

CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONVERSÃO DE
ENERGIA DAS ONDAS DO MAR EM ENERGIA ELÉTRICA

Paula Bastos Garcia Rosa

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS
EM ENGENHARIA ELÉTRICA.

Aprovada por:

Prof. Fernando Cesar Lizarralde, D.Sc.

Prof. Glauco Nery Taranto, Ph.D.

Prof. Segen Farid Estefen, Ph.D.

Prof. Leonardo Antônio Borges Tôrres, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JUNHO DE 2008

GARCIA ROSA, PAULA BASTOS

Controle e Otimização de um Sistema de
Conversão de Energia das Ondas do Mar em
Energia Elétrica [Rio de Janeiro] 2008

XXIII, 112 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,
M.Sc., Engenharia Elétrica, 2008)

Dissertação - Universidade Federal do Rio
de Janeiro, COPPE

1. Energia das Ondas
2. Controle por *Latching*
3. Regulação de velocidade de turbina
4. Controle em cascata

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

“ A energia é essencial para que se atinjam os objetivos econômicos, sociais e ambientais inter-relacionados ao desenvolvimento sustentável. Mas, para alcançar esta importante meta, os tipos de energia que produzimos e as formas como utilizamos terão que mudar. Do contrário, danos ao meio ambiente ocorrerão mais rapidamente, a desigualdade aumentará e o crescimento econômico global será prejudicado.”

(UNDP World Energy Assessment: Energy and Challenge of Sustainability)

Agradecimentos

Aos meus *pais*, pela sólida educação e formação dadas, que me proporcionaram a continuidade nos estudos até a conclusão deste trabalho.

Às minhas *irmãs*, Glaucia e Renata, presentes em todos os momentos, pela compreensão e apoio nos momentos de angústia.

Aos meus *orientadores*, Fernando Lizarralde e José Paulo V.S. da Cunha, pelos ensinamentos, orientações e ajuda na condução da pesquisa.

À todos do *grupo de pesquisa* de Fontes de Energias Renováveis do Mar do Laboratório de Tecnologia Submarina, pela oportunidade e disponibilização dos equipamentos e em especial, ao Marcelo M. Pinheiro, pela disponibilização do corpo técnico para a realização dos ensaios experimentais e ao Paulo Roberto da Costa, pela confiança depositada desde as primeiras conversas e pelos vários esclarecimentos ao longo de toda a execução deste trabalho. Agradeço também aos técnicos Marcelinho e Ezequiel, pela paciência e apoio na execução dos ensaios.

Ao *professor* Paulo de Tarso T. Esperança e ao aluno Cristiano Clemente, do Laboratório HIDROLAB, pelas contribuições teóricas e esclarecimento de dúvidas na área de hidrodinâmica, que muito ajudaram a enriquecer este trabalho.

Ao *professor* Glauco N. Taranto, pelo esclarecimento de dúvidas e perguntas na área de sistemas de potência.

Aos *colegas* do Laboratório de Automação e Controle que contribuíram para a execução deste trabalho, e aos colegas de turma pela amizade compartilhada durante toda a duração do mestrado.

Aos meus *familiares*, pela compreensão nos momentos de ausência durante a execução deste trabalho, em especial às tias Maguinha, Márcia e Olinda, e à a minha avó, Magna, pelo carinho e palavras de incentivo.

À CAPES pelo suporte financeiro.

Enfim, meus sinceros agradecimentos a todos que contribuíram de forma direta ou indireta para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONVERSÃO DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR EM ENERGIA ELÉTRICA

Paula Bastos Garcia Rosa

Junho/2008

Orientadores: Fernando Lizarralde
José Paulo Vilela Soares da Cunha

Programa: Engenharia Elétrica

Neste trabalho, considera-se o problema de controle e otimização de um sistema de geração de energia elétrica a partir das ondas do mar. O sistema consiste de uma unidade de conversão primária, composta por bombas hidráulicas e flutuadores, e uma unidade de geração, composta por uma câmara hiperbárica, um acumulador hidropneumático, uma turbina hidráulica e um gerador elétrico. Neste contexto, apresenta-se uma modelagem das unidades e uma análise da potência absorvida pela unidade de conversão primária.

São propostas estratégias de controle para a maximização da absorção de energia pelas ondas e regulação de velocidade da turbina. Neste enfoque, um método de controle para aumentar a conversão de energia primária baseada no controle por *latching* é apresentado. Por outro lado, propõe-se um regulador de velocidade baseado em controladores em cascata combinados com uma ação *feedforward* a fim de regular a frequência do gerador quando existe um desequilíbrio entre a potência gerada e a potência da carga elétrica.

Resultados de simulação e ensaios experimentais obtidos a partir de um protótipo de conversão de energia das ondas ilustram o desempenho e a viabilidade das estratégias de controle propostas.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

OPTIMIZATION AND CONTROL OF A WAVE ENERGY CONVERSION
SYSTEM IN ELECTRICAL ENERGY

Paula Bastos Garcia Rosa

June/2008

Advisors: Fernando Lizarralde
José Paulo Vilela Soares da Cunha

Department: Electrical Engineering

In this work, the optimization and control problem of an electricity generation system based on wave energy is considered. The system consists of a primary conversion unit, composed by hydraulic pumps and buoys, and a generation unit, composed by a hyperbaric chamber, a hydropneumatic accumulator, a hydraulic turbine and an electrical generator. In this context, the dynamic modeling of the units and the analysis of the power absorbed by the primary conversion unit are presented.

Control strategies are proposed to maximize the absorption of wave energy and regulate the speed of the turbine. In this approach, a control strategy is presented to increase the wave energy conversion based on the latching scheme. On the other hand, a turbine speed governor based on cascade control action combined with feedforward is proposed in order to regulate the generator frequency, when there is a mismatch between generation and load demand.

Simulation results and experiments obtained with a wave energy conversion prototype illustrate the performance and the viability of the proposed control strategies.

Sumário

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xiv
Lista de Símbolos	xv
Lista de Abreviaturas	xx
Glossário	xxi
1 Introdução	1
1.1 Motivação	2
1.2 Formulação do Problema	4
1.2.1 Etapas de conversão de energia	4
1.2.2 Inclusão de Mecanismos de Controle em um Conversor de Energia das Ondas	5
1.2.3 Objetivos	6
1.2.4 Metodologia	6
1.3 Organização da Dissertação	8
2 Dispositivos de Conversão de Energia das Ondas em Energia Elétrica	9
2.1 Classificação dos Conversores de Energia das Ondas	10
2.1.1 Dispositivos costeiros	11
2.1.1.1 <i>Central Européia da ilha de Pico</i>	12
2.1.1.2 <i>Central LIMPET</i>	13
2.1.2 Dispositivos próximos da costa	13
2.1.2.1 <i>Energetech OWC</i>	14
2.1.3 Dispositivos afastados da costa	14
2.1.3.1 <i>Archimedes Wave Swing</i>	15
2.1.3.2 <i>Pelamis</i>	16
2.1.3.3 <i>Wave Dragon</i>	17

2.1.3.4	<i>OPT Power Buoy</i>	18
2.1.3.5	<i>IPS OWEC Buoy</i>	19
2.1.3.6	<i>AquaBuOY</i>	20
2.2	Descrição do Conversor de Energia das Ondas desenvolvido pelo LTS, COPPE/UFRJ	21
3	Modelagem e Análise de Conversores de Energia das Ondas	24
3.1	Características das Ondas	24
3.2	Absorção da Energia das Ondas por Corpos Oscilantes	27
3.3	Oscilador Mecânico e sua Aplicação em Sistemas Conversores de Energia das Ondas	29
3.3.1	Oscilador Mecânico	30
3.3.1.1	Potência e Energia	32
3.3.2	Oscilador mecânico interagindo com as ondas	35
3.3.2.1	Condições para máxima absorção de energia	39
3.3.2.2	Máxima Potência absorvida por corpos assimétricos e Eficiência Hidrodinâmica	42
3.4	Oscilador mecânico submerso constituído de bomba pistão-cilindro	43
3.4.1	Análise da potência absorvida	47
4	Otimização da Conversão de Energia das Ondas	50
4.1	Controle Reativo <i>versus</i> Controle de Fase	51
4.2	Controle de Fase por <i>Latching</i>	53
4.3	Algoritmos para cálculo do tempo de <i>Latching</i>	56
4.3.1	Algoritmo MaxPot	57
4.3.2	Algoritmos ExtFe	59
4.4	Resultados de Simulação	60
4.4.1	Simulações com movimento livre do flutuador	61
4.4.2	Simulações com algoritmos de controle por <i>latching</i>	62
4.5	Conclusões	70
5	Controle da Conversão em Energia Elétrica	71
5.1	Considerações Gerais	72
5.2	Controle de velocidade de turbinas hidráulicas	75
5.3	Modelagem da unidade de geração elétrica	77
5.3.1	Modelo do distribuidor (ou <i>agulha móvel</i>)	79
5.3.2	Modelos da turbina hidráulica	81
5.3.2.1	Modelo não-linear	81

5.3.2.2	Modelo linearizado	84
5.3.3	Modelo da dinâmica do rotor	87
5.4	Controlador de velocidade proposto	91
5.4.1	Controlador em cascata	92
5.4.2	Controle <i>feedforward</i>	94
5.4.3	Estratégia <i>antireset windup</i>	95
5.5	Resultados de Simulação	95
5.6	Descrição do Ambiente Experimental	99
5.7	Resultados Experimentais	100
5.8	Conclusão	103
6	Conclusões e Trabalhos Futuros	104
6.1	Propostas para Trabalhos Futuros	106
	Referências Bibliográficas	107

Lista de Figuras

1.1	Matriz Elétrica e Matriz Energética no Brasil em 2007 (Fonte: Ministério de Minas e Energia).	2
1.2	Etapas usuais de conversão de energia das ondas em energia elétrica.	4
2.1	Dispositivos do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO).	11
2.2	<i>Central Européia da ilha de Pico</i> - Vista lateral.	12
2.3	<i>LIMPET</i> : (a) Vista lateral; (b) Procedimento para instalação da central.	13
2.4	<i>Central Energetech</i> - Vista lateral.	14
2.5	<i>Archimedes Wave Swing</i> : (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal da Central piloto; (c) Visão artística da próxima geração.	16
2.6	<i>Pelamis</i> : (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista lateral do modelo em escala 1:7.	17
2.7	<i>Wave Dragon</i> : (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.	18
2.8	<i>OPT Power Buoy</i> : (a) Vista frontal; (b) Visão artística de um parque de energia de ondas.	19
2.9	<i>IPS OWEC Buoy</i> : (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.	19
2.10	<i>AquabuOY</i> : (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.	20
2.11	Princípio de funcionamento do conversor de energia das ondas desenvolvido pelo LTS.	21
2.12	Modelo na escala 1:6.5 em teste no Tanque Oceânico: (a) Unidades de bombeamento e Câmara hiperbárica; (b) Turbina hidráulica em operação.	22
2.13	Flutuador com formato circular.	23
2.14	Conversor de energia das ondas desenvolvido pelo LTS - Visão artística: (a) Disposição dos flutuadores; (b) Detalhes dos flutuadores e bombas hidráulicas; (c) Conjunto câmara hiperbárica, turbina, gerador elétrico e reservatório de água re-circulante.	23
3.1	Movimento circulatório das partículas da água na superfície do oceano.	25
3.2	Descrição de uma onda senoidal.	25
3.3	Movimentos de um corpo rígido.	28

