



TÉCNICO
LISBOA

Modelação Hidrodinâmica de Sistemas de Arfagem para Conversão de Energia de Ondas

Pedro Tomás Pestana Mendonça

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia e Arquitetura Naval

Orientadores: Prof. Dr. Carlos Guedes Soares, Prof. Dr. José Miguel Rodrigues

Júri

Presidente: Prof. Dr. Yordan Garbatov

Orientador: Prof. Dr. Carlos Guedes Soares

Vogal: Prof. Dr. Serge Sutulo

Dezembro 2016

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Abstract

This work presents a detailed study of the hydrodynamics modeling of a set of three distinct wave energy converters (WECs) based on real existing heaving point absorbers. For each WEC it is developed a frequency domain model to assess its performance for any given sea state. The hydrodynamic parameters are computed by the software WAMIT having posteriorly the solution of the motion equations and power take-off (PTO) optimization executed by a MatLab code specifically made to solve these problems. The WECs are chosen considering their different configurations and features, resulting in the study applicable to a wide range of different heaving systems. Comparison of the responses of each device in regular and irregular waves is performed and their performance, for a case study where wave climates at two sites in Madeira Archipelago are considered, is evaluated. Lastly, to gain insight into the uncertainties of WEC performance, several sensitivity tests are carried out with the respective results being discussed.

Key words: wave energy, point absorbers, heaving systems, WAMIT

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Resumo

Este trabalho apresenta um estudo detalhado sobre a modelação hidrodinâmica de um conjunto de três conversores de energia das ondas (CEO) baseados em absorsores pontuais de arfagem reais. Para cada CEO é desenvolvido um modelo no domínio da frequência de modo a avaliar o seu desempenho para um dado estado de mar. Os parâmetros hidrodinâmicos são calculados através do software WAMIT tendo posteriormente as soluções das equações de movimento e otimização do power take-off (PTO) executados por um código MatLab especificamente feito para a resolução destes problemas. Os CEOs são escolhidos considerando as suas diferentes configurações e características, resultando num estudo aplicável a uma gama ampla de diferentes sistemas de arfagem. São comparadas as respostas de cada dispositivo em ondas regulares e irregulares e o seu desempenho avaliado num caso de estudo onde são consideradas duas localizações no arquipélago da Madeira. Por fim, de modo a compreender algumas incertezas do desempenho dos CEOs, vários testes de sensibilidade são realizados com os respetivos resultados discutidos.

Palavras-chave: Energia das ondas, absorsores pontuais, sistemas de arfagem, WAMIT

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Índice

Abstract.....	ii
Resumo	iv
Índice	vi
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xii
Lista de Abreviações	xiv
Conversores de Energia das Ondas	1
1.1. Motivação	1
1.2. Contexto Histórico	2
1.3. Classificação dos CEOs	3
Classificação de Acordo com o Design	3
1.3.1. Absorção Pontual	3
Sistemas de Arfagem.....	4
Sistemas Submersos de Arfagem	5
1.3.2. Atenuadores e Terminadores	6
1.3.3. Overtopping	8
1.3.4. Coluna de Água Oscilante (CAO).....	10
1.4. Classificação do CEO de Acordo com a Distância	11
Fundamentos Teóricos.....	13
2.1. Teoria Linear das Ondas de Superfície.....	13
2.2. Energia das ondas.....	16
2.3. Sistema de Corpos em Oscilação	17
2.3.1. Equações do Movimento.....	18
Sistema de Dois Corpos em Arfagem	18
Sistemas de Corpo Único em Arfagem	20

2.4.	Ondas Irregulares.....	20
	Altura Significativa de Onda.....	21
2.5.	WAMIT.....	22
	2.5.1. Problema de Radiação e Difração.....	22
	Resposta Dinâmica a Ondas Regulares	25
3.	Sistemas Modelados.....	25
3.1.	Métodos Numéricos.....	26
3.2.	Coeficientes hidrodinâmicos.....	31
	3.2.1. Massa adicionada.....	31
	3.2.2. Amortecimento por Radiação.....	33
	3.2.3. Forças de Excitação	33
	3.2.4. Efeitos Viscosos	34
3.3.	Absorção de Energia	36
	3.3.1. Estratégias de Maximização de Absorção de Energia.....	36
	3.3.2. Otimização do PTO	37
	3.3.3. Resultados.....	38
	Efeitos das Estratégias dos PTOs	41
	3.3.4. Efeitos da Variação da Massa.....	43
	3.3.5. Respostas Otimizadas.....	44
3.4.	Conclusões	46
	Resposta Dinâmica a Ondas Irregulares	47
4.	Ondas Irregulares.....	47
4.1.	Ambiente Marítimo	47
	4.1.1. Estados de Mar.....	48
4.2.	Potência Absorvida em Ondas Irregulares.....	49
	4.2.1. Restrições de Movimento	50
4.3.	Resultados.....	50
	Discussão dos Resultados.....	51
4.4.	Caso de Estudo no Arquipélago da Madeira.....	52
	Resultados.....	54

Discussão de Resultados	58
4.4.1. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação da Resistência Viscosa	59
4.4.2. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação de Parâmetros de Projeto	61
Discussão de Resultados	62
4.4.3. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação das Restrições de Movimento	63
4.5. Conclusões	65
Conclusões	67
Referências	69

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Lista de Figuras

Figura 1- Propagação das ondas sob efeito do vento.	1
Figura 2- Níveis de energia mundiais.....	2
Figura 3- Relação entre o preço do petróleo e investigação na energia das ondas	3
Figura 4- AbsorSOR pontual WaveBob.	4
Figura 5- AbsorSOR pontual PowerBuoy	5
Figura 6- Representação do funcionamento do AWS.....	6
Figura 7- AbsorSOR pontual AWS.....	6
Figura 8- Classificação dos CEOs.	6
Figura 9- Representação esquemática do funcionamento do Salter Duck.....	7
Figura 10- Terminador Salter Duck.....	7
Figura 11- Atenuador Pelamis a).	8
Figura 12- Atenuador Pelamis b).	8
Figura 13- Overtopping TapChan.....	9
Figura 14- Funcionamento do overtopping Wave Dragon.	9
Figura 15- Overtopping Wave Dragon.	10
Figura 16- Representação do funcionamento dos CAOs.	10
Figura 17- CAO da ilha do Pico.....	11
Figura 18- Graus de liberdade de um corpo livre flutuante.....	17
Figura 19- Representação da elevação da superfície livre do mar.....	20
Figura 20- Representação da sobreposição dos problemas de radiação e difração.	22
Figura 21- Funcionamento do CEO C.....	26
Figura 22- CEO A.	26
Figura 23- CEO B.	26
Figura 24- CEO C.	26
Figura 25- Interface água-ar no interior do CEO C.	30
Figura 26- Corpo combinado flutuador + corpo fixo do CEO C.	30
Figura 27- Massa adicionada do corpo reactante A.	32
Figura 28- Massa adicionada do corpo reactante B.	32
Figura 29- Massa adicionada do flutuador C.	32

Figura 30- Resposta em oscilação livre dos corpos reactantes A e B.....	33
Figura 31- Amortecimento de radiação dos sistemas.....	33
Figura 32- Forças de excitação.....	34
Figura 33- Representação esquemática das estratégias dos PTOs.....	37
Figura 34- Potência maximizada para CEO A.	39
Figura 35- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO A.	39
Figura 36- Potência maximizada para CEO B.	40
Figura 37- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO B.	40
Figura 38- Potência maximizada para CEO C.	41
Figura 39- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO C.	41
Figura 40- Comparação da amplitude de arfagem para CEO B com diferentes estratégias dos PTOs..	42
Figura 41- Comparação da potência absorvida para CEO B com diferentes dos PTOs.....	43
Figura 42- Efeitos da variação da massa.....	43
Figura 43- Amplitudes de resposta dos CEOs.....	44
Figura 44- Potência absorvida pelos CEOs.	44
Figura 45- Comparação entre o espectro Pierson- Moskowitz e o espectro JONSWAP.....	48
Figura 46- Espectros dos estados de mar estudados.....	49
Figura 47- Representação em condições extremas dos locais de estudo.	52
Figura A. 1- Dimensões corpo reactante A	71
Figura A. 2- Dimensões corpo reactante B	72
Figura A. 3- Dimensões CEO C	73
Figura A. 4- Dimensões flutuador A e B.....	74
Figura B. 1- Resistência viscosa ascendente do flutuador C.....	75
Figura B. 2- Diâmetro equivalente do flutuador C.....	76
Figura B. 3- Resistência viscosa ascendente do flutuador C.....	76

Lista de Tabelas

Tabela 1- Coeficientes de resistência.	35
Tabela 2- Parâmetros ótimos do PTO.....	45
Tabela 3- Estados de mar estudados.	49
Tabela 4- Resultados do estudo aos diversos estados de mar	51
Tabela 5- Diagrama de dispersão para MA1.	53
Tabela 6- Diagrama de dispersão para PS1.....	53
Tabela 7- Valores médios de MA1 e PS1	54
Tabela 8- Potência absorvida [kW] do CEO A em MA1.....	54
Tabela 9- Potência absorvida [kW] do CEO B em MA1.....	55
Tabela 10- Potência absorvida [kW] do CEO C em MA1.	55
Tabela 11- Potência absorvida [kW] do CEO A em PS1.	56
Tabela 12- Potência absorvida [kW] do CEO B em PS1.	56
Tabela 13- Potência absorvida [kW] do CEO C em PS1.....	57
Tabela 14- Potência média absorvida pelos CEOs e parâmetros ótimos do PTO em MA1.	57
Tabela 15- Potência média absorvida pelos CEOs e parâmetros ótimos do PTO em PS1.....	57
Tabela 16- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO A.	59
Tabela 17- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO B.	60
Tabela 18- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO C.	60
Tabela 19- Diferenças médias obtidas [%].....	60
Tabela 20- Resultados do teste de sensibilidade à variação de m_2 para CEO A.	61
Tabela 21- Resultados do teste de sensibilidade à variação do diâmetro da heave plate para CEO B.	62
Tabela 22- Resultados do teste de sensibilidade à variação de profundidade para CEO C.....	62
Tabela 23- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO A.....	63
Tabela 24- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO B.....	64
Tabela 25- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO C.....	64
Tabela 26- Resultados médios do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para os CEOs [%].....	64

Tabela A. 1- Especificações dos modelos	74
Tabela B. 1- Coeficientes de atrito viscoso ascendente	75
Tabela B. 2- Coeficientes de atrito viscoso descendente	76
Tabela D. 1- Matriz de potência do CEO A em MA1 [kW]	78
Tabela D. 2- Matriz de potência do CEO B em MA1 [kW]	78
Tabela D. 3- Matriz de potência do CEO C em MA1 [kW]	79
Tabela D. 4- Matriz de potência do CEO A em PS1 [kW]	79
Tabela D. 5- Matriz de potência do CEO B em PS1 [kW]	80
Tabela D. 6- Matriz de potência do CEO C em PS1 [kW]	80

Lista de Abreviações

AWS- Archimedes Wave Swing

BEM- Boundary Element Method

CAO- Coluna de Água Oscilante

CEO- Conversor de Energia de Ondas

JONSWAP- Joint North Sea Wave Project

PTO- Power Take-Off

SWAN- Simulating Wave Nearshore

WAMIT- Wave Analysis MIT

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Capítulo 1

Conversores de Energia das Ondas

1.1. Motivação

Dos 173000 TW de energia solar que chegam à atmosfera da Terra, 1200 TW são convertidos em energia cinética sob a forma de vento que ao atuar na superfície oceânica, gera correntes e poderosas ondas [1]. Estas ondas podem viajar grandes distâncias sem perdas significativas de energia e com uma densidade energética muito superior à solar ou eólica.

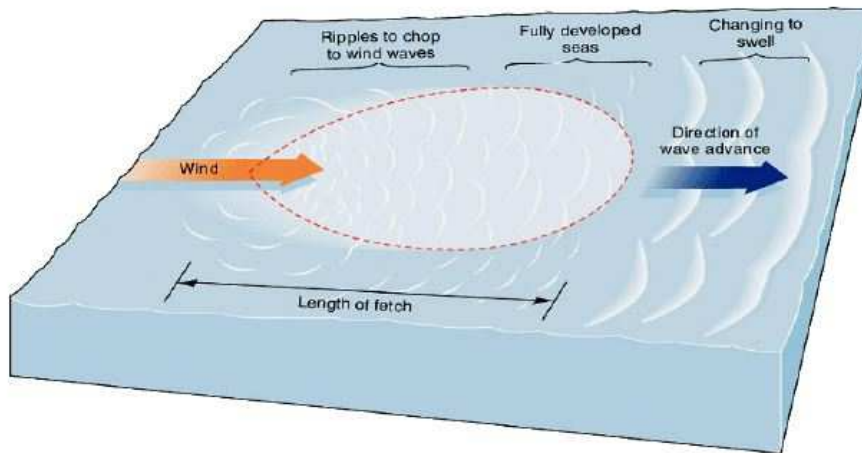


Figura 1- Propagação das ondas sob efeito do vento (Garrison 2004).

Uma onda transporta tanto energia cinética como potencial gravítica sendo que a energia total da mesma depende principalmente de dois parâmetros: a altura H e o período T [2] É estimado que 1 TW atinge as costas mundialmente sendo possível extrair até 25% dessa energia, revelando assim ser um importante recurso energético à disposição do Homem.

Tendo estes fenómenos em mente, diversos inventores inspiraram-se nas possibilidades de converter a energia das ondas em energia utilizável.



Figura 2- Níveis de energia mundiais em [kW/m] (FEM 2009).

1.2. Contexto Histórico

A primeira patente relativa a um dispositivo de conversão de energia proveniente das ondas é datada de 1799 quando Monsieur Girard e o seu filho desenvolveram um protótipo capaz de transferir energia do movimento das ondas para serras mecânicas, moinhos e outras maquinarias pesadas [3].

Em 1910, Bouchaux-Praceique desenvolveu o primeiro dispositivo conversor de energia das ondas em energia elétrica a fim de a fornecer à sua casa em Royan, Bordeaux. Este é considerado o primeiro dispositivo de coluna de água oscilante (CAO) alguma vez a ser construído [4].

Com o passar dos anos, vários dispositivos conversores de energia das ondas (CEO) foram desenvolvidos, chegando a mais de mil patentes registadas já em 1980 [5]. Com o aumento do interesse neste campo da energia, várias conferências têm sido realizadas sobre o tema, assim como o aumento de artigos publicados.

Yoshio Masuda (1925-2009), um antigo oficial naval da marinha japonesa, poderá ser considerado como o pai da tecnologia moderna das ondas devido aos seus estudos intensivos na área desde dos anos 40. Entre os seus principais trabalhos é de destacar uma boia de navegação alimentada pela energia das ondas. Esta boia encontrava-se equipada com uma turbina de ar, sendo considerada como um dispositivo de coluna de água oscilante [6].

Mais tarde, em 1976, Masuda contribuiu igualmente para a construção de uma barça de nome Kaimei, sendo fundeada no Mar do Japão. Esta embarcação estava equipada com diversas combinações de CAOs e turbinas de modo a testar as suas performances *offshore*. Contudo os resultados da energia obtida ficaram aquém das expectativas [7].

Depois da crise do petróleo em 1973, vários centros de pesquisa e universidades revelaram interesse na busca de energias alternativas como a energia das ondas. Fundos governamentais para investigação e desenvolvimento foram atribuídos a estes centros sendo o Reino Unido, Suécia e Noruega os países impulsionadores destas pesquisas [8]. Todavia, o investimento desta tecnologia

demonstra-se sensível ao preço dos combustíveis fósseis pelo que a sua variação acompanha o comportamento do mesmo. Assim sendo, nos períodos de preços mais baixos, o investimento nesta tecnologia sofreu igualmente uma forte redução. (Fig. 3) [9]. Mais recentemente, no seguimento do protocolo de Kyoto, houve um retorno ao estudo das energias renováveis, incluindo a energia das ondas.

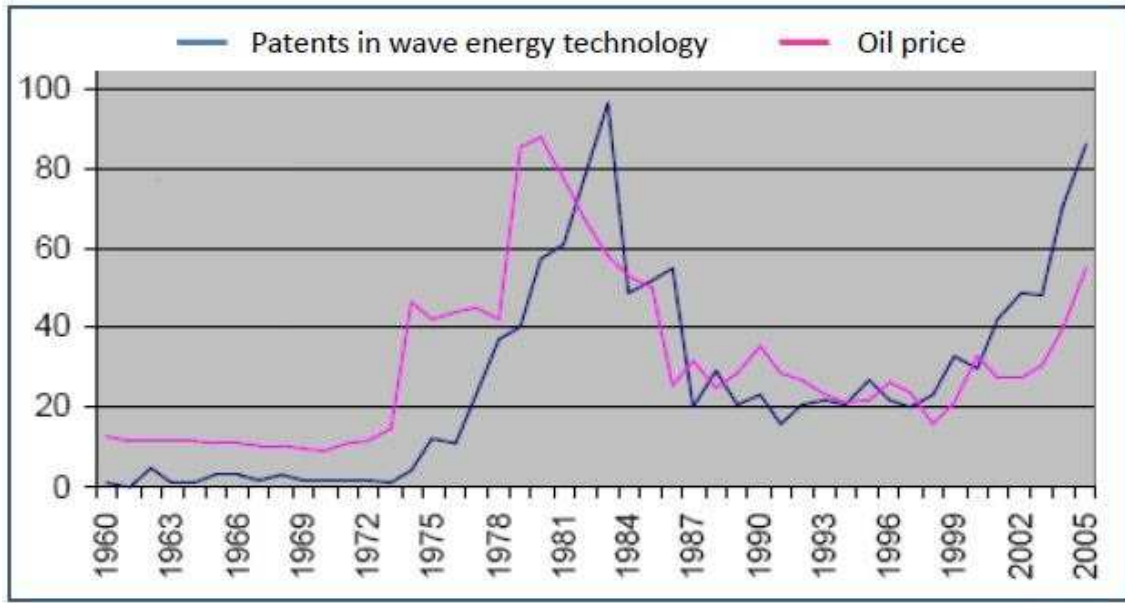


Figura 3- Relação entre o preço do petróleo e investigação na energia das ondas (National Geographic, vol.205).

1.3. Classificação dos CEOs

Classificação de Acordo com o Design

Os CEOs podem ser classificados de acordo com a sua geometria, tamanho, orientação e tecnologia: absorvedores pontuais (*point absorbers*), terminadores (*terminators*), progressivos ou atenuadores (*attenuators*), conversores por galgamento (*overtopping*) e coluna de água oscilante (*oscillating water column*).

Seguem-se alguns exemplos de dispositivos de acordo com a sua classificação.

1.3.1. Absorvedor Pontual

É denominado de absorvedor pontual um dispositivo cujas dimensões são muito menores comparadas com o comprimento de onda predominante. Um absorvedor pontual poderá ser um corpo flutuante de superfície ou colocado abaixo da mesma. A energia é obtida através do movimento relativo entre os seus componentes que por sua vez por intermédio de mecanismos de conversão *power take-off* (PTO) lineares ou rotacionais, permite a conversão da energia das ondas. Tipicamente este tipo de dispositivo apresenta uma largura de banda estreita, uma vez que esta característica está diretamente relacionada

com o tamanho do CEO quando comparado com o comprimento de onda. Assim sendo, são particularmente eficientes apenas dentro de gama curta de frequências espectrais presentes num determinado estado do mar.

Sistemas de Arfagem

Um dispositivo de absorção pontual em arfagem explora a energia das ondas com base no movimento com o mesmo nome sendo os outros movimentos restringidos por intermédio dos sistemas de amarração fixos ou outras soluções.

Devido à simplicidade do seu design e problema hidrodinâmico inerente à sua análise, estes dispositivos têm sido vastamente estudados ao longo dos anos. Dado que estes sistemas apresentam semelhanças entre si no que toca ao seu funcionamento tendo como principais diferenças os PTOs, os resultados dos estudos avançados para determinados sistemas poderão ser igualmente utilizados para novos dispositivos: uma grande vantagem para as fases iniciais do projeto.

Seguem alguns exemplos de dispositivos de absorção pontual em arfagem.

WaveBob

O WaveBob, desenvolvido na Irlanda, consiste em duas boias co-axiais axissimétricas cujo movimento axial relativo é convertido em energia elétrica através de um sistema hidráulico. O corpo reactante (corpo 2 na Fig. 4) está rigidamente conectado ao flutuador e tem como função aumentar a inércia sem reduzir as forças de excitação e dissipação. Com a variação da massa do corpo reactante é igualmente possível sintonizar a frequência natural de oscilação com a frequência das ondas incidentes [10].

Chegou-se a realizar um teste à escala 1:4 nas águas de Galway Bay (Irlanda). Todavia, devido a problemas de investimento, o projeto encontra-se encerrado [11].

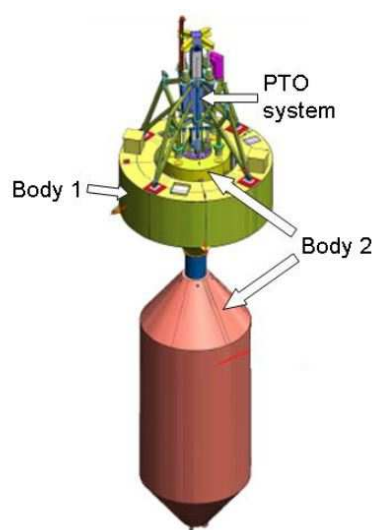


Figura 4- Absorvedor pontual WaveBob (WaveBob Ltd).

PowerBuoy

O PowerBuoy é um dispositivo desenvolvido pela Ocean Power Technology. Este consiste num flutuador, numa boia SPAR e numa *heave plate* (ver Fig. 5). Uma vez que a onda atinge o dispositivo, o flutuador oscila no movimento de arfagem enquanto que a SPAR devido ao *heave plate* mantém-se relativamente estacionária [12]. O movimento relativo destes dois corpos aciona um sistema mecânico contido na SPAR que converte o movimento de translação em rotativo. Um protótipo de 40 kW, sem conexão à rede, foi colocado na costa de Santoña, norte de Espanha, em setembro de 2008 [13,14].

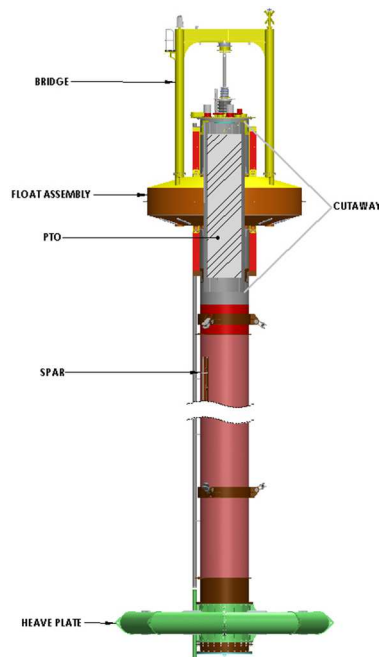


Figura 5- Absorvedor pontual PowerBuoy (Ocean Power Technologies).

Sistemas Submersos de Arfagem

Archimedes Wave Swing (AWS)

Ao contrário do WaveBob e PowerBuoy, o AWS é um dispositivo totalmente submerso. Desenvolvido nos Países Baixos, este consiste num corpo oscilante (flutuador) e num outro corpo, interno, fixo ao fundo do mar. O flutuador varia a sua posição com a variação da elevação da superfície livre devido à pressão relativa entre o exterior e o interior do flutuador que se encontra com ar comprimido, atuando este como uma mola equivalente no sistema dinâmico (ver Fig. 6). A movimento aplica-se uma resistência através de um gerador elétrico linear, sendo este o primeiro dispositivo a utilizar um PTO deste tipo.

Um protótipo de 2 MW foi construído e testado na costa norte de Portugal em 2004 (ver Fig. 7) [2,15].

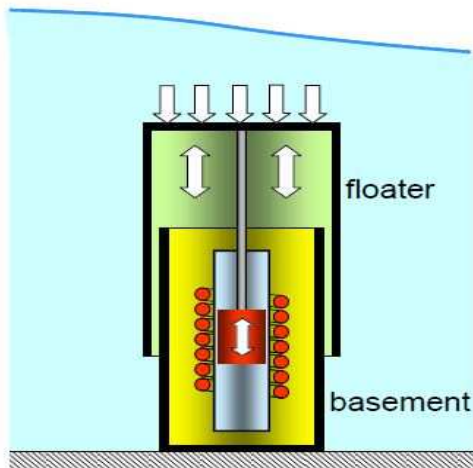


Figura 6- Representação do funcionamento do AWS.



Figura 7- Absorvedor pontual AWS.

1.3.2. Atenuadores e Terminadores

Tanto os atenuadores como os terminadores são dispositivos flutuantes alongados horizontalmente com dimensões próximas às dimensões do comprimento de onda, diferindo na orientação. Por apresentarem estas dimensões, estes sistemas apresentam uma largura de banda mais ampla que os absorvedores pontuais.

Um atenuador é um dispositivo alinhado paralelamente à direção de propagação da onda predominante e deste modo a onda viaja ao longo do seu comprimento. Tipicamente, o atenuador segue a elevação superfície livre sendo este articulado em diversos pontos com a energia absorvida sendo o resultado do movimento relativo entre os corpos flutuantes.

Tendo uma orientação perpendicular ao atenuador, o terminador é colocado paralelamente à crista da onda sendo este um CEO que “termina” a onda, uma vez que o seu extenso comprimento afeta a frente de onda de forma semelhante a esta atingir uma parede. A energia absorvida é sobretudo devido ao comprimento da frente de onda.

