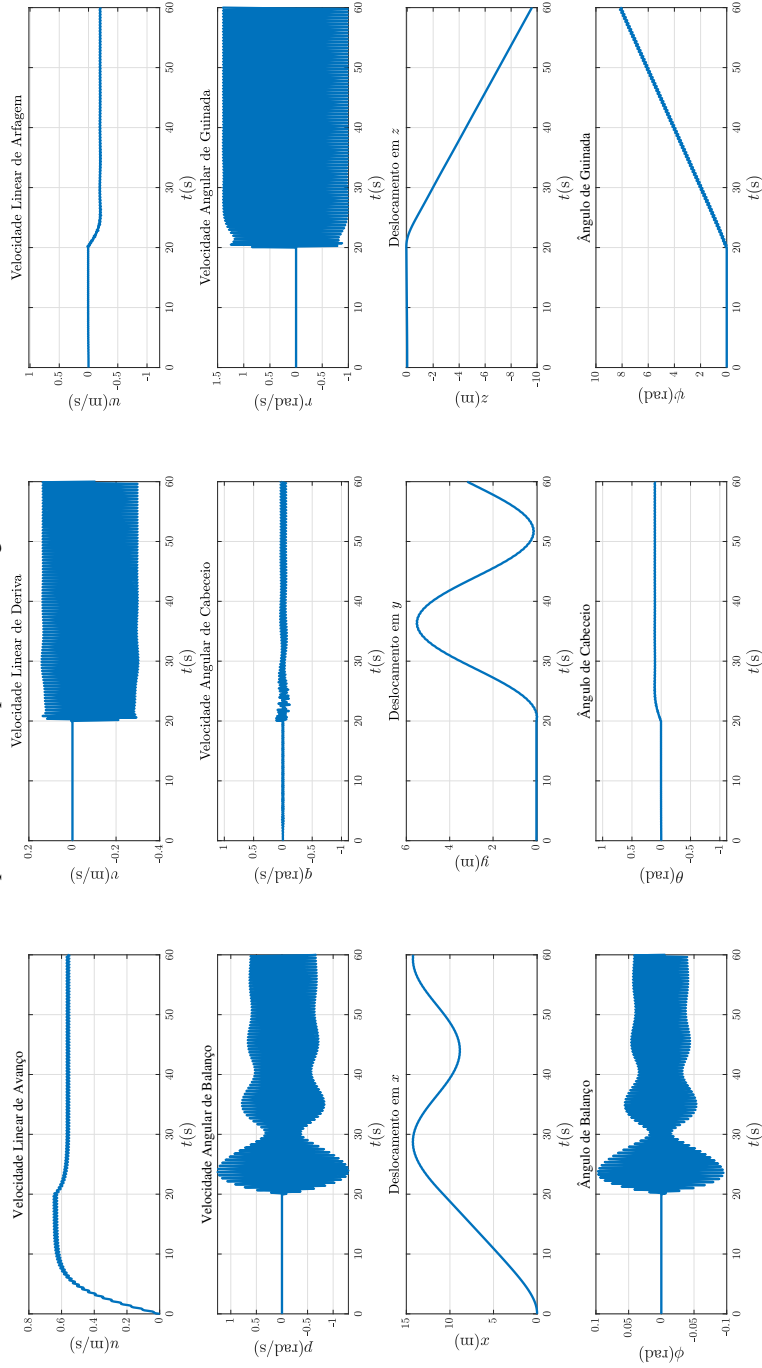


AOA BB= -10° AOA EB= -10° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 0°