3.4	Absorção e geração de ondas.	29
3.5	Oscilador mecânico composto por um sistema massa-mola-amortecedor.	30
3.6	Oscilador mecânico simples interagindo com as ondas.	35
3.7	Coeficiente de amortecimento potencial $R_r(\omega)$	37
3.8	Termo de memória fluida $K(t)$	37
3.9	Coeficiente de massa adicional $m_r(\omega)$	38
3.10	Unidade de conversão primária CEO do LTS: (a) Modelo simplificado; (b) Modelo completo.	43
4.1	Energia absorvida sem controle (curva pontilhada), com controle por <i>latching</i> (curva contínua) e com controle reativo (curva tracejada). As curvas ilustram a energia acumulada em <i>joule</i> durante 5s.	52
4.2	Força de excitação da onda F_e , sinal de comando ν , deslocamento do corpo oscilante x e velocidade do corpo oscilante y no controle por <i>latching</i>	53
4.3	Gráfico da potência média absorvida P_a versus o intervalo de travamento h_{latch} para um corpo oscilando no modo vertical.	54
4.4	Movimento livre do flutuador sob as condições de ressonância e amplitude ótima.	62
4.5	Movimento livre do flutuador sob a condição de amplitude ótima.	63
4.6	Movimento livre do flutuador sob a condição de ressonância (fase ótima).	63
4.7	Curvas de eficiência hidrodinâmica versus T/T_N , para o flutuador com $T_N = 5s$, com controle por <i>latching</i> com duração de 0 a 2s.	64
4.8	Programa principal: (A) Fluxograma A; (B) Fluxograma B.	65
4.9	Iterações do Algoritmo MaxPot, potência absorvida e intervalo de duração de <i>latching</i>	66
4.10	Resultados de simulação - Algoritmo ExtFe_Bissecão.	68
4.11	Resultados de simulação - Algoritmo ExtFe_Newton.	69
5.1	Principais malhas de controle em um sistema elétrico de potência.	73
5.2	Princípio do regulador eletrônico de carga.	76
5.3	Analogia entre a unidade de geração do sistema de conversão de energia das ondas e uma unidade hidrelétrica.	78
5.4	Estrutura de uma unidade de geração para a regulação de velocidade.	78
5.5	Diagrama esquemático de um motor CC acoplado a uma carga mecânica.	79
5.6	Modelo não-linear de uma turbina hidráulica.	83
5.7	Resposta a um degrau unitário aplicado à função de transferência da turbina hidráulica.	86
5.8	Gerador síncrono acionado por uma turbina.	88
5.9	Diagrama de blocos da unidade de geração.	91

5.10	Diagrama de blocos do regulador de velocidade da turbina.	93
5.11	Resposta da velocidade da agulha (\bar{y}_n) a um degrau positivo e negativo de 0.3pu na tensão do servomotor (\bar{u}_a).	96
5.12	Resposta da velocidade da turbina ($\bar{\omega}_r$) a um degrau de 0.08pu na posição da agulha (\bar{x}_n). Deve-se desconsiderar o comportamento após 30s, quando a velocidade da turbina cai devido à queda de pressão na câmara hiperbárica.	96
5.13	Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Comparação do comportamento entre a velocidade da turbina com controle em cascata ($K_f = 0$) e a velocidade da turbina com controle em cascata e <i>feedforward</i> ($K_f = 1$).	98
5.14	Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata.	98
5.15	Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata com ação <i>feedforward</i>	98
5.16	Ambiente experimental.	99
5.17	Resultado experimental - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata.	101
5.18	Resultado experimental - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata com ação <i>feedforward</i>	102

Lista de Tabelas

4.1	Parâmetros de simulação - Otimização da conversão de energia das ondas	61
5.1	Parâmetros de simulação - Regulação de velocidade da turbina.	97

Lista de Símbolos

λ	comprimento de onda
A_ω	amplitude da onda
H_ω	altura da onda
T	período da onda
g	aceleração da gravidade
ρ_ω	massa específica da água do mar
h	profundidade do oceano
ω	freqüência natural da onda
k	número de onda
E_ω	energia média contida na superfície do oceano
v_g	velocidade de propagação da energia das ondas
J_ω	fluxo de energia média das ondas ou nível de potência da onda
$H_{1/3}$	altura de onda significativa
T_z	período médio da onda
S_η	modelo de densidade espectral de energia
t	tempo
m	massa de um corpo
S	coeficiente elástico da mola de um oscilador mecânico
R	coeficiente de atrito viscoso de um oscilador mecânico
F	força externa aplicada a um oscilador mecânico
F_S	força da mola em um oscilador mecânico
F_R	força de amortecimento em um oscilador mecânico
x	deslocamento de um corpo (ou flutuador)
y	velocidade de um corpo (ou flutuador)
F_o	amplitude da força externa aplicada ao oscilador mecânico
$H(j\omega)$	resposta em freqüência de um oscilador mecânico

$\phi(\omega)$	fase da resposta em frequência de um oscilador mecânico
Z	impedância mecânica
θ	fase da impedância mecânica
X	reatância mecânica
P_o	potência média do oscilador mecânico
P_a	potência entregue ao amortecedor mecânico de coeficiente R
P_k	potência entregue a massa m
P_p	potência entregue à mola de coeficiente S
W_k	energia cinética armazenada na massa m
W_p	energia potencial elástica armazenada na mola com coeficiente S
m_m	massa de um flutuador
R_m	coeficiente de amortecimento de um CEO do tipo corpos oscilantes
S_m	coeficiente elástico de um CEO do tipo corpos oscilantes
F_ω	força devida a ação das ondas
F_e	amplitude da força de excitação das ondas
F_r	força de radiação
m_r	coeficiente de massa adicional
R_r	coeficiente de amortecimento potencial (ou resistência de radiação)
$K(t - \tau)$	termo de memória fluida (resposta impulsiva)
Z_r	impedância de radiação
X_r	reatância de radiação
y_e	amplitude da velocidade de um CEO em resposta a $F_e(t)$
P_a	potência média absorvida no amortecimento de coeficiente R_m
P_r	potência média da resistência de radiação R_r
E_O	largura de captura
\bar{E}	eficiência hidrodinâmica
F_p	força exercida pela bomba pistão-cilindro
A_p	área do pistão
p_p	pressão no pistão
p_c	pressão na câmara hiperbárica
$p_{c,opt}$	pressão ótima na câmara hiperbárica
$H_s(j\omega)$	resposta em frequência do CEO do LTS
$\phi_s(\omega)$	fase da resposta em frequência do CEO do LTS
F_{p0}, F_{pn}, ϕ_n	coeficientes e fase da série de Fourier trigonométrica da força $F_p(t)$

y_p	amplitude da velocidade do flutuador em resposta à entrada $F_p(t)$
y_{pn}, ϕ_{pn}	coeficiente e fase da série de Fourier trigonométrica da velocidade $y_p(t)$
P_a	potência absorvida no CEO do LTS
ν	sinal de comando no controle por <i>latching</i>
h_{latch}	intervalo de duração do <i>latching</i> (travamento)
T_N	período natural do flutuador
$h^{inicial}$	intervalo inicial de duração do <i>latching</i> para Algoritmo MaxPot
α, β	parâmetros de expansão
$\varepsilon_P, \varepsilon_B, \varepsilon_N$	tolerâncias de parada MaxPot, ExtFe_Bissecão e ExtFe_Newton
t_{rs}	variável incrementada a cada iteração de <i>latching</i> no Algoritmo MaxPot
κ	parâmetro relacionado à execução do Algoritmo MaxPot
k	índice de iteração
t_0	instante inicial do <i>latching</i>
t_f	instante final utilizado no Algoritmo ExtFe_Bissecão
t_{ext}	instante em que ocorre o extremo da força de excitação $F_e(t)$
R_f	raio do flutuador com formato de cilindro
V_f	volume do flutuador com formato de cilindro
P	potência ativa
f	frequência
n	velocidade síncrona de rotação do gerador em rpm
p	número de pólos do gerador
L	tamanho do conduto forçado
v	velocidade da água no conduto forçado
ρ	massa específica da água
H	coluna de água
J_μ	momento de inércia combinado do motor e da carga mecânica acoplada
θ_μ	deslocamento angular do eixo do motor
T_μ	torque do motor
b	coeficiente de atrito do motor e da carga
k_μ	constante do motor
k_b	constante da força contra-eletromotriz
k_r, k_v, k_p	constantes de proporcionalidade
e_b	força contra-eletromotriz
i_a	corrente de armadura

L_a	indutância da armadura
R_a	resistência da armadura
u_a	tensão aplicada ao motor
x_n	deslocamento linear da agulha móvel
y_n	velocidade da agulha móvel
A_L	área do conduto forçado
Q	vazão de água na turbina
T_W	tempo de partida da água à carga nominal
T_w	tempo de partida da água
P_m	potência mecânica da turbina
P_n	potência nominal da máquina
S_N	potência aparente nominal da máquina
J	momento de inércia combinado do gerador síncrono e da turbina
ω_r	velocidade angular do rotor em radianos elétricos
ω_0	velocidade nominal do rotor em radianos elétricos
ω_m	velocidade angular do rotor em radianos mecânicos
ω_{0m}	velocidade nominal do rotor em radianos mecânicos
T_a	torque líquido sobre o rotor
T_m	torque mecânico sobre o rotor
T_e	torque elétrico sobre o rotor
T_n	torque nominal do rotor
H_J	constante de inércia da máquina
T_M	tempo de partida mecânico
D_p	coeficiente de amortecimento da carga
K_n	ganho do modelo da agulha móvel
T_n	constante de tempo do modelo da agulha móvel
K_{pn0}	ganho proporcional relativo à malha de controle de posição da agulha
K_{in}	ganho integral relativo à malha de controle de velocidade da agulha
K_{pn1}	ganho proporcional relativo à malha de controle de velocidade da agulha
K_p	ganho proporcional relativo à malha de controle de velocidade da turbina
K_i	ganho integral relativo à malha de controle de velocidade da turbina
K_f	ganho estático relativo ao bloco de controle feedforward
$G_1(s)$	modelo da agulha móvel
$G_2(s)$	modelo linearizado da turbina hidráulica

$G_3(s)$	modelo do rotor
$G_f(s)$	malha de controle feedforward
$C_n(s)$	malha de controle da agulha móvel
$C(s)$	malha de controle de velocidade da turbina
I_n	saída do integrador da malha de velocidade da agulha
z_{in}	estado do integrador da malha de velocidade da agulha
x_{nref}	signal de referência para controle de posição da agulha
y_{nref}	signal de referência para controle de velocidade da agulha
y_{nmax}	velocidade máxima da agulha

Quando subscritos à esquerda, a menos que seja explicitamente dito o contrário, a letra e o número seguintes representam:

- r valores nominais
- 0 valores em regime permanente

Os seguintes símbolos representam:

- $-$ valores normalizados em (pu)
- Δ variações incrementais em torno de um ponto de equilíbrio

Lista de Abreviaturas

AWS	Archimedes Wave Swing
BIBO	Bounded-Input Bounded-Output
CAG	Controle Automático de Geração
CAO	Coluna de Água Oscilante
CEO	Conversor de Energia das Ondas
DSP	Digital Signal Processor
ELG	Eletronic Load Governor
IPS OWEC	Interproject Service Offshore Wave Energy Converter
IST	Instituto Superior Técnico
LIMPET	Land Installed Marine Power Energy Transmitter
LTS	Laboratório de Tecnologia Submarina
OPT	Ocean Power Technology
OWC	Oscillating Water Column
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PID	Proporcional Integral Derivativo
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
PTO	Power Take-Off
PWM	Pulse Width Modulation
RAT	Regulador Automático de Tensão
RAV	Regulador Automático de Velocidade
SIN	Sistema Interligado Nacional
WAMIT	Wave Analysis MIT

Glossário

Neste glossário, apresenta-se a descrição de alguns termos relacionados à sistemas de conversão de energia das ondas.