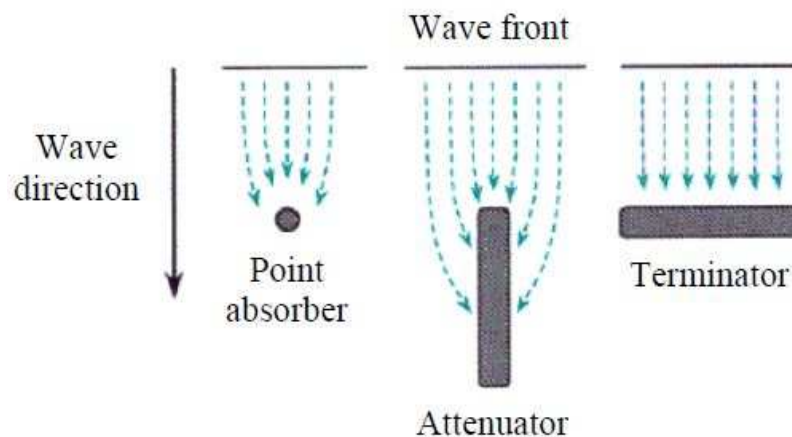


Figura 8- Classificação dos CEOs (Falnes, 2003).

Salter Duck

Em 1974, o projeto Salter Duck foi proposto pela Universidade de Edimburgo após um ano de pesquisas em CEOs para fazer face à crise do petróleo [16]. Desde então, o Salter Duck tem vindo a sofrer alterações de modo a melhorar o seu desempenho, tendo sido sujeito a uma considerável revisão no seu design em 1998.

Resumidamente, o Salter Duck consiste num CEO que utiliza a onda incidente para provocar uma rotação dos seus componentes. O perfil do Salter Duck consiste numa figura assimétrica, apresentando numa extremidade uma parte concava semicilíndrica e na outra extremidade um perfil afunilado com uma aresta viva (ver Fig. 9). A assimetria do corpo gera então uma rotação com a propagação da onda. Uma câmara tubular longitudinal garante a flutuabilidade do dispositivo. Cada corpo tem 45 metros de comprimento e um diâmetro máximo de 11.4 metros [17].

De modo a aproveitar os longos comprimentos das frentes de onda, vários Salter Ducks são conectados por correntes podendo girar independentemente em torno do eixo central. A rotação em torno do eixo resulta em produção de energia uma vez que cilindros hidráulicos estão montados na sua junção ao do corpo. Devido às suas articulações flexíveis entre os vários corpos, este CEO é capaz de resistir a agitações marítimas extremas [8].

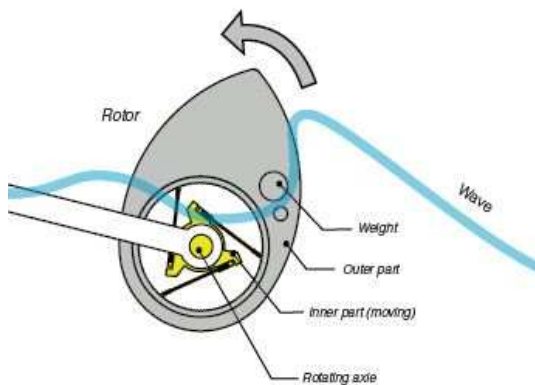


Figura 9- Representação esquemática do funcionamento do Salter Duck.

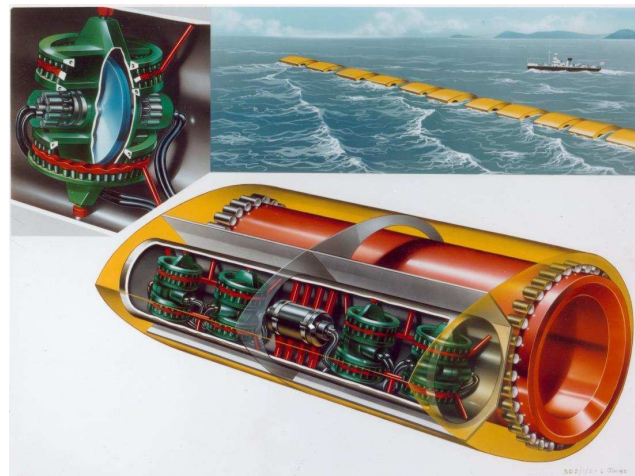


Figura 10- Terminador Salter Duck (Universidade de Edimburgo).

Pelamis

O Pelamis é um CEO semi-submersível composto por 4 cilindros ocos conectados por três articulações. Este CEO possui um sistema de amarração flexível que permite oscilar com as ondas. Uma vez que a onda incidente viaja ao longo do seu comprimento, o movimento relativo entre os corpos produz energia devido à presença de cilindros hidráulicos nas suas articulações (ver Fig.11 e Fig. 12). Ao resistirem ao movimento, os cilindros hidráulicos bombeiam óleo a alta pressão que ativa um gerador hidráulico capaz de produzir até 250 kW [18].

O primeiro protótipo à escala real foi desenvolvido na Escócia e testado na sua costa. O Pelamis tornou-se então no primeiro conversor a gerar energia elétrica para a rede em 2004.

Um conjunto de três unidades de 750 kW foi instalado na costa portuguesa em 2008 tornando-se assim a primeira wave farm com ligação à rede em todo o mundo [2].



Figura 11- Atenuador Pelamis a).



Figura 12- Atenuador Pelamis b).

1.3.3. Overtopping

Os sistemas *overtopping* (de galgamento) têm como princípio a acumulação de grandes quantidades de água dentro de um reservatório a um nível superior do nível da água exterior transformando assim a energia cinética das ondas em energia potencial.

TapChan

O TapChan (*Tapered Channel Wave Power Device*) é um dispositivo desenvolvido na Noruega nos anos 80, consistindo num canal convergente montado na costa com paredes de 7 metros acima do nível médio da água. A onda entra pela abertura mais larga do canal e ao propagar pelas paredes gradualmente mais estreitas, amplifica a sua altura galgando para um reservatório no final do canal (ver Fig. 13).

A energia cinética da onda é então convertida em energia potencial e armazenada dentro do reservatório. A água dentro do reservatório retorna ao mar passando por uma turbina hidráulica que gera energia elétrica com a sua rotação [3].

Um protótipo do TapChan foi testado em 1985 em Toftestallen, Noruega e operou com sucesso durante 6 anos até 1991. Durante uma operação para melhoria do seu desempenho, o TapChan acabou seriamente danificado e o projeto terminou [17].

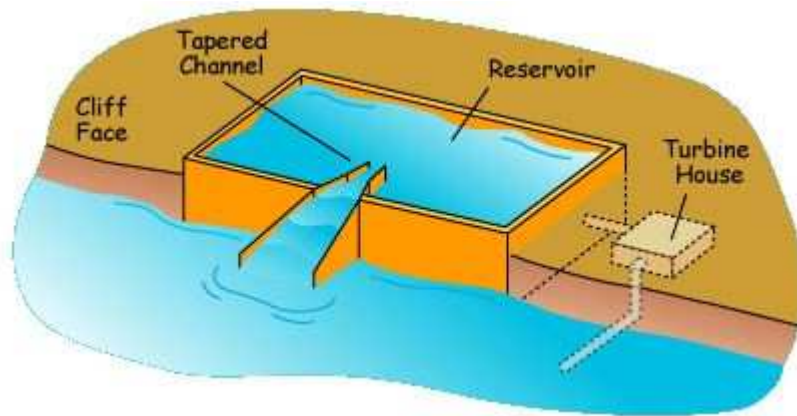


Figura 13- Overtopping TapChan.

Wave Dragon

O Wave Dragon é um dispositivo offshore com um reservatório flutuante desenvolvido na Dinamarca e baseado no conceito do TapChan.

O seu design consiste em dois braços refletivos curvos posicionados em ambos os lados do reservatório. Cada um dos braços possui uma rampa que permite o galgamento da onda ao aumentar a sua amplitude. A água embarcada no reservatório é então armazenada a um nível superior ao do nível médio do mar retornando posteriormente ao mar passando através de uma turbina hidráulica movida pela pressão da coluna de água (ver Fig.14).

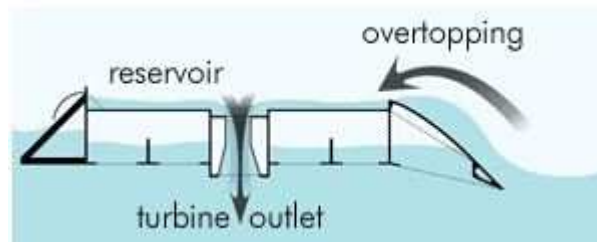


Figura 14- Funcionamento do overtopping Wave Dragon.

Um modelo à escala foi testado entre 1998 e 2000 revelando bons desempenhos do Wave Dragon em vários estados de mar. Também foi concluído que este sistema apresenta uma baixa sensibilidade à orientação da onda dominante.

Em março de 2003, um protótipo à escala de 1:4 foi lançado e testado na costa norte da Dinamarca. Neste modelo foram testadas sete configurações de turbinas funcionando em paralelo [19].



Figura 15- Overtopping Wave Dragon.

1.3.4. Coluna de Água Oscilante (CAO)

O sistema de coluna de água oscilante consiste numa estrutura parcialmente submersa com uma abertura abaixo do nível da água e uma câmara de ar de grandes dimensões por cima. As oscilações da superfície livre interna provocada pelas ondas incidentes forçam a saída do pelo através de uma turbina bidirecional ligada a um gerador elétrico. A turbina bidirecional faz uso do fluxo de ar em ambas direções, fazendo com que esta também seja capaz de produzir energia quando o ar exterior volta a preencher o espaço câmara como é esquematicamente representado na Fig.16.

De modo a otimizar o PTO de um CAO, este deverá estar dimensionado de tal forma a sintonizar o período de ondas característico do local onde opera com o período natural do sistema. Deste modo o seu design terá de ser elaborado especificamente para o local de operação tendo em conta o seu ambiente marítimo [20].

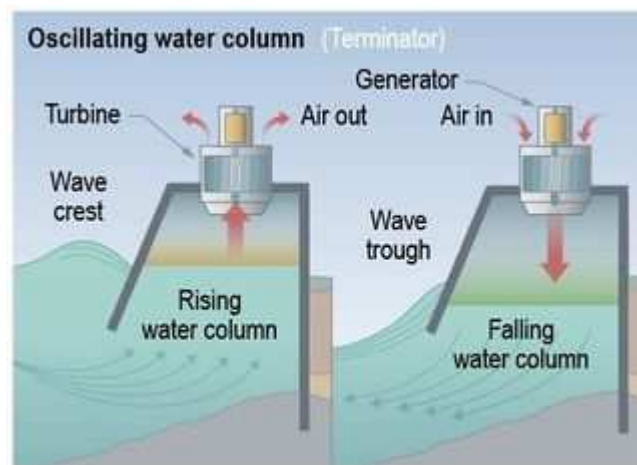


Figura 16- Representação do funcionamento dos CAOs (OpenEI).

CAO da ilha do Pico

O CAO costeiro da ilha do Pico, Açores (ver Fig. 17) foi designado como uma instalação de teste à escala real para promover a pesquisa e investigação da energia das ondas e ao mesmo tempo fornecer energia elétrica de acordo com as necessidades locais uma vez conectada à rede.

A sua construção iniciou-se em 1995, numa ravina em Porto Cachorro, tendo sido dimensionada para produzir 400 kW através de uma turbina Wells [3]. A sua estrutura é composta por betão armado, fixo ao solo rochoso da ravina.

Durante os testes iniciais (1995-1999), vários problemas condicionaram a sua utilização, tendo sido obrigada a interromper a sua operação por diversas vezes. Os testes recomeçaram em 2005 quando o complexo foi conectado à rede elétrica com sucesso. Devido a problemas de ressonância estrutural, o CAO da ilha do pico nunca foi capaz de operar em condições ótimas, limitando a sua produção ao 20-70 kW [2].



Figura 17- CAO da ilha do Pico.

1.4. Classificação do CEO de Acordo com a Distância

Um CEO é considerado costeiro (*shoreline*) se situado na costa, próximo da costa (*near-shore*) se operar em águas pouco profundas e de alto-mar (*offshore*) se operar em águas profundas.

Os sistemas *shoreline* normalmente encontram-se fixados a superfícies rochosas na costa. Têm a vantagem de ser facilmente instalados e baixos custos de manutenção devido ao fácil acesso. A ausência de sistemas de amarração, longos cabos elétricos submersos e o aproveitamento de ondas costeiras com maior frequência são outros pontos a favor que levam a considerar este sistema. Em contrapartida, o impacto visual, ocupação de espaço em terra e a exploração de ondas menos energéticas são desvantagens para a sua utilização.

Os dispositivos *near-shore* encontram-se normalmente assentes no fundo do mar onde as profundidades são bastante reduzidas, tipicamente entre 10 a 30 metros. Estes possuem geralmente todas as vantagens dos sistemas costeiros e ao mesmo tempo encontram-se expostos a ondas mais energéticas.

Já os sistemas *offshore* são instalados em locais de grande profundidade e por isso capazes de explorar um regime mais energética uma vez que as perdas de energia nesta zona são mínimas. Todavia, estes sistemas necessitam de longos e complexos sistemas de amarração e longos cabos

elétricos submersos que sofrem grandes perdas energéticas devido à sua distância à costa. Uma vez que estes sistemas lidam com ambientes hostis associados a um regime de ondas mais poderoso, é necessário que possuam configurações mais robustas que outros tipos de CEOs devido às elevadas cargas a que estão expostos e ao rápido desgaste dos seus componentes. Por estas razões revela-se também um sistema com custos mais elevados de operação.

Capítulo 2

Fundamentos Teóricos

Neste capítulo são descritos os fundamentos teóricos nos quais se baseiam os cálculos efetuados nesta tese. A nomenclatura adotada baseia-se em [14].

2.1. Teoria Linear das Ondas de Superfície

As ondas consideradas neste estudo são resultado de perturbações na interface água-ar. Estas ondas são comumente denominadas de ondas gravíticas uma vez que estão sujeitas à força gravítica para a sua restituição. A causa mais comum para estas perturbações na superfície deve-se à ação do vento, contudo poderá acontecer igualmente devido à ação de um corpo em movimento.

É também uma das forças de restituição a tensão superficial. Contudo esta pode ser desprezada uma vez que para ondas maiores que 0.1 m de comprimento, os seus efeitos são poucos significativos.

Nesta teoria, uma onda consiste em um corpo homogêneo de água, incompressível e de densidade ρ que se mantém constante ao longo do seu comprimento. A viscosidade e outros efeitos dissipativos não são contemplados.

O sistema referencial cartesiano (x, y, z) , é adotado e z traduz a componente vertical ascendente relativamente à elevação da superfície livre, com a origem do referencial na superfície livre não perturbada.

A pressão $p(x, y, z)$ na água para a ausência de ondas é dada por:

$$p_0 = p_{atm} - \rho g z, \quad (2.1)$$

onde p_{atm} é a pressão atmosférica e g a aceleração gravítica. No caso de perturbações, a variação de pressão é:

$$p_e = p - p_0. \quad (2.2)$$

Na ausência de efeitos viscosos, a equação de movimento (equação de Euler) para uma partícula de fluido é definida por:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p - g\mathbf{k}, \quad (2.3)$$

onde D/Dt é a derivada material, $\mathbf{u}(x, y, z)$ é o vetor velocidade e $\mathbf{k}=\nabla z$ é o vector vertical unitário. Na equação (2.3), o termo $D\mathbf{u}/Dt$ representa a aceleração da particular de fluido, ∇p a resultante das forças de pressão por unidade de volume e $-g\mathbf{k}$ a força gravítica por unidade de volume.

Considerando agora as equações (2.2) e (2.3), estas podem ser rearranjadas do modo:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p_e, \quad (2.4)$$

onde o termo $D\mathbf{u}/Dt$ é descrito por:

$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u}. \quad (2.5)$$

A teoria considerada implica que as perturbações são tão fracas que, nas equações de movimento, o seu produto poderá ser desprezado. Na equação (2.5), o termo linear $\partial \mathbf{u}/\partial t$ representa a variação de \mathbf{u} num determinado ponto fixo e o termo não linear $(\mathbf{u} \cdot \nabla)$ descreve a variação de velocidade do elemento devido à mudança de posição no espaço. A variação de \mathbf{u} envolve o produto entre o seu gradiente e a sua própria componente, desta forma na teoria linear, este termo é desprezado. Ficamos então com:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\nabla p_e. \quad (2.6)$$

Introduzindo agora o vetor de vorticidade $\boldsymbol{\Omega} = \nabla \times \mathbf{u}$ e obtendo o rotacional de ambos os lados da equação (2.6) uma vez que $\nabla \times (\nabla p_e) \equiv 0$, obtemos

$$\frac{\partial \boldsymbol{\Omega}}{\partial t} = 0. \quad (2.7)$$

Significando assim que na teoria linear, a vorticidade é independente do tempo. A parte irrotacional do campo de velocidades poderá ser escrita como o gradiente $\nabla \phi$ do potencial de velocidades $\phi(x, y, z)$. A equação da continuidade para um fluido incompressível é $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$, resultando para a parte irrotacional do campo de velocidades a equação de Laplace:

$$\nabla^2 \phi = 0. \quad (2.8)$$

A parte não propagante do campo de velocidades não é considerada nesta teoria e assim temos que:

$$\mathbf{u} = \nabla \phi. \quad (2.9)$$

Podemos agora definir a equação da superfície livre como:

$$z = \zeta(x, y, z). \quad (2.10)$$

Assim:

$$p_e = \rho g \zeta. \quad (2.11)$$

Combinando as equações (2.6) e (2.9), temos que a variação de pressão é dada por:

$$p_e = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}. \quad (2.12)$$

Da equação (2.10) e (2.11) temos que a seguinte condição de fronteira:

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial t} \right]_{z=0} = -g \zeta. \quad (2.13)$$

Uma segunda condição de fronteira relaciona campo de velocidades, \mathbf{u} , e o deslocamento vertical da superfície livre, ζ . A variação de ζ de uma partícula de fluido na superfície livre é igual à componente vertical $\partial \phi / \partial z$ da velocidade $\mathbf{u} = \nabla \phi$ à superfície:

$$\frac{D\zeta}{Dt} \equiv \frac{\partial \zeta}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \zeta = \left[\frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_{z=\zeta}. \quad (2.14)$$

Na teoria linear, a equação anterior poderá ser simplificada ao desprezar o termo convectivo $\mathbf{u} \cdot \nabla \zeta$ pois é um produto de pequenas perturbações. Temos então que na superfície livre média:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \left[\frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_{z=0}. \quad (2.15)$$

As equações (2.13) e (2.15) são condições de fronteira aplicadas em $z = 0$ na qual a equação de Laplace é satisfeita. Derivando a equação (2.13) em ordem ao tempo, obtemos:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = -g \frac{\partial \phi}{\partial z} \text{ em } z = 0 \quad (2.16)$$

A solução da equação (2.8) em $z < 0$, sujeita a esta condição de fronteira (2.16), representa a superfície de ondas gravíticas sendo o seu deslocamento deduzido a partir da velocidade potencial descrita pelas equações (2.13) e (2.15).

2.2. Energia das Ondas

Uma das características das ondas é o facto de esta permitir o transporte de energia sem que haja transporte material. Essa energia poderá ser decomposta em duas formas: energia cinética e energia associada às forças de restituição, que nas ondas gravíticas é dado pelo potencial gravíticos $\rho g z$ por unidade de volume. Temos então que o valor de energia potencial, num determinado ponto de profundidade h , é obtida por integração de $\rho g z dz$ entre $z = -h$ e $z = \zeta$:

$$\int_{-h}^{\zeta} \rho g z dz = \frac{1}{2} \rho g (\zeta^2 - h^2). \quad (2.17)$$

Assim sendo, o valor médio energia potencial ao nível da superfície livre sem perturbações ($\zeta = 0$) é:

$$\bar{E}_{pot} = \frac{1}{2} \rho g \zeta^2. \quad (2.18)$$

Já a energia cinética por unidade de volume é dada por $\frac{1}{2} \rho |u|^2 = \frac{1}{2} \rho (\nabla \phi \cdot \nabla \phi)$. Considerando a equação (2.8), temos do cálculo vetorial:

$$|\nabla \phi|^2 = \nabla \cdot (\phi \nabla \phi). \quad (2.19)$$

E, portanto, a energia cinética para uma massa de água de volume V poderá ser descrito como:

$$\frac{1}{2} \rho \int_V |\nabla \phi|^2 dV. \quad (2.20)$$

Que transformada num integral de superfície S , pelo teorema de Gauss, obtemos:

$$\frac{1}{2} \rho \int_S \phi \frac{\partial \phi}{\partial n} dS. \quad (2.21)$$

Não havendo contribuição do fundo no integral onde $\partial \phi / \partial n = 0$, e a contribuição da superfície livre, segundo a teoria linear, pode ser aproximada pelo integral da superfície livre $z = 0$ sem perturbações. Temos assim, que a energia cinética por unidade de área é dada por:

$$\frac{1}{2} \rho \left(\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_{z=0}. \quad (2.22)$$

E assim, o seu valor médio pode ser expresso como:

$$\bar{E}_{kin} = \frac{1}{2} \rho g \zeta^2. \quad (2.23)$$

As equações (2.18) e (2.23) mostram então que na aproximação da teoria linear das ondas $\bar{E}_{pot} = \bar{E}_{kin}$ e o seu valor total

$$\bar{E} = \rho g \zeta^2. \quad (2.24)$$

Sendo válido para águas profunda e de profundidade constante.

2.3. Sistema de Corpos em Oscilação

Nos dias de hoje, os dispositivos *offshore* de conversão de energia das ondas mais comuns são os sistemas de corpos em oscilação, quer flutuantes ou submersos. Estes sistemas são capazes de absorver a energia da onda através dos movimentos relativos entre os vários corpos constituintes sendo usualmente mais complexos que os sistemas implementados na costa. Os sistemas de amarração, o acesso e manutenção aumentam a complexidade destes sistemas e por essa razão durante vários anos não houve avanços significativos nesta tecnologia.

Estes sistemas podem ser compostos por apenas um ou mais corpos que operam com movimentos em respeito entre si dentro de certas restrições desejadas.

Cada corpo flutuante está sujeito a seis graus de liberdade, três de translação e três de rotação. Para um corpo longo estes modos são facilmente definidos como mostrado na Fig.15. Contudo para corpos axissimétricos, devido à sua geometria é definida a direção x como a direção da onda incidente.

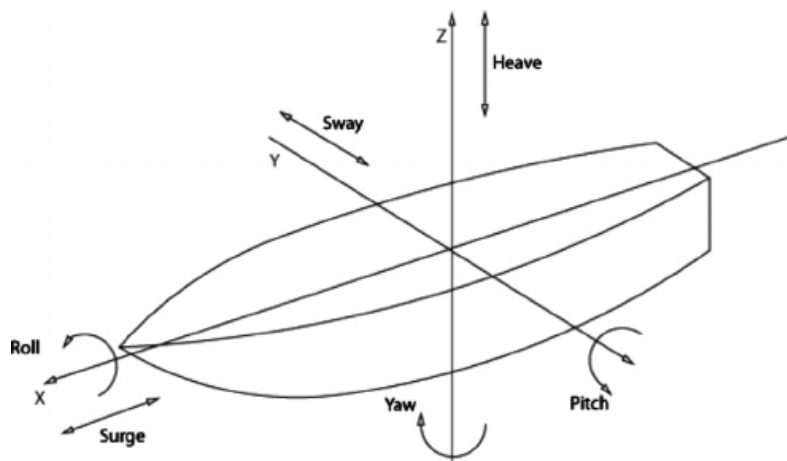


Figura 18- Graus de liberdade de um corpo livre flutuante

No que toca à amarração, existem dois tipos dependendo dos graus de liberdade livres. Temos uma amarração com folga (*Slack-moored*) onde o corpo pode oscilar livremente nos seis graus de liberdade e uma amarração onde é permitida apenas um número determinado de graus livres.

Alguns dos sistemas poderão oscilar em diversos graus de liberdade, contudo devido a restrições do PTO, apenas um dos modos de oscilação é considerado para a produção de energia.

2.3.1. Equações do Movimento

Sistema de Dois Corpos em Arfagem

Um dispositivo de absorção pontual típico poderá ser descrito como dois corpos axissimétricos flutuantes restritos a oscilações verticais impostas pela arfagem em águas profundas. O corpo flutuante 1 possui a forma anelar ao passo que o corpo interior 2 é um corpo longo de forma cilíndrica com uma massa muito superior comparada à massa do corpo 1. A distância entre os dois corpos é assumida como pequena e de fricção desprezável. O movimento relativo entre ambos impõe o movimento do PTO que usualmente encontra-se no topo do CEO. O modelo baseia-se na teoria linear das ondas onde são assumidas amplitudes de onda de pequenas dimensões e efeitos de fluido real tais a como viscosidade desprezados.

Tendo x_1 e x_2 como a coordenada vertical do corpo 1 e 2 respetivamente, na ausência de ondas temos que $x_1 = x_2 = 0$ onde x_1 e x_2 são positivos no sentido ascendente.

Devido às suas dimensões, a massa do PTO é desprezada em comparação com m_1 e m_2 sendo estas a massa do corpo 1 e corpo 2 respetivamente.

A força do PTO f_{PTO} é considerada linear e função do deslocamento $x_1 - x_2$ e da velocidade relativa $\dot{x}_1 - \dot{x}_2$ sendo esta dado por

$$f_{PTO} = -K(x_1 - x_2) - C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (2.25)$$

Onde K e C são constantes correspondentes à mola e amortecimento do sistema hidráulico do PTO respetivamente. É de notar que para alguns sistemas de PTO, esta aproximação linear poderá ser considerada grosseira.

Aplicando a teoria linear das ondas, a equação para dinâmica e hidrodinâmica dos dois corpos é dada por:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = f_{e,1} + f_{r,11} + f_{r,12} + f_{v,1} - g\rho S_1 x_1 + f_{PTO} \quad (2.26)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = f_{e,2} + f_{r,22} + f_{r,21} + f_{v,2} - g\rho S_2 x_2 - f_{PTO} \quad (2.27)$$

Onde $f_{e,i}$ é a força de excitação nos corpos i ($i = 1,2$) devido à onda, S_i a área da linha de água de cada corpo, $f_{r,ii}$ as forças de radiação no corpo i devido ao seu próprio movimento, $f_{r,ij}$ as forças de radiação no corpo i devido à ação do corpo j e $f_{v,i}$ as forças devido aos efeitos viscosos nos corpos i ($i = 1,2$).