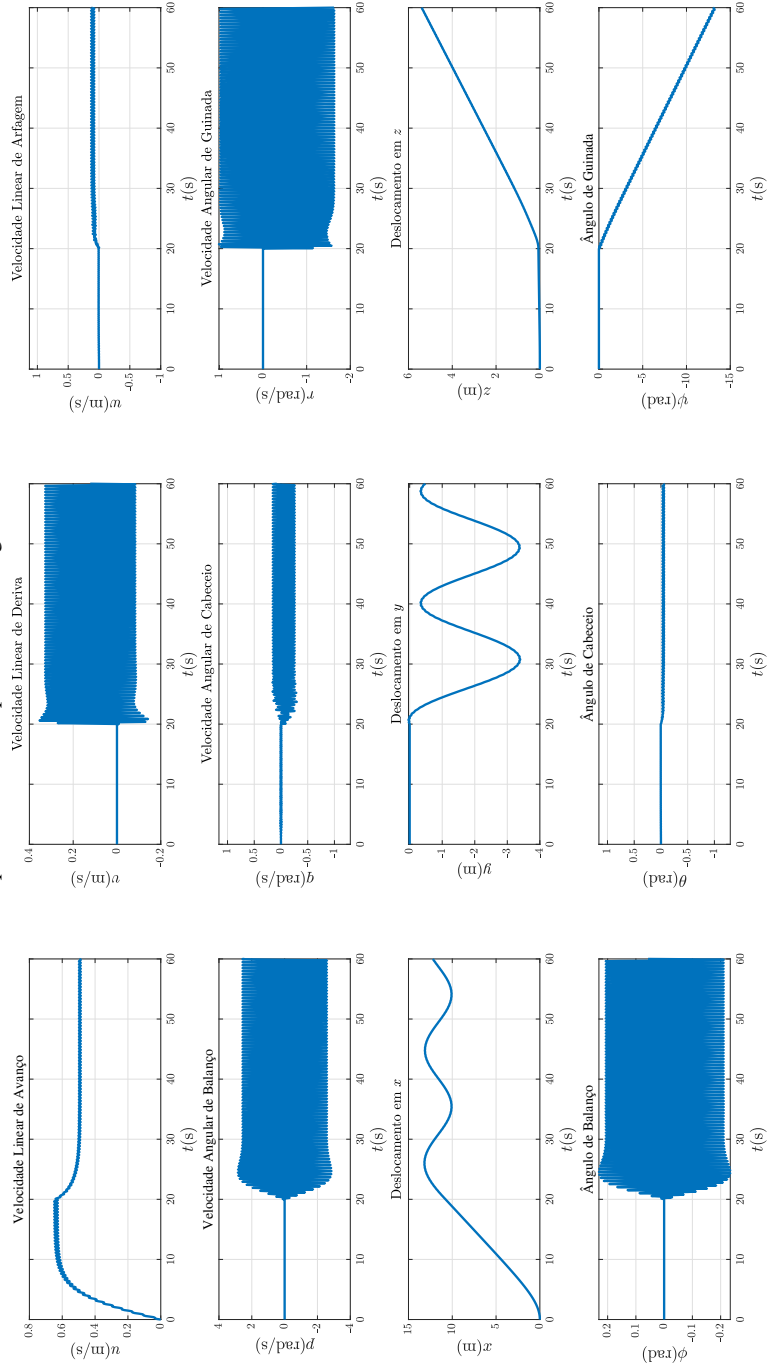


Apêndice H - Simulação - Mergulho e Emersão Helicoidal

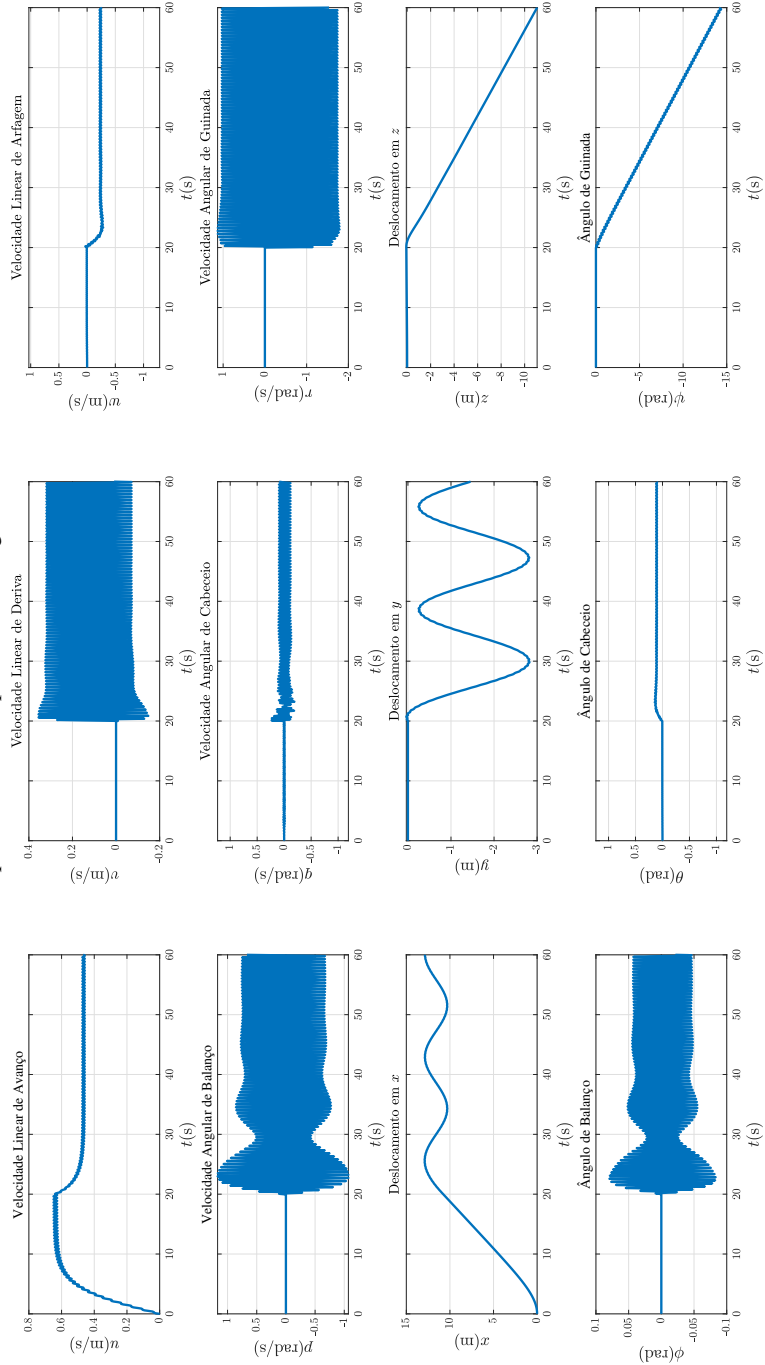
AOA BB= 5° AOA EB= 5° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 30°



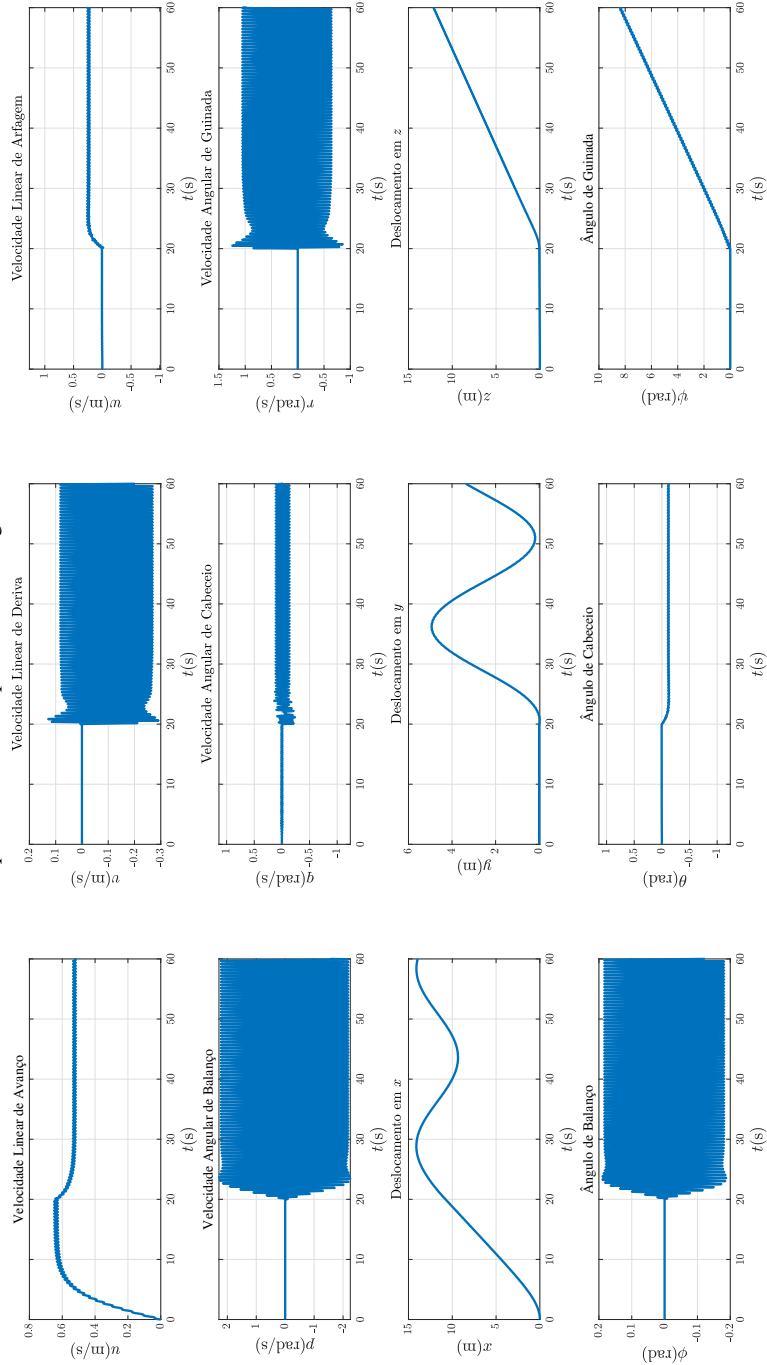
AOA BB= -5° AOA EB= -5° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= -45°