Coefficiente de amortecimento potencial: A força hidrodinâmica devida a ação das ondas em um corpo imerso na água pode ser expressa em duas componentes complexas: uma em fase com a aceleração e a outra em fase com a velocidade do dispositivo. A força em fase com a aceleração pode ser expressa em termos de uma massa extra fixa ao dispositivo, denominada *massa adicional*. A força em fase com a velocidade pode ser expressa em termos de uma força proporcional à velocidade, como um amortecimento, que é denominado *amortecimento potencial* ou resistência de radiação.

Coefficiente de massa adicional: Ver coeficiente de amortecimento potencial.

Controle de fase: Método de controle com objetivo de obter movimento oscilatório ótimo do sistema a fim de maximizar a extração de energia das ondas. Para um único modo de oscilação, o objetivo é obter uma velocidade de oscilação em fase com a força de excitação das ondas incidentes.

Controle de fase por latching: Método de controle de fase onde o corpo oscilante é mantido fixo durante um determinado intervalo de tempo e é posteriormente liberado para que sua velocidade e a força de excitação da onda apresentem a relação de fase desejada.

Controle reativo: Método de controle com objetivo de obter movimento oscilatório ótimo do sistema a fim de maximizar a extração de energia das ondas. Para um único modo de oscilação, o objetivo é obter a velocidade de oscilação em fase com a força de excitação das ondas incidentes e com uma determinada amplitude de movimento.

Conversor de energia das ondas: Um dispositivo ou sistema projetado para realizar a conversão de energia das ondas em energia elétrica ou outras formas úteis de energia.

Dispositivos de absorção pontual: São sistemas de conversão de energia das ondas com dimensão longitudinal muito pequena quando comparada ao comprimento de onda do mar onde está instalado.

Dispositivos Coluna de Água Oscilante: São sistemas de conversão de energia das ondas que consistem basicamente de uma estrutura oca parcialmente submersa com abertura na parte inferior, abaixo da linha d'água, onde o movimento alternado das ondas pressuriza e despressuriza ar. O ar passa através de uma turbina de *Wells* acionando um gerador elétrico.

Dispositivos corpos oscilantes: São sistemas de conversão de energia das ondas onde o princípio de conversão primário de energia está baseado no movimento oscilatório de um corpo em relação a um referencial fixo ou em relação a outro corpo.

Dispositivos progressivos: São sistemas de conversão de energia das ondas do tipo alongados, com dimensão longitudinal da ordem de grandeza do comprimento de onda e dispostos no sentido de propagação da mesma.

Dispositivos Overtopping: São sistemas de conversão de energia das ondas que consistem de reservatórios preenchidos por água do mar através de um tipo de concentrador que eleva a altura das ondas. A água deixa o reservatório ao passar por um conjunto turbina-gerador.

Eficiência hidrodinâmica: É a largura de captura adimensional de um sistema de conversão de energia das ondas. A *eficiência hidrodinâmica* tem valor máximo igual a 1.

Energia das ondas: A energia total em uma onda é a soma da energia potencial, devido ao deslocamento vertical da superfície da água, e da energia cinética, devido ao movimento oscilatório da água.

Estado de mar: Uma medida numérica das características do mar em um intervalo de tempo. O *estado de mar* é tipicamente descrito por sua altura de onda significativa e período médio.

Força de excitação das ondas: A força que uma onda incidente exerce sobre um corpo, quando este não está se movendo.

Força de radiação: A força hidrodinâmica devida a ação das ondas em um corpo imerso na água. É decomposta em duas componentes complexas: uma em fase com a aceleração e a outra em fase com a velocidade do corpo.

Fluxo de energia média por unidade de frente de onda: É a taxa de propagação da energia das ondas. Também conhecido como *nível de potência da onda*.

Frente de onda: Plano perpendicular à direção de propagação da onda e que se move com a velocidade de propagação da onda.

Parque de energia das ondas: Vários dispositivos de conversão de energia das ondas similares agrupados de modo a resultar em uma determinada potência de saída. Também conhecido como *fazenda*.

Período natural de um sistema oscilante: É o inverso da frequência natural. A *frequência natural* é a frequência de vibração de um sistema oscilante quando está oscilando livremente.

Power Take-off: Um sistema incorporado a um dispositivo de energia renovável que realiza a conversão de energia obtida a partir de movimentos físicos do dispositivo em alguma forma útil de energia, como por exemplo, energia elétrica.

Largura de captura: Uma medida da capacidade de um dispositivo conversor de energia das ondas em extrair potência de uma onda. É a razão entre potência absorvida e o nível de potência da onda.

Ondas monocromáticas: Ondas com o mesmo comprimento de onda e período.

Ondas regulares: Ondas periódicas aproximadamente senoidais e monocromáticas.

Ondas irregulares: Ondas encontradas no oceano. Superposição de várias ondas regulares, com altura e período diferentes.

Potência absorvida: Potência extraída das ondas por um sistema oscilante.

Turbina de Wells: Turbina especialmente desenvolvida para a aplicação em dispositivos do tipo *Coluna de Água Oscilante*. Possui um único sentido de rotação independentemente da direção do fluxo de ar.

Capítulo 1

Introdução

A utilização de fontes renováveis para a produção de energia elétrica representa uma alternativa viável à crescente demanda de energia e à necessidade de redução de emissões globais de CO_2 ocasionadas, entre outros motivos, pelo uso de combustíveis fósseis nos meios de produção tradicionais. Exemplos de fontes renováveis para a produção de energia elétrica incluem a energia solar, a energia eólica, a energia hídrica, a biomassa, a energia geotérmica, a energia das marés e a *energia das ondas do mar* (Tolmasquim 2003).

No Brasil, a utilização de novas fontes renováveis representa uma oportunidade de maior diversificação da matriz energética, minimizando os efeitos da elevada dependência hidrológica na geração de energia elétrica. A matriz energética corresponde a soma de todas as formas de energia produzidas pela sociedade, incluindo a energia elétrica, combustíveis para transporte, entre outros, enquanto que a matriz elétrica é composta pelas fontes de geração de energia elétrica utilizadas. Na Figura 1.1 são ilustradas a matriz elétrica e a matriz energética do Brasil.

Atualmente, a capacidade dos modelos existentes e das tecnologias de geração de eletricidade é limitada quando é necessário atingir os consumidores isolados e dispersos, principalmente nas regiões Norte e Nordeste do país. Deste modo, o aproveitamento de novas fontes renováveis de energia pode representar soluções adequadas e competitivas para locais isolados onde a única alternativa, quando possível, são os grupos geradores a diesel, que são amplamente conhecidos pelo alto custo de operação e manutenção e pela poluição produzida (Tolmasquim 2003).

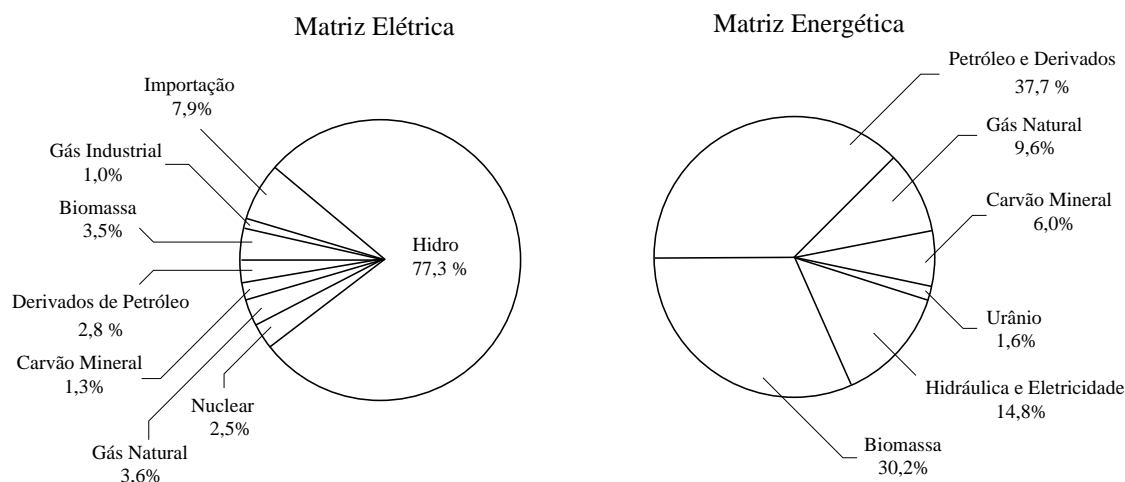


Figura 1.1: Matriz Elétrica e Matriz Energética no Brasil em 2007 (Fonte: Ministério de Minas e Energia).

Além de contribuir para uma matriz energética limpa e diversificada, as fontes renováveis de energia podem apresentar um papel significativo na universalização¹ do serviço de energia elétrica no Brasil. Neste sentido, deve-se ressaltar a importância do PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica) que tem como objetivo aumentar a participação da energia elétrica produzida por empreendimentos com base nas fontes eólica, pequenas centrais hidrelétricas (PCHs) e biomassa, no Sistema Interligado Nacional (SIN).

1.1 Motivação

As pesquisas relacionadas à extração da energia das ondas do mar iniciaram-se, com maior intensidade, a partir da década de setenta com a crise do petróleo, e sua conversão em eletricidade pode ser considerada como uma importante alternativa de energia renovável (Cruz & Sarmiento 2004).

Atualmente, o fornecimento de eletricidade produzida através da energia das ondas, apresenta-se como demonstração comercial em alguns países, como é o caso da Holanda com o dispositivo *Archimedes Wave Swing*, Portugal com o dispositivo da *Ilha do Pico* e Escócia com o dispositivo *Pelamis*. Reino Unido, Estados Unidos, Canadá, Austrália, Nova Zelândia, Índia, China e Japão são exemplos de países que também vem realizando

¹De acordo com a resolução ANEEL N° 223 de 29 de Abril de 2003.

pesquisas nesta área (Clément, McCullen, Falcão, Fiorentino, Gardner, Hammarlund, Lemonis, Lewis, Nielsen, Petrocini, Pontes, Schild, Sjöström, Sorensen & Thorpe 2002). Entretanto, os sistemas de conversão utilizados encontram-se em diferentes fases de desenvolvimento.

Estudos desenvolvidos no Reino Unido sobre o potencial energético disponível nos oceanos indicam valores da ordem de 1 TW (1 Terawatt = 1000 Gigawatt), o que significa a possibilidade de suprir grande parte da demanda energética mundial (Thorpe 1999b). Embora o aproveitamento de toda a energia disponível nos oceanos seja praticamente impossível, a conversão em eletricidade de uma pequena fração deste potencial energético pode ter grande significado para os países que, no futuro, dominem esta tecnologia.