Em ondas regulares de frequência ω e amplitude A_w e considerando a linearidade do PTO, podemos escrever:

$$\{x_i, f_{e,i}, f_{r,ij}\} = \text{Re}[\{X_i, F_{e,i}, F_{r,ij}\}e^{i\omega t}], \quad (2.28)$$

onde $X_i, F_{e,i}, F_{r,ij}$ ($i, j = 1, 2$) são amplitudes complexas e $\text{Re}[\]$ a sua respectiva parte real.

Sendo que a força de radiação $F_{r,ij}$ poderá ser decomposta em:

$$F_{r,ij} = (\omega^2 A_{ij} - i\omega B_{ij})X_j \quad (i, j = 1, 2), \quad (2.29)$$

onde A_{ij} é o coeficiente referente à massa adicionada e B_{ij} o coeficiente referente ao amortecimento de radiação. Estes coeficientes dependem da frequência ω da onda e da geometria dos corpos envolvidos no sistema. O cálculo destes coeficientes será posteriormente descrito na secção 2.5.1.

A força de atrito devido aos efeitos viscosos é dada por:

$$f_{v,i} = -i\omega D_i X_i, \quad (2.30)$$

Onde D_i é o coeficiente de amortecimento viscoso linear. Assim sendo, no domínio da frequência as equações (2.26) e (2.27) ficam:

$$\begin{aligned} & \{-\omega^2(m_1 + A_{11}) + i\omega(B_{11} + C + D_1) + (g\rho S_1 + K)\}X_1 \\ & + \{-\omega^2 A_{12} + i\omega(B_{12} - C) - K\}X_2 = F_{e,1} \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\begin{aligned} & \{-\omega^2(m_2 + A_{22}) + i\omega(B_{22} + C + D_2) + (g\rho S_2 + K)\}X_2 \\ & + \{-\omega^2 A_{21} + i\omega(B_{21} - C) - K\}X_1 = F_{e,2} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Por uma questão de simplificação [21], os termos dependentes de X_1 e X_2 são definidos como:

$$\begin{aligned} Z_1 &= -\omega^2(m_1 + A_{11}) + i\omega(B_{11} + C + D_1) + (g\rho S_1 + K) \\ Z_2 &= -\omega^2 A_{12} + i\omega(B_{12} - C) - K \\ Z_3 &= -\omega^2(m_2 + A_{22}) + i\omega(B_{22} + C + D_2) + (g\rho S_2 + K) \\ Z_4 &= -\omega^2 A_{21} + i\omega(B_{21} - C) - K \end{aligned} \quad (2.33)$$

onde a equação (2.33) é resolvida pelo sistema linear:

$$\begin{bmatrix} Z_1 & Z_2 \\ Z_3 & Z_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{e,1} \\ F_{e,2} \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

tendo como soluções:

$$X_1 = \frac{F_{e,1}Z_3 - F_{e,2}Z_2}{Z_2Z_4 - Z_1Z_3} \quad (2.35)$$

$$X_2 = \frac{F_{e,1}Z_4 - F_{e,2}Z_1}{Z_2Z_4 - Z_1Z_3} \quad (2.36)$$

No que toca à potência instantânea absorvida pelo PTO, esta poderá ser dada por:

$$P(t) = -f_{PTO}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + K(x_1 - x_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2). \quad (2.37)$$

Sendo que o seu valor médio no tempo é dado por:

$$\bar{P} = \bar{P}_{PTO} = \frac{1}{2}C\omega^2|X_1 - X_2|^2. \quad (2.38)$$

Sistemas de Corpo Único em Arfagem

Se considerarmos agora a ausência do corpo 2 ou no caso de este se encontrar fixo $x_2 = 0$, o sistema é reduzido a apenas a um corpo oscilante. Sendo que neste caso, a potência absorvida não depende dos movimentos relativos entre os vários corpos, mas sim da amplitude do corpo oscilante. Deste modo, a equação (2.31) é reduzida a:

$$\{-\omega^2(m_1 + A_{11}) + i\omega(B_{11} + C + D_1) + (g\rho S_1 + K)\}X_1 = F_{e,1}, \quad (2.39)$$

onde o valor médio da potência absorvida é agora:

$$\bar{P} = \frac{1}{2}C\omega^2|X_1|^2. \quad (2.40)$$

2.4. Ondas Irregulares

Nos capítulos anteriores foram apenas consideradas as formulações para ondas regulares. Contudo, num caso real as ondas são irregulares e aleatórias. A Fig. 19 representa um exemplo da elevação da superfície livre ζ medida por uma boia durante um período de amostragem.

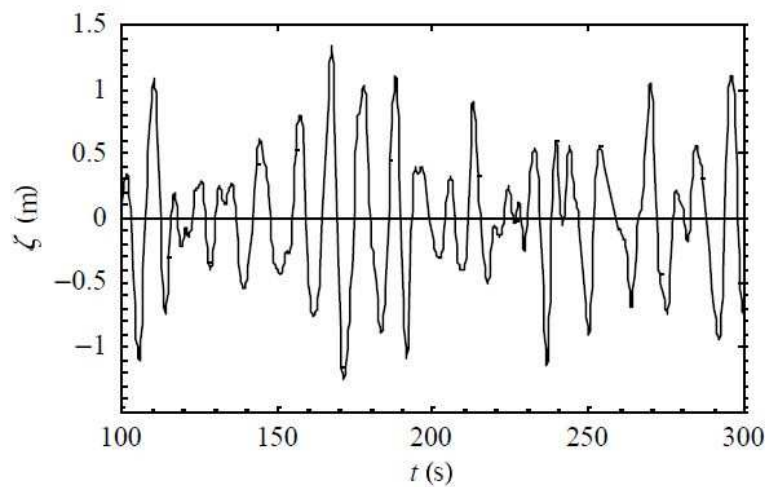


Figura 19- Representação da elevação da superfície livre do mar.

Na verdade, o comportamento da elevação ζ poderá ser descrito como um somatório de várias ondas regulares:

$$\zeta(t) = \sum_i \bar{\zeta}_i \cos(\omega_i t - \varphi_i), \quad (2.41)$$

onde $\bar{\zeta}_i$ e φ_i são a amplitude e a fase, respetivamente, de cada frequência ω_i . Uma vez que a fase das ondas varia entre 0 e 2π aleatoriamente, o espectro de fase não é considerado relevante. Assim, apenas o espectro de amplitude é necessário para caracterizar um estado de mar.

É então relevante encontrar uma distribuição da variância da amplitude de onda $\frac{1}{2}\bar{\zeta}_i^2$. Todavia, o espectro de variância $\frac{1}{2}\bar{\zeta}_i^2$ é discreto uma vez que apenas tem em consideração as medições a cada intervalo de frequências $\Delta\omega$. Assim, para resolver este problema de continuidade, uma vez que no mar todas as frequências estão presentes, o intervalo $\Delta\omega$ é aproximado a zero. Resultando assim na definição de espectro de variância:

$$S_\omega(\omega) = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta\omega} \frac{1}{2} \bar{\zeta}_i^2, \quad (2.42)$$

cuja variância total é dada por

$$\bar{\zeta}^2 = \int_0^\infty S_\omega(\omega) d\omega. \quad (2.43)$$

Altura Significativa de Onda

Uma vez que o sistema de ondas é representado pelo somatório de um largo número de ondas, temos que a elevação da onda num determinado ponto pode ser dada por uma distribuição de Gauss. Assim sendo, todos os parâmetros estatísticos poderão ser obtidos através dos momentos do espectro definidos por:

$$m_n = \int_0^\infty \omega^n S_\omega(\omega) d\omega, \quad (2.44)$$

sendo m_n o momento de ordem n do espectro de variância. Temos então como exemplo, o momento de ordem 0, correspondente à variância da superfície livre:

$$\bar{\zeta}^2 = \int_0^\infty S_\omega(\omega) d\omega = m_0.$$

A altura significativa de onda H_s é definida como o valor médio do primeiro terço das ondas com maior altura. Esta é dado por

$$H_s = 4\sqrt{m_0}. \quad (2.45)$$

2.5. WAMIT

Nesta tese, os cálculos dos efeitos das ondas na elevação dos corpos flutuantes ou submersos é realizado pelo software WAMIT. Este programa tem como objetivo resolver os problemas de radiação e difração para uma dada geometria e conseqüentemente os calcular os coeficientes hidrostáticos e hidrodinâmicos de cada corpo.

Este utiliza o Boundary Element Method (BEM), também conhecido como método dos painéis, para calcular o escoamento em torno de um certo corpo pretendido. Este método computacional é utilizado para resolver equações diferenciais parciais que podem ser expressas como equações integrais. Tipicamente, o BEM é aplicado em problemas onde a função de Green pode ser calculada, sendo este um método especialmente relevante na resolução de problemas da mecânica dos fluidos.

No BEM, a superfície do corpo é tipicamente discretizada numa malha de painéis de pequenas dimensões. O potencial é considerado constante em cada painel sendo que a pressão hidrodinâmica é aplicada no centroide de cada painel. Os painéis são descritos pelas coordenadas de cada vértice, sendo que recorreu-se ao software Rhinoceros para gerar a malha pretendida.

2.5.1. Problema de Radiação e Difração

Um corpo flutuante sujeito à excitação das ondas comporta-se como um oscilador forçado. De modo a obter uma resposta às forças de excitação das ondas, podemos decompor em dois diferentes, mas complementares problemas: o de radiação e o de difração. No problema de radiação é imposto o movimento no corpo em contacto com uma superfície sem perturbações, gerando uma onda radiada, ao passo que no problema de difração, o corpo permanece estacionário e sujeito a ondas incidentes que são difratadas ao entrar em contacto com a superfície do corpo. Na Fig. 20 temos uma representação esquemática da sobreposição destes dois problemas



Figura 20- Representação da sobreposição dos problemas de radiação e difração (Falnes 1990).

A hipótese de um escoamento potencial permite a definição da velocidade do escoamento como o gradiente da velocidade potencial ϕ satisfazendo a equação de Laplace (2.8) no domínio do fluido. A relação entre o potencial de velocidade φ e a componente oscilatória ϕ é dada por:

$$\phi = \text{Re}(\varphi e^{i\omega t}). \quad (2.46)$$

Devido à linearidade do problema, podemos então decompor a velocidade potencial φ nas componentes de radiação e difração [22]:

$$\varphi = \varphi_R + \varphi_D, \quad (2.47)$$

onde:

$$\varphi_R = i\omega \sum_{j=1}^6 \zeta_j \varphi_j, \quad (2.48)$$

$$\varphi_D = \varphi_i + \varphi_s. \quad (2.49)$$

A constante φ_j representa o potencial de radiação para uma amplitude unitária do movimento na direção j , φ_s o potencial de difração e φ_i o potencial da onda incidente.

Calculando o potencial em cada painel que compõe a superfície do corpo permite-nos então obter as forças de excitação $F_{e,i}$ pela integração direta da pressão hidrodinâmica:

$$F_{e,i} = -i\omega\rho \iint_{S_b} n_i \varphi_D dS, \quad (2.50)$$

onde n_i é a componente da normal da superfície S do corpo na direção i .

Para os coeficientes A_{ij} e B_{ij} , recorreremos à integração do potencial de radiação na superfície do corpo de acordo com:

$$A_{ij} - \frac{i}{\omega} B_{ij} = \rho \iint_{S_b} n_i \varphi_j dS. \quad (2.51)$$

Capítulo 3

Resposta Dinâmica a Ondas Regulares

3. Sistemas Modelados

Na presente tese serão estudados três sistemas de absorção pontual distintos de acordo com a sua configuração, número de corpos do sistema e estratégias de design. Neste capítulo será apresentado o estudo da resposta de cada sistema no domínio da frequência para ondas regulares e de amplitude unitária ($=1$ m). Este estudo em ondas regulares permitirá obter resultados que posteriormente serão comparados com as performances em ondas irregulares.

O primeiro CEO (CEO A) é baseado no modelo WaveBob™ (WaveBob Ltd, Irlanda) sendo este um dispositivo de absorção pontual axissimétrico que opera principalmente no modo de arfagem. Este é constituído por dois corpos com diferentes frequências de oscilação definidos como flutuador para o corpo exterior à superfície e corpo reactante como o corpo longo submerso e centrado no interior do flutuador. O corpo reactante poderá ser considerado principalmente como um tanque de lastro de grandes dimensões possuindo desta forma uma massa elevada. O WaveBob utiliza um PTO com um sistema hidráulico para captura de energia das ondas [11,10, 23].

O segundo CEO (CEO B) é baseado no modelo PowerBuoy® (Ocean Power Technologies Inc, EUA), sendo igualmente um dispositivo de absorção pontual axissimétrico composto por dois corpos oscilantes. Temos neste sistema um flutuador com as mesmas dimensões que o CEO A e um corpo reactante centrado no seu interior com uma área de flutuação inferior ao CEO A, mas possuindo uma *heave plate* (disco de grandes dimensões) na sua extremidade. Com a *heave plate* é procurado aumentar as forças de radiação do CEO B e evitar grandes oscilações do mesmo [12,24,13].

O terceiro CEO (CEO C) é baseado no modelo Archimedes Wave Swing (Delft, Países Baixos) e consiste num sistema submerso de um corpo oscilante. Este é composto por uma câmara de ar oscilante que reage com uma estrutura fixa ao fundo do mar. As oscilações do corpo da câmara (corpo flutuante) são impostas pela variação de pressão provocada pela onda que propaga acima do dispositivo. A Fig. 21 ilustra o princípio de funcionamento deste dispositivo. Este sistema utiliza o fluido compreendido entre o flutuador e o corpo fixo como amortecedor para travar grandes oscilações e a compressão e expansão do ar e nitrogénio no seu interior como mola [15,25].

Temos então representados nas Figuras. 22, 23, e 24 os três CEOs modelados e as suas respetivas malhas. As dimensões dos sistemas poderão ser consultadas no anexo A.

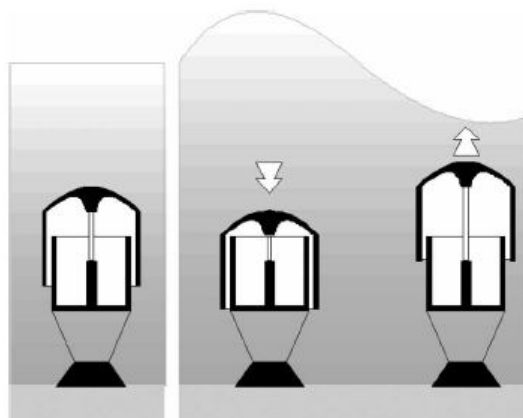


Figura 21- Funcionamento do CEO C (Cruz 2008).

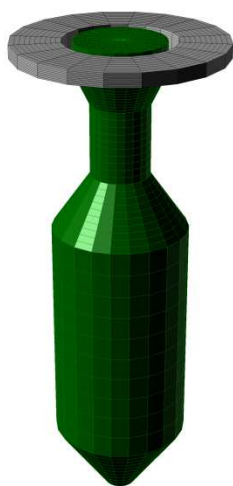


Figura 22- CEO A.



Figura 23- CEO B.

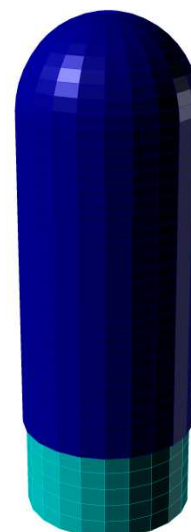


Figura 24- CEO C.

3.1. Métodos Numéricos

Para efectuar os cálculos numéricos deste estudo foram utilizados três softwares sendo estes: Rhinoceros para a modelação 3D dos sistemas e consequente geração da malha utilizada, WAMIT para a obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos dos sistemas e MatLab para o tratamento dos dados obtidos do WAMIT e resolução das equações de movimento.

Rhinoceros

Para a gerar a malha a utilizar como *input* no WAMIT, os sistemas foram modelados graficamente em 3D com as dimensões apresentadas no Anexo A. Uma vez modelados, foi utilizada a ferramenta

Paneling Tool para fazer a discretização de cada superfície em painéis que posteriormente foram exportados num ficheiro de texto.

Malha utilizada

Cada superfície dos modelos foi dividida em malhas de 20x10 secções tendo o CEO A, CEO B e CEO C 1760, 1176 e 1080 painéis respetivamente. Este refinamento foi adotado com base nas malhas utilizadas em [26]. Nas simulações efetuadas para diversos refinamentos de malhas, verificou-se que esta apresentava resultados muito próximos dos resultados obtidos com malhas mais refinadas tendo como vantagem simulações mais rápidas.

Verificou-se também, que para malhas muito refinadas o software WAMIT revelou-se incapaz de obter solução dos problemas de radiação e difração.

A *heave plate* do CEO B foi considerada com espessura infinitesimal sendo composto por painéis dipolares, i.e., reproduzem a presença de fluido nas duas faces. Foi adotada esta opção de modo a evitar possíveis erros devido à presença de painéis vizinhos quase sobrepostos, podendo levar a resultados irrealistas.

WAMIT

Para a utilização do software WAMIT são necessários quatro ficheiros de *input* em formato de texto, nomeadamente: ficheiro do potencial, das forças, de configuração e dados geométricos sendo este último o ficheiro de *output* do software *Rhinoceros*.

Seguem os principais valores assumidos nos diversos ficheiros de *input* dos sistemas.

Ficheiro Potential

Aqui são definidos os parâmetros relativos ao potencial de velocidades.

- HBOT- Profundidade da água no local de estudo. Para o CEO A e CEO B foram consideradas profundidades infinitas (HBOT= -1) enquanto que para o CEO C foram considerados 39.25 m de profundidade
- PER- Este parâmetro corresponde aos períodos de onda estudados sendo considerado o intervalo $5 \leq T \leq 16$ s com $\Delta T = 0.5$ s.
- BETA- Representa ao ângulo das ondas incidentes. Uma vez que todos os sistemas são axissimétricos, apenas foi considerado BETA=0
- MODE(i)- Representa os graus de liberdade do sistema a estudar. Uma vez que apenas que são estudados sistemas em arfagem, apenas MODE (3)=1 correspondendo ao modo em causa.

Ficheiro Force

Neste ficheiro são definidos os parâmetros relativos às forças dos sistemas e definidas as variáveis de *output* pretendidas.

- IOPTN- Corresponde às várias opções de output que o software dispõe. Para a resolução das equações do movimento foram selecionados os outputs com os coeficientes de massa adicionada e amortecimento (IOPTN(1)=1); forças de excitação pelas relações de Haskind e integração do potencial de difração (IOPTN(2)=1 e IOPTN(3)=1) e as pressões hidrodinâmicas dos painéis no caso do CEO C (IOPTN(5)=1)
- RHO- É o valor da densidade do fluido (RHO=1025)
- EXMASS- Corresponde inércia dos corpos em torno dos três eixos. As massas de cada corpo são apresentadas no Anexo A.

Ficheiro Config.

No ficheiro de configuração são definidos os métodos numéricos a utilizar pelo WAMIT.

- ILOWHI- Corresponde à ordem do método de discretização das superfícies utilizado sendo neste caso utilizado o de primeira ordem (ILOWHI=0). Este caracteriza-se por recorrer uma geometria do corpo representada por um conjunto de painéis quadriláteros e com o potencial constante em cada painel.
- INUMOPT5- Quando esta opção é ativada (INUMOPT5=1), é apresentada no ficheiro de *output* .5p relativo ao potencial em cada painel, as componentes de radiação e difração de cada elemento. Estes valores foram necessários para o cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos do CEO C como é explicado numa secção posterior.
- ISOLVE- Esta opção permite definir o método de solução dos sistemas lineares. Nas simulações efetuadas foi utilizado o método direto (ISOLVE=1) por ser mais indicado para sistemas de vários corpos e por capaz de obter soluções quando o método iterativo não consegue convergir.

Após as simulações com os ficheiros de *input* mencionados temos então os ficheiros de *output* com os seguintes formatos:

- .1- Contém a massa adicionada e amortecimento por difração de cada corpo e das iterações entre si.
- .2- Contém as forças de excitação pelas relações da Haskind.
- .3- Contém as forças de excitação pela integração do potencial de difração.
- .5p- Contém o potencial de radiação e difração em cada painel (utilizado no cálculo do CEO C).
- .HST- Contém os coeficientes de restituição da superfície livre.
- .PNL- Contém informações relativas à área e normal de cada painel (utilizado no cálculo do CEO C).

Uma vez que as equações de movimento são resolvidas posteriormente num ficheiro MatLab, os resultados das amplitudes de resposta não foram obtidos através do WAMIT, sendo utilizados apenas na validação do código.

MatLab

Foi criado um código MatLab com o intuito de tratamento dos dados obtidos através do WAMIT e posteriormente a resolução das equações de movimento e potência absorvida.

Uma vez obtidos todos os ficheiros de output necessários com os coeficientes hidrodinâmicos dos sistemas, o código MatLab é capaz de importar estes dados e calcular a solução das equações de movimento (2.31) e (2.32) obtendo assim a resposta dos sistemas e consequentemente a potência absorvida dada pela equação (2.38).

Com o código MatLab, foi possível introduzir componentes de resistência viscosa que até então não poderiam ser contempladas no software WAMIT assim como impor as restrições do movimento desejadas no estudo.

Este código permitia igualmente variar os parâmetros do PTO nas equações de movimento de modo a obter a combinação ideal para a maximização da absorção de energia para um dado estado de mar quer em ondas regulares e irregulares. Do mesmo modo, é possível importar um diagrama de dispersão de um dado local de estudo e tendo em conta as probabilidades de ocorrência dos estados de mar, encontrar novamente os parâmetros ideais assim como a potência média absorvida no local.

Por ser possível mudar facilmente as variáveis utilizadas, o código MatLab também revelou ser útil na realização de testes de sensibilidade dos sistemas sem que fosse então necessárias novas simulações por parte do WAMIT.

Assim, o código MatLab permite em poucos minutos o cálculo completo das respostas e otimização do seu PTO para qualquer sistema modelado.

Cálculo das respostas do CEO C

Devido às características do CEO C, foi necessária uma abordagem diferente à dos outros sistemas.

Uma vez que este sistema se encontra completamente submerso, não era possível representar interface entre a água e ar (ver Fig. 25) nas simulações do WAMIT visto que esta é imposta pela pressão do ar existente dentro da câmara de ar do flutuador sem qualquer limitação física, algo impossível de reproduzir pelo BEM.

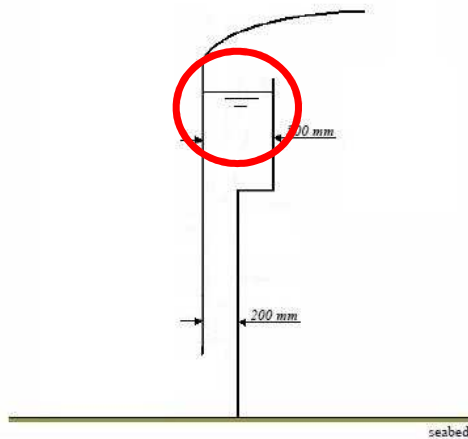


Figura 25- Interface água-ar no interior do CEO C.

Assim, foram colocados painéis na interface de modo a simular a superfície livre interior e evitar que o WAMIT considerasse água no interior da câmara de ar. Os painéis representativos da superfície livre foram então considerados na posição de equilíbrio do flutuador tendo em conta o seu peso e a pressão do ar no seu interior.

Embora sem oscilações, a presença do corpo fixo no interior do flutuador terá que ser tida em conta na simulação devidos aos efeitos de radiação e difração do flutuador no mesmo. Assim sendo, foi calculado o potencial no corpo combinado flutuador + corpo fixo representado na Fig. 26 (paredes laterais do flutuador omitidas para uma melhor visualização).

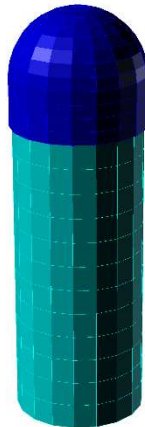


Figura 26- Corpo combinado flutuador + corpo fixo do CEO C.

Todavia, por apenas o flutuador oscilar, foi necessário obter os coeficientes hidrodinâmicos somente desta componente (representada a azul escuro na Fig. 26).

Foi então desenvolvido um código MatLab especialmente feito para esta abordagem onde são integrados os valores do potencial de difração e radiação de cada painel na superfície constituinte do

flutuador. Para tal, foram utilizados os dados de cada painel obtidos dos *outputs* .5p e .PNL. Como resultado dessa integração, o código MatLab é capaz de proceder ao cálculo das soluções das equações (2.50 e 2.51) obtendo os coeficientes hidrodinâmicos necessários nas equações de movimento.

3.2. Coeficientes hidrodinâmicos

Foi observado em várias simulações para períodos de ondas muito baixos ($T \approx 4$) que os sistemas de dois corpos experienciavam ressonâncias devido às soluções numéricas do BEM na superfície livre entre os dois corpos. Estas soluções não representam os efeitos reais provocados pelas ondas e produzem resultados dos coeficientes hidrodinâmicos erróneos nesta região. Para $T \geq 5$ s é esperado que esses resultados sejam mitigados.

Sendo o objetivo deste estudo avaliar as diferenças entre sistemas, uma vez que o flutuador do CEO A e CEO B é o mesmo e, portanto, não representa um ponto diferenciador entre ambos, não são apresentados os seus coeficientes hidrodinâmicos nos resultados que se seguem a menos que assim se justifique.

3.2.1. Massa adicionada

Nas Fig. 27, 28 e 29 encontram-se representadas as massas adicionadas dos corpos reactantes A e B e do flutuador C de onde é possível verificar que a massa adicionada do CEO B é muito superior comparada com os restantes corpos. Isto deve-se à sua *heave plate* uma vez que apresenta uma grande superfície perpendicular ao sentido do movimento. Daqui resulta uma massa adicionada 11 vezes superior à massa adicionada do corpo reactante do CEO A e 14 vezes superior à do flutuador CEO C.