AOA BB= 10° AOA EB= 10° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= -45°



AOA BB= -10° AOA EB= -10° Frequência= 1Hz Amplitude= 20° Ângulo de Desfasamento da Cauda= 30°



Apêndice I - Artigo submetido na conferência IC-MERR2022

Modeling and Simulation of a Biomimetic Underwater Vehicle

Tiago G. António¹

Paulo P. Silva¹

Bruno Damas^{1,2}

Miguel B. Moreira¹

goncalves.antonio@marinha.pt, {pires.silva,bruno.damas,miguel.moreira}@escolanaval.pt

Abstract—This paper describes the mathematical model developed to simulate the behavior of a BUV, the TOBIAS vehicle, which is being developed at the Portuguese Naval Academy as part of the SABUVIS project. During the development of the model the hydrodynamic coefficients of the vehicle were estimated, as well as the thrust generated by the undulatory motion of the tail and the effects of the pectoral fins. Using this model, it is possible to perform a series of maneuvers verifying the performance of the BUV as a function of different control parameters.

Keywords—Biomimetic Underwater Vehicle, Modeling, Undulating Propulsion, Simulation

I. INTRODUCTION

The significant development in the area of underwater robotics has led to the emergence of several models of Autonomous Underwater Vehicles (AUV), engaging them in military, scientific, or commercial missions, performing tasks such as mine countermeasures, examining oil and gas pipelines, or hydrographic surveys and mapping of the ocean floor [1]. However, it has been found that in certain situations these propelled AUVs are underperforming, due to their poor maneuverability at low speeds, resulting in a high radius of gyration. Therefore, other propulsion configurations such as azimuthal thrusters or multiple thrusters distributed along the vehicle body with different orientations have been adopted, at a cost of an increased energy consumption [1].

Thus, the need arose to develop a propulsion system that would ensure good maneuverability of the vehicle while guaranteeing its energy efficiency. For this purpose, nature was used as inspiration and the swimming modes of fish where mimicked, resulting in an efficient alternative propulsion system. So, the concept of the Biomimetic Underwater Vehicle (BUV) appears, where the thrusters are replaced by a tail that reproduces the undulatory movement similar to a fish [2]. The BUVs, in addition to solving the problem of energy efficiency combined with good maneuverability also have other advantages compared to propelled vehicles, namely the reduction of noise during their movement and their stealthiness, reducing the probability of being detected, which are relevant characteristics for military applications of these devices [3].

The dynamic behaviour of a vehicle with undulating propulsion is more complex than the dynamics of vehicles with traditional propellers, and there has been a large research on modeling the dynamics of these kind of vehicles that mimic fish, stingrays and other type of aquatic creatures [4], [5]. In [6], computational fluid dynamic simulation is used to obtain an accurate prediction of the hydrodynamic forces applied on a robotic fish, while in [7] the dynamic equations of a BUV are derived and a method to find the optimal parameters to give a maximum propulsive power is proposed. [8], on the other hand, presents a dynamic model divided into a stiff anterior body, a flexible rear body, and an oscillating lunate caudal fin, using unsteady flow theory to analyze the motion of the anterior part and the links, and basic airfoil theory for the caudal fin. An approach based on a six degree-of-freedom multi-body model, that considers the BUV as comprised of multiple rigid bodies interlinked through joints, is presented in [9]. The hydrodynamics of swimming and undulating propulsion is thoroughly studied in [10], [11], while in [12], [13] the propulsive thrust of undulating propulsion is experimentally obtained.

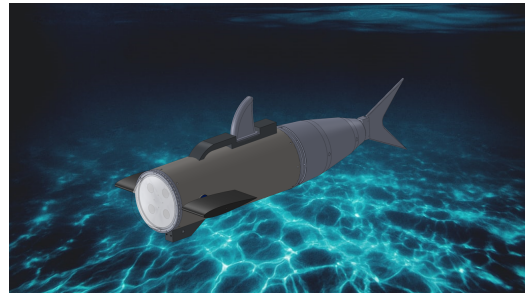


Fig. 1. BUV TOBIAS.

The BUV TOBIAS (Fig. 1) is a vehicle under development at the Portuguese Naval Academy, as part of the SABUVIS project, whose main goal is to develop a swarm of biomimetic vehicles with the ability to operate autonomously and perform tasks in a cooperative manner [3], [14]. This vehicle is inspired by fish, with carangiform swimming mode and has a tail with two joints controlled by servo-motors, which attempt to replicate the undulatory behavior of biological species. The BUV TOBIAS is also equipped with two pectoral fins with NACA0012 profile, whose variation in angle of attack allows for the control of the vehicle's attitude.

¹CINAV - Centro de Investigação Naval, Portuguese Naval Academy, Almada, Portugal.

²Institute for Systems and Robotics, Instituto Superior Tecnico, Universidade de Lisboa, Portugal

This paper main contribution is the derivation of the dynamical model of the BUV TOBIAS, based on the computational estimation of its hydrodynamic coefficients, as well as the thrust generated by the undulatory motion of the tail and the effects of the pectoral fins on the the vertical motion of the BUV. Simulation results are presented to validate the approach. This paper is structurally organized as follows: Section 2 briefly explains the mathematical model of the TOBIAS BUV; Section 3 describe the simulations performed, testing the performance of the model; and finally in Section 4 are discussed the conclusions of this work and also suggested some ideas for the future of the project.