No caso do Brasil, embora as alturas de onda típicas do litoral não apresentem valores energéticos dos mais elevados, sua regularidade e a pouca ocorrência de fenômenos ambientais com capacidade de destruição dos equipamentos de conversão indicam a possibilidade de um aproveitamento economicamente viável, dependendo da tecnologia empregada. Portanto, com investimentos em *Pesquisa e Desenvolvimento*, essa fonte de energia pode representar uma grande contribuição no mercado de eletricidade.

Tipicamente um sistema de conversão de energia das ondas é composto por uma unidade de conversão primária, que é constituída de um sistema de extração de energia das ondas (do inglês, *Power take-off*) (PTO), e uma unidade de geração de eletricidade, que é responsável pela conversão em energia elétrica. Neste enfoque, os conversores de energia das ondas (CEOs) absorvem energia através de um movimento oscilatório produzindo ondas que interferem destrutivamente com as ondas incidentes.

Em geral, a absorção de energia das ondas do mar é máxima para as seguintes condições: (i) a frequência de oscilação do dispositivo conversor está em ressonância com a frequência da onda incidente, denominada *condição de fase ótima*; (ii) a potência absorvida pelo conversor é igual a potência irradiada, denominada *condição de amplitude ótima* (Falnes 2002). Assim, o dispositivo pode ser projetado para ter frequência natural equivalente à frequência da onda onde será instalado. Porém o espectro de ondas é bastante variável e assim, a eficiência média anual do dispositivo pode ser pequena (Duclos, Babarit & Clément 2006). Esse problema pode ser solucionado com a utilização de técnicas de controle que alterem a dinâmica do conversor.

Tradicionalmente, dois métodos de controle são utilizados: controle reativo ou controle por *latching* (Falnes 2002). No controle reativo a dinâmica do conversor é alterada através do ajuste de parâmetros característicos do sistema para que as condições de amplitude ótima e fase ótima sejam simultaneamente satisfeitas. Por outro lado, no controle por *latching* a dinâmica do conversor é alterada em determinados intervalos de tempo a fim de obter a condição de fase ótima de movimento do conversor (Budal & Falnes 1977, Salter 1979, Korde 2000, Babarit, Duclos & Clément 2004).

1.2 Formulação do Problema

1.2.1 Etapas de conversão de energia

As etapas de conversão de energia das ondas em energia elétrica podem ser ilustradas de acordo com o seguinte diagrama esquemático (Figura 1.2):

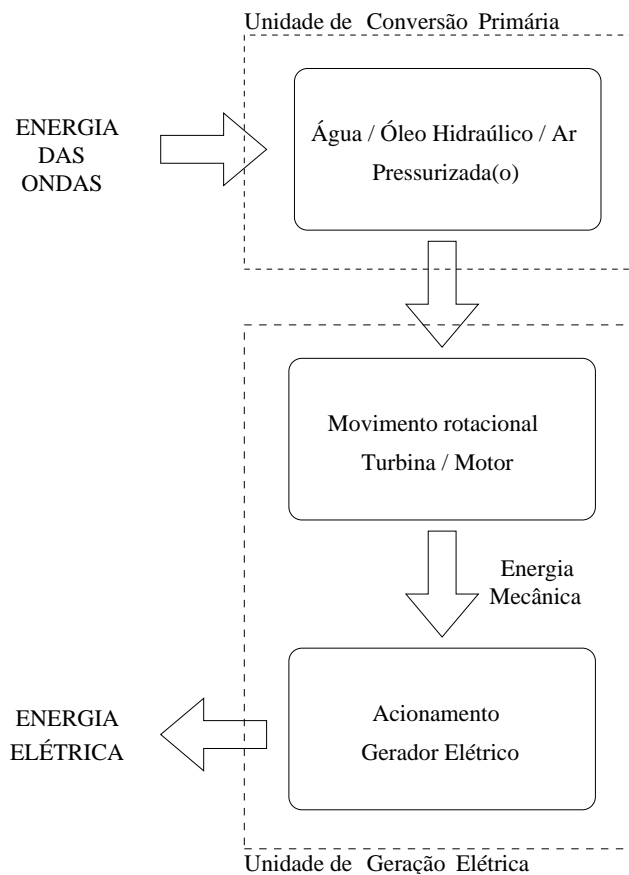


Figura 1.2: Etapas usuais de conversão de energia das ondas em energia elétrica.

Através do movimento de flutuadores ou estruturas ocas submersas, a unidade de conversão primária realiza a conversão da energia das ondas em pressurização de água, de óleo hidráulico ou de ar. Em seguida, a etapa de conversão secundária transforma a energia do fluido pressurizado em movimento mecânico de um eixo de uma turbina hidráulica, uma turbina de ar ou um motor. Então, esses equipamentos são acoplados a um gerador elétrico, o que corresponde à etapa de produção da energia elétrica. Observa-se que as duas últimas etapas da conversão de energia (vide Figura 1.2) podem ser associadas à uma unidade de geração de energia elétrica.

1.2.2 Inclusão de Mecanismos de Controle em um Conversor de Energia das Ondas

Neste trabalho considera-se o Conversor de Energia das Ondas (CEO) em energia elétrica desenvolvido pelo Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS), COPPE/UFRJ. A partir da experiência obtida na utilização de câmaras hiperbáricas para simular ambientes marinhos de alta pressão, o LTS desenvolveu um conceito de conversão de energia das ondas que propõe uma analogia com as usinas hidrelétricas (Estefen, Costa, Ricarte & Pinheiro 2007). Neste contexto, a câmara simula uma pressão equivalente a de uma queda d'água de uma usina hidrelétrica. O conceito é baseado no bombeamento de água, realizado pela ação das ondas em flutuadores, para um acumulador interligado à câmara. O acumulador libera água sob alta pressão acionando uma turbina hidráulica convencional acoplada a um gerador elétrico.

Existem duas questões principais relacionadas à inclusão de mecanismos de controle no dispositivo de conversão de energia: uma está relacionada à maximização da absorção de energia das ondas e a outra está relacionada à geração da energia elétrica. Neste sentido, a operação de um sistema elétrico de potência deve satisfazer aos seguintes requisitos fundamentais:

- Como as cargas elétricas variam de forma não determinística (embora dentro de ciclos diários) e a energia elétrica não pode ser armazenada em grandes quantidades, a energia deve ser gerada no instante em que for requerida pela carga.

- A qualidade no suprimento de energia elétrica deve atender certas exigências em relação a variações de frequência, variações de tensão e confiabilidade (Kundur 1994). Estes requisitos são satisfeitos por meio da atuação de controladores nos geradores síncronos.

Deste modo, para manter a frequência e a tensão do gerador dentro de faixas admissíveis para o bom desempenho do sistema elétrico, pode-se projetar respectivamente um regulador de velocidade para a turbina hidráulica e um controle de excitação de tensão do gerador (Kundur 1994).

Neste trabalho, considera-se apenas o problema de regulação de velocidade para uma turbina hidráulica. A função principal do regulador de velocidade é manter a velocidade da turbina no valor nominal, de modo que a potência gerada seja igual a potência da carga. Durante o regime transitório, quando o sistema é submetido a perturbações de carga, o regulador deve atuar para reduzir as variações de velocidade e assim evitar que a frequência atinja valores não aceitáveis.

1.2.3 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é propor estratégias de controle que aumentem a eficiência e a qualidade da geração de energia elétrica a partir das ondas do mar. Tendo este objetivo geral em vista, serão desenvolvidas estratégias de controle de fase por *latching* a fim de aumentar a conversão de energia.

Por outro lado, é preciso atender exigências de qualidade no suprimento de cargas elétricas. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é desenvolver um regulador de velocidade para a turbina hidráulica utilizada no conversor de energia das ondas a fim de tornar a frequência da rede elétrica imune a variações de carga.

O objetivo principal deste trabalho, a longo prazo, é fornecer subsídios que contribuam para tornar a geração de energia elétrica a partir das ondas do mar uma tecnologia viável e disponível.

1.2.4 Metodologia

O funcionamento do protótipo de conversão de energia é dividido em duas unidades principais: a unidade de conversão primária e a unidade de geração elétrica. Assim, os

modelos de cada unidade são apresentados e os métodos de controle podem ser desenvolvidos de forma independente. Para desenvolver os métodos de controle propostos, a seguinte metodologia de pesquisa foi estabelecida:

- Primeiramente, foi realizada uma revisão bibliográfica sobre os conversores de energia das ondas existentes, considerando-se tópicos principais como a modelagem matemática, as condições para máxima absorção de energia pela unidade de conversão primária e o modo de conversão em energia elétrica (Evans 1976, Budal, Falnes, Iversen, Lillebeken, Oltedal, Hals & Onshus 1982, Falnes 2002). A seguir, a revisão foi estendida aos trabalhos dedicados ao protótipo desenvolvido pelo LTS, a saber (Beserra 2003), (Costa 2004) e (Esperança, Bueno & Pimentel 2006).
- O objetivo de inclusão de mecanismos de controle em uma unidade de conversão primária é maximizar a conversão de energia. Para alcançar este objetivo, será utilizada uma estratégia de controle por *latching* baseada em métodos de otimização escalar.
- Como a unidade de geração do protótipo é semelhante à de uma unidade hidrelétrica, a revisão bibliográfica foi estendida à modelagem de unidades hidrelétricas e aos conceitos básicos dos controles responsáveis por manter o sistema elétrico de potência operando dentro das normas de qualidade do suprimento.
- Em seguida, estendeu-se a pesquisa aos trabalhos dedicados à regulação primária de velocidade de turbinas hidráulicas (IEEE Working Group 1992, IEEE Standards 2004, Strah, Kuljaca & Vukic 2005). Uma estratégia baseada em ações combinadas de controle em cascata com ação *feedforward* é apresentada para solucionar o problema de regulação de velocidade da turbina hidráulica do protótipo.
- Finalmente, a eficiência e o desempenho dos métodos de controle apresentados foram verificados através de simulações em ambiente Matlab. Resultados experimentais obtidos a partir de um subsistema do protótipo de geração de energia elétrica são apresentados para ilustrar o desempenho do regulador de velocidade proposto.

1.3 Organização da Dissertação

A dissertação está organizada da seguinte forma:

- **Capítulo 2**

São apresentados uma descrição de alguns projetos em diferentes fases de desenvolvimento e uma classificação dos conversores de energia das ondas. Em seguida, apresenta-se uma descrição do sistema de conversão de energia de ondas desenvolvido pelo LTS da COPPE/UFRJ.

- **Capítulo 3**

Apresenta-se os conceitos e definições relacionados à conversão de energia das ondas. Descreve-se a modelagem matemática simplificada e a análise da potência absorvida da unidade responsável pela conversão primária de energia do sistema desenvolvido pelo LTS. Finalmente, as condições para máxima absorção de energia são discutidas.

- **Capítulo 4**

As técnicas de controle utilizadas para maximizar a absorção de energia de um sistema de conversão de energia das ondas são discutidas. Em seguida, dois algoritmos baseados na estratégia de controle de fase por *latching* são propostos para otimização da conversão de energia. Então, o desempenho de cada algoritmo é avaliado através de resultados de simulações.