Considerando a equação que nos diz a frequência natural de um corpo dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g\rho S_i}{m_i + A_{ii}}}, \quad (3.1)$$

temos que a frequência ω_n é inversamente proporcional à raiz da inércia do sistema. Assim sendo, é de esperar que o corpo reactante do CEO B possua uma frequência natural muito inferior à dos restantes e já fora da gama de frequências comuns no mar. Uma vez que os corpos do CEO A e CEO C apresentam superfícies alinhadas com a linhas de corrente, possuem uma massa adicionada muito inferior. Na Fig. 30 podemos ver os períodos de ressonância dos corpos reactantes A e B sem PTO e as suas correspondentes amplitudes de ressonância, lembrando que os valores típicos do período de ondas no oceano para águas profundas é $5 \leq T \leq 16$ s. Uma vez que o flutuador do CEO C não possui uma linha de água de flutuação por se encontrar totalmente submerso, o termo de restituição hidrostático $g\rho S_i$ é nulo, sendo a restituição assegurada unicamente pela mola do PTO.

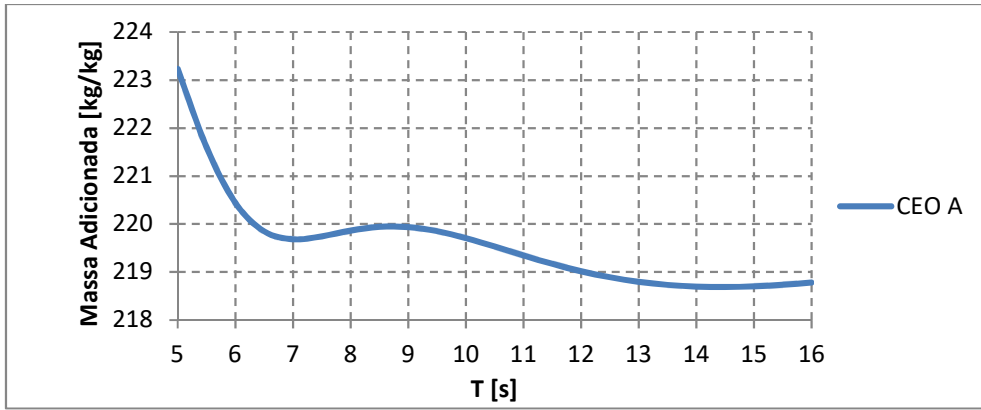


Figura 27- Massa adicionada do corpo reactante A.

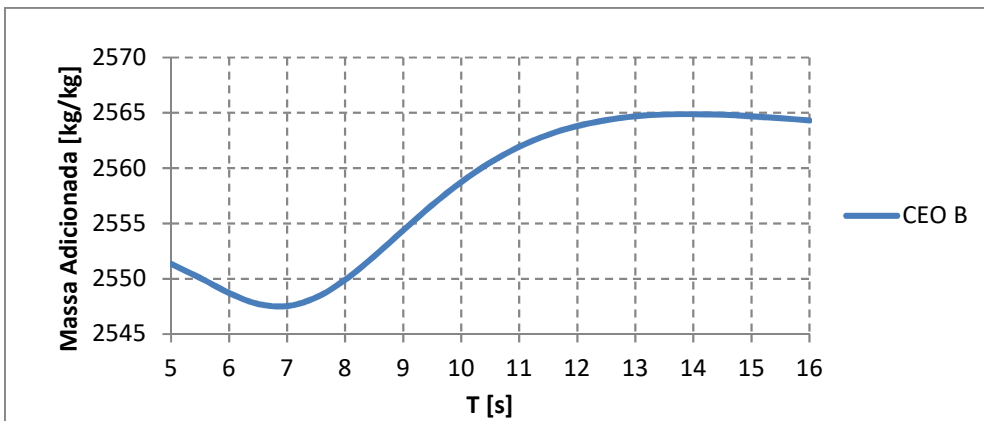


Figura 28- Massa adicionada do corpo reactante B.

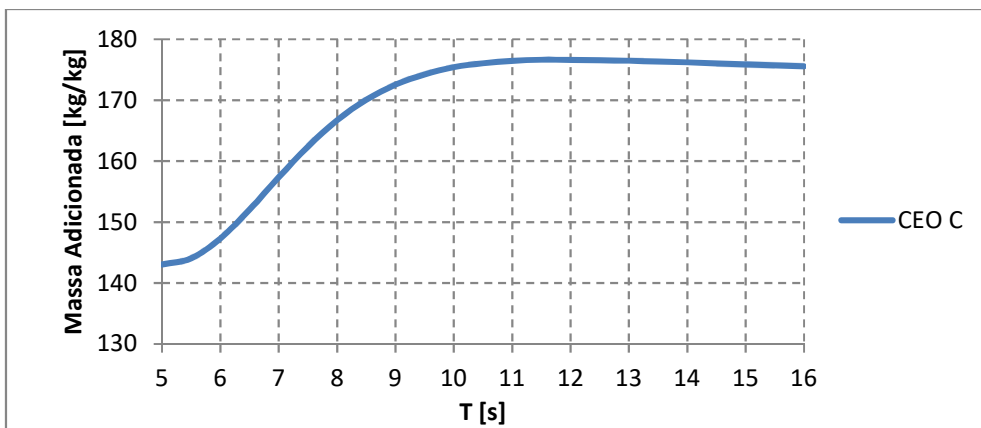


Figura 29- Massa adicionada do flutuador C.

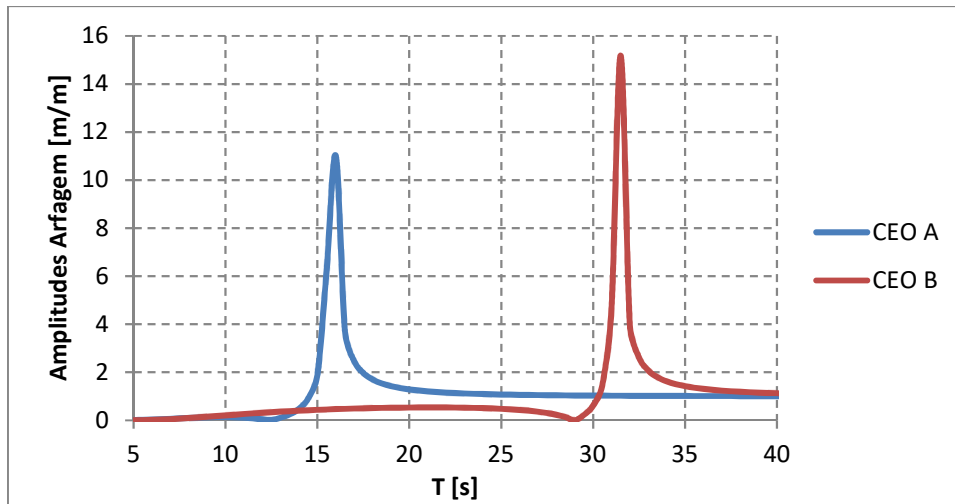


Figura 30- Resposta em oscilação livre dos corpos reactantes A e B.

3.2.2. Amortecimento por Radiação

No que toca ao amortecimento de radiação, vemos na Fig. 31 que o corpo reactante A apresenta valores tão baixos que poderão ser considerados desprezáveis em relação aos corpos B e C. É possível verificar que os corpos B e C apresentam um comportamento semelhante, tendo o corpo C, no entanto, um valor máximo duas vezes superior.

Num capítulo posterior serão discutidos os efeitos deste amortecimento no comportamento dos CEOs.

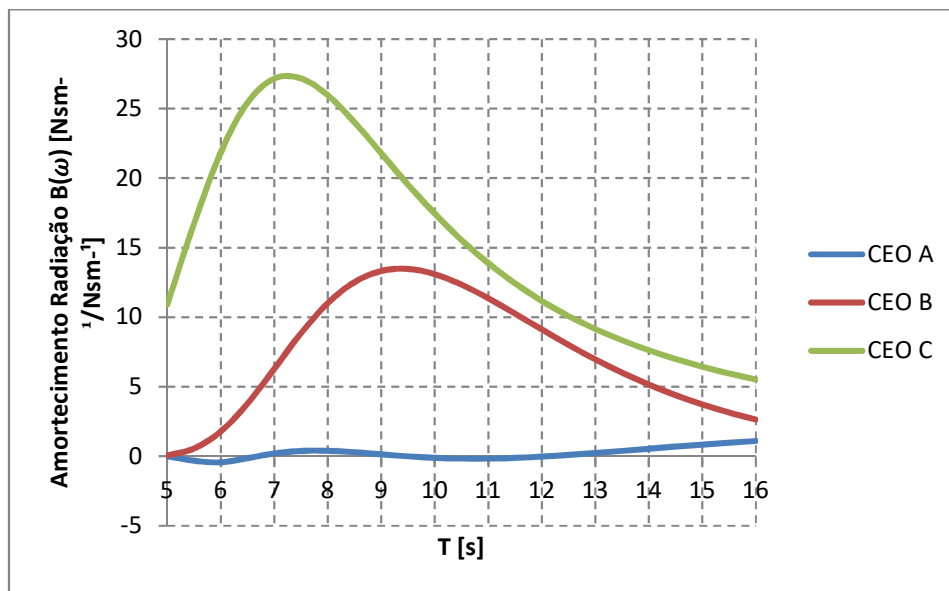


Figura 31- Amortecimento de radiação dos sistemas

3.2.3. Forças de Excitação

A Fig. 32 mostra as forças de excitação dos vários componentes oscilatórios de cada CEO. Na mesma figura encontram-se também representadas as forças de excitação do flutuador do CEO A e CEO B uma vez que correspondem a uma grande parcela das forças de excitação totais destes sistemas.

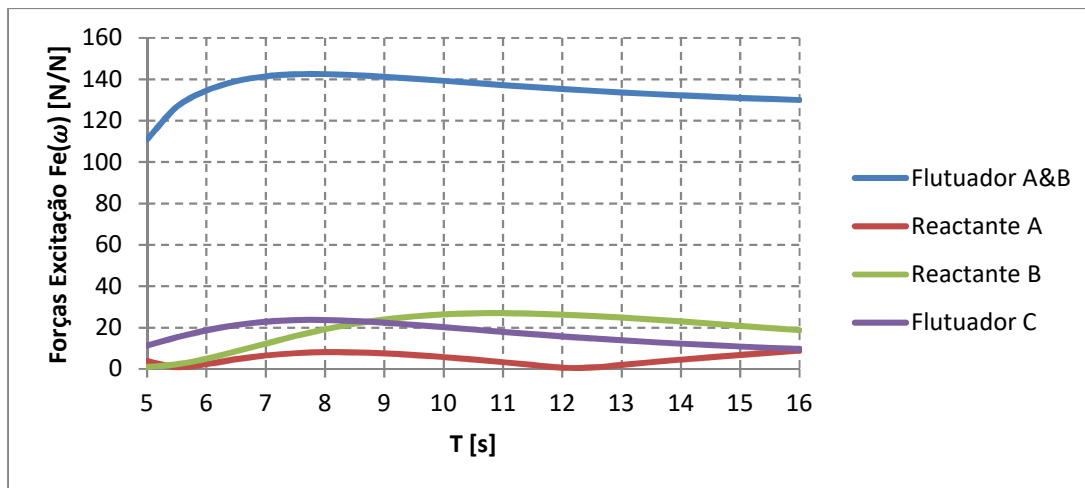


Figura 32- Forças de excitação

A partir dos resultados obtidos na Fig. 32, verificamos que as forças de excitação do flutuador do CEO A e CEO B representam uma parte muito significativa destes sistemas. Tal como no amortecimento de radiação, as forças de excitação do corpo reactante A apresentam valores desprezáveis. Podemos assim considerar que a excitação do seu sistema advém apenas do seu flutuador.

Já o CEO B apresenta um total de forças de excitação (flutuador+corpo reactante) superior aos restantes CEOs mostrando maiores capacidades de difração da sua *heave plate* fruto da sua grande área.

O CEO C, por representar um sistema de apenas um corpo oscilatório, encontra-se sujeito a menores forças de excitação. Todavia, de todos os corpos que se encontram submersos, o seu flutuador apresenta os melhores resultados devido à grande secção transversal e à sua maior proximidade em relação à superfície livre em comparação com os corpos reactantes discutidos.

3.2.4. Efeitos Viscosos

Uma vez que o BEM não considera os efeitos viscosos, poderá resultar em grandes discrepâncias em relação aos resultados obtidos em modelos experimentais devido ao facto do amortecimento inviscido por vezes apresentar magnitudes muito inferiores às do amortecimento viscoso [27]. Assim sendo, uma força adicional contemplando a resistência viscosa foi então incluída nas equações dinâmicas (2.26) e (2.27). O amortecimento viscoso D é considerado linear devido à conveniência matemática uma vez que permite o cálculo no domínio da frequência.

Para o estudo do efeito viscoso apenas foram considerados os corpos reactantes (corpo $i = 2$) dos CEO A e CEO B e o flutuador do CEO C.

Seja a força de resistência viscosa dada por:

$$f_v = \frac{1}{2} \rho A C_d U |U|, \quad (3.2)$$

onde A é a área de referência, C_d o coeficiente de resistência e U a velocidade do fluido. Assumindo agora que esta força como uma força dissipativa do modo $D\dot{x}$ em que D é o amortecimento viscoso e assumindo que $U = \dot{x}$ temos:

$$D = -\frac{1}{2}\rho AC_d \dot{x} \quad (3.3)$$

Da equação (2.28):

$$D = -\frac{1}{2}\rho AC_d \omega \operatorname{Re}\{X e^{i\omega t}\} \quad (3.4)$$

Para o cálculo deste amortecimento foram consideradas algumas aproximações que em alguns pontos poderão apresentar resultados ligeiramente desfasados da realidade.

Tal como anteriormente mencionado, foi utilizado um código MatLab para a resolução das equações dinâmicas em cada frequência da gama considerada. De modo a obter a amplitude correspondente a cada frequência era necessário obter o valor de D cujo ele mesmo depende da amplitude. Uma vez que este problema levantava questões de não linearidade (amplitude quadrática), foi assumida a amplitude da frequência anterior calculada sendo então

$$D = -\frac{1}{2}\rho AC_d \omega \|X\|(\omega - \Delta\omega) \quad (3.5)$$

Esta aproximação tem erros mínimos para variações de amplitudes muito pequenas entre frequências consecutivas, mas esse mesmo erro aumenta em variações mais abruptas como é o caso dos picos de ressonância. No caso da amplitude de ressonância, uma vez que está a ser considerada a amplitude anterior sendo esta menor, o valor de D será menor do que o real. Já no ponto seguinte, por considerar a amplitude de ressonância, o amortecimento viscoso acaba por ser dimensionado por excesso. Para minimizar os efeitos das variações acentuadas das amplitudes foram considerados intervalos entre frequências muito pequenos de modo a aproximar as amplitudes consecutivas. Outro ponto a apontar nesta aproximação prende-se com o facto de esta fazer uso apenas da amplitude máxima, considerando a velocidade máxima da oscilação ao invés da velocidade média da mesma, resultando assim num dimensionamento por excesso dos efeitos viscosos.

Os valores do coeficiente de resistência C_d para o CEO A e CEO B foram obtidos diretamente da literatura [26]. Para o CEO C o valor obtido do C_d foi estimado de acordo com os cálculos demonstrados no Anexo B.

Tabela 1- Coeficientes de resistência.

	C_d
CEO A	1.9
CEO B	2.8
CEO C	0.84

3.3. Absorção de Energia

3.3.1. Estratégias de Maximização de Absorção de Energia

De modo a permitir o aumento da energia absorvida das ondas e conseqüentemente tornar os dispositivos mais rentáveis poderão ser adotadas várias estratégias dos seus PTOs. Geralmente a frequência natural dos absorsores pontuais é inferior à frequência das ondas incidentes e por essa razão, o dispositivo terá que ser ajustado tendo conta os estados de mar onde o CEO é instalado. Para sintonizar a frequência natural do dispositivo dentro da gama de frequências esperadas é introduzida uma mola no sistema de rigidez K , geralmente associada ao PTO. Ao introduzir este novo termo na equação 3.1 ficamos então com

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g\rho S_i + K}{m_i + A_{ii}}} \quad (3.6)$$

Assim sendo, ao ajustar a constante da mola temos então amplitudes de ressonância superiores à elevação da superfície livre e conseqüentemente uma potência absorvida mais elevada. A esta estratégia é dada o nome de *PTO reativo*. Caso o PTO esteja equipado simplesmente com um amortecedor puro de coeficiente C , este opera como um amortecedor passivo e, portanto, denominado de *PTO passivo* [28].

Uma outra estratégia é denominada de *latching* (=trancagem) [28]. Esta técnica consiste num mecanismo que mantém o flutuador numa posição fixa quando este atinge a posição máxima do seu curso tal como é demonstrado na Fig.33. Após um certo período (aproximadamente um quarto do período de onda) este mecanismo liberta então o flutuador. Por este método induzir respostas não lineares dos dispositivos, não será considerada nesta tese.

Por fim, temos a opção de variar a massa do CEO de modo a ajustar a sua frequência natural (ver equação 3.6). Esta estratégia não permite grande variação da sintonização do CEO uma vez que para tal, é necessário um aumento/diminuição de uma massa de grande magnitude o que afetaria o deslocamento do CEO e conseqüentemente a sua resposta às ondas. Assim sendo, esta estratégia é sobretudo utilizada em pequenos ajustes do período de ressonância do sistema.

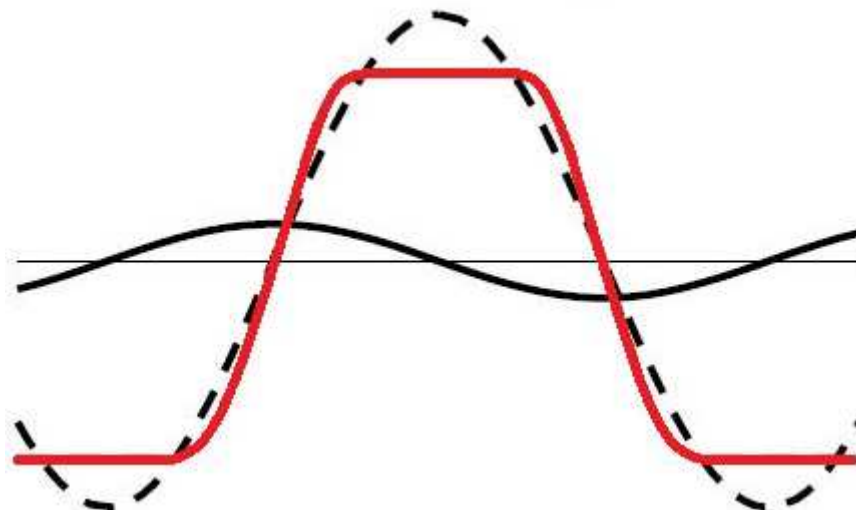


Figura 33- Representação esquemática das estratégias dos PTOs (Falnes 2002). Linha contínua preta- Elevação da superfície livre; Linha contínua vermelha- *Latching*; Linha tracejada- PTO reativo

3.3.2. Otimização do PTO

A otimização do PTO permite encontrar os valores ótimos do amortecimento C e mola K de modo a obter a absorção máxima para um determinado estado de mar e considerando os parâmetros hidrodinâmicos de cada dispositivo.

Para encontrar os parâmetros que maximizam a potência absorvida, mais uma vez foi recorrido ao código em MatLab que interactivamente varia as constantes do PTO de modo a obter a curva de potência capturada quer para o PTO reativo quer para o PTO passivo. A equação (2.38) mostra que a potência absorvida é proporcional ao valor do amortecimento C . Contudo, o aumento de C leva a decaimento das amplitudes relativas de oscilação dos corpos sendo este um termo quadrático da equação. Assim sendo, um valor muito elevado de C não traduz necessariamente na melhor solução. Já a constante de rigidez da mola K apesar de não interferir diretamente na equação de potência absorvida pelo PTO, permite sintonizar o CEO com a frequência característica do mar onde o CEO está instalado de modo a que este opere perto da frequência de ressonância e assim obter valores mais elevados de potência absorvida.

Note-se que nesta tese é apenas considerada a energia absorvida pelo PTO. A potência gerada por cada CEO dependerá do rendimento $\eta = P_{abs}/P_{out}$ do PTO.

Contante K para CEO C

Tal como mencionado, o CEO C contém no seu interior uma câmara de ar e uma de nitrogénio que atuam como mola tanto na compressão como na expansão. Assim sendo, o valor ótimo da mola corresponde a

$$K = K_a + K_n \quad (3.7)$$

Onde K_a e K_n são os coeficientes de rigidez do ar e nitrogénio respetivamente nas posições de equilíbrio. Estes coeficientes são dados por:

$$K_a = \gamma S_f^2 \frac{\bar{p}_a}{\bar{V}_a} \quad (3.8)$$

$$K_n = \gamma S_n^2 \frac{\bar{p}_n}{\bar{V}_n} \quad (3.9)$$

onde S_f e S_n as áreas do flutuador e do cilindro de nitrogénio respetivamente, \bar{p}_a e \bar{p}_n as pressões do ar e nitrogénio na posição de equilíbrio, \bar{V}_a e \bar{V}_n o volume de ar e nitrogénio na posição de equilíbrio. O valor γ dependerá da velocidade de oscilação do flutuador. Para grandes frequências de oscilação (oscilações rápidas) γ deverá ser aproximadamente 1.4 respeitando um comportamento adiabático e consequentemente apresentando uma mola com maior rigidez. Para baixas frequências (oscilações lentas) γ deverá aproximar-se de 1 sendo considerado um comportamento isotérmico. A classificação de oscilações rápidas/lentas depende se o período de oscilação é muito superior/inferior da constante térmica do sistema, sendo no caso do sistema C aproximadamente 30 min [15]. Para uma gama de períodos de onda entre $5 \leq T \leq 16$ o sistema poderá ser considerado adiabático ($\gamma = 1.4$) uma vez que as oscilações poderão ser consideradas rápidas o suficiente para prevenir trocas de calor entre o gás e o exterior durante cada ciclo de onda.

3.3.3. Resultados

As curvas de máxima absorção para cada CEO estão representadas nas Fig. 34, 36 e 38. O valor da potência obtida corresponde aos valores ótimos em função do período, i.e., a cada período existe um valor correspondente ao C ótimo. As curvas representadas correspondem cada uma delas a diferentes constantes K onde é possível ver claramente os efeitos do PTO reativo. Também é possível verificar os resultados para o PTO passivo ($K = 0$) de modo a comparar as diferentes estratégias de absorção de energia.

Após os testes realizados, foi concluído que para uma sintonização eficiente das frequências, a ordem de grandeza da contante K deverá coincidir com a ordem de grandeza da massa dos corpos uma vez que as frequências deverão situar-se $0.5 < \omega_n < 1.4$ rad/s.

Nas Fig. 35, 37 e 39 estão representados os valores ótimos de C em função do período. Estes resultados são especialmente relevantes no projeto e dimensionamento do PTO uma vez que com uma simples triangulação de dados é possível encontrar os parâmetros ideais para um período de onda pretendido.

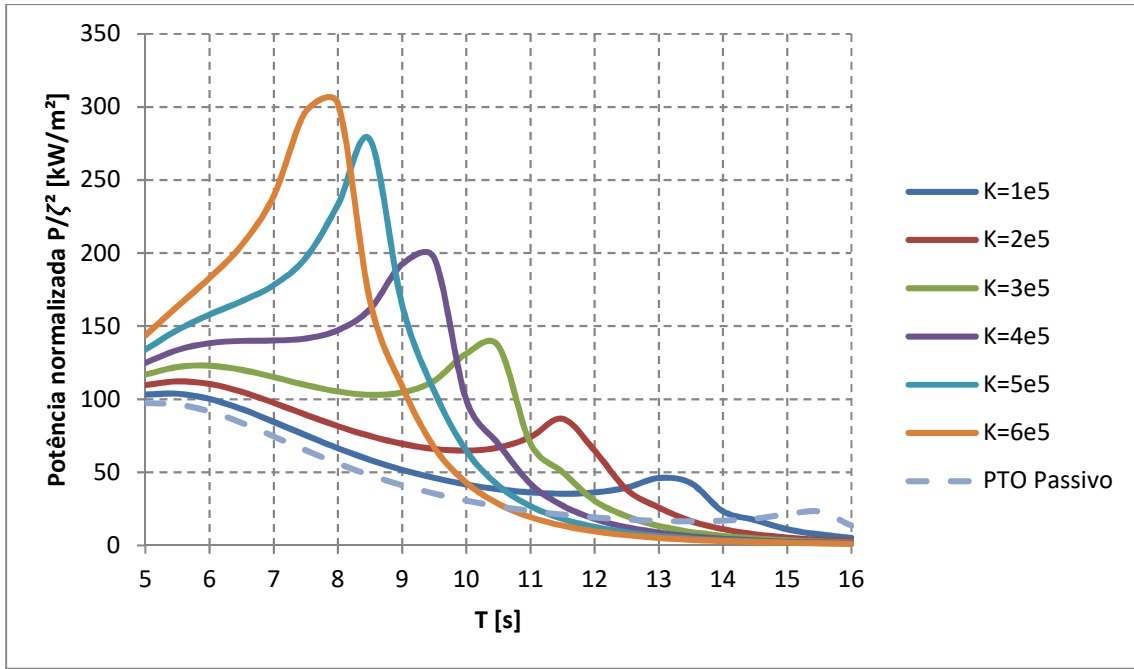


Figura 34- Potência maximizada para CEO A.