II. TOBIAS MATHEMATICAL MODEL

The development and use of mathematical models to simulate the behavior of vehicles is a common practice, acting as a decision support tool throughout vehicle design and assembly. Thus, the modeling of the behavior of the BUV TOBIAS will be driven according to the model presented by Fossen in [15], however, adapting it by adding or replacing terms, in order to represent the biomimetic nature of the vehicle.

Underwater vehicles have 6 Degrees Of Freedom (DOF) associated with translational and rotational movements about all three axes (Fig. 2). A common practice in this type of models is to adopt, by convenience, reference frames that allow, through reference points, to know the position, orientation and velocity of the vehicle [16]. Thus, Fossen considers two reference frames, one inertial fixed to the Earth and the other fixed to the vehicle body which moves with it [1], [15], as shown in Fig. 2.

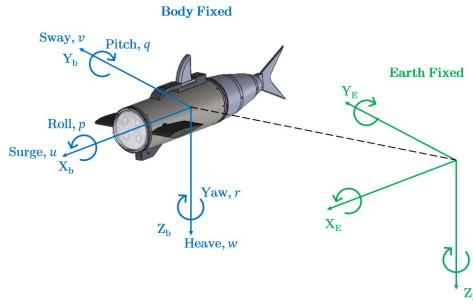


Fig. 2. Degrees of freedom and reference frames.

For the purpose of developing this model, the variables that describe the position, orientation, velocities, as well as the forces and moments acting on the vehicle are defined according to equation (1)

$$\begin{aligned} \eta &= \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix}; & \eta_1 &= \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}; & \eta_2 &= \begin{bmatrix} \phi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix}; \\ \nu &= \begin{bmatrix} \nu_1 \\ \nu_2 \end{bmatrix}; & \nu_1 &= \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix}; & \nu_2 &= \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}; \\ \tau &= \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix}; & \tau_1 &= \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix}; & \tau_2 &= \begin{bmatrix} K \\ M \\ N \end{bmatrix}; \end{aligned} \quad (1)$$

where η_1 and η_2 , respectively, correspond to the position and orientation of the vehicle in the inertial reference frame fixed to the Earth; ν_1 and ν_2 are the linear and angular velocity vectors defined in the body fixed reference frame; τ_1 and τ_2 are the forces and moments acting on the vehicle, also expressed in the reference frame fixed to the body.

The model mentioned in [15] describes the behavior of the vehicle through its kinematics and dynamics, as presented in the following sections.

A. Vehicle Kinematics

As mentioned earlier, the vehicle velocities derived from the dynamic component of the movement are associated with the reference frame fixed to the body. Thus, to represent these velocities in the inertial reference frame fixed to the Earth, the Euler angles are used, establishing a geometrical relationship between both reference frames [15]. These relationships between the two reference frames are expressed through two transformation matrices J_1 and J_2 , the first being applied to the linear velocities (ν_1) and the second to the angular velocities (ν_2), as shown in equation (2)

$$\begin{aligned} \dot{\eta}_1 &= J_1(\eta_2)\nu_1, \\ \dot{\eta}_2 &= J_2(\eta_2)\nu_2, \end{aligned} \quad (2)$$

the transformation matrices are defined according to equation (3), where c stands for cosine and s for sine

$$\begin{aligned} J_1(\eta_2) &= \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\theta + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\theta + c\psi c\theta s\phi \\ s\psi c\theta & c\psi c\theta + s\psi s\theta s\phi & -c\psi s\theta + s\psi c\theta s\phi \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix}; \\ J_2(\eta_2) &= \begin{bmatrix} 1 & s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi/c\theta & c\phi/c\theta \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (3)$$

B. Vehicle Dynamics

The dynamic behavior of the BUV TOBIAS in the 6 DOF is mathematically modeled, with respect to the reference frame fixed on the vehicle body, through equation (4) [15]

$$M\dot{\nu} + C(\nu)\nu + D(\nu)\nu + g(\eta) = \tau, \quad (4)$$

where M represents the mass and inertia matrix (including added mass), $C(\nu)$ is the matrix of Coriolis and centripetal terms (also including the effect of added mass), $D(\nu)$ corresponds to the damping matrix, $g(\eta)$ is the vector of restoring forces and moments, and τ represents the vector of forces and moments produced by the tail and pectoral fins as a result of the different control parameters [1].

A number of assumptions will be considered on a first approach to modeling the dynamic behavior of the BUV TOBIAS as a way to simplify the process. The vehicle is assumed to have neutral buoyancy, with its Center of Gravity (CG) at the origin of the reference frame fixed to the body, $r_g = [0 \ 0 \ 0]^T$, and the Center of Buoyancy (CB) slightly above the previous, $r_b = [0 \ 0 \ z_b]^T$.

The added mass terms due to the movement of the vehicle in the water, are obtained by approximating the body of the BUV TOBIAS to a prolate ellipsoid. Thus, due to the symmetry of

the ellipsoid, the added mass derivatives are reduced to the diagonal terms [17], calculated according to equation (5),

$$\begin{aligned} X_{\dot{u}} &= \frac{\alpha_0}{2 - \alpha_0} m, \\ Y_{\dot{v}} &= Z_{\dot{w}} = \frac{\beta_0}{2 - \beta_0} m, \\ K_{\dot{p}} &= 0, \\ N_{\dot{r}} &= M_{\dot{q}} = \frac{1}{5} \frac{(b^2 - a^2)^2 (\alpha_0 - \beta_0)}{2(b^2 - a^2) + (b^2 + a^2)(\beta_0 - \alpha_0)} m, \end{aligned} \quad (5)$$

where m corresponds to the vehicle mass, a and b to the major and minor radius of the ellipsoid, α_0 and β_0 are defined according to equation (6)

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \frac{2(1 - e^2)}{e^3} \left(\frac{1}{2} \ln \frac{1 + e}{1 - e} - e \right), \\ \beta_0 &= \frac{1}{e^2} - \frac{1 - e^2}{2e^3} \ln \frac{1 + e}{1 - e}, \\ e &= 1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Therefore, the mass and inertia matrix (M) and the Coriolis and centripetal terms matrix ($C(\nu)$) are defined according to equations (7) and (8), respectively, including in addition to the rigid body properties, the added mass derivatives.