- **Capítulo 5**

Apresenta-se os conceitos relacionados ao controle de unidades de geração de energia elétrica. A modelagem da unidade de geração do sistema do LTS é desenvolvida baseada na modelagem de unidades hidrelétricas e propõe-se uma estratégia de controle com o objetivo de regular a velocidade da turbina hidráulica. Simulações e resultados experimentais são apresentados para ilustrar o desempenho e a viabilidade da estratégia de controle proposta.

- **Capítulo 6**

Apresenta-se as conclusões gerais da dissertação e algumas propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Dispositivos de Conversão de Energia das Ondas em Energia Elétrica

A idéia de conversão de energia das ondas em outras formas úteis de energia não é nova, sendo a primeira patente concedida a Girard, em 1799, na França (Clément et al. 2002). A energia produzida era empregada diretamente no acionamento de bombas, moinhos e outros equipamentos pesados. Em (Leishman & Scobie 1976) documentou-se o desenvolvimento de dispositivos de obtenção de potência das ondas desde a primeira patente britânica em 1855 até 1973, quando já existiam 340 patentes sobre o assunto. No entanto, as pesquisas iniciaram-se com maior intensidade a partir da crise do petróleo em 1973 e os últimos cinco anos apresentam um ressurgimento de interesse em energia das ondas, especialmente na Europa (CRES 2006). Neste contexto, várias tecnologias foram desenvolvidas e testadas no mar, utilizando modelos reduzidos ou em escala real.

A maioria das atividades relacionadas à geração de energia elétrica a partir das ondas do mar concentra-se atualmente na Europa, principalmente no Reino Unido, Portugal, Irlanda, Noruega, Suécia e Dinamarca, onde existem programas de pesquisa com apoio do governo e de empresas privadas. Além disso, as atividades de pesquisa e desenvolvimento recebem o apoio da Comissão Européia desde 1991 (Cruz & Sarmiento 2004). Estados Unidos, Canadá, Austrália, Índia e Japão são exemplos de alguns países que também vêm desenvolvendo pesquisas nesta área (Clément et al. 2002).

2.1 Classificação dos Conversores de Energia das Ondas

Após décadas de pesquisa e desenvolvimento, existem atualmente diferentes soluções que respondem ao desafio tecnológico apresentado na extração de energia das ondas. Observa-se que estas tecnologias encontram-se em estágios diferentes de desenvolvimento e apresentam, muitas vezes, concepções e princípios diferentes. Logo, é fundamental estabelecer critérios para classificá-las apontando suas diferenças e similaridades. Existem alguns critérios de classificação propostos na literatura, sendo o mais comum aquele em que a distinção é feita com base no local de instalação (Cruz & Sarmiento 2004).

Os dispositivos de extração de energia das ondas podem ser instalados na costa em águas pouco profundas, ou mais afastados da costa em águas mais profundas. De acordo com a localização, eles podem ser classificados em:

1. dispositivos costeiros (do inglês, *shoreline*);
2. dispositivos próximos da costa (do inglês, *nearshore*);
3. dispositivos afastados da costa (do inglês, *offshore*).

Uma outra classificação está associada ao modo de conversão primário de energia das ondas, isto é, está associada ao tipo de dispositivo e também ao seu tamanho em relação ao comprimento de onda incidente do local. De acordo com essa classificação, existem três classes principais de dispositivos de conversão de energia das ondas:

- Coluna de Água Oscilante, CAO (do inglês, *OWC - Oscillating Water Column*);
- Corpos oscilantes, podendo ser de absorção pontual (do inglês, *Point Absorbers*) ou progressivos (do inglês, *Surging devices*);
- Dispositivos *Overtopping*.

Os projetos desenvolvidos serão apresentados seguindo a primeira classificação e a segunda será mencionada e descrita sempre que se justifique.

2.1.1 Dispositivos costeiros

Os dispositivos costeiros são aqueles que se encontram fixos ou embutidos na orla costeira, o que confere algumas vantagens imediatas, tais como, maior facilidade de instalação e manutenção. No entanto, esses dispositivos apresentam a desvantagem de não aproveitar dos regimes mais poderosos de ondas, característicos de zonas de grande profundidade (Thorpe & Picken 1993).

Os dispositivos que mais se destacam nessa classificação, pelo número de aplicações e pela pesquisa envolvida, são os dispositivos de Coluna de Água Oscilante. Esses dispositivos (vide Figura 2.1) consistem basicamente de estruturas ocas parcialmente submersas com abertura na parte inferior, abaixo da linha d'água.

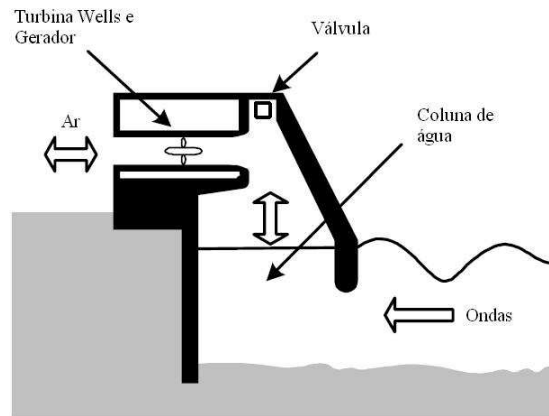


Figura 2.1: Dispositivos do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO).

O movimento alternado das ondas pressuriza e despressuriza o ar presente no interior da estrutura, da seguinte maneira: quando uma onda entra na estrutura, o ar que se encontrava dentro dela é forçado a passar por uma turbina, como consequência direta do aumento de pressão na *câmara de ar*. Quando a onda volta ao mar, o ar passa novamente pela turbina, mas no sentido inverso, dada a pressão inferior no interior da câmara. Geralmente, a turbina utilizada é uma turbina de *Wells*¹, cujo sentido de rotação é o mesmo independentemente do sentido de fluxo de ar.

Os dois exemplos atuais que melhor ilustram esses dispositivos são a *Central Piloto Européia* localizada em Portugal e a *Central LIMPET* localizada na Escócia.

¹Turbina desenvolvida na década de 70 pelo professor *Allan Wells*, da *Queen's University of Belfast* do Reino Unido.

2.1.1.1 *Central Européia da ilha de Pico*

A *Central Piloto Européia*, Figura 2.2², está localizada na ilha do Pico em Açores, Portugal, e tem capacidade instalada de 400kW de potência. Ela foi desenvolvida entre 1995 e 1999 por uma equipe européia coordenada pelo Instituto Superior Técnico (IST), de Portugal, e obteve a colaboração de duas universidades estrangeiras: *Queen's University of Belfast*, do Reino Unido e *University College Cork*, da Irlanda. A central passou por graves danos, causados por inundações, e passou por um processo de recuperação entre os períodos de 2003 e 2006 (Melo, Neumann & Sarmento 2006).



Figura 2.2: *Central Européia da ilha de Pico* - Vista lateral.

A central está equipada com uma turbina *Wells*, de velocidade de rotação variável, acoplada diretamente a um gerador para a produção de eletricidade e duas válvulas - uma válvula de guilhotina, localizada na entrada que liga a câmara ao exterior, cuja finalidade é isolar a turbina durante os períodos de paragem; e uma válvula de alívio de atuação rápida, que tem por finalidade controlar o valor máximo da pressão no interior da câmara (Falcão 2000).

Esta central foi a primeira no mundo a introduzir eletricidade produzida pela conversão de energia das ondas em uma rede elétrica, embora tal fato tenha ocorrido apenas pontualmente e durante a fase de ensaios. A experiência adquirida neste projeto constitui uma contribuição importante para o desenvolvimento de outras centrais de energia das ondas em Portugal (Cruz & Sarmento 2004).

²A Figura 2.2 foi extraída de (Cruz & Sarmento 2004).

2.1.1.2 Central LIMPET

A Central LIMPET (*Land Installed Marine Power Energy Transmitter*) está localizada na Escócia, Figura 2.3(a)³, e é o primeiro dispositivo de conversão de energia das ondas a ser explorado comercialmente no Reino Unido - operacional desde novembro de 2000 (Boake, Whittaker, Folley & Ellen 2002). Foi projetada pela *Wavegen*, empresa escocesa, a *Queen's University of Belfast*, o IST e a Comissão Européia.

Esta central está equipada com duas turbinas tipo *Wells* de diâmetro 2,6 metros e 250 kW de potência cada uma, produzindo um total de 500 kW. Comparativamente ao conceito de Coluna de Água Oscilante da *Central Piloto Européia*, esta central apresenta um método de construção diferente, que visa tanto a redução dos custos de implantação como a facilidade de instalação: inicialmente foi realizada escavação em terra firme e concretagem. Depois, criou-se uma abertura para a entrada da água do mar, removendo-se o material existente, como ilustra a Figura 2.3(b).

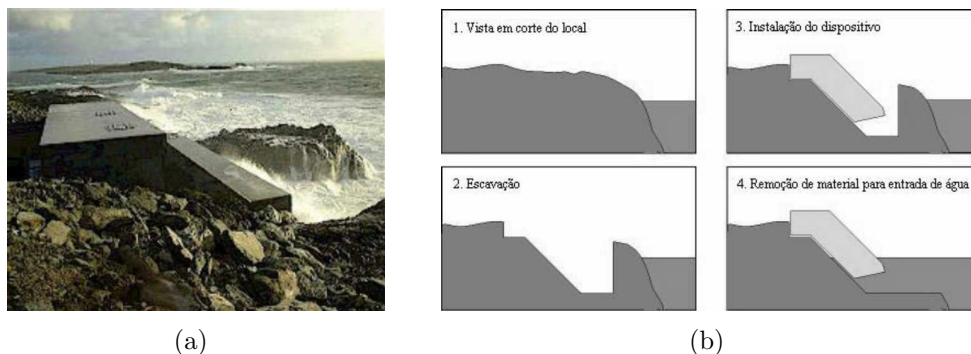


Figura 2.3: LIMPET: (a) Vista lateral; (b) Procedimento para instalação da central.

2.1.2 Dispositivos próximos da costa

A experiência com a construção e operação das centrais descritas na seção anterior levou ao desenvolvimento dos dispositivos de *segunda geração*, que incorporam algumas modificações em seus projetos e incluem sistemas próximos da costa.

Os dispositivos de conversão de energia das ondas são classificados como próximos da costa quando estão localizados em águas rasas (10 a 20m de profundidade) e geralmente, entre 10 a 15km distantes da costa. Note que, os dispositivos instalados em quebra-mares podem ser classificados nesta categoria (Cruz & Sarmiento 2004).

³A Figura 2.3(a) foi extraída de <http://www.wavegen.co.uk/> Acesso em 13/07/2008.

2.1.2.1 *Energetech OWC*

É uma central de CAO desenvolvida pela *Energetech Pty Ltd*, uma empresa australiana. Além da localização, esta central apresenta duas diferenças básicas em relação à *Central Européia*: a hélice de passo da turbina é controlada eletronicamente, para aumento do rendimento e as paredes têm formato parabólico para concentrar a energia proveniente das ondas (Finnigan & Auld 2003). A instalação permanente da central terminou em dezembro de 2006 e está localizada há 200 metros do quebra-mar do *Port Kembla Harbour*, há 80 km de *Sydney*, na Austrália (Figura 2.4⁴).



Figura 2.4: Central *Energetech* - Vista lateral.