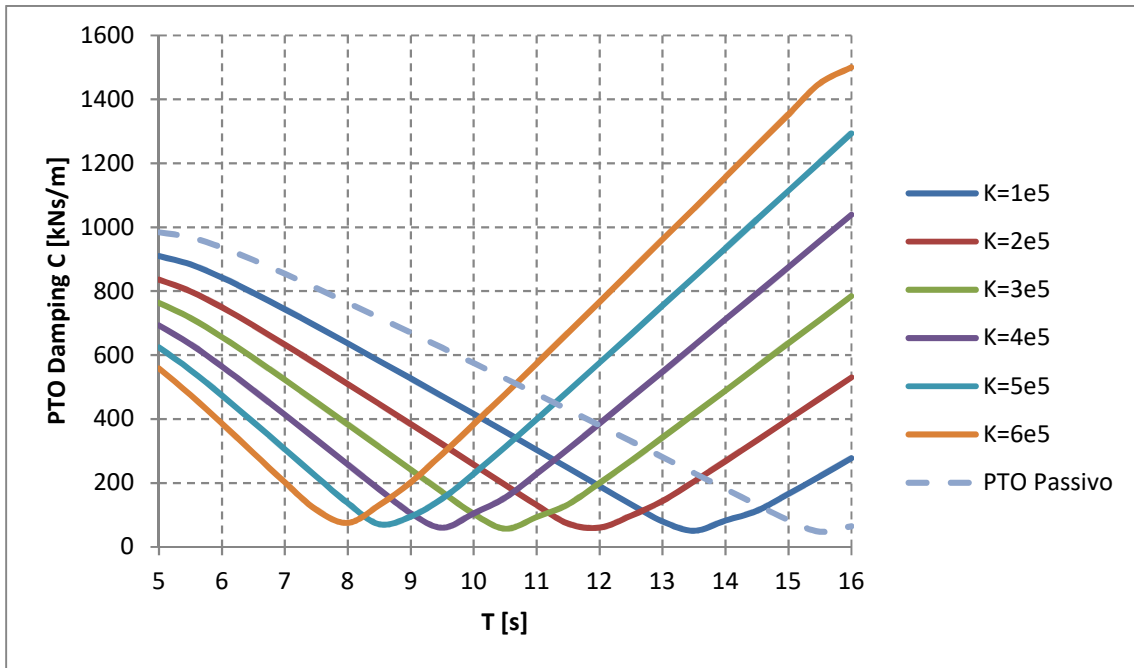


Figura 35- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO A.

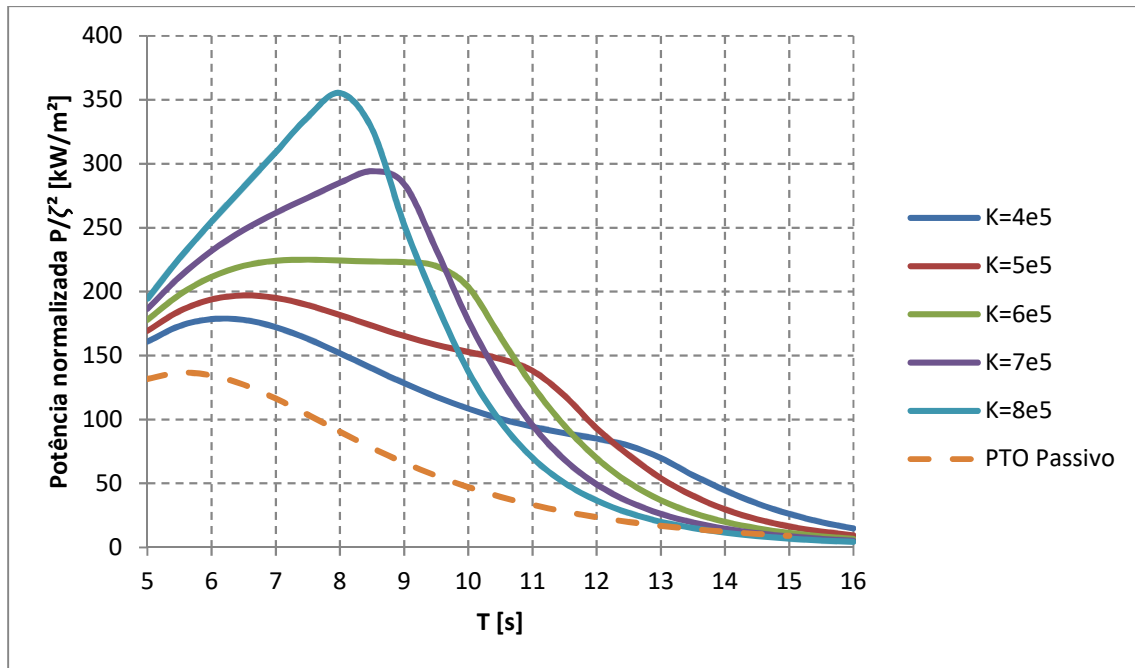


Figura 36- Potência maximizada para CEO B.

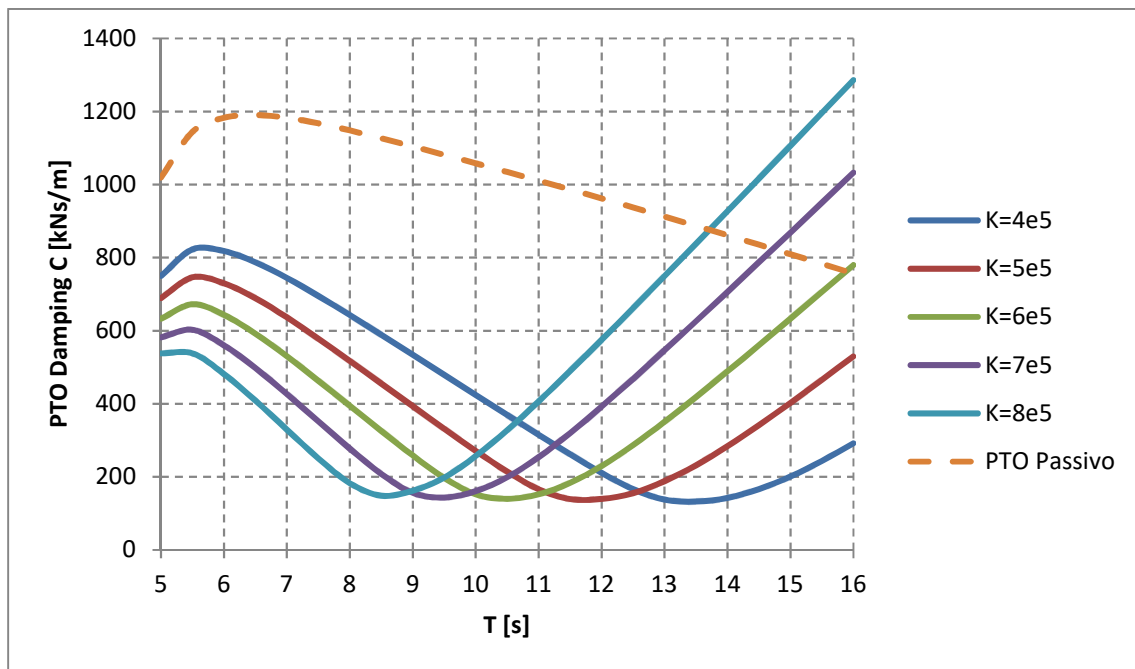


Figura 37- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO B.

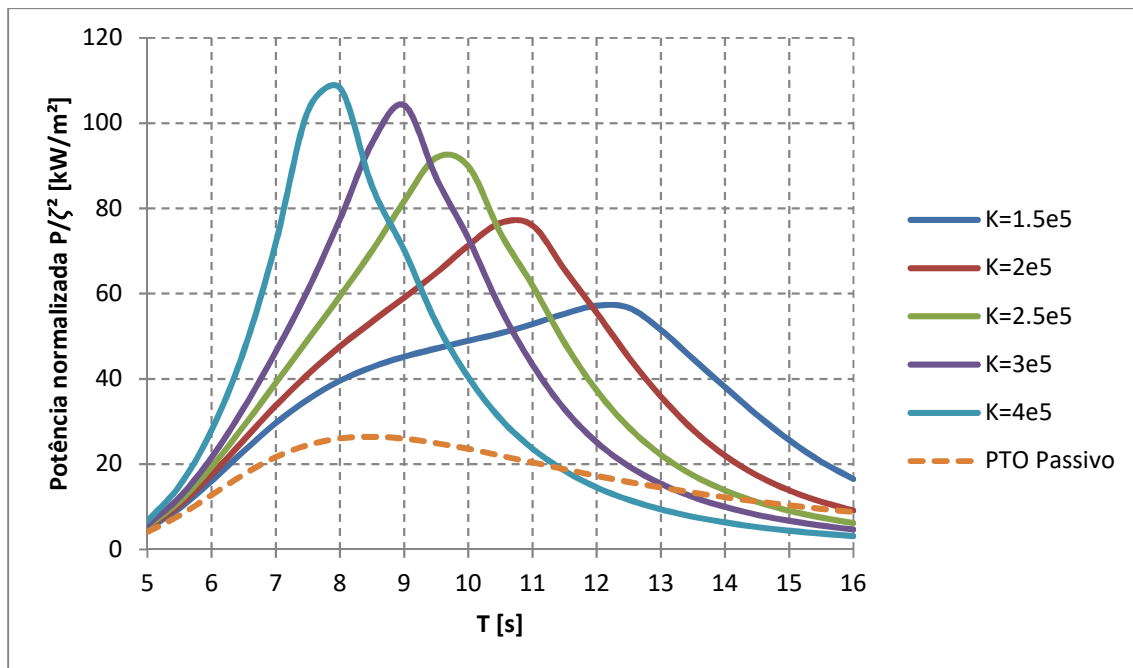


Figura 38- Potência maximizada para CEO C.

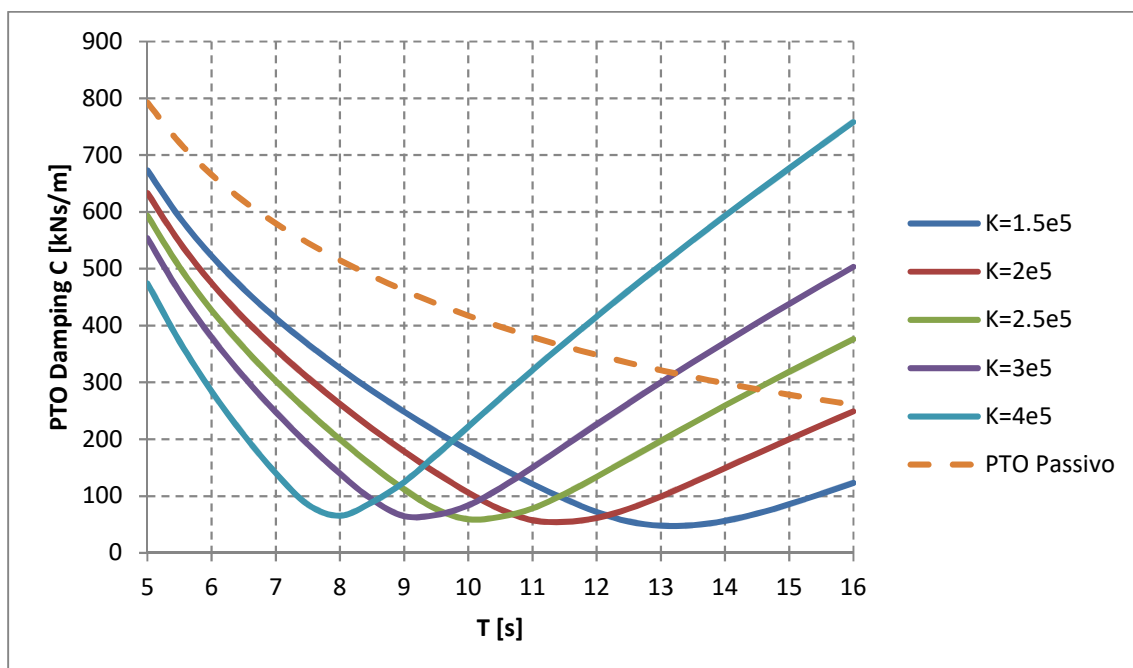


Figura 39- Amortecimento otimizado para o PTO do CEO C.

Efeitos das Estratégias dos PTOs

Das Fig. 34, 36 e 38 podemos observar e comparar as diferenças entre o PTO passivo e reativo. Em primeiro lugar e como esperado, as curvas do PTO reativo apresentam valores muito superiores de potência absorvido comparados com os valores do PTO passivo uma que que ao variar a constante de rigidez do sistema, aumenta significativamente as amplitudes de resposta dos corpos.

É também de notar que ao sintonizar os CEOs em períodos de ressonância menores resulta em potências máximas absorvidas mais elevadas. Relembrando que a potência do PTO é dada por $P = f_{pto}U$, os efeitos da velocidade da oscilação são significativos para um aumento da captura sendo que estes ocorrem em períodos menores.

A título de exemplo, na Fig. 40 é comparada a resposta do CEO B quando sintonizado para um período de onda $T = 8$ seg utilizando o PTO passivo e reativo com os parâmetros otimizados. Na Fig. 41 está representada a respetiva potência absorvida em função do período das ondas.

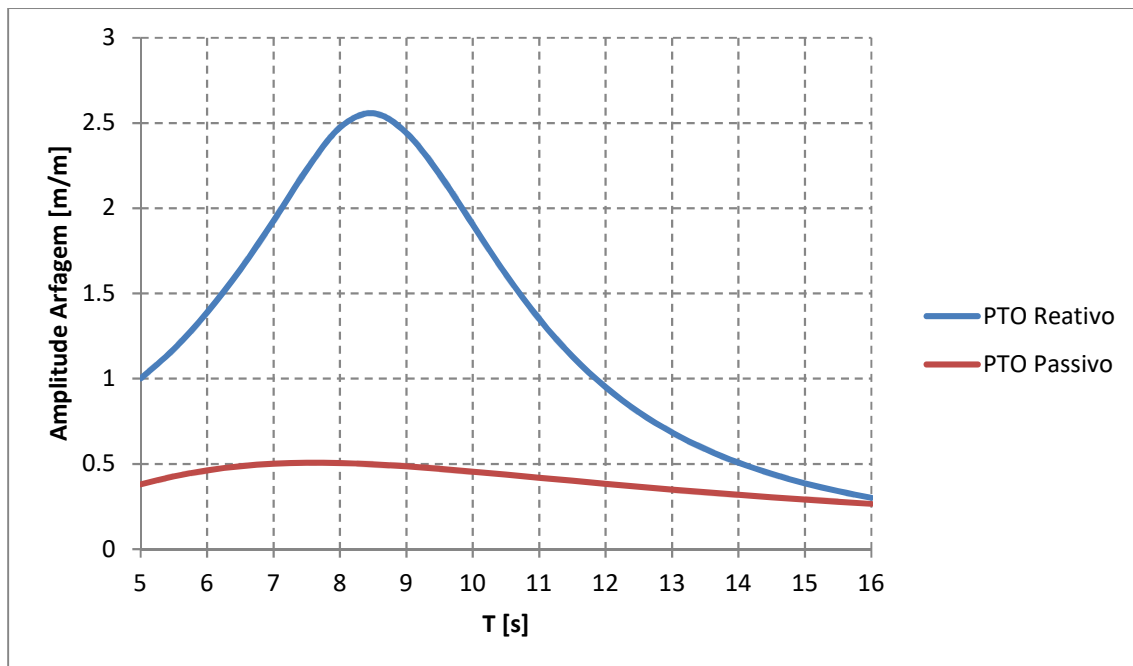


Figura 40- Comparação da amplitude de arfagem para CEO B com diferentes estratégias dos PTOs. PTO passivo $C=1148$ kNs/m; PTO reativo $C=182$ kNs/m $K=800$ kN/m.

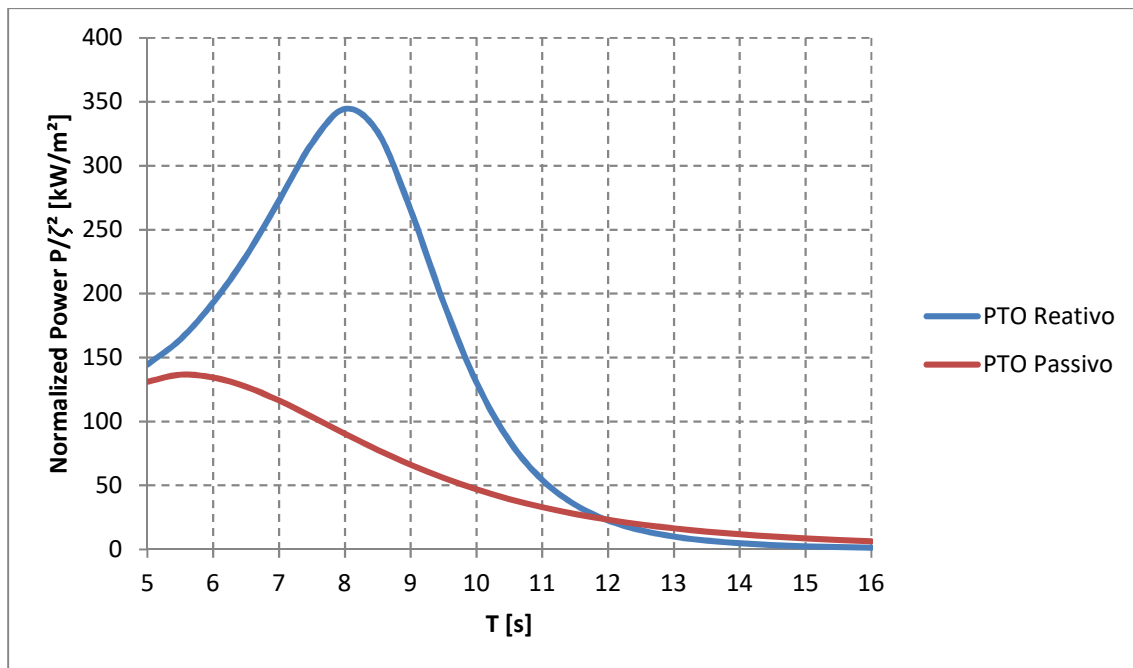


Figura 41- Comparação da potência absorvida para CEO B com diferentes dos PTOs. PTO passivo $C=1148$ kNs/m; PTO reativo $C=182$ kNs/m $K=800$ kN/m.

3.3.4. Efeitos da Variação da Massa

Tal como já referido, a variação de massa permite ajustar o período de ressonância do CEO sendo esta uma outra estratégia de maximização de absorção de energia. Na Fig. 42 podemos ver os efeitos desta variação na resposta do CEO C para um PTO com os parâmetros C e K iguais.

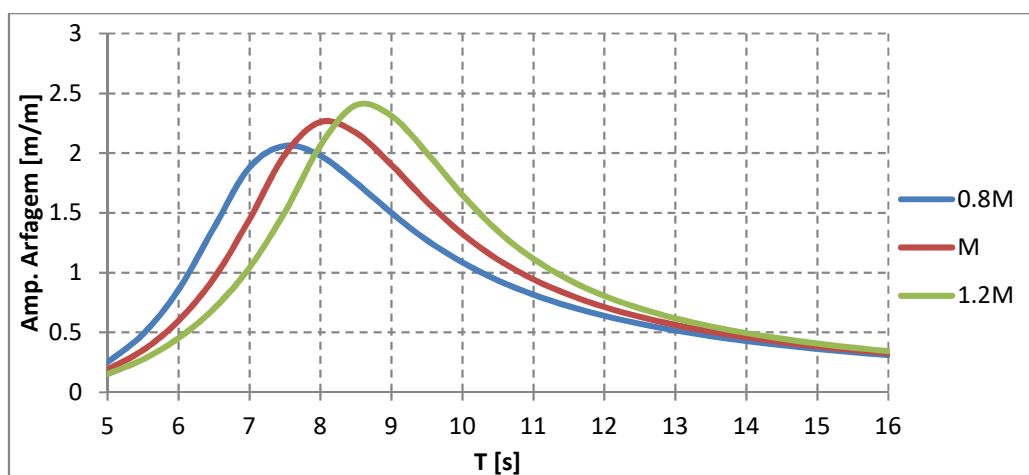


Figura 42- Efeitos da variação da massa.

A partir dos resultados da Fig. 42 é possível confirmar que esta estratégia não permite grandes variações do período de ressonância do CEO. Para uma massa que varia entre 80% e 120% da massa original do flutuador do CEO C, temos apenas a variação de 1 seg no período de ressonância.

É possível também verificar um aumento na amplitude de resposta no pico de ressonância com o aumento da massa do flutuador. No Anexo C é feita a demonstração dos efeitos da variação da massa na amplitude de oscilação de um corpo.

3.3.5. Respostas Otimizadas

É também relevante avaliar a resposta de cada CEO a um estado de mar composto por ondas regulares e com parâmetro do PTO fixos. Para tal, com base nos resultados obtidos na secção 3.3.3. foi decidido estudar as respostas dos CEOs para um período de ressonância $T = 8$ seg uma vez que este apresenta em todos os casos o maior valor de potência absorvida.

A Fig. 43 e Fig. 44 temos as amplitudes de resposta e potência absorvida para cada CEO.

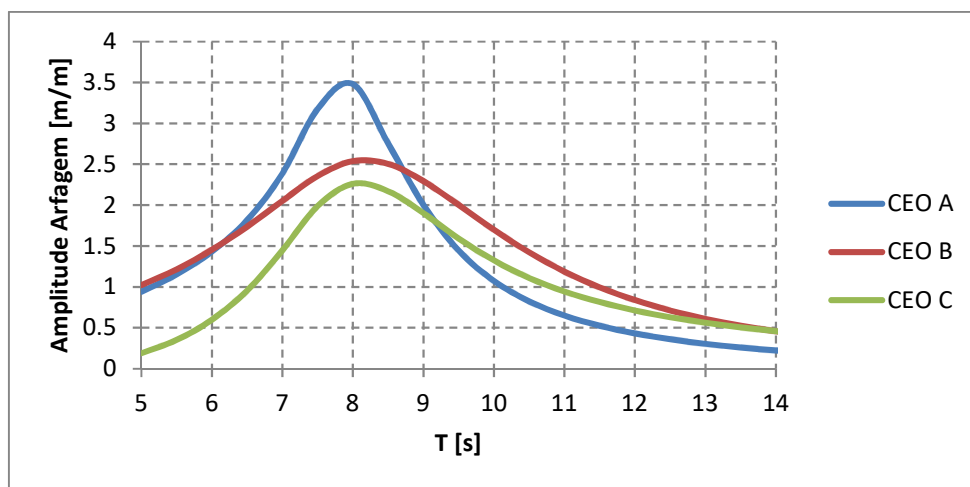


Figura 43- Amplitudes de resposta dos CEOs.

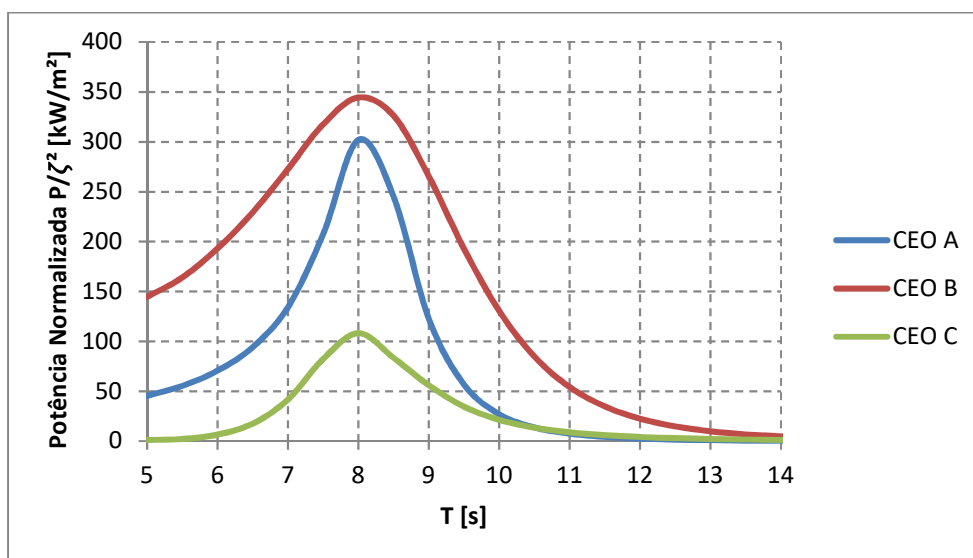


Figura 44- Potência absorvida pelos CEOs.

Tabela 2- Parâmetros ótimos do PTO.

	K_{pto} [kN/m]	C_{pto} [kNs/m]
CEO A	600	75.1
CEO B	800	182.6
CEO C	400	65.5

Pelos resultados obtidos, é de destacar a diferença de desempenho na energia absorvida entre sistemas de dois corpos oscilantes e sistemas de apenas um corpo oscilante.

Relativamente à largura de banda dos sistemas, observamos que de todos os conversores, o CEO A é o que apresenta uma largura de banda mais estreita, i.e., uma gama menor de períodos cujas oscilações apresentam amplitudes significativas. Isto significa que a sua capacidade de absorção de energia das ondas para períodos fora da zona de ressonância é inferior aos demais. Contudo as suas maiores amplitudes de oscilação de ressonância revelam, à partida, um bom desempenho quando este se encontra perfeitamente sintonizado com a período de pico característico do estado de mar.

Já o CEO B e o CEO C apresentam por sua vez uma largura de banda muito superior ao CEO A e na qual podemos ver uma correlação com o amortecimento dos CEOs. Tanto o CEO C, que pela Fig. 31 apresenta o maior valor de amortecimento por radiação e o CEO B, que apresenta o maior amortecimento do PTO, possuem um amortecimento total superior ao CEO A. Daqui resulta uma largura de banda mais ampla. Contudo, é de salientar também que um amortecimento mais elevado resulta numa redução de amplitudes de oscilação dos CEOs sendo, portanto, um parâmetro que equilibra a variação das amplitudes do CEO ao longo de todo o espectro.

O CEO B apresenta o melhor desempenho em termos de absorção de energia apesar de não ter as maiores amplitudes de oscilação. A isto se deve o facto de ser o sistema com maiores forças de excitação e inerciais. Estas forças permitem maiores amplitudes em oscilação forçada na zona de ressonância, permitindo assim ao CEO aumentar a sua capacidade de amortecimento do PTO sem com isto comprometer tão significativamente as suas amplitudes de oscilação e ampliar a sua largura de banda. Na Fig. 43 é possível verificar que para uma diferença de cerca de 30% na amplitude de oscilação entre o CEO A e CEO B, o segundo apresenta um coeficiente de amortecimento do seu PTO cerca de 2.4 vezes maior.

Uma outra razão para as maiores amplitudes de oscilação do CEO A e CEO B prende-se com o facto de estes terem dois corpos oscilantes que ao serem sintonizados em contrafase, maximizam a amplitude relativa do sistema, aproveitando assim a amplitude máxima dos corpos em fase opostas.