$$M = \begin{bmatrix} m - X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m - Y_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m - Z_{\dot{w}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x - K_{\dot{p}} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yx} & I_y - M_{\dot{q}} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_z - N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$C(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ w(Z_{\dot{w}} - m) & w(m - Z_{\dot{w}}) & v(Y_{\dot{v}} - m) \\ v(m - Y_{\dot{v}}) & u(X_{\dot{u}} - m) & u(m - X_{\dot{u}}) \\ 0 & 0 & 0 \\ -I_{yz}q + I_{xz}p + r(N_{\dot{r}} - I_z) & -I_{yz}q - I_{xz}p + r(I_z - N_{\dot{r}}) & I_{yz}r + I_{xy}p + q(M_{\dot{q}} - I_y) \\ -I_{yz}r - I_{xy}p + q(I_y - M_{\dot{q}}) & I_{xz}r + I_{xy}q + p(K_{\dot{p}} - I_x) & -I_{xz}r - I_{xy}q + p(I_x - K_{\dot{p}}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

In an early stage of modeling the BUV TOBIAS, only quadratic damping will be considered [18], which is mathematically defined by the equation (9),

$$D = -\frac{1}{2} \rho C_D A |U| U, \quad (9)$$

where ρ is the water density, C_D is the drag coefficient that varies with Reynolds number and body geometry, A is the cross-sectional area and U is the vehicle velocity. This equation is not only used to calculate the drag force acting in surge, sway and heave, but also to estimate the rotational drag terms in roll, pitch, and yaw [1], [18].

Although previously the BUV TOBIAS has been approximated to a prolate ellipsoid, it has fins (pectoral, dorsal and caudal) and appendices that generate significant drag at certain DOFs. Thus, to obtain the drag coefficients of the different components, rough approximations are made to simpler structures with known values. The dorsal fin and appendices are approximated to a flat plate $C_D \approx 1.2$ [19]. The

caudal fin is approximated to a wedge $C_D \approx 0.5$, considering, at first, only its initial position aligned with the body [1], [19]. The pectoral fins will be discussed later. The drag coefficient of the main body is obtained by approximating it to a prolate ellipsoid, getting $C_D \approx 0.2$ [1], [19]. Considering the fins and appendices of the BUV TOBIAS, it has only one plane of symmetry formed by the axes $\{X_b, Z_b\}$, so the damping matrix ($D(\nu)$) will be defined according to equation (10), with the terms estimated through equation (9) [16].

$$D(\nu) = - \begin{bmatrix} X_{u|u}|u| & 0 & 0 & 0 & X_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & Y_{v|v}|v| & 0 & Y_{p|p}|p| & 0 & Y_{r|r}|r| \\ 0 & 0 & Z_{w|w}|w| & 0 & Z_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & K_{v|v}|v| & 0 & K_{p|p}|p| & 0 & 0 \\ M_{u|u}|u| & 0 & M_{w|w}|w| & 0 & M_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & N_{v|v}|v| & 0 & 0 & 0 & N_{r|r}|r| \end{bmatrix} \quad (10)$$

Due to the previously mentioned assumptions concerning the neutral buoyancy of the vehicle and the positions of CG and CB, the restoring forces and moments caused by the Weight (W) and Buoyancy (B) are described through equation (11)

$$g(\eta) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ (-z_b B) \cos \theta \sin \phi \\ (-z_b B) \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

C. Pectoral Fins

The BUV TOBIAS has two pectoral fins, with the known profile NACA0012, which produce an effect that is similar to an aircraft's wings, where Lift (L) and Drag (D) forces are function of the angle of attack (α) [2], [20]. These forces are mathematically approximated by

$$L = \frac{1}{2} \rho A u^2 C_L \quad \text{and} \quad D = \frac{1}{2} \rho A u^2 C_D, \quad (12)$$

where A is the cross-sectional area of the fin, u is the water flow velocity (assumed to be equal to the surge velocity), C_L and C_D are the lift and drag coefficients which vary their values depending on α .

Therefore, considering the location of the pectoral fins on both sides, Port (P) and Starboard (S), relative to the CG of the vehicle (Fig. 3), the forces and moments associated with each one of them are described in equation (13).

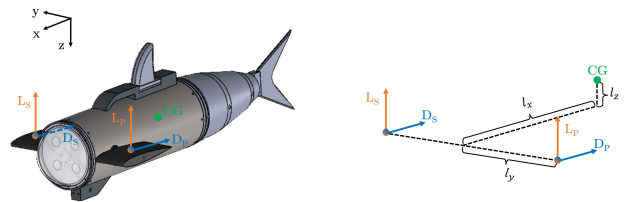


Fig. 3. Forces acting on the pectoral fins.

$$\tau_{PF} = \begin{bmatrix} -D_P - D_S \\ 0 \\ -L_P - L_S \\ L_P l_y - L_S l_y \\ L_P l_x - D_P l_z + L_S l_x - D_S l_z \\ -D_P l_y + D_S l_y \end{bmatrix} \quad (13)$$

D. Biomimetic propulsion system

The biomimetic propulsion system of the BUV TOBIAS (Fig. 4) consists of two servo motors, mounted on the support bases, which transmit motion to their associated plates. The plates are coupled to rods attached to the ribs of the vehicle, thus generating the undulating movement of the tail.

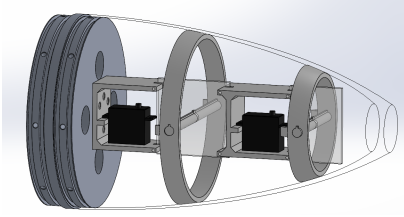


Fig. 4. The biomimetic propulsion system.

The tail mechanism is modelled by considering 2 revolute joints, as being the articulations of the biomimetic propulsion system. Thus, through this simplification, the system can be modeled as a robot manipulator, using the Denavit-Hartenberg (D-H) representation to describe the tail kinematics [1], [2], [21]. The D-H representation consists of assigning to each joint a reference frame, according to a set of rules and procedures [21], as shown in Fig. 5.

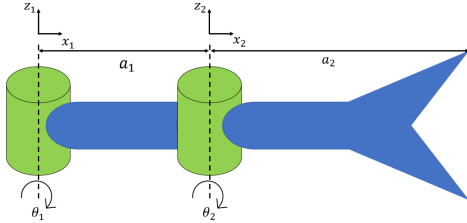


Fig. 5. D-H representation of the tail with 2 revolute joints.

Using this representation, it is possible to estimate the kinematics of the biomimetic propulsion mechanism, verifying parameters such as the lateral displacement of the caudal fin in relation to the first joint [2], which corresponds to the first servo motor attached to the vehicle body. As a way of showing the usefulness of this representation, Fig. 6 presents the kinematics of this mechanism in four different oscillation positions, with the first two points corresponding to the position of the servo motors and the last one corresponding to the tail tip. The distances between the points correspond to the lengths a_1 and a_2 mentioned in Fig. 5.