Em abril de 2007, a *Energetech Australia Pty Ltd* alterou seu nome para *Oceanlinx Ltd*. Entre outros projetos, atualmente a *Oceanlinx* está em últimas fases de negociação para a construção do *Florence Wave Park*, no estado de *Oregon*, Estados Unidos. A expectativa é de que o projeto tenha uma capacidade inicial de pico de 15 MW, com aumento de potencial para 100 MW.

2.1.3 Dispositivos afastados da costa

A última classe de dispositivos de conversão de energia das ondas apresentada nesta seção é a mais recente e por isso, esses dispositivos são, muitas vezes, mencionados como sendo de *terceira geração*. Estão localizados em zonas de profundidade elevada e assim se beneficiam de regimes de onda mais energéticos que nos casos anteriores. No entanto, estes regimes também resultam em um desafio tecnológico mais elevado -

⁴A Figura 2.4 foi extraída de (Rudge 2005).

os dispositivos devem estar na superfície, ou próximos da mesma, e requerem sistemas de amarração com o fundo do mar, flexíveis ou rígidos, e cabos submarinos para a transferência da energia elétrica produzida, o que eleva tanto os custos como as perdas associadas. Ainda assim, a relação de energia produzida/custos associados é mais elevada (ETSU 2001).

Serão apresentadas as seguintes tecnologias: *Archimedes Wave Swing*, *Pelamis*, *Wave Dragon*, *IPS OWEC Buoy*, *AquaBuOY* e *OPT Power Buoy*. Esses sistemas são classificados como dispositivos de conversão de energia das ondas do tipo *corpos oscilantes*, onde o princípio de conversão primário de energia está baseado no movimento de um corpo em relação a um referencial fixo ou a outro corpo. Os sistemas serão descritos brevemente a respeito do tipo de dispositivo e o modo de conversão da energia primária (movimento oscilatório, acionamento de bombas) em energia elétrica.

2.1.3.1 *Archimedes Wave Swing*

O sistema *Archimedes Wave Swing* (AWS) foi desenvolvido na Holanda e é um dispositivo de conversão de energia das ondas da classe dos corpos oscilantes do tipo absorção pontual.

Os dispositivos de absorção pontual possuem um tamanho relativo inferior ao comprimento de onda do mar onde está instalado (*e.g.*, o AWS possui diâmetro de 10 a 15 metros e a região do mar onde está instalado possui cerca de 150 metros de comprimento de onda).

Este sistema, esquematicamente representado na Figura 2.5(a), é formado por dois cilindros ocos acoplados contendo ar pressurizado em seu interior. Com a passagem da onda, a pressão exterior varia e resulta em um movimento oscilatório vertical do cilindro superior em relação à base. Este movimento é utilizado no acionamento de um gerador elétrico linear para a produção de energia elétrica que é transmitida através de um cabo submarino até uma estação em terra.

Em outubro de 2004, a central piloto à escala 1:2, localizada ao largo da Póvoa do Varzim (Porto, Portugal) e com potência instalada de 2MW, (vide Figura 2.5(b)), forneceu energia à rede elétrica de Portugal pela primeira vez, tornando-se naquele momento o dispositivo de energia das ondas afastado da costa com maior potencial conectado à rede elétrica do mundo (Cruz & Sarmiento 2004).

A central piloto diverge do dispositivo final na forma como se encontra fixa ao fundo do mar: enquanto nesta instalação é utilizada uma plataforma de apoio, o dispositivo final, cuja potência nominal unitária será próxima dos 5 MW, será provavelmente fixo recorrendo a cabos de amarração, como ilustra a Figura 2.5(c)⁵.

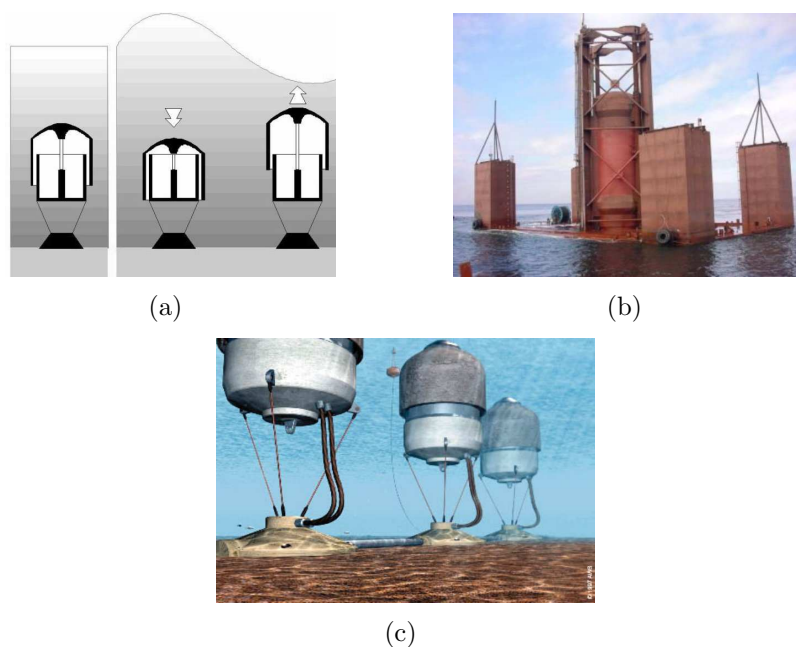


Figura 2.5: *Archimedes Wave Swing*: (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal da Central piloto; (c) Visão artística da próxima geração.

2.1.3.2 *Pelamis*

O sistema *Pelamis* é o resultado de seis anos de testes, modelagem e desenvolvimento pela empresa *Ocean Power Delivery Ltd* da Escócia. É um dispositivo de conversão de ondas da classe dos corpos oscilantes do tipo progressivo.

Os dispositivos progressivos são sistemas alongados com dimensão longitudinal da ordem de grandeza do comprimento de onda e dispostos no sentido de propagação da mesma. A passagem das ondas gera um efeito de bombeamento progressivo, devido a ação de um elemento flexível que fica em contato com a água (Cruz & Sarmiento 2004).

O sistema é constituído de quatro segmentos semi-submersíveis, interligados por três uniões articuladas tipo juntas universais (vide Figura 2.6⁶). No interior dessas juntas são instaladas bombas, acumuladores, motores hidráulicos e geradores (Carcas 2003).

⁵A Figura 2.5 foi extraída de (Cruz & Sarmiento 2004).

⁶A Figura 2.6(b) foi extraída de <http://www.emec.org.uk/view.asp?newsID=28> Acesso em 13/07/2008.

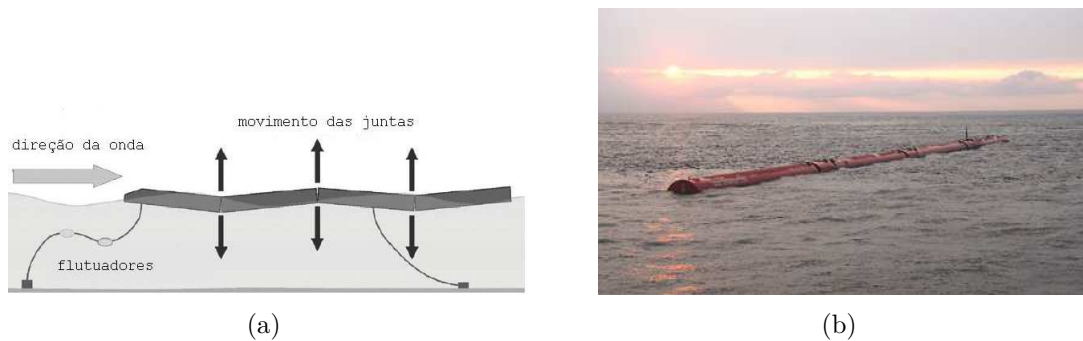


Figura 2.6: *Pelamis*: (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista lateral do modelo em escala 1:7.

A ação das ondas provoca movimentos alternados das juntas, acionando as bombas hidráulicas e pressurizando o fluido (óleo) no acumulador. Esse fluido em alta pressão, é então liberado para os motores que acionam os geradores elétricos.

Um protótipo em escala 1:7 foi instalado no Reino Unido e concluído em 2004. Apresenta uma potência instalada de 750 kW com comprimento e diâmetro igual a 120 metros e a 3.5 metros, respectivamente. Um parque de energia de ondas com 40 dispositivos do tipo *Pelamis*, equivalente a 30 MW instalados, pode ser responsável pelo abastecimento de 20.000 habitações, de acordo com os dados fornecidos pela empresa (Cruz & Sarmiento 2004).

2.1.3.3 *Wave Dragon*

O sistema *Wave Dragon* é um conversor de energia das ondas afastado da costa classificado como dispositivo *Overtopping*. Dispositivos *Overtopping* são reservatórios preenchidos por água do mar através de um tipo de concentrador que eleva a altura das ondas. A água deixa o reservatório ao passar por um conjunto turbina-gerador.

O sistema foi desenvolvido pela *Wave Dragon ApS* - um consórcio internacional de empresas e instituições da Dinamarca, Reino Unido, Irlanda, Suécia, Áustria e Alemanha. Consiste basicamente de dois refletores parabólicos que concentram e elevam a altura das ondas, canalizando-as em uma rampa para o interior de um reservatório (vide Figura 2.7(a)). Neste reservatório, situado na parte posterior do dispositivo, a altura da água pode variar entre um a quatro metros acima do nível do mar. A água, contida temporariamente no reservatório, desce pela ação da gravidade passando por turbinas hidráulicas de baixa queda, tipo Kaplan, situadas na sua região central, para

a produção de energia elétrica.

Inicialmente foram realizados testes experimentais em laboratório nas universidades *Aalborg University* e *University College Cork*, na Dinamarca, utilizando um modelo reduzido na escala 1:50 e uma turbina na escala 1:3.5 (Soerensen, Hansen, Friis-Madsen, Panhauser, Mackie, Hansen, Frigaard, Hald, Knapp, Keller, Holmén, Holmes, Thomas, Rasmussen & Krogsgaard 2003). Um modelo na escala de 1:4.5 (vide Figura 2.7(b)⁷) e potência instalada de 20 kW foi construído no Mar do Norte, na Dinamarca, e testado entre 2003 e 2005 (Frigaard, Tedd, Kofoed & Madsen 2005). O protótipo é equipado com turbinas hidráulicas, um sistema de controle automático e é devidamente instrumentado para monitorar a produção de energia, climas das ondas, forças de ancoragem e movimento do dispositivo.

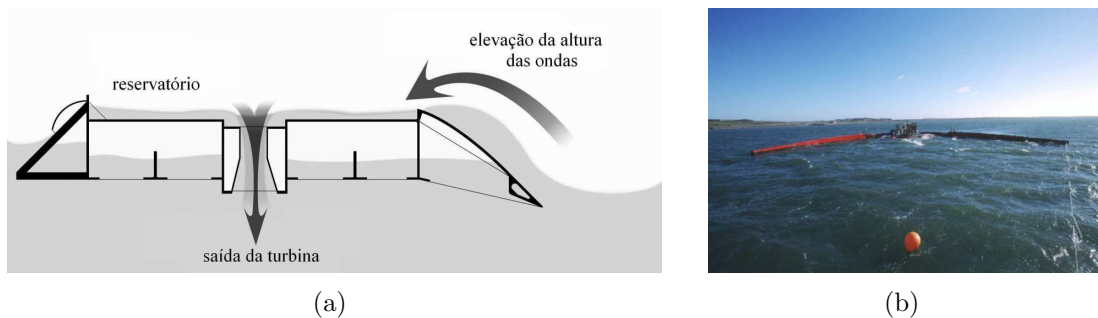


Figura 2.7: *Wave Dragon*: (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.