O CEO C por ser um sistema de apenas um corpo oscilante apresenta oscilações de menor amplitudes uma vez que, ao contrário do CEO A e CEO B, não possui oscilações de dois corpos em contrafase. O facto deste sistema não possuir um flutuador à superfície como os restantes CEOs, apresenta um total de forças de excitação muito inferior aos restantes o que retira capacidade de incluir um elevado amortecimento no seu PTO sem comprometer as amplitudes de resposta.

3.4. Conclusões

Serviu este estudo da resposta dinâmica a ondas regulares para adquirir noções sobre os vários aspetos que compõem um sistema oscilante de conversão da energia das ondas. Os estudos efetuados às diferentes configurações dos sistemas permitiram uma boa base de comparação e retirar com isso conclusões relativamente aos efeitos dos diferentes parâmetros que os caracterizam. Serve também este estudo como ponto de partida para o estudo das ondas irregulares. Assim sendo, podemos concluir:

- A largura de banda do CEO é proporcional ao amortecimento do sistema. Tendo o CEO A uma largura de banda mais estreita e o CEO B e CEO C uma largura de banda muito mais ampla.
- As forças de excitação e forças inerciais induzem maiores oscilações relativas dos corpos permitindo assim maiores níveis de captura de energia uma vez que é possível adicionar um maior amortecimento ao PTO.
- Os corpos submersos estão sujeitos a menores forças de excitação devido aos efeitos de profundidade contemplados no escoamento potencial.
- A otimização dos parâmetros do PTO resulta em melhorias significativas em termos de captura de energia.
- O PTO reativo, por sintonizar o período de pico do CEO com o período de pico da onda pretendido, permite amplificar significativamente as amplitudes de resposta resultando em níveis mais elevados de absorção de energia.
- A variação da massa revela-se apenas eficiente para ajustes numa pequena gama de frequências de onda.
- Os sistemas de dois corpos oscilantes apresentam melhores resultados em termos de amplitude relativa da resposta e energia absorvida.
- O CEO B pela sua combinação de largura de banda ampla e capacidade de possuir um amortecimento superior no seu PTO, apresenta a maior capacidade de captura em ondas regulares.

Capítulo 4

Resposta Dinâmica a Ondas Irregulares

4. Ondas Irregulares

Neste capítulo iremos estudar a performance dos CEOs em ambientes marítimos com ondas irregulares vindo no seguimento do estudo em ondas regulares. É de enorme relevo um estudo em ondas irregulares uma vez que este aproxima-se do estado real das condições de mar que os CEO enfrentam.

Os comportamentos dos CEOs serão primeiramente avaliados num leque de estados de mar individuais e posteriormente postos à prova num caso de estudo com dados meteorológicos reais.

Irão ser também executadas diversas análises à sensibilidade de cada CEO relativamente à variação de parâmetros de projeto e outras considerações feitas durante o estudo até então.

Por fim os resultados obtidos irão ser comparados com os resultados das ondas regulares e conclusões serão retiradas.

4.1. Ambiente Marítimo

Existem vários espectros usados para ondas offshore. Um dos primeiros e mais conhecidos nos dias de hoje é o espectro Pierson-Moskowitz que descreve o espectro de onda para um ambiente completamente desenvolvido, i.e., quando o vento constante não consegue aumentar a energia das ondas pois a transferência de energia equilibra-se com a dissipação da onda.

Este espectro é caracterizado apenas por um parâmetro correspondente à velocidade do vento e é dado por:

$$S_{PM}(\omega) = \alpha g^2 \omega^{-5} e^{-0.74(\omega_0/\omega)^4}, \quad (4.1)$$

onde $\alpha = 0.0081$ é a constante Phillip, $\omega_0 = g/U_{19.5}$ e $U_{19.5}$ a velocidade do vento a 19.5 m acima do nível médio da água. Contudo, cedo se provou que um espectro com um só parâmetro daria pouca liberdade para reproduzir resultados realistas uma vez que grande parte dos estados de mar não se encontra totalmente desenvolvido tendo em conta que a ação do vento apresenta constantes mudanças de direção e intensidade. Assim sendo, em 1973 foi proposto um novo espectro com 5 parâmetros de entrada chamado JONSWAP (JOint North Sea Wave Project). Este espectro é uma variação do espectro Pierson-Moskowitz no qual é introduzido um parâmetro de elevação do pico (ver Fig. 45) [29][30].

Temos então que o espectro JONSWAP é dado por:

$$S(\omega) = \alpha_s H_s^2 \omega_p^4 \omega^{-5} \gamma \beta_s \exp \left[-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega_p}{\omega} \right)^4 \right], \quad (4.2)$$

onde H_s é altura significativa da onda, γ é o factor de elevação de pico ($\gamma = 3.3$), ω_p a frequência de pico, α e β dados por:

$$\alpha_s = \frac{0.0624}{0.23 + 0.0336 \gamma - \left(\frac{0.185}{1.9 + \gamma} \right)} \quad (4.3)$$

$$\beta_s = \exp \left(-\frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\sigma^2 \omega_p^2} \right) \quad (4.4)$$

onde o valor σ traduz a espessura espectral e depende da frequência:

$$\sigma = f(x) = \begin{cases} 0.07, & \omega < \omega_p \\ 0.09, & \omega \geq \omega_p \end{cases} \quad (4.5)$$

Por permitir uma melhor modelação e reprodução da agitação marítima, foi utilizado o espectro JONSWAP nos cálculos de ondas irregulares desta tese.

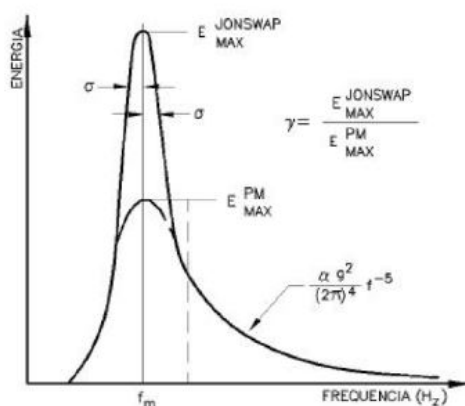


Figura 45- Comparação entre o espectro Pierson- Moskowitz e o espectro JONSWAP (Costal Engineering Manual).

4.1.1. Estados de Mar

De modo a comparar a performance de cada CEO, foram considerados um conjunto de estados de mar representativos do Mar do Norte [31]. Cada estado é definido pela altura de onda significativa H_s e pelo período de pico T_p . Na tabela 3 estão indicados os estados de mar e os respetivos parâmetros considerados.

Tabela 3- Estados de mar estudados.

Estados	H_s (m)	T_p (s)
1	0.75	5.45
2	1.25	5.98
3	1.75	6.59
4	2.25	7.22

Na Fig. 46 estão representados os espectros dos estados de mar em estudo

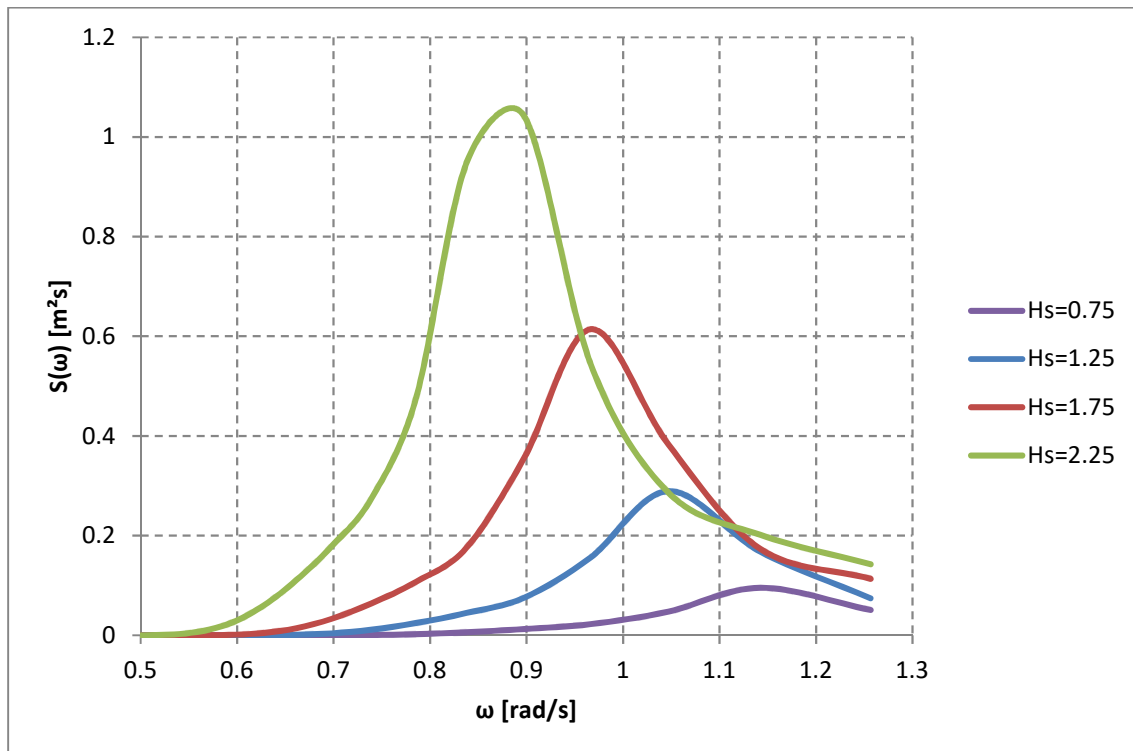


Figura 46- Espectros dos estados de mar estudados.

4.2. Potência Absorvida em Ondas Irregulares

No capítulo 3, a otimização do PTO foi calculada com base na variação dos parâmetros K e C encontrando a melhor combinação para a potência máxima instantânea absorvida. Contudo, esta estratégia não se aplica em ondas irregulares uma vez que é necessário considerar a potência absorvida em toda a gama do espectro, assim sendo, a potência máxima absorvida instantaneamente não traduz necessariamente na potência máxima média absorvida pelo PTO.

Deste modo, para a otimização do PTO, o espectro de onda terá que ser tido em conta, resultando numa nova função objetivo a maximizar:

$$\bar{P} = C \int_0^{\infty} \omega_i^2 \left(\frac{X_{r,i}}{\zeta} \right)^2 S(\omega) d\omega \quad (4.6)$$

Tal como no capítulo 3, a constante K é utilizada no PTO reativo.

4.2.1. Restrições de Movimento

As restrições das amplitudes de oscilação dos corpos (amplitudes relativas no caso do CEO A e CEO B) são uma parte importante no projeto prático dos CEOs. Para cada sistema, existe um limite máximo de curso (*stroke*) para qual o PTO está dimensionado. De modo a evitar um curso excessivo do PTO, uma das soluções passa por ajustar os parâmetros K e C . Contudo, esta solução tem efeitos diretos na energia absorvida podendo reduzir significativamente a quantidade da mesma. Outra solução passa por equipar o PTO com travões (*end stoppers*) que consistem em molas de elevada rigidez colocadas nas extremidades dos cilindros hidráulicos do PTO. Nesta solução a captura de energia não é afetada até atingir o curso máximo, todavia o impacto contínuo poderá danificar os componentes do PTO. Assim sendo, deverá ser considerado um valor que permita valores significativos de potência absorvida e ao mesmo tempo evite elevadas cargas e esforços no PTO.

Para os cálculos que se seguem, foi considerada a solução dos travões sendo que o curso máximo para cada CEO é de 3.5 metros. Este valor foi assumido com base em restrições físicas do CEO C. Assim sendo e de modo a comparar os sistemas, foi atribuído o mesmo máximo para todos os CEOs.

4.3. Resultados

Os resultados apresentados na tabela 4 representam o valor da potência absorvida para cada CEO nos diferentes estados de mar considerado. É também comparada a diferença entre cada CEO e o CEO A como base. Uma vez mais, os valores obtidos são ótimos para cada espectro, recorrendo ao mesmo processo utilizado na secção 3.3.2 com o auxílio do código MatLab.

Uma vez que o CEO C apresenta dimensões significativamente inferiores comparadas com o CEO A e CEO B [ver Anexo A], a comparação entre sistemas poderá ter pouco significado. Desta forma, é razoável aplicar um fator de escala de modo a que as dimensões se assemelhem. Considerando o comprimento do CEO A e CEO B e do flutuador do CEO C, chegamos ao fator de escala $\alpha = 1.67$. Segundo o escalamento com base no número de Froude, a potência absorvida escala $\alpha^{3.5}$. É de notar que esta operação é meramente comparativa uma vez que não tem em conta variáveis que não sofrem efeitos de escala e outras forças não dinamicamente semelhantes. Ao aplicar este fator de escala a restrição de 3.5 m de cursos máximo também não se verifica. Foi então incluída também uma linha extra denotada CEO C* correspondente ao CEO C após aplicado o fator de escala.

Tabela 4- Resultados do estudo aos diversos estados de mar

	Estados de mar							
	1		2		3		4	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
CEO A	2.1		32.5		119.4		193.1	
CEO B	1.8	-13.8	27.3	-16.2	142.8	19.6	245.9	27.3
CEO C	0.3	-83.2	4.7	-85.6	25.1	-78.9	89.5	-53.7
CEO C*	2.1	1.0	28.0	-13.9	150.8	26.3	537.0	178.0

Discussão dos Resultados

Após os resultados obtidos e resumidos na tabela 4, verificamos que o desempenho dos CEOs depende das características dos estados de mar e que existem uns CEOs mais indicados que outros dependendo do ambiente marítimo em que eles se encontram.

Tal como já havia sido concluído, o CEO A apresenta maiores amplitudes de oscilação o que permite melhores resultados quando este se encontra sintonizado com a período de pico do espectro. Como é possível verificar, nos estados 1 e 2, o CEO A apresenta a maior quantidade de potência absorvida revelando-se o CEO com melhor desempenho para ondas de menor energia. Contudo vemos uma mudança a partir do estado 3 no que toca ao CEO com melhor desempenho. Essa mudança para o CEO B acontece devido ao facto das maiores amplitudes de onda levarem os CEOs a atingirem as restrições de amplitude máxima impostas (3.5 m). Assim sendo, quando é atingido o limite máximo, a largura de banda torna-se a característica diferenciadora entre os CEOs uma vez que a vantagem do CEO A em ter as maiores amplitudes de oscilação anula-se. No capítulo 3 foi observado que o CEO B apresentava uma largura de banda mais ampla que o CEO A, permitindo então, que o CEO B consiga estar numa maior gama de frequências no limite das amplitudes admissíveis. Assim sendo o CEO B é considerado uma melhor escolha para ondas de maior amplitude e consequentemente mais energéticas.

Verificamos também que o desempenho do CEO C melhora com as ondas de maiores amplitudes sendo comprovado com diminuição de diferença para os resultados do CEO A e CEO B. O facto de este ser um sistema de apenas um corpo oscilante necessita de ondas mais energéticas para atingir amplitudes de oscilação significativas. Tal como o CEO B, o CEO C também apresenta uma largura de banda ampla o que permite igualmente uma maior capacidade de captura de energia quando se encontra limitado na amplitude de oscilação.

4.4. Caso de Estudo no Arquipélago da Madeira

É também conveniente estudar ambientes marítimos com dados estatísticos de longo prazo como uma sucessão de vários estados de mar. Neste estudo são apresentados dois diagramas de dispersão (*scatter diagrams*) de duas localizações diferentes no arquipélago da Madeira [32]. Este arquipélago situa-se no Atlântico Norte a 1000km do continente Europeu. Devido à sua posição geográfica, o arquipélago possui um vasto campo de poderosas ondas em seu redor tornando-se assim uma opção viável para a implementação de conversores de energia das ondas. Os dois diagramas de dispersão sujeitos a estudo são referentes a localizações perto da costa na ilha da Madeira (MA1) com profundidade de 50 m e na ilha do Porto Santo (PS1) com profundidade de 40 m, sendo estas as duas ilhas habitadas do arquipélago e, portanto, com necessidades energéticas. Estes dois locais foram escolhidos pelas suas diferenças no que toca à distribuição de ondas e largura do espectro de ondas. Enquanto que no MA1 temos uma gama mais ampla de alturas significativas de onda, no PS1 essa gama é mais restrita, contudo mais energética. Na Fig.47 é mostrada a localização dos pontos MA1 e PS1 (ilha da Madeira mais a oeste e ilha do Porto Santo mais a este). Nessa mesma figura encontra-se também representada condições energéticas extremas observadas em ambos os locais assim como a altura significativa máxima e o campo de vetores das ondas.

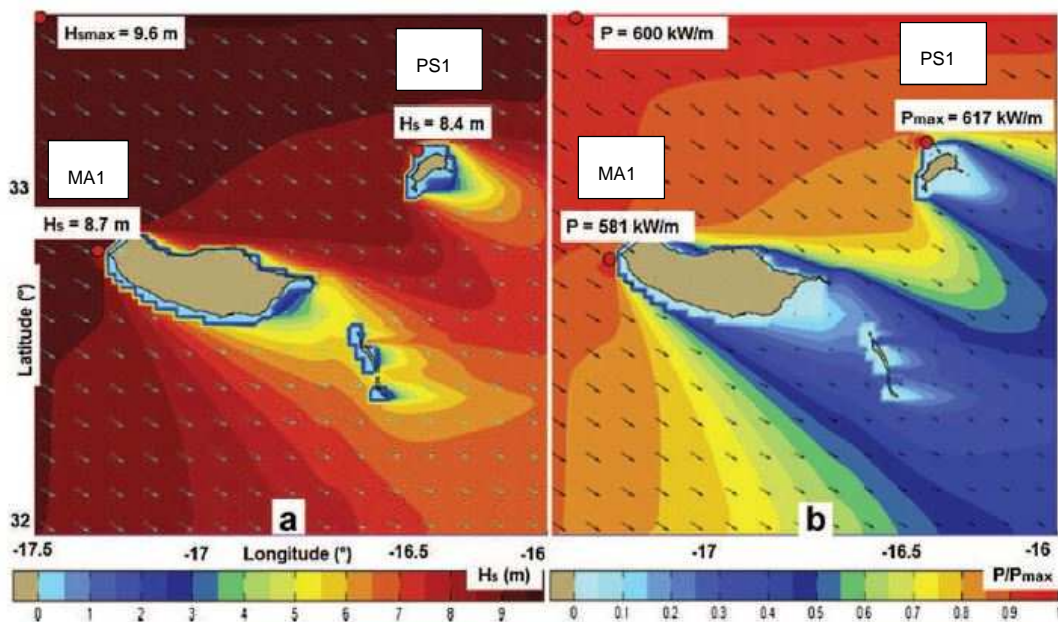


Figura 47- Representação em condições extremas dos locais de estudo.

Os diagramas de dispersão apresentados nas tabelas 5 e 6 são resultado de análises estatísticas com dados dos períodos 07/10/1997-01/03/1998 e 01/12/2000-05/03/2001 e de simulações segundo o modelo SWAN [33]. Os estados de mar encontram-se estruturados em divisões de 0.5 s × 0.5 m ($\Delta T_p \times \Delta H_s$) onde cada parcela expressa a percentagem de ocorrência do respetivo estado de mar. Os valores médios de cada diagrama de dispersão poderão ser consultados na tabela 7.

Tabela 5- Diagrama de dispersão para MA1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0.1	1.2	0.05	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0.3	0.1	1.4	0.55	1.05	1	0.3	0.2	0.05	0.05	0	0	0	0
1.5	0	0.1	0.5	0.1	0.4	0.8	2.51	1.05	1.5	1.6	1.6	2.26	0.55	0.55	0.05	0.26	0
2	0	0.5	0.8	1.4	0.4	0.3	1.76	1	0.8	0.8	2.01	3.56	2.76	2.27	1.05	0.55	0.2
2.5	0	0	0	1.5	0.9	1.81	0.5	1.05	0.9	1.3	1.3	1.26	1.5	2.27	1.76	0.76	0.55
3	0	0	0	0.2	0.8	0.1	0.3	0.55	0.4	0.5	0.5	0.76	0.05	0.76	1.76	1.05	0.65
3.5	0	0	0	0	0	0.2	0.55	0.1	0.5	0.6	0.2	0.27	0.05	0.27	0.76	0.76	0.76
4	0	0	0	0	0	0.6	0.55	0.3	0.3	0.2	0.1	0.05	0.05	0.27	0.55	0.26	0.76
4.5	0	0	0	0	0	0.1	0.3	0.5	0.4	0.1	0.2	0.05	0	0	0	0.05	0.1
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.3	0	0.05	0.05	0.05	0.05	0	0.1
5.5	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0.1	0.1	0	0	0	0	0.05	0.05	0.1
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.2	0.1	0	0.05	0	0.3	0.05	0.05
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.05	0	0.05	0.05	0.05	0.05
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1	0.05	0	0	0	0	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0	0

Tabela 6- Diagrama de dispersão para PS1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0.1	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0.1	1.4	0.4	0.52	0.26	0.08	0.05	0	0	0	0	0	0	0
1.5	0	0	0	0.1	2.01	0.6	1.76	0.76	1.26	1.52	0.76	0.52	0.5	0	0	0	0.05
2	0	0	0	0.1	0.7	2.21	2.26	1	2.26	2.01	2.52	2.52	2.26	1.2	0.56	0.08	0
2.5	0	0	0	0	0	0.1	0.76	0.76	1.76	0.52	1.52	2.01	3.05	3.41	1.56	1.26	0.08
3	0	0	0	0	0	0	0	0.52	0.52	1.05	0.3	0.3	1.05	3.11	2.76	2.56	0.76
3.5	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0.26	0.26	0.52	0.3	0.76	0.7	1.5	1.56	0.76
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.08	0.5	0.26	0.26	0	0.26	0.56	0.56
4.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.26	0	0.05	0.4	0.05	0.05	0.76
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0	0	0.05	0.05	0.05
5.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0.2	0.05	0.05	0.05
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.08	0.05	0.26
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.08	0.05	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.05
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 7- Valores médios de MA1 e PS1

	H_s (m)	T_p (s)
MA1	2.77	10.2
PS1	3.01	10.9

Resultados

De modo a calcular a potência média absorvida nos locais MA1 e PS1, foi novamente executado um estudo de otimização para cada CEO considerando a probabilidade de ocorrência de cada espectro. O resultado foi uma matriz de potências estruturados em divisões de 0.5 s x 0.5 m ($\Delta T_p \times \Delta H_s$) onde cada parcela corresponde à potência média absorvida [kW] para cada estado de mar. As matrizes completas de cada CEO para MA1 e PS1 podem ser consultadas no Anexo D.

Embora as localizações MA1 e PS1 apresentem batimetrias diferentes, 50 m e 40 m respetivamente, foi assumido 40 m de profundidade em ambos. Esta aproximação permite estudar e comparar o desempenho dos CEOs apenas tendo em conta as variações dos estados de mar para as mesmas condições de profundidade. Na secção 4.4.2 é apresentada a sensibilidade do CEO C à profundidade em que este opera constando o resultado para a profundidade real em MA1.

Nas tabelas que se seguem encontram-se demonstradas multiplicações entre os diagramas de dispersão e as matrizes de potências de cada CEO. Para facilitar a visualização dos estados de mar mais energéticos foi adicionado um esquema de cor.

Tabela 8- Potência absorvida [kW] do CEO A em MA1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	1	1	15	12	32	26	5	2	0	0	0	0	0	0
1.5	0	0	1	1	5	20	121	71	88	58	32	26	4	3	0	1	0
2	0	1	4	14	8	13	150	121	84	52	71	73	38	23	8	3	1
2.5	0	0	0	23	28	123	67	198	147	131	72	41	32	35	21	7	4
3	0	0	0	4	36	10	58	149	94	73	40	35	2	17	30	14	7
3.5	0	0	0	10	0	27	144	27	121	119	22	17	2	8	18	14	11
4	0	0	0	0	0	104	169	82	73	44	14	4	3	11	17	6	14
4.5	0	0	0	0	0	22	92	136	97	22	36	5	0	0	0	2	2
5	0	0	0	0	0	0	0	0	24	65	0	6	4	3	2	0	3
5.5	0	0	0	0	0	0	0	14	24	22	0	0	0	0	3	2	4
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	44	20	0	6	0	21	3	2
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	9	0	5	4	3	2
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20	9	0	0	0	0	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	0	0

Tabela 9- Potência absorvida [kW] do CEO B em MA1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	2	1	22	13	31	30	8	4	1	0	0	0	0	0
1.5	0	0	4	1	9	28	130	69	100	90	66	63	10	7	0	2	0
2	0	4	11	32	15	19	162	116	95	80	148	178	92	51	17	6	2
2.5	0	0	0	54	54	175	72	191	167	204	149	98	78	80	44	14	8
3	0	0	0	10	69	14	62	144	107	113	83	85	4	38	63	27	13
3.5	0	0	0	0	0	38	155	36	182	184	45	41	5	19	37	27	20
4	0	0	0	0	0	149	203	133	119	71	29	10	7	24	35	12	27
4.5	0	0	0	0	0	31	140	222	159	36	64	13	0	0	0	3	4
5	0	0	0	0	0	0	0	0	40	107	0	15	10	7	5	0	5
5.5	0	0	0	0	0	0	0	22	40	36	0	0	0	0	6	4	7
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	71	32	0	13	0	43	5	4
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	32	15	0	12	8	6	5
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	32	15	0	0	0	0	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	0	0

Tabela 10- Potência absorvida [kW] do CEO C em MA1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	2	2	5	8	3	2	1	1	0	0	0	0
1.5	0	0	0	0	1	3	17	12	27	39	45	62	13	10	1	2	0
2	0	0	0	2	1	2	21	21	26	35	100	173	114	73	24	9	2
2.5	0	0	0	3	4	17	9	34	46	88	101	95	97	114	64	19	9
3	0	0	0	1	5	1	8	26	29	49	56	83	5	55	92	38	16
3.5	0	0	0	0	0	4	20	6	50	80	28	34	6	26	54	37	25
4	0	0	0	0	0	15	26	25	39	31	14	6	6	28	51	17	33
4.5	0	0	0	0	0	3	18	52	66	15	28	6	0	0	0	4	6
5	0	0	0	0	0	0	0	0	17	46	0	6	6	5	5	0	7
5.5	0	0	0	0	0	0	0	8	17	15	0	0	0	0	5	4	8
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	31	14	0	6	0	29	4	4
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	6	0	5	5	4	4
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	6	0	0	0	0	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0

Tabela 11- Potência absorvida [kW] do CEO A em PS1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	4	2	6	6	2	1	0	0	0	0	0	0	0
1.5	0	0	0	0	12	8	48	39	84	81	24	9	5	0	0	0	0
2	0	0	0	1	8	50	110	92	269	190	141	77	41	15	5	1	0
2.5	0	0	0	0	0	4	58	110	327	77	133	96	87	66	23	14	1
3	0	0	0	0	0	0	0	108	105	190	38	21	43	87	58	42	10
3.5	0	0	0	0	0	0	0	11	53	47	85	28	43	27	43	35	13
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	82	32	19	0	10	16	13
4.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	43	0	5	25	2	2	22
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	0	0	3	2	2
5.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	19	4	3	2
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	3	13
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	4	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 12- Potência absorvida [kW] do CEO B em PS1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	6	3	6	4	2	1	0	0	0	0	0	0	0
1.5	0	0	0	1	21	10	44	28	62	86	41	23	16	0	0	0	0
2	0	0	0	1	13	63	100	66	199	201	239	194	127	46	15	1	0
2.5	0	0	0	0	0	4	52	78	242	81	225	242	268	206	64	36	2
3	0	0	0	0	0	0	0	77	103	236	64	52	133	271	163	104	22
3.5	0	0	0	0	0	0	0	10	70	80	145	71	131	83	121	86	30
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	140	66	59	0	27	41	29
4.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	73	0	12	78	7	5	49
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13	0	0	8	6	4
5.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12	42	10	7	5
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16	8	30
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16	9	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 13- Potência absorvida [kW] do CEO C em PS1.