The thrust generated by the undulatory motion of the tail will be estimated using the Lighthill's Large Amplitude

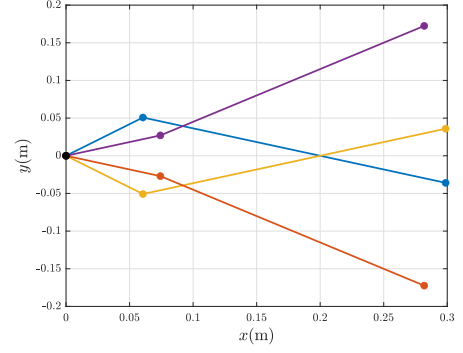


Fig. 6. Simulated tail kinematics.

Elongated Body Theory [22], [23]. This approach concentrates on the end of the caudal fin, as this is the point with the largest lateral displacement (and therefore the greatest impact on the water), and it considers that the total rate of change of momentum results from the sum of three components: (i) the rate of change of momentum that is left behind at the end of the tail blade, (ii) the rate of change of momentum due to pressure differences between the part of the water around the fish and the wake behind the fish, (iii) the reactive force F_{Prop} propelling the fish forward [23]. Thus, the thrust force (F_{Prop}) produced due to the periodic undulatory motion of the tail is expressed by equation (14)

$$F_{Prop} = \left(mwk \sin \theta + \frac{1}{2} mw^2 \cos \theta \right)_{tail}, \quad (14)$$

where m is the added mass of the tail per unit length, θ is the angle between the tail surface and the swimming direction x , k and w are the tangential and perpendicular components of the instantaneous velocity vector of the tail tip, as shown in Fig. 7.

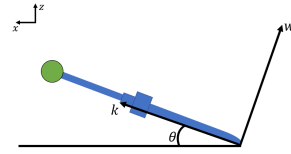


Fig. 7. Diagram from the 2nd servo motor to the tail tip.

These components of the instantaneous velocity vector of the tail tip are mathematically defined by equation (15)

$$\begin{aligned} k &= \frac{dz}{dt} \sin \theta + \frac{dx}{dt} \cos \theta, \\ w &= \frac{dz}{dt} \cos \theta - \frac{dx}{dt} \sin \theta. \end{aligned} \quad (15)$$

The θ angle results, as seen in Fig. 6, from the combined actuation of both servo motors. In an initial approach to modeling the BUV TOBIAS, it is assumed that they produce, at the tail tip, a sinusoidal oscillation behavior that is mathematically defined by equation (16)

$$\theta(t) = \theta_A \sin(2\pi ft), \quad (16)$$

where θ_A and f are control parameters of the biomimetic propulsion, defining, respectively, the oscillation amplitude and frequency of the tail tip.

That said, taking into account the trigonometric relationships presented in Fig. 7, the derivatives $\frac{dx}{dt}$ and $\frac{dz}{dt}$ mentioned in equation (15), can be roughly approximated by equation (17)

$$\begin{aligned}\frac{dx}{dt} &= \frac{d(a_2 \cos \theta)}{dt} = -a_2 \sin \theta \frac{d\theta}{dt}, \\ \frac{dz}{dt} &= \frac{d(a_2 \sin \theta)}{dt} = a_2 \cos \theta \frac{d\theta}{dt},\end{aligned}\quad (17)$$

where a_2 is the length of the 2nd link (Fig. 5).

Another biomimetic propulsion control parameter is the Tail Deflection Angle (θ_{TDA}), which consists of the angle between the vehicle centerline and the tail oscillation centerline [1]. Thus, the maneuvering of the BUV TOBIAS in the horizontal plane is accomplished by changing this parameter, which consequently changes the direction of the generated thrust force, as shown in Fig. 8.

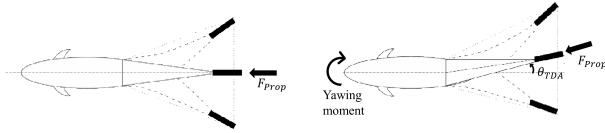


Fig. 8. Maneuvering through changing the angle θ_{TDA} .

Therefore, the forces and moments produced by the biomimetic propulsion system are defined according to equation (18) [1]

$$\tau_{Prop} = \begin{bmatrix} F_{Prop} \cos(\theta_{TDA}) \\ F_{Prop} \sin(\theta_{TDA}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ (F_{Prop} \sin(\theta_{TDA})) l_{CG} \end{bmatrix}, \quad (18)$$

where l_{CG} is the perpendicular distance between the tail tip and the CG. The recoil motions expressed through roll and yaw moments will be neglected, assuming that tail mass represents a small portion of the total mass of the vehicle and that the cross-sectional area of the vehicle is large enough [1], [22].

III. NUMERICAL SIMULATION

To verify the performance of the developed model, 3 basic maneuvers will be simulated: forward swimming, turning circle, dive and emersion.

A. Forward Swimming

It is shown in Fig. 9 the simulation results of the forward swimming, for various oscillation frequencies while keeping the amplitude equivalent to 10% of the vehicle length [23], implying roughly that $\theta_A = 27^\circ$. This shows the effect of increasing the oscillation frequency on the surge velocity, and it also indicates that the average values in each configuration

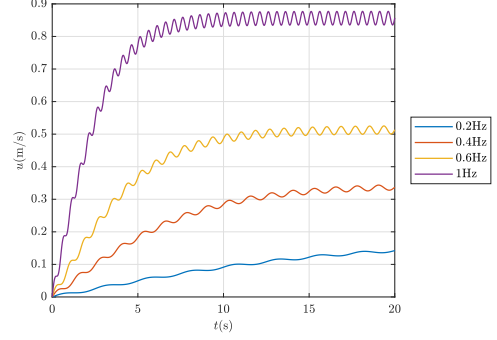


Fig. 9. Simulated forward swimming - surge velocity.

are slightly below the expected for a real fish [23], however this result would be expected as the vehicle, unlike a fish, has a rigid body [2].