2.1.3.4 *OPT Power Buoy*

O conversor de energia das ondas desenvolvido pela *Ocean Power Technology* (OPT), dos Estados Unidos, consiste de um sistema mecânico simples onde o movimento das ondas é convertido em energia mecânica e posteriormente em energia elétrica, que é transmitida através de cabos submarinos.

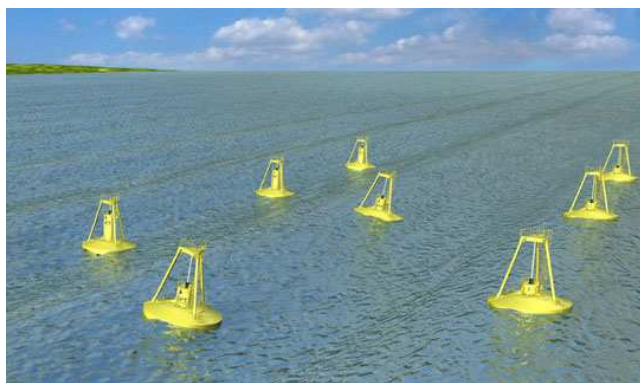
O sistema foi testado em *New Jersey*, Estados Unidos (Figura 2.8(a)) e no Havaí, ambos com potência instalada de 40 kW. Em 2006, a empresa OPT iniciou a fase de instalação de um parque de energia das ondas de 1.25 MW na costa norte da Espanha. O projeto é uma união com a empresa *Iberdrola SA* (CRES 2006). A Figura 2.8(b)⁸ representa uma visão artística de um parque com vários dispositivos *OPT Power Buoy*.

⁷A Figura 2.7 foi extraída de (Cruz & Sarmiento 2004).

⁸A Figura 2.8 foi extraída de <http://www.oceanpowertechnologies.com> Acesso em 13/07/2008.



(a)

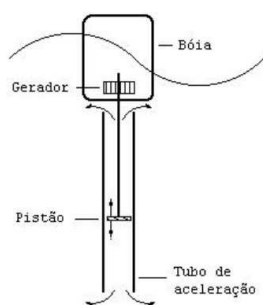


(b)

Figura 2.8: *OPT Power Buoy*: (a) Vista frontal; (b) Visão artística de um parque de energia de ondas.

2.1.3.5 *IPS OWEC Buoy*

O *IPS OWEC Buoy* (*Interproject Service Offshore Wave Energy Converter Buoy*) é um dispositivo de absorção pontual. É constituído por uma bóia, cilíndrica ou oval, com diâmetro variando de 3 a 12m (dependendo das condições do mar, da localização e da potência de saída desejada), um pistão e um tubo denominado tubo de aceleração. A Figura 2.9(b)⁹ ilustra um dispositivo instalado em *Gothenburg*, na Suécia.



(a)



(b)

Figura 2.9: *IPS OWEC Buoy*: (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.

O movimento relativo entre a bóia e a massa de água contida no interior do tubo, que é aberto em ambas extremidades, resulta em um movimento do pistão que transfere a energia mecânica para um sistema hidráulico. Este sistema hidráulico, existente no interior da bóia, converte a energia mecânica em energia elétrica através de um gerador. Os dispositivos podem ser construídos com potências unitárias de 10 a 150 kW.

⁹A Figura 2.9(b) foi extraída de <http://interproject.tripod.com> Acesso em 13/07/2008.

2.1.3.6 *AquaBuOY*

O *AquaBuOY* é um dispositivo do tipo absorção pontual que foi desenvolvido pela *AquaEnergy Group Ltd.* É resultado da combinação de duas tecnologias precedentes: o dispositivo de absorção pontual *IPS OWEC Buoy*, e o dispositivo designado por *Hose-Pump* desenvolvido na década de 80 por uma empresa também sueca, *Technocean* (Weinstein, Fredrikson, Parks & Nielsen 2004).

Hosepump é uma mangueira de borracha reforçada cujo o volume interno é reduzido e expandido respectivamente quando a mangueira é esticada e comprimida, agindo desse modo como uma bomba (Melo et al. 2006).

O dispositivo *AquaBuOY* consiste basicamente de quatro elementos: bóia, tubo de aceleração, pistão e dois dispositivos *hosepump*. O movimento do pistão causa a extensão ou compressão das *bombas* que estão localizadas em lados opostos deste. Então, a água do mar pressurizada é enviada para um acumulador de alta pressão, e posteriormente é direcionada a um sistema de conversão em energia elétrica que consiste de turbina *Pelton* e gerador (vide Figura 2.10(a)).

A Figura 2.10(b)¹⁰ ilustra um dispositivo *AquaBuOY* instalado no estado de *Oregon*, Estados Unidos. Uma central piloto de 1 MW está em construção em *Makah Bay*, no estado de *Washington* (Melo et al. 2006).

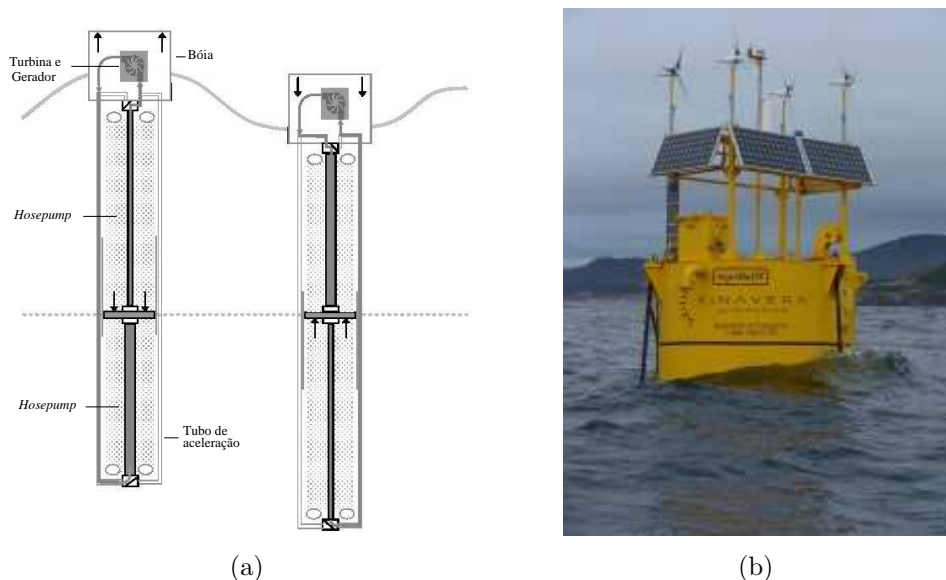


Figura 2.10: *AquabuOY*: (a) Princípio de funcionamento; (b) Vista frontal.

¹⁰A Figura 2.10(b) foi extraída de <http://finavera.com/en/wavetech/configuration> Acesso em 13/07/2008.

2.2 Descrição do Conversor de Energia das Ondas desenvolvido pelo LTS, COPPE/UFRJ

O Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS), COPPE/ UFRJ, desenvolveu uma tecnologia de conversão da energia das ondas em energia elétrica a partir da experiência dos pesquisadores em tecnologia de águas profundas para a produção de óleo e gás utilizando-se câmaras hiperbáricas para simular o ambiente submarino (Estefen et al. 2007). O conceito é baseado no bombeamento de água, realizado pela ação das ondas em flutuadores, associado a uma câmara hiperbárica, uma turbina hidráulica e um gerador elétrico.

O modelo desenvolvido está esquematicamente representado na Figura 2.11. Note que, para facilitar a apresentação do presente trabalho, o modelo foi dividido em duas unidades: unidade de conversão primária, que é constituída de unidades de bombeamento onde a energia das ondas é utilizada no movimento alternado das bombas, e unidade de geração elétrica.

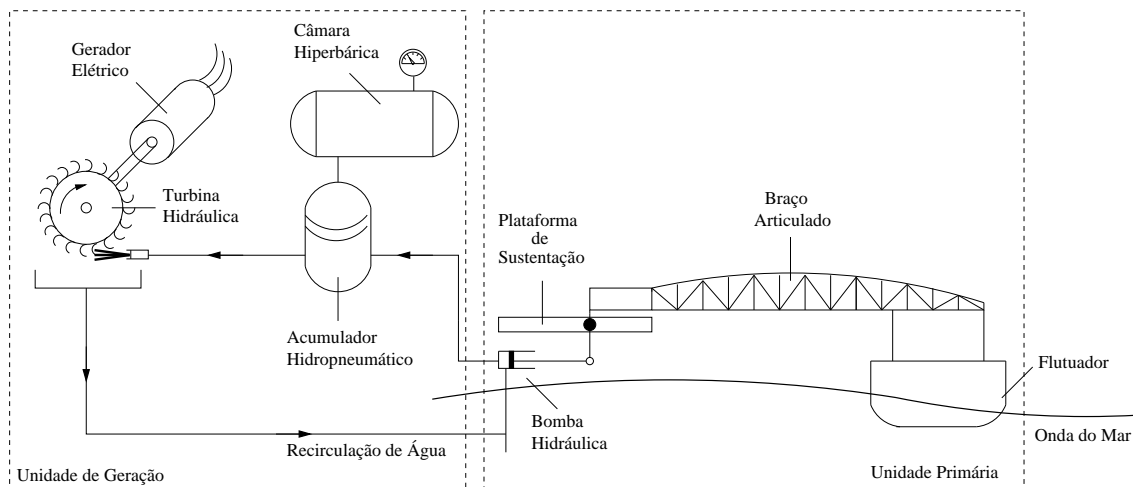


Figura 2.11: Princípio de funcionamento do conversor de energia das ondas desenvolvido pelo LTS.

O princípio de funcionamento do sistema consiste na movimentação dos flutuadores, pela ação das ondas do mar, que através dos braços em forma de alavancas acionam as bombas hidráulicas existentes nas bases. As bombas aspiram e comprimem água, tratada e armazenada em um reservatório na própria instalação, e através de uma tubulação alimentam o acumulador hidropneumático interligado à câmara hiperbárica.

Então, a água que abastece o acumulador é liberada sob pressão através de uma agulha móvel, semelhante a uma válvula, acionando uma turbina *Pelton* conectada a um gerador elétrico (Costa 2004).

A câmara hiperbárica tem como principal vantagem possibilitar a simulação de elevadas quedas d'água, evitando a ocupação de áreas de grande extensão. Além disso, a utilização de um acumulador hidropneumático proporciona uma pressão hidráulica aproximadamente constante, mesmo diante de variações nas ondas e no nível de água.

Os testes iniciais com um protótipo foram realizados no canal de ondas do Laboratório de Hidrodinâmica (canal com 1m de largura, 1m de profundidade e 32m de comprimento). Posteriormente, foram utilizadas as instalações do LabOceano, COPPE/UFRJ, (tanque oceânico com 30m de largura, 25m de profundidade e 40m de comprimento). Foram testados dois modelos - o primeiro na escala 1:10 e o segundo na escala 1:6.5 com quatro unidades de bombeamento. Cada unidade de bombeamento dos modelos testados possui flutuador, braço, estrutura de fixação e bomba e é interligada à uma câmara hiperbárica (vide Figura 2.12). A câmara hiperbárica é previamente pressurizada com gás nitrogênio, contendo certa proporção de volume de água, caracterizando um acumulador hidráulico (Costa 2004).