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	0	0	0	0	2	1	6	5	13	23	16	13	14	0	0	0	1
2	0	0	0	0	1	7	14	11	41	55	94	114	109	54	21	2	0
2.5	0	0	0	0	0	1	7	13	50	22	89	142	229	241	93	57	2
3	0	0	0	0	0	0	0	13	21	65	25	31	114	317	237	166	33
3.5	0	0	0	0	0	0	0	2	14	22	60	38	87	73	144	138	45
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	69	33	30	0	25	49	44
4.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	36	0	6	42	5	4	62
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	0	0	5	4	4
5.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	21	5	4	4
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	4	21
6.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	4	0
7.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 14- Potência média absorvida pelos CEOs e parâmetros ótimos do PTO em MA1.

MA1			
	\bar{P} [kW]	C_{pto} [kNs/m]	K_{pto} [kN/m]
CEO A	57.0	81.3	500
CEO B	86.1	132.9	750
CEO C	40.0	61.4	250

Tabela 15- Potência média absorvida pelos CEOs e parâmetros ótimos do PTO em PS1.

PS1			
	\bar{P} [kW]	C_{pto} [kNs/m]	K_{pto} [kN/m]
CEO A	51.1	67.7	400
CEO B	80.6	115.6	650
CEO C	50.3	57.0	170

Discussão de Resultados

A partir dos resultados obtidos podemos verificar que para ambos os locais de estudo, o CEO B revela ser o sistema com melhores desempenhos no que toca à captura de energia das ondas. Faremos então uma comparação entre CEOs para cada local de estudo e posteriormente uma comparação dos desempenhos entre locais.

MA1

Em MA1 verificamos que o CEO B obteve os maiores índices de absorção de energia entre os três CEOs. A estes resultados muito se devem ao facto do CEO B apresentar uma largura de banda ampla permitindo capturar energia a níveis superiores aos restantes num vasto leque de períodos de ondas. Se avaliarmos a captura máxima de cada CEO verificamos que o CEO B tem uma capacidade de absorção de 612 kW enquanto que o CEO A 349 kW e o CEO C apenas 191 kW (ver Anexo D). Uma das diferenças no máximo de captura entre o CEO A e CEO B prende-se com as restrições de movimento. Tal como já concluído anteriormente, o CEO A apresenta oscilações de maior amplitude levando assim a que atinja o máximo permitido de amplitude de oscilação a alturas de onda muito inferiores a CEO B. Outro ponto diferenciador entre ambos CEOs é o facto do CEO B ter capacidade de fazer uso de um amortecimento do PTO cerca de 60% superior ao PTO do CEO A (ver Tabela 14). Os máximos de captura de cada CEO indicam também o período de pico em que cada um está sintonizado, sendo estes de 8.5 seg para o CEO A e CEO B e 10.5 seg para o CEO C. Considerando os valores médios de MA1 na tabela 7, verificamos que o CEO C se encontra sintonizado mais próximo do período de pico médio do local. Esse pico de ressonância na gama das ondas mais energéticas assim como uma ampla largura de banda leva a que o CEO C consiga diminuir a diferença para os outros CEOs comparado com os estudos já efetuados. Verificamos ainda que o CEO C por apresentar amplitudes de oscilação inferiores ao CEO A e CEO B é menos afetado pelas restrições de movimento permitindo assim aumentar a sua captura com ondas com maiores alturas significativas.

PS1

Uma vez mais o CEO B demonstrou os melhores resultados para este local. Ao contrário do que se fazia esperar, apesar do PS1 ser um local com uma altura significativa média superior a MA1 e por isso com ondas mais energéticas, os resultados do CEO A e CEO B foram inferiores a MA1 havendo só melhorias para o CEO C. Este decréscimo resulta de uma maior incidência em ondas de grande amplitude penalizando os CEOs que têm maiores oscilações e de um período médio de pico também mais elevado que, pela equação (2.38), diminui os resultados da energia absorvida devido a uma menor frequência de oscilação.

Dadas as restrições de movimento, os CEOs com maiores amplitudes de oscilação atingem com maior frequência o curso máximo do PTO num ambiente de ondas maiores afetando assim a sua capacidade de absorção.

Verificamos também que o facto do período de pico médio de PS1 ser superior a MA1, levou que os máximos de captura de cada CEO também se deslocassem mais para períodos de picos mais altos. Revelando uma vez mais que o CEO C apresenta o pico de ressonância numa gama de ondas mais

energéticas, aproveitando também a sua largura de banda ampla para capturar níveis de energia mais elevados nesta região.

Em suma, é possível afirmar que o CEO A é indicado para espectros com menor variância dada a sua largura de banda mais estreita e de ondas significativas de menores dimensões uma vez que devido às restrições de movimento, atinge rapidamente os limites.

Já o CEO B revela ser a melhor opção para os diferentes espectros pois alia uma largura de banda ampla com amplitudes de oscilação relativamente elevadas e boa capacidade de absorção do seu PTO. Permitindo uma captura de energia em todo o espectro e com ondas de altura significativa superiores ao CEO A.

Por fim o CEO C revela melhor resultados em ondas mais energéticas pois as suas oscilações menores permitem sintonizar o CEO com ondas de maior amplitude. A sua largura de banda ampla também permite a captura de energia numa vasta gama de ondas.

4.4.1. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação da Resistência Viscosa

Até este momento todos os cálculos efetuados tiveram em consideração o coeficiente de resistência C_d obtido na literatura para o CEO A e CEO B e estimado no Anexo C para CEO C. É então relevante estudar a sua influência nos resultados obtidos de modo a obter um conhecimento mais aprofundado sobre os efeitos desta incerteza no desempenho do CEO.

Para tal, a análise à performance dos CEOs foi novamente executada para cada um dos locais de estudo (MA1 e PS1) tendo em consideração os coeficientes de resistência para 50% e 150% do valor utilizado na tese.

Os resultados obtidos encontram-se sumarizados nas tabelas 16, 17 e 18 sendo que estes correspondem novamente aos valores ótimos do PTO.

Tabela 16- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO A.

C_d	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
1.9	57.0	Base	51.1	Base
0.95	74.0	29.8	72.2	41.3
2.85	47.0	-17.5	38.1	-25.5

Tabela 17- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO B.

C_d	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
2.8	86.2	Base	80.6	Base
1.4	120.0	39.2	125.5	55.7
4.2	67.5	-21.7	58.8	-27.0

Tabela 18- Resultados do teste de sensibilidade ao coeficiente de atrito para CEO C.

C_d	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
0.83	40.1	Base	49.0	Base
0.42	60.8	51.6	66.7	36.0
1.25	28.8	-28.2	36.3	-26.0

Tabela 19- Diferenças médias obtidas [%].

0.5 C_d		1.5 C_d	
MA1	PS1	MA1	PS1
40.2	46.6	-22.4	-27.5

Pelos resultados obtidos, em primeira instância, é possível verificar que não há linearidade entre a potência média absorvida e a variação do C_d (ver tabela 19). Isto significa que para uma redução em 50% deste coeficiente não são obtidos necessariamente resultados 50% superiores e sendo ainda mais notório no caso do aumento do em 50% do C_d . Esta variação depende da agitação marítima onde os CEOs estão instalados como é possível verificar nas diferenças entre MA1 e PS1.

Comparando individualmente os CEOs, verificamos que os efeitos do C_d são mais acentuados em PS1 para o CEO A e CEO B. Isto deve-se sobretudo ao facto deste local ter ondas características de maior amplitude. Relembrando que o amortecimento viscoso é dado por $D = -0.5\rho AC_d\omega\|X\|$, percebemos que este é tão maior quanto maior for a amplitude de oscilação uma vez que induz maiores velocidades da mesma, componente essa com uma grande influência nos efeitos viscosos.

Já no CEO C verificamos resultados contrários uma vez que a variação dos efeitos viscosos se revelou mais influente em MA1. Tal como já tinha sido referido nos resultados da secção 4.3.1, o CEO C apresenta resultados inferiores em ondas de baixas amplitudes, situação essa que ocorre com mais frequência em MA1, como tal, este sistema mostra-se mais sensível às variações do amortecimento viscoso neste tipo de ambiente menos energético.

Uma vez que foram apenas considerados os efeitos viscosos nos corpos reactantes do CEO A e CEO B a ação dos efeitos viscosos para estes sistemas encontra-se subdimensionada visto que a oscilação dos seus flutuadores não é afetada por estes efeitos. Já no CEO C estes efeitos têm maior preponderância uma vez que são aplicados ao único corpo em oscilação.

4.4.2. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação de Parâmetros de Projeto¹

Tal como mencionado anteriormente, cada CEO possui características distintas relativamente o seu design e como resultado dessas diferenças cada CEO tem uma resposta diferente à excitação das ondas. Por essa razão um novo estudo de sensibilidade foi efetuado onde cada CEO foi submetido a mudanças de variáveis de projeto.

O CEO A tem como principal característica de diferenciação dos outros CEOs o seu corpo reactante de grande massa por este consistir num tanque de lastro. Foi então estudada a sensibilidade à variação da massa do CEO para valores a 90%, 110% e 120% do valor da massa original. De modo a não afetar propriedades como a área da linha de água e secções transversais do corpo, foi considerado apenas o alongamento do corpo cilindro do tanque de lastro onde uma variação de 2.32 m corresponde a uma variação de 10% do seu deslocamento. Devido à mudança de forma foi necessário efetuar novas simulações no WAMIT uma vez que esta sofrerá alterações no escoamento ainda que pouco significativas.

Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 20

Tabela 20- Resultados do teste de sensibilidade à variação de m_2 para CEO A.

	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
m_2	57.0	Base	51.1	Base
$0.9m_2$	45.5	-20.3	36.5	-28.5
$1.1m_2$	69.3	21.5	68.2	33.5
$1.2m_2$	82.3	44.2	87.8	71.7

O CEO B apresenta um heave plate de modo a aumentar as forças de radiação. Por essa razão foi realizado o estudo de sensibilidade à variação do diâmetro do heave plate. Tendo sido estudados diâmetros 90%, 110% e 120% do valor original ($D=20.20$ m). Uma vez mais, foi necessário efetuar simulações no WAMIT de modo a obter os novos parâmetros hidrodinâmicos do CEO.

¹ Nota: O aumento de alguns parâmetros nestes estudos poderá surtir em efeitos não lineares num caso real que não são considerados na presente tese

Seguem na tabela 21 os resultados do estudo

Tabela 21- Resultados do teste de sensibilidade à variação do diâmetro da heave plate para CEO B.

	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
D	86.2	Base	75.6	Base
0.9D	59.8	-30.6	47.7	-36.9
1.1D	114.7	33.1	110.2	45.7
1.2D	152.3	76.7	155.3	105.3

Ao contrário do CEO A e CEO B, o CEO C opera totalmente submerso. Como já concluído no capítulo das ondas regulares, a submersão dos corpos oscilantes afeta diretamente as forças de excitação nele presente. Por esse motivo, foi efetuado um estudo de sensibilidade à profundidade de instalação do conversor comparando a profundidade de estudo (40 m).

Foram obtidos os seguintes resultado no teste de sensibilidade à profundidade do CEO C

Tabela 22- Resultados do teste de sensibilidade à variação de profundidade para CEO C.

h [m]	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
40	40.1	Base	49.0	Base
35	64.4	60.7	69.4	41.6
45	24.8	-38.2	34.6	-29.5
50	16.3	-59.3	22.4	-55.4

Discussão de Resultados

CEO A

Pelos resultados obtidos verificamos que o desempenho do CEO aumenta linearmente com o aumento da sua massa. Como já referido nesta tese, o aumento das forças de inércia do sistema induz maiores amplitudes de oscilação na zona de ressonância. Esta melhoria significativa da absorção de energia poderá ser explicada pela capacidade de aumentar o amortecimento do PTO para fazer face ao aumento das amplitudes de oscilação. Esse aumento do amortecimento do PTO irá permitir também uma ampliação da largura de banda deste CEO, melhorando esta característica comparativamente aos testes até então efetuados.

CEO B

Tal como o CEO A, o CEO B apresenta melhorias muito significativas em relação ao aumento do diâmetro da sua *heave plate*. Isto deve-se o facto de ao aumentar apenas 20% o seu diâmetro original,

as forças de radiação e excitação duplicam. Essa duplicação dos parâmetros hidrodinâmicos é bem patente no PS1 onde a capacidade de absorção de energia duplica.

Contudo num caso real este aumento de diâmetro não poderá ser considerado um processo tão fácil pois teremos que considerar os problemas estruturais do CEO devido aos grandes momentos fletores presente num corpo tão fino como o heave plate.

CEO C

Como seria de esperar a performance do CEO C revela ser sensível à profundidade que este opera uma vez que pela teoria linear, o potencial é proporcional a um termo dado $\cosh\left[\frac{\omega^2}{g}(z+h)\right]$ onde h é a profundidade no local onde o CEO opera. Daqui resulta que para um funcionamento mais próximo da superfície livre o potencial de radiação e difração na superfície do flutuador tenha um aumento de magnitude e conseqüentemente, pela equação (2.50) e equação (2.51), um aumento dos parâmetros hidrodinâmicos. É possível verificar que para a profundidade real de MA1 (50 m) o CEO C teria níveis de absorção de energia muito baixos, não sendo por isso um dispositivo adequado para a referida localização.

É de reter, contudo, que para este teste é considerado que a amplitude das ondas se mantém constante com a redução da profundidade. Num caso real este fenómeno não acontece pois em águas de pouca profundidade os efeitos do fundo do mar terão que se considerados resultando num regime muito menos energético do que aqui considerado devido à dispersão de energia no fundo do oceano.

4.4.3. Sensibilidade da Performance dos CEOs à Variação das Restrições de Movimento

A potência absorvida do CEO é determinada pela amplitude de oscilação dos seus corpos. Contudo devido às características do PTO essas amplitudes estão limitadas a um certo intervalo de modo a garantir a integridade do material. Neste estudo foi até então considerado uma amplitude máxima (relativa no CEO A e CEO B) de 3.5 m. Contudo é igualmente relevante avaliar os resultados da potência absorvida para quando estas restrições tomam outros valores, nomeadamente 3 m, 4 m e 4.5 m. Nas tabelas 23, 24 e 25 temos então os resultados para este estudo.

Tabela 23- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO A.

	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
3.5	57.0	Base	51.1	Base
3	52.5	-8.0	48.1	-6.0
4	61.7	8.1	53.3	4.3
4.5	65.2	14.3	54.8	7.2

Tabela 24- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO B.

	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
3.5	86.2	Base	80.6	Base
3	80.6	-6.5	77.6	-3.7
4	90.3	4.8	82.4	2.2
4.5	93.5	8.5	83.3	3.4

Tabela 25- Resultados do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para CEO C.

	MA1		PS1	
	\bar{P} [kW]	Dif [%]	\bar{P} [kW]	Dif [%]
3.5	40.1	Base	50.4	Base
3	37.8	-5.6	46.5	-7.7
4	41.8	4.2	53.3	5.9
4.5	43.3	8.1	55.3	9.8

Tabela 26- Resultados médios do teste de sensibilidade à variação da amplitude máxima para os CEOs [%].

	3		4		4.5	
	MA1	PS1	MA1	PS1	MA1	PS1
	-6.7	-5.8	5.7	4.1	10.3	6.8

Pelos resultados obtidos neste estudo de sensibilidade podemos ver alguma linearidade nos efeitos das restrições ao movimento do PTO. Tal como seria de esperar, o CEO A mostra ser em média o CEO mais sensível a este parâmetro uma vez que apresenta naturalmente maiores amplitudes de oscilação. Tal como observado nos resultados dos estudos previamente efetuados, o CEO A opera mais próximo dos máximos admissíveis do PTO, limitando assim a sua capacidade de captura de energia para ondas com maior amplitude. Já o CEO B, por fazer uso da sua largura de banda mais ampla em vez de grandes amplitudes de oscilação, mostra ser o CEO menos sensível a este parâmetro, indicando que este opera maioritariamente abaixo do seu limite. É de notar igualmente o maior efeito da restrição de movimento no CEO C em PS1. Isto deve-se ao facto deste CEO estar sintonizado com as ondas de maior amplitude fazendo com que o seu pico de ressonância ampliado pelas ondas nesta zona acabe por resultar em oscilações para além do permitido pelo seu PTO.

Estes dados permitem também avaliar a percentagem de solicitação dos *end stoppers* de cada CEO. Este revela-se ser um fator importante no dimensionamento do CEO uma vez que é de evitar o uso recorrente de componentes de impacto a fim de evitar desgaste e danos no material. Deste modo, é

seguro dizer que para os casos do CEO A em MA1 e CEO C em PS1, é necessário ter um cuidado especial quanto às suas restrições sendo aconselhado aumentar a resistência do PTO ou aumentar a sua capacidade de curso.

Por fim é de salientar que num caso real, ao permitir maiores amplitudes de oscilação do PTO implicará também maiores velocidades do mesmo. Isto resulta não só a elevadas cargas no PTO como também tende a distanciar-se da linearidade assumido nos cálculos aqui presentes.

4.5. Conclusões

Neste capítulo foi procurado avaliar as respostas dos CEOs num ambiente marítimo composto por ondas irregulares uma vez que este representa o tipo de ondas encontradas pelos sistemas numa situação real.

Numa primeira fase, foram estudados os desempenhos de cada CEO para estados de mar típicos do Mar do Norte com diversas alturas de onda significativas e períodos de pico e posteriormente elaborado um caso de estudo em dois ambientes marítimos situados no arquipélago da Madeira onde foram utilizados dados estatísticos dos estados de mar obtidos durante determinados períodos de amostragem. Serviu este estudo igualmente para executar testes de sensibilidade do desempenho à variação de diversos parâmetros, nomeadamente: coeficiente de atrito, parâmetros de projeto dos CEOs e os limites de amplitude de movimento. Estes testes permitiram adquirir um maior conhecimento relativamente às variáveis com maior influência nas respostas dos CEOs e com isso sugerir melhorias no desempenho dos mesmos.

Com base nos resultados obtidos no estudo das respostas dos CEOs em ondas regulares, podemos concluir que:

- O CEO A é o sistema mais adequado para estados de mar com alturas significativas de onda menores, devido às suas maiores amplitudes de oscilação. Contudo, é significativamente afetado pelas restrições de movimento em ondas mais energéticas. Devido à sua largura de banda mais estreita, deverá operar em espectros com menor variância de amplitudes. O aumento da massa do seu corpo reactante resulta num aumento significativo de absorção de energia.
- O CEO B é o sistema mais adequado para estados de mar com alturas significativas de onda maiores, devido à sua largura de banda ampla e menor limitação das amplitudes de oscilação devido às restrições de movimento. É possível aumentar significativamente os níveis de absorção de energia com o aumento da sua *heave plate*
- O CEO C apresenta melhor desempenho em estados de mar com ondas de grande altura significativa. Devido à sua largura de banda ampla e amplitudes de oscilações baixas, opera em ondas de elevadas altura significativa sem atingir os limites de amplitude de movimento conseguindo assim ter a seu período de pico mais próximo do período de pico médio do local. A absorção de energia varia significativamente com a profundidade na qual opera, revelando-se assim pouco viável para profundidades superiores a 40m.

- O desempenho dos CEOs mostra-se bastante sensível ao valor de coeficiente de resistência viscosa atribuído.
- Os efeitos das restrições de amplitude de oscilação em cada CEO variam, sendo mais significativos nos CEOs com maiores amplitudes de oscilação ou sintonizados nos períodos mais energéticos.

Conclusões

Nesta tese foi apresentado um estudo hidrodinâmico detalhado sobre conversores de energia das ondas em arfagem com características distintas de modo a obter um bom conhecimento geral das várias abordagens à captura de energia das ondas.

Numa primeira fase da tese foi feito um estudo para as respostas em ondas regulares de modo a avaliar os efeitos dos vários parâmetros hidrodinâmicos no desempenho dos CEOs assim como estratégias para maximizar a capacidade de captura de energia das ondas. Daqui concluímos que as forças de excitação e inerciais permitem uma maior quantidade de energia absorvida uma vez que induzem maiores oscilações dos corpos e aumentam a capacidade de amortecimento do PTO. Já amortecimento de radiação do CEO encontra-se diretamente relacionado com sua largura de banda sendo que esta aumenta na presença de efeitos dissipativos mais significativos. Pelos testes efetuados, é possível perceber que um sistema equipado por uma *heave plate* apresenta a melhor combinação destas forças, revelando assim o melhor desempenho. No que toca à capacidade de absorção de energia, o PTO reativo com os parâmetros otimizados revela-se ser a estratégia que melhor resultados produz e com maior liberdade para sintonizar o período de ressonâncias do sistema com o período das ondas prevalentes. Os sistemas de dois corpos por terem a capacidade de oscilar em fases opostas, atingem maiores amplitudes relativas e consequentemente maiores índices de energia absorvida.

Uma vez concluída a fase de estudo para as ondas regulares, deu-se início ao estudo para as ondas irregulares uma vez que estas apresentam as condições reais do ambiente marítimo em que os CEOs operam. Inicialmente, utilizando o espectro JONSWAP, foram efetuados testes a estados de mar com variação da altura significativa da onda e período de pico de forma a avaliar o desempenho de cada CEO em diferentes ambientes marítimos. Posteriormente, prosseguiu-se com um caso de estudo utilizando dados estatísticos de longo termo de duas localizações no arquipélago da Madeira onde foram também executados testes à sensibilidade dos sistemas com variação de coeficientes de resistência viscosa, parâmetros de projeto, restrição de movimento. Deste estudo concluímos que:

- Um CEO do tipo A, com um corpo reactante de elevada massa, por apresentar maior amplitude de oscilações graças à sua forma mais hidrodinâmica, revela-se mais indicado para ambientes marítimos de baixa amplitude de onda e com menor variância de amplitudes por possuir uma largura de banda estreita. Em ondas mais energéticas, este sistema é substancialmente afetado pelas restrições de movimento, contudo os seus resultados poderão ser melhorados com o aumento da massa do seu corpo reactante.
- Um CEO do tipo B, devido à sua *heave plate* apresenta forças de radiação e excitação superiores traduzindo-se numa maior capacidade de absorção de energia em ondas mais energéticas e numa largura de banda mais ampla. Em ambos locais do caso de estudo, este revelou-se ser o sistema com melhor desempenho. Com a variação das dimensões da sua *heave plate*, a capacidade de absorção de energia poderá sofrer melhoramentos significativos.

- Um CEO do tipo C por possuir somente um corpo oscilatório, não é capaz de apresentar amplitudes de oscilação muito significativas em ambientes pouco energéticos, contudo revela-se uma opção a ter em conta em ambientes com ondas significativas de maior amplitude onde o seu desempenho melhora significativamente. Por ser um sistema submerso, o CEO C poderá ter vantagem sobre os outros sistemas por este estar resguardado de ondas extremas e tempestades, preservando assim o seu equipamento por mais tempo. Por ser muito sensível à profundidade de operação, este deverá operar exclusivamente em águas pouco profundas.

Seriu assim este estudo para avaliar as respostas de um conjunto representativo dos sistemas mais comuns de conversão de energia das ondas em arfagem.