B. Turning Circle

Fig. 10 shows the simulation results of the turning circle maneuver, while keeping the oscillation frequency and amplitude at 1Hz and 20° , and varying the tail deflection angle. The BUV initializes the movement by performing the forward swimming, stabilizing the surge velocity, and after that, at the instant indicated by the black star, it begins the maneuver by varying the parameter θ_{TDA} . This shows the rudder effect

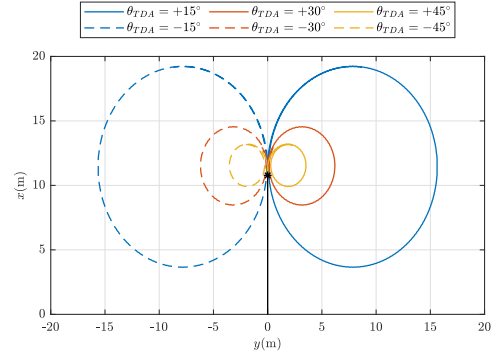


Fig. 10. Simulated turning circle.

produced by the tail deflection, verifying that the vehicle turns to starboard if $\theta_{TDA} > 0$ and to port otherwise. Furthermore, this simulation also shows, as expected, that the larger the θ_{TDA} the smaller the tactical diameter will be, obtaining values of 15.6m, 6.1m and 3.5m, respectively.

C. Dive and Emersion

Shown in Fig. 11 are the simulation results for dive and emersion, while keeping the parameters f , θ_A and θ_{TDA} constant throughout the maneuver with the values, 1Hz, 20° and 0° , respectively. The vehicle starts the simulation by performing a forward swimming, stabilizing the surge velocity, and after that, at the instant indicated by the black star, the pectoral fins on both sides (Port (P) and Starboard (S)) are actuated, varying their angle of attack. This figure shows the

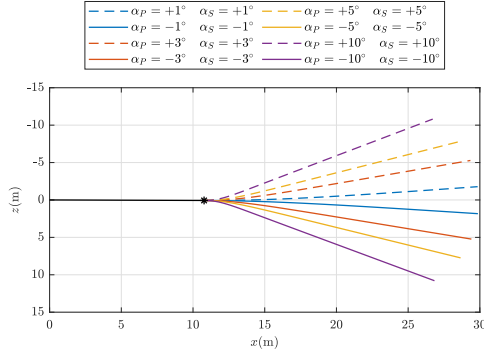


Fig. 11. Simulated dive and emersion.

effect produced by the pectoral fins, causing the BUV to dive when $\alpha < 0^\circ$ and ascend otherwise, also showing that the depth change is proportional to the increase in the angle of attack. The reason for this is due to the C_L provided in the NACA0012 data sheet, since for each angle of attack set, it affects the direction and magnitude of the lift force, causing the vehicle to vary its depth.

The depth variations, while diving and emerging, occur in an approximately symmetrical way, for the same actuation, in absolute value, of the pectoral fins. This occurs because the pectoral fins that equip the BUV TOBIAS have a symmetrical profile in relation to its horizontal plane, which also causes symmetrical lift coefficients.

IV. CONCLUSION

This paper presents an initial, and simple approach, to developing a mathematical model to describe the behavior of the biomimetic vehicle TOBIAS. The vehicle has an articulated tail, with two servo motors, that attempts to replicate the undulatory motion similar to a fish, and in order to control its motion it is also equipped with a pectoral fin on each side. The actuation of these servo motors and the pectoral fins allows testing different configurations of propulsion and maneuvering, verifying the vehicle's performance in a wide range of situations, being however aware of the physical operational limits of these actuators.

During the development of the mathematical model some assumptions were considered, in order to simplify the modelling process, namely in obtaining the hydrodynamic coefficients of the vehicle, where it was roughly approximated to simpler geometric shapes, and in the estimation of the thrust force generated by the undulatory motion of the tail where only the events occurring at its tip were taken into account.

The performance of the model under the different simulated maneuvers occurs as physically expected. However, due to the assumptions previously mentioned and others described throughout the paper, these results have a slight degree of uncertainty. That said, there is room for improvement, suggesting as future work, after the BUV TOBIAS construction is completed, the experimental validation of this model, as well as determining the hydrodynamic coefficients of the vehicle

in a test tank. After this validation and tuning of the model, control algorithms can be developed to simulate and test more complex maneuvers. In addition, by taking into account and including environmental events, such as ocean currents and waves, it will be possible to increase the realism of the model, producing more reliable simulations.

REFERENCES

- [1] A. N. A. Mazlan, "A Fully Actuated Tail Propulsion System for a Biomimetic Autonomous Underwater Vehicle," 2015.
- [2] C. M. Watts, "A Comparison Study of Biologically Inspired Propulsion Systems for An Autonomous Underwater Vehicle," pp. 175–178, 2009.
- [3] J. G. D. Paiva, "Desenvolvimento de um Veículo Autônomo Biomimético," Master's thesis, Escola Naval, 2020.
- [4] J. Liu and H. Hu, "Biological inspiration: From carangiform fish to multi-joint robotic fish," *Journal of Bionic Engineering*, vol. 7, no. 1, pp. 35–48, mar 2010.
- [5] R. Salazar, A. Campos, V. Fuentes, and A. Abdelkefi, "A review on the modeling, materials, and actuators of aquatic unmanned vehicles," *Ocean Engineering*, vol. 172, pp. 257–285, 2019.
- [6] Z. Guan, W. Gao, N. Gu, and S. Nahavandi, "3D hydrodynamic analysis of a biomimetic robot fish," *11th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision, ICARCV 2010*, no. December, pp. 793–798, 2010.
- [7] H. S. Kim, B. R. Lee, and R. J. Kim, "A study on the motion mechanism of articulated fish robot," *Proc. of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, ICMA 2007*, pp. 485–490, 2007.
- [8] J. Yu, L. Liu, and L. Wang, "Dynamic modeling and experimental validation of biomimetic robotic fish," *Proceedings of the American Control Conference*, vol. 2006, pp. 4129–4134, 2006.
- [9] P. Krishnamurthy, F. Khorrami, J. De Leeuw, M. E. Porter, K. Livingston, and J. H. Long, "A multi-body approach for 6DOF modeling of biomimetic autonomous underwater vehicles with simulation and experimental results," *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 1282–1287, 2009.
- [10] M. Bozkurtas, J. Tangorra, G. Lauder, and R. Mittal, "Understanding the hydrodynamics of swimming: From fish fins to flexible propulsors for autonomous underwater vehicles," *CIMTEC 2008 - Proceedings of the 3rd International Conference on Smart Materials, Structures and Systems - Mining Smartness from Nature*, vol. 58, pp. 193–202, 2008.
- [11] X. Yin, L. Jia, C. Wang, and G. Xie, "Modelling of thrust generated by oscillation caudal fin of underwater bionic robot," *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, vol. 37, no. 5, pp. 601–610, 2016.
- [12] V. Powers, C., Mellinger, D., Kushleyev, A., Kothmann, B., Kumar, Design, Modeling, and Characterization of a Miniature Robotic Fish for Research and Education in Biomimetics and Bioinspiration. IEEE, 2013, vol. 18, no. 287513.
- [13] P. Szymak, "Mathematical model of underwater vehicle with undulating propulsion," in *3rd International Conf. on Mathematics and Computers in Sciences and in Industry (MCSI)*. IEEE, 2016, pp. 269–274.
- [14] H. F. R. Araújo, "Projeto e desenvolvimento de um veículo autônomo biomimético de subsuperfície," Master's thesis, Escola Naval, 2020.
- [15] T. I. Fossen, *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. John Wiley & Sons, Ltd, apr 2011.
- [16] B. Ferreira, "Modelação e controlo de veículo submarino com quatro graus de liberdade," Master's thesis, FEUP, 2009.
- [17] T. I. Fossen, *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, Ltd, 1994.
- [18] S. C. Tang, "Modeling and simulation of the autonomous underwater vehicle, Autolycus," Master's thesis, MIT, 1999.
- [19] S. F. Hoerner, *Fluid Dynamic Drag: Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance*. Hoerner Fluid Dynamics, 1965.
- [20] T. Perez, *Ship Motion Control: Course Keeping and Roll Stabilisation Using Rudder and Fins*. Springer London, 2006.
- [21] J. J. Craig, *Introduction to Robotics: Mechanics and Control*. Pearson Prentice Hall, 2005.
- [22] M. J. Lighthill, "Large-amplitude elongated-body theory of fish locomotion," *Proceedings of the Royal Society of London. Series B. Biological Sciences*, vol. 179, no. 1055, pp. 125–138, 1971.
- [23] J. J. Videler, *Fish Swimming*. Springer Dordrecht, 1993.