Referências

- [1] S. Hellas, "Wave Energy." [Online]. Available: <http://www.sigmahellas.gr>.
- [2] J. Cruz, *Ocean Wave Energy*. 2008.
- [3] A. F. de O. Falcão, "Wave energy utilization: A review of the technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 3. pp. 899–918, 2010.
- [4] J. Zumerchik and S. L. Danver, *Seas and Waterways of the World*. 2010.
- [5] M. E. McCormick, *Ocean Wave Energy Conversion*, vol. 45. 1981.
- [6] T. Setoguchi and M. Takao, "Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 15–16, pp. 2382–2396, 2006.
- [7] H. Hotta, T. Miyazaki, Y. Washio, and S. I. Ishii, "On the performance of the wave power device Kaimei - the results on the open sea tests.," *IN: OMAE 1988 HOUSTON, PROC. SEVENTH INT. CONF. ON OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING, (HOUSTON, U.S.A.: FEB. 7-12, 19, vol. I, New Yor. pp. 91–96, 1988.*
- [8] C. Grove-Palmer, "Wave energy in the United Kingdom: a review of the programme June 1975 to March 1982.," pp. 23–54, 1982.
- [9] N. Geographic, "End of Cheap Oil," *Vol.205*, 2004.
- [10] M. J. Muliawan, Z. Gao, T. Moan, and A. Babarit, "Analysis of a Two-Body Floating Wave Energy Converter With Particular Focus on the Effects of Power Take-Off and Mooring Systems on Energy Capture Analysis of a Two-Body Floating Wave Energy Converter With Particular Focus on the Effects of Power Take-Off," 2013.
- [11] J. Weber, F. Mouwen, a. Parish, and D. Robertson, "Wavebob – Research & Development Network and Tools in the Context of Systems Engineering," *Ewttec*, no. Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conf., Uppsala, Sweden, pp. 416–420, 2009.
- [12] O. P. Technologies, "No Title." [Online]. Available: www.oceanpowertechnologies.com.
- [13] M. Mekhiche and K. A. Edwards, "OCEAN POWER TECHNOLOGIES POWERBUOY ® : SYSTEM - LEVEL DESIGN , DEVELOPMENT AND VALIDATION METHODOLOGY," pp. 1–9, 2014.
- [14] A. F. O. Falcão, "Modelling of Wave Energy Conversion," pp. 1–38, 2014.
- [15] M. G. Prado, F. Gardner, M. Damen, and H. Polinder, "Modelling and test results of the Archimedes wave swing Modelling and test results of the Archimedes wave swing."
- [16] S. H. Salter, "Wave power," *Nature*, vol. 249, pp. 720–724, 1974.
- [17] T. W. Thorpe, "A Brief Review of Wave Energy," *Wave Power Mov. Towar. Commer. Viability*, no. May, pp. 1–200, 1999.
- [18] D. J. Pizer, C. Retzler, R. M. Henderson, F. L. Cowieson, M. G. Shaw, B. Dickens, and R. Hart,

- "PELAMIS WEC - RECENT ADVANCES IN THE NUMERICAL AND EXPERIMENTAL MODELLING PROGRAMME," in *6th European Wave and Tidal Energy Conference*, 2005, pp. 373–378.
- [19] J. P. Kofoed, P. Frigaard, E. Friis-Madsen, and H. C. Sørensen, "Prototype testing of the wave energy converter wave dragon," in *Renewable Energy*, 2006, vol. 31, no. 2, pp. 181–189.
- [20] I. G. Morrison, "Oscillating Water Column Modelling," *Proc. 23rd Conf. Coast. Eng. Venice, Italy, 1992.*, pp. 502–511, 1992.
- [21] W. Sheng and A. Lewis, "Power Takeoff Optimization for Maximizing Energy Conversion of Wave-Activated Bodies," pp. 1–12, 2016.
- [22] I. WAMIT, "User Manual, Version 6.4."
- [23] F. Mouwen, "Presentation on Wavebob to Engineers Ireland," 2008.
- [24] K. Edwards, J. Bretl, and J. Montgomery, "Comparison of Model and Measured Power from a WEC Ocean Deployment Background : OPT PowerBuoy ®," 2015.
- [25] M. Prado and H. Polinder, *Case study of the Archimedes Wave Swing (AWS) direct drive wave energy pilot plant*. Woodhead Publishing Limited.
- [26] S. J. Beatty, "Self-Reacting Point Absorber Wave Energy Converters by," no. February, 2016.
- [27] N. Fonseca, "Apontamentos de dinâmica e hidrodinâmica do navio," 2009.
- [28] J. Falnes and M. Perlin, *Ocean Waves and Oscillating Systems: Linear Interactions Including Wave-Energy Extraction*, vol. 56, no. 1. 2003.
- [29] L. H. Holthuijsen, "Description of ocean waves," *Waves Ocean. Coast. Waters*, pp. 24–55, 2007.
- [30] N. U S Army Corps Of Engineers, "Coastal Engineering Manual," *Coast. Eng. Man.*, no. August 2001, pp. 1–62, 2002.
- [31] Y. Goda, *Random seas and design of maritime structures*, vol. 15. 2000.
- [32] E. Rusu and C. G. Soares, "Wave energy pattern around the Madeira Islands Wave energy pattern around the Madeira Islands," no. September, 2012.
- [33] M. J. Sampaio, "Aplicação do modelo SWAN na caracterização da agitação marítima na zona adjacente a Pinheiro da Cruz Maria João Rodrigues Teles Sampaio Engenharia Civil," 2008.
- [34] F. M. White, "Fluid Mechanics," 2009.

Anexo A

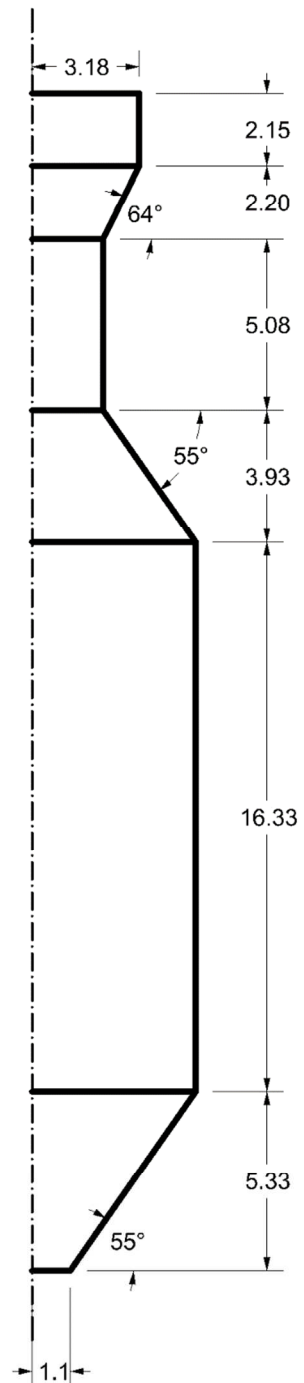


Figura A. 1- Dimensões corpo reactante A [m].

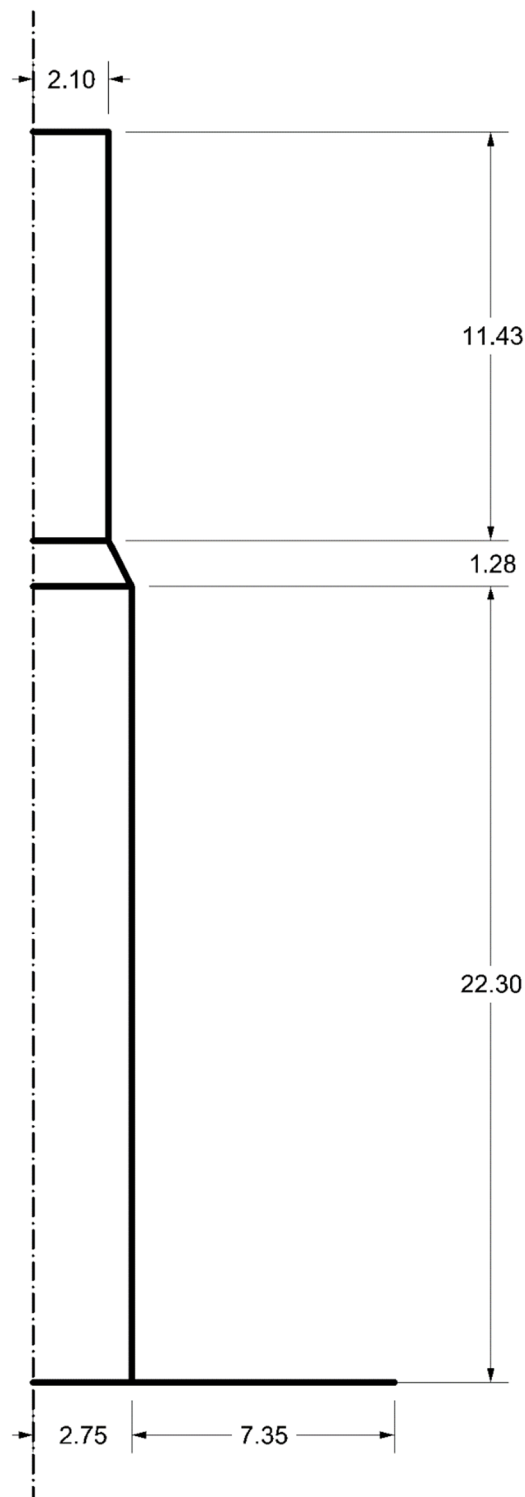


Figura A. 2- Dimensões corpo reactante B [m].

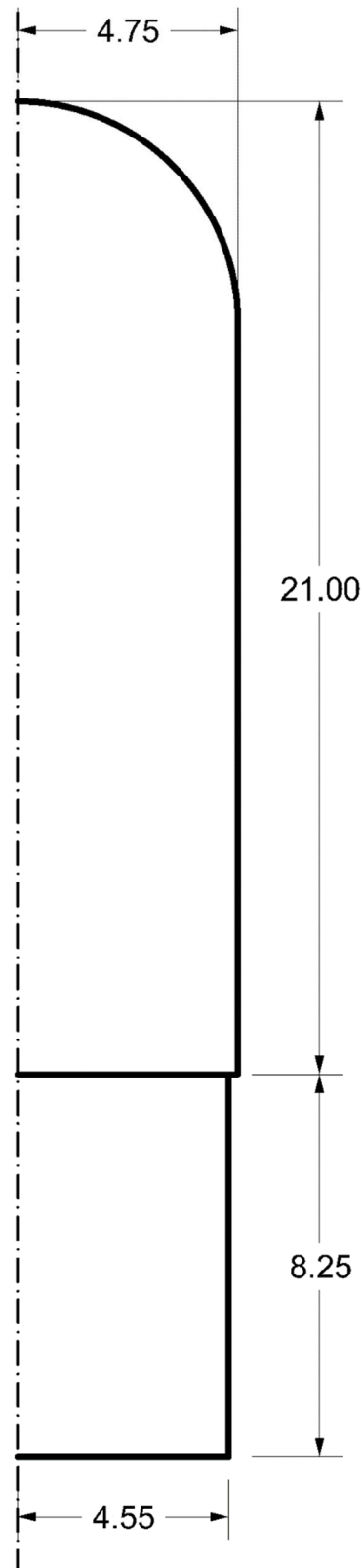


Figura A. 3- Dimensões CEO C [m].

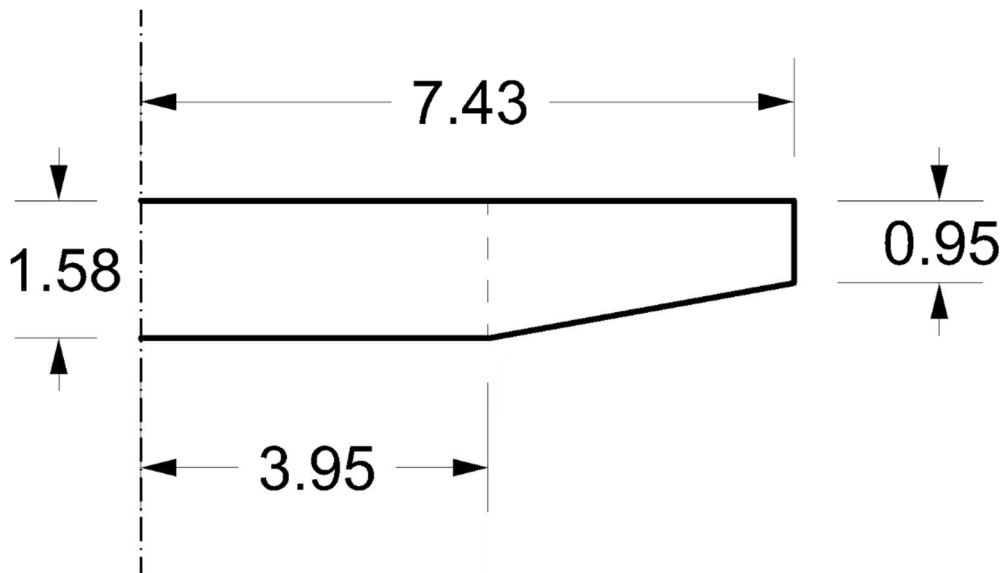


Figura A. 4- Dimensões flutuador A e B [m].

Tabela A. 1- Especificações dos modelos.

	CEO A	CEO B	CEO C	
Flutuador				
Diâmetro Exterior	7.43	9.5		[m]
Diâmetro Interior	3.95	-		[m]
Coef. Restituição Hidrostático	1228.2	-		[kN/m]
Massa	156.6	400		[ton]
Volume submerso	152.8	390.24		[m ³]
Corpo Reactante				
Coef. Restituição Hidrostático	314.1	134.7	-	[kN/m]
Massa	1761.8	729.6	-	[ton]
Volume submerso	1718.9	711.8	-	[m ³]

Anexo B

Para estimar o coeficiente de resistência C_d do CEO C é necessário ter em conta a direção do movimento uma vez que a forma do flutuador varia consoante o sentido da oscilação.

Para estimar o valor do coeficiente de atrito ascendente $C_{d,up}$ foi considerado um cilindro bidimensional com a extremidade concava como ilustrada na Fig. B. 1

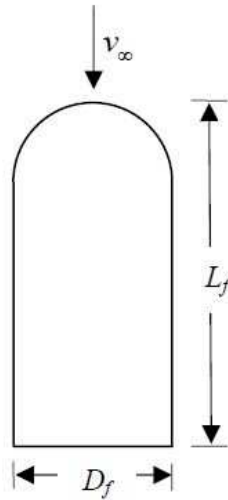


Figura B. 1- Resistência viscosa ascendente do flutuador C.

Onde o diâmetro do flutuador D_f é 9.5 m e o comprimento do flutuador L_f é de 21 m. Com base nos valores da tabela B.1 [34], para uma razão $\frac{L_f}{D_f} = 2.21$ temos que o valor estimado para o coeficiente de resistência $C_{d,up} = 0.698$.

Tabela B. 1- Coeficientes de resistência ascendente.

L_f/D_f	0.5	1.0	2.0	4.0	6.0
$C_{d,up}$	1.16	0.90	0.70	0.68	0.64

Para calcular o coeficiente de resistência $C_{d,down}$ para o sentido descendente do flutuador foi necessário estimar o diâmetro equivalente da figura anelar resultado da distância entre o flutuador e a estrutura fixa como demonstrado na Fig. B. 2

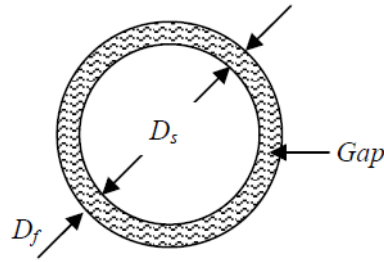


Figura B. 2- Diâmetro equivalente do flutuador C.

Desta forma, o coeficiente de resistência descendente $C_{d,down}$ foi estimado com base num cilindro tridimensional com extremidades planas e de diâmetro D_{feq} .

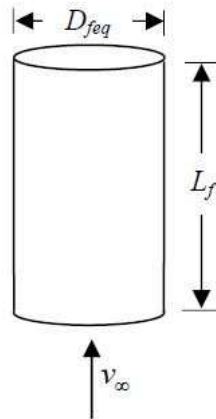


Figura B. 3- Resistência viscosa ascendente do flutuador C.

O diâmetro equivalente D_{feq} é então determinado por (Gerhart et al, 1985)

$$D_{feq} = \sqrt{D_f^2 - D_s^2}$$

Onde $D_f - D_s$ é a diferença de diâmetros entre o flutuador e a estrutura fixa. Uma vez que essa distância é igual a 0.2 m, temos que $D_{feq} = 2.72$ m.

Seguindo o mesmo procedimento efetuado no sentido ascendente, a partir da tabela B.2 [34] para uma razão $\frac{L_f}{D_{feq}} = 7.70$, temos que $C_{d,down} = 0.981$.

Tabela B. 2- Coeficientes de resistência descendente.

L_f/D_f	0.5	1.0	2.0	4.0	6.0
$C_{d,up}$	1.16	0.90	0.70	0.68	0.64

Finalmente, para obter o valor do coeficiente de resistência C_d foi utilizado o valor médio dos coeficientes de resistência para ambos sentidos

$$C_d = \frac{C_{d,up} + C_{d,down}}{2} = 0.8395$$

Anexo C

Neste anexo pretendemos demonstrar os efeitos da variação da massa na amplitude de oscilação para uma força de excitação, amortecimento e mola constante.

Consideremos o sistema de um grau de liberdade composto por uma massa m , uma mola k e um amortecedor c . Seja esse sistema perturbado por uma solitação harmónica de intensidade F e frequência ω tal que:

$$f = Fe^{i\omega t}$$

Pela segunda lei de Newton temos então que a equação diferencial do movimento é dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Fe^{i\omega t}$$

sendo a sua solução:

$$x = \|X\|e^{i\omega t}$$

Podemos então escrever:

$$(-m\omega^2 + i\omega c + k)\|X\|e^{i\omega t} = Fe^{i\omega t}$$

Considerando as amplitudes complexas de $Xe^{i\omega t}$ e $Fe^{i\omega t}$ facilmente chegamos a:

$$\|X\| = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

Relembrando que a frequência natural é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Para uma oscilação na frequência de ressonância, i.e., $\omega = \omega_n$, o termo $k - m\omega^2 = 0$ ficando apenas:

$$\|X\| = \frac{F}{\omega_n c}$$

Consideremos agora um fator de multiplicação α da massa m . A frequência natural do sistema será dada então por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{\alpha \cdot m}} = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Assim:

$$\|X\| = \frac{F\sqrt{\alpha}}{\omega_n c}$$

Concluindo assim que para uma força de magnitude F e amortecimento c constante, a amplitude de resposta $X \propto \sqrt{\alpha}$

Anexo D

Tabela D. 1- Matriz de potência do CEO A em MA1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	1	1	3	5	8	7	4	2	1	1	1	0	0	0
1	0	1	1	2	5	11	21	30	26	16	9	5	3	2	2	1	1
1.5	0	1	3	5	11	24	48	68	59	36	20	12	8	6	4	3	3
2	1	2	5	10	20	44	85	121	104	65	35	21	14	10	8	6	5
2.5	1	4	8	15	32	68	134	189	163	101	55	32	21	16	12	9	7
3	2	6	11	22	46	98	192	272	235	145	80	46	31	22	17	13	11
3.5	3	8	15	30	62	133	262	272	243	198	109	63	42	30	23	18	14
4	3	10	19	39	81	174	307	272	243	218	142	82	54	40	31	24	19
4.5	4	12	24	49	103	220	307	272	243	218	180	104	69	50	39	30	24
5	5	15	30	60	127	272	307	272	243	218	197	129	85	62	48	37	30
5.5	6	19	37	73	153	329	307	272	243	218	197	156	103	75	58	45	36
6	8	22	44	87	182	349	307	272	243	218	197	178	122	89	69	54	43
6.5	9	26	51	102	214	349	307	272	243	218	197	178	144	105	81	63	50
7	10	30	59	118	248	349	307	272	243	218	197	178	162	122	94	73	58
7.5	12	35	68	136	285	349	307	272	243	218	197	178	162	140	107	84	66
8	13	39	77	155	324	349	307	272	243	218	197	178	162	149	122	96	76

Tabela D. 2- Matriz de potência do CEO B em MA1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	1	1	1	2	4	6	7	7	6	5	3	2	1	1	1	1
1	1	2	3	6	10	15	23	29	30	25	18	12	8	6	4	3	2
1.5	2	5	8	13	22	35	52	65	67	56	41	28	19	13	9	7	5
2	4	8	14	23	38	62	92	116	119	100	74	50	33	23	16	12	9
2.5	5	13	22	36	60	97	144	182	186	157	115	78	52	35	25	18	14
3	8	19	31	52	86	139	207	262	268	226	165	112	75	51	36	26	20
3.5	11	26	43	71	117	190	282	356	364	307	225	153	102	69	49	36	27
4	14	33	56	92	153	248	368	445	397	356	294	200	133	90	63	47	35
4.5	18	42	71	117	194	314	466	445	397	356	321	253	168	114	80	59	44
5	22	52	87	144	239	387	502	445	397	356	321	291	207	141	99	73	55
5.5	27	63	106	174	289	469	502	445	397	356	321	291	251	170	120	88	66
6	32	75	126	207	344	558	502	445	397	356	321	291	266	203	143	105	79
6.5	37	88	148	243	404	571	502	445	397	356	321	291	266	238	168	123	93
7	43	102	171	282	469	571	502	445	397	356	321	291	266	243	194	143	107
7.5	49	118	197	324	538	571	502	445	397	356	321	291	266	243	223	164	123
8	56	134	224	369	612	571	502	445	397	356	321	291	266	243	223	186	140

Tabela D. 3- Matriz de potência do CEO C em MA1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	1	1	2	3	3	3	3	2	1	1	1
1	0	0	0	0	1	2	3	5	8	11	12	12	10	8	6	4	3
1.5	0	0	0	1	2	3	7	12	18	25	28	27	23	18	13	9	6
2	0	0	0	1	3	6	12	21	32	44	50	49	41	32	23	16	11
2.5	0	0	1	2	4	10	18	32	51	68	78	76	65	50	36	25	17
3	0	0	1	3	6	14	27	47	73	98	112	109	93	72	52	36	25
3.5	0	0	1	4	9	19	36	64	99	133	138	125	114	98	71	49	33
4	0	1	2	5	11	24	47	83	129	153	138	125	114	104	93	64	44
4.5	0	1	2	6	15	31	60	105	164	153	138	125	114	104	96	82	55
5	0	1	3	8	18	38	74	130	170	153	138	125	114	104	96	88	68
5.5	0	1	3	9	22	46	89	157	170	153	138	125	114	104	96	88	82
6	0	1	4	11	26	55	106	187	170	153	138	125	114	104	96	88	82
6.5	0	1	5	13	30	64	125	191	170	153	138	125	114	104	96	88	82
7	0	2	5	15	35	75	144	191	170	153	138	125	114	104	96	88	82
7.5	0	2	6	17	40	86	166	191	170	153	138	125	114	104	96	88	82
8	0	2	7	19	46	97	189	191	170	153	138	125	114	104	96	88	82

Tabela D. 4- Matriz de potência do CEO A em PS1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	1	1	3	6	7	6	3	2	1	1	1	0	0
1	0	0	1	1	3	6	12	23	30	24	14	8	5	3	2	2	1
1.5	0	1	2	3	6	13	27	52	67	53	31	17	10	7	5	4	3
2	1	2	3	5	11	23	49	92	119	95	56	31	18	12	9	7	6
2.5	1	3	5	8	17	35	76	144	186	148	87	48	29	19	14	11	9
3	1	4	7	12	24	51	110	208	202	181	126	69	41	28	21	16	13
3.5	2	5	9	16	33	69	150	227	202	181	164	94	56	38	28	22	18
4	2	6	12	22	43	90	195	227	202	181	164	123	73	50	37	29	23
4.5	3	8	15	27	54	114	247	227	202	181	164	148	93	63	47	37	29
5	4	10	18	34	67	141	256	227	202	181	164	148	114	78	58	45	36
5.5	4	12	22	41	81	171	256	227	202	181	164	148	135	94	70	55	44
6	5	15	26	48	96	203	256	227	202	181	164	148	135	112	83	65	52
6.5	6	17	31	57	113	239	256	227	202	181	164	148	135	124	98	77	61
7	7	20	36	66	131	277	256	227	202	181	164	148	135	124	114	89	71
7.5	8	23	41	76	151	291	256	227	202	181	164	148	135	124	114	102	81
8	9	26	47	86	171	291	256	227	202	181	164	148	135	124	114	105	92

Tabela D. 5- Matriz de potência do CEO B em PS1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	1	1	1	2	3	4	5	6	6	5	4	2	2	1	1
1	1	1	2	3	5	7	11	16	22	25	24	19	14	10	7	5	3
1.5	1	3	5	7	10	16	25	37	49	56	53	43	32	22	15	10	7
2	2	5	8	12	18	29	44	66	88	100	95	77	56	39	26	18	13
2.5	4	8	13	19	29	45	69	103	137	156	148	120	88	61	41	28	20
3	6	12	18	27	41	64	99	148	198	225	213	173	127	87	59	41	29
3.5	8	17	25	37	56	87	135	201	269	306	280	236	172	119	81	55	39
4	10	22	33	48	74	114	177	263	345	310	280	254	225	155	105	72	51
4.5	13	27	41	61	93	145	224	332	345	310	280	254	231	196	133	92	65
5	16	34	51	76	115	178	276	387	345	310	280	254	231	211	164	113	80
5.5	19	41	62	92	139	216	334	387	345	310	280	254	231	211	194	137	97
6	22	49	74	109	166	257	398	387	345	310	280	254	231	211	194	163	115
6.5	26	57	86	128	195	302	437	387	345	310	280	254	231	211	194	179	135
7	31	66	100	148	226	350	437	387	345	310	280	254	231	211	194	179	157
7.5	35	76	115	170	259	402	437	387	345	310	280	254	231	211	194	179	165
8	40	87	131	194	295	457	437	387	345	310	280	254	231	211	194	179	165

Tabela D. 6- Matriz de potência do CEO C em PS1 [kW].

Hs (m)	Tp (s)																
	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13
0.5	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	3	3	3	2	2	1
1	0	0	0	0	0	1	2	3	5	7	9	11	12	11	10	7	5
1.5	0	0	0	0	1	2	4	6	10	15	21	25	27	25	21	16	11
2	0	0	0	1	2	3	6	11	18	27	37	45	48	45	38	29	19
2.5	0	0	0	1	3	5	10	17	28	43	58	71	75	71	60	45	30
3	0	0	1	2	4	8	14	25	41	62	84	102	108	102	86	65	44
3.5	0	0	1	2	5	10	19	34	55	84	114	125	114	104	96	88	60
4	0	0	1	3	7	14	25	44	72	109	138	125	114	104	96	88	78
4.5	0	0	2	4	9	17	32	56	91	138	138	125	114	104	96	88	82
5	0	1	2	5	11	21	39	69	113	153	138	125	114	104	96	88	82
5.5	0	1	2	6	13	26	48	83	137	153	138	125	114	104	96	88	82
6	0	1	3	7	15	30	57	99	163	153	138	125	114	104	96	88	82
6.5	0	1	3	8	18	36	66	116	170	153	138	125	114	104	96	88	82
7	0	1	4	9	21	41	77	135	170	153	138	125	114	104	96	88	82
7.5	0	1	4	11	24	47	88	155	170	153	138	125	114	104	96	88	82
8	0	2	5	12	27	54	101	176	170	153	138	125	114	104	96	88	82