Anexo I - Coeficientes de sustentação e de arrasto do perfil NACA0012

alpha	CL	CD	CDp	CM	Top_Xtr	Bot_Xtr
-30	-0,6699	0,34133	0,32832	0,08	1	0,3007
-29	-0,6596	0,33007	0,31678	0,0754	1	0,3205
-28	-0,6507	0,32081	0,30727	0,071	1	0,3405
-27	-0,635	0,30674	0,29295	0,0666	1	0,363
-26	-0,6228	0,2967	0,28266	0,0625	1	0,3888
-25	-0,605	0,28325	0,26897	0,0584	1	0,416
-24	-0,5894	0,27218	0,25766	0,0546	1	0,4452
-23	-0,5719	0,26079	0,24607	0,0509	1	0,4781
-22	-0,5519	0,2489	0,23394	0,0474	1	0,5152
-21	-0,5351	0,23991	0,22475	0,0446	1	0,5553
-20	-0,509	0,22617	0,2108	0,041	1	0,6005
-19	-0,4844	0,21452	0,19892	0,0379	1	0,65
-18	-0,4606	0,20471	0,18891	0,0352	1	0,7057
-17	-0,4265	0,19078	0,17475	0,031	1	0,7691
-16	-0,3936	0,17974	0,16345	0,027	1	0,8401
-15	-0,3468	0,16488	0,1483	0,0195	1	0,9228
-14	-0,275	0,14233	0,12534	0,0049	1	1
-13	-0,2504	0,13287	0,11557	0,001	1	1
-12	-0,2269	0,12368	0,10607	-0,0026	1	1
-11	-0,2056	0,11468	0,09669	-0,0061	1	1
-10	-0,1849	0,10521	0,08684	-0,0095	1	1
-9	-0,1644	0,09501	0,07621	-0,013	1	1
-8	-0,1448	0,08415	0,06492	-0,0164	1	1
-7	-0,1255	0,07285	0,05315	-0,0195	1	1
-6	-0,1056	0,06169	0,04155	-0,0222	1	1
-5	-0,0845	0,05145	0,03087	-0,0239	1	1
-4	-0,0623	0,04287	0,02193	-0,0241	1	1
-3	-0,0399	0,03641	0,0152	-0,0223	1	1
-2	-0,02	0,03213	0,01082	-0,0177	1	1
-1	-0,007	0,02974	0,00848	-0,0099	1	1

alpha	CL	CD	CDp	CM	Top_Xtr	Bot_Xtr
0	0	0,02896	0,00775	0	1	1
1	0,007	0,02973	0,00847	0,0099	1	1
2	0,02	0,03211	0,0108	0,0177	1	1
3	0,0399	0,03637	0,01517	0,0223	1	1
4	0,0623	0,04282	0,02189	0,0241	1	1
5	0,0844	0,0514	0,03083	0,0239	1	1
6	0,1055	0,06164	0,04149	0,0222	1	1
7	0,1253	0,07278	0,05308	0,0195	1	1
8	0,1445	0,08406	0,06483	0,0164	1	1
9	0,164	0,09488	0,07609	0,013	1	1
10	0,1844	0,10503	0,08667	0,0096	1	1
11	0,2048	0,11443	0,09646	0,0062	1	1
12	0,2261	0,12339	0,10579	0,0027	1	1
13	0,2495	0,13256	0,11527	-0,0009	1	1
14	0,2741	0,14198	0,125	-0,0048	1	1
15	0,3456	0,16433	0,14776	-0,0193	0,9225	1
16	0,3923	0,17919	0,16291	-0,0267	0,8399	1
17	0,4254	0,19031	0,17429	-0,0309	0,7689	1
18	0,4593	0,20418	0,1884	-0,035	0,7056	1
19	0,4832	0,21403	0,19844	-0,0377	0,65	1
20	0,5078	0,22566	0,21029	-0,0408	0,6005	1
21	0,5338	0,23936	0,22421	-0,0443	0,5553	1
22	0,5506	0,24832	0,23337	-0,0472	0,5153	1
23	0,5704	0,26014	0,24542	-0,0507	0,4782	1
24	0,588	0,27149	0,25698	-0,0543	0,4453	1
25	0,6036	0,28254	0,26826	-0,0581	0,4161	1
26	0,6214	0,29599	0,28195	-0,0622	0,3889	1
27	0,6334	0,3059	0,29211	-0,0662	0,3631	1
28	0,6493	0,32002	0,30648	-0,0706	0,3406	1
29	0,658	0,32917	0,31588	-0,075	0,3207	1
30	0,6683	0,34032	0,32732	-0,0796	0,3009	1