(a)



(b)

Figura 2.12: Modelo na escala 1:6.5 em teste no Tanque Oceânico: (a) Unidades de bombeamento e Câmara hiperbárica; (b) Turbina hidráulica em operação.

O modelo apresenta uma característica modular, o que possibilita a inclusão de flutuadores com formas geométricas diferentes, no intuito de se buscar uma melhor eficiência na captação da energia das ondas. Nos ensaios realizados foram testados quatro modelos de flutuador de dimensões e materiais diferentes. No modelo atual, os flutuadores apresentam formato retangular, com 1m de comprimento, 1.5m de largura e 0.3m de altura, construídos em fibra de vidro e madeira. Flutuadores com geometria

circular, ilustrados na Figura 2.13, também estão sendo testados.



Figura 2.13: Flutuador com formato circular.

Um Termo de Cooperação foi assinado em 2004 entre a COPPE/UFRJ, Eletrobrás e o Governo do Estado do Ceará para a construção de uma usina piloto em escala real, contendo inicialmente dois módulos de bombeamento, equivalentes a 50kW de potência, no Porto Pecém, Ceará, com possibilidade de expansão dos módulos para se atingir 500kW.

A Figura 2.14¹¹ mostra uma visão dos diversos componentes da usina de ondas incluindo disposição dos flutuadores e bombas hidráulicas, câmara hiperbárica, conjunto turbina-gerador e o reservatório de água re-circulante.

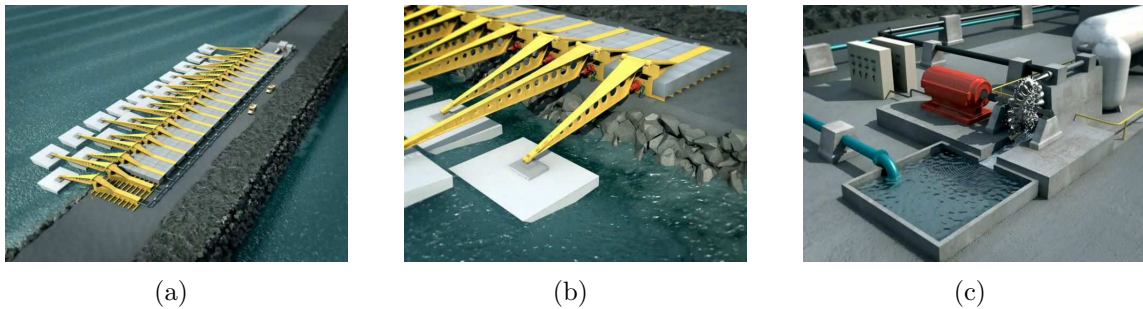


Figura 2.14: Conversor de energia das ondas desenvolvido pelo LTS - Visão artística: (a) Disposição dos flutuadores; (b) Detalhes dos flutuadores e bombas hidráulicas; (c) Conjunto câmara hiperbárica, turbina, gerador elétrico e reservatório de água re-circulante.

¹¹A Figura 2.14 foi extraída de (Estefen et al. 2007).

Capítulo 3

Modelagem e Análise de Conversores de Energia das Ondas

Neste capítulo considera-se a modelagem matemática e a análise da *potência* e da *energia* de conversores de energia das ondas da classe de *corpos oscilantes*. Primeiramente, apresenta-se uma abordagem onde a absorção de energia é considerada como uma interferência destrutiva entre uma onda incidente e uma onda irradiada. Em seguida, o modelo matemático de um oscilador mecânico simples representado por um sistema massa-mola com amortecimento é apresentado e posteriormente a força devido a ação das ondas é incluída na modelagem, o que representa o modelo de uma unidade de conversão primária constituída por dispositivos do tipo corpos oscilantes. Finalmente, apresenta-se um modelo matemático *simplificado* para a unidade de conversão primária do conversor de energia das ondas desenvolvido pelo LTS (COPPE/UFRJ). Neste modelo, considera-se que a unidade de conversão primária é constituída por uma bomba tipo cilindro-pistão e um reservatório hidro-pneumático. Então, analisa-se a potência absorvida por este sistema e as condições para máxima absorção de energia.

3.1 Características das Ondas

As ondas do mar caracterizam-se pela movimentação local de partículas de água. De fato, é a energia e não a água que se move ao longo do oceano. As partículas de água realizam apenas pequenos movimentos locais circulatorios conforme a onda se propaga,

como pode ser ilustrado na Figura 3.1.

Para visualizar este comportamento pode-se considerar a manifestação pública conhecida como “ola” que ocorre em ginásios de esportes - o movimento de cada participante da platéia é apenas local (sentar e levantar), enquanto que a forma de agitação, ou seja, a “ola” é que se propaga longitudinalmente. Note que, considerando-se o caso das ondas do mar, o que se propaga é a energia. Deste modo, as ondas do mar podem ser vistas como um perfil senoidal que se propaga ao longo da superfície do oceano (Thorpe 1999a).

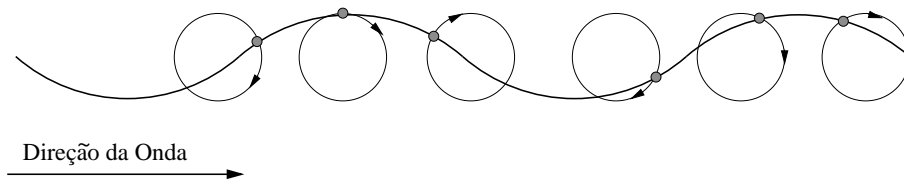


Figura 3.1: Movimento circulatorio das partículas da água na superfície do oceano.

Antes de apresentar uma expressão para o fluxo de energia das ondas, considera-se aqui a descrição das principais características de uma onda. Na onda representada na Figura 3.2, o *comprimento de onda* λ é definido como a distância horizontal entre duas cristas sucessivas, a *altura de onda* H_w é a distância vertical entre a crista e o cavado e o *período* T é o intervalo de tempo entre duas cristas sucessivas.

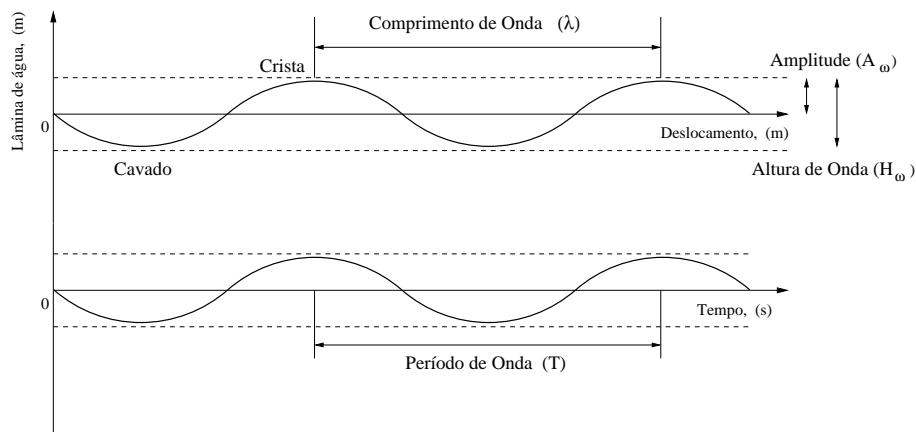


Figura 3.2: Descrição de uma onda senoidal.

Admite-se que para as ondas do mar, o comprimento de onda (λ), a profundidade

do oceano (h) e o período (T) obedecem a seguinte relação de dispersão (Falnes 2002)

$$\left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 = g\frac{2\pi}{\lambda} \tanh\left(\frac{2\pi}{\lambda}h\right), \quad (3.1)$$

que resulta em

$$\omega^2 = gk \tanh(kh), \quad (3.2)$$

onde $\omega = 2\pi/T$ é a *freqüência natural da onda*, g é a aceleração da gravidade e $k = 2\pi/\lambda$ é denominado *número de onda*.

Em águas profundas, pode-se assumir que $\tanh(kh) \approx 1$, o que na prática significa que a profundidade do mar (h) é suficientemente maior que a metade do comprimento de onda (λ), ou seja, $h \gg \lambda/2$. Logo, a relação (3.2) é aproximada por

$$\omega^2 = gk. \quad (3.3)$$

Então, a seguinte definição pode ser apresentada:

Definição 1 *Considerando-se ondas regulares e águas profundas, a energia média E contida na superfície da água em (J/m^2) é dada por (Muetze & Vining 2006):*

$$E_\omega = \frac{\rho_\omega g}{8} H_\omega^2, \quad (3.4)$$

onde ρ_ω é a massa específica da água do mar e H_ω é a altura de onda incidente em metros.

Finalmente, a taxa de propagação da energia das ondas, que é denominada média de *fluxo de energia* por unidade de frente de onda ou *nível de potência da onda*, é dada em (W/m) por

$$J_\omega = v_g E_\omega, \quad (3.5)$$

onde $v_g = d\omega/dk$ é a velocidade com que a energia se propaga. Note que para águas profundas, $v_g = g/2\omega$, e portanto

$$J_\omega = \frac{1}{16} \frac{\rho_\omega g^2}{\omega} H_\omega^2 = \frac{1}{4} \frac{\rho_\omega g^2}{\omega} A_\omega^2, \quad (3.6)$$

onde A_ω é a amplitude da onda senoidal em metros.

Observa-se que na descrição das ondas na Figura 3.2 considera-se as ondas como regulares e monocromáticas, isto é, com frequência única. O mar real é em geral modelado como um processo estocástico, resultado da superposição de várias componentes monocromáticas de frequências diferentes (Thorpe 1999a). Neste enfoque, as ondas são descritas por parâmetros estatísticos, como a altura de onda significativa $H_{1/3}$ e o período médio T_z . Admite-se que para cada estado de mar (cerca de três a quatro horas de duração) esses parâmetros permanecem constantes e podem ser utilizados para recuperar o espectro de onda do mar através da utilização de modelos de densidade espectral de energia como, por exemplo, o *Espectro Bretschneider* (Parsons & Baddour 2004) definido como

$$S_\eta = \frac{A}{\omega^5} \exp\left(\frac{-B}{\omega^4}\right), \quad (3.7)$$

onde

$$A = 172.5 \frac{H_{1/3}^2}{T_z^4} \quad \text{e} \quad B = \frac{691}{T_z^4}. \quad (3.8)$$

No entanto, para modelagem e análise da potência e energia de CEOs pode-se considerar inicialmente que as ondas possuem o perfil senoidal descrito na Figura 3.2, o que simplifica a análise.

3.2 Absorção da Energia das Ondas por Corpos Oscilantes

Um corpo flutuando na água tem em geral seis modos de movimento (Falnes 2002): avanço (do inglês, *surge*), desvio (do inglês, *sway*), vertical ou afundamento (do inglês, *heave*), jogo ou balanço (do inglês, *roll*), arfagem (do inglês, *pitch*) e guinada (do inglês, *yaw*), como pode ser observado na Figura 3.3 - modos de movimento 1, 2, 3, 4, 5 e 6, respectivamente. Por outro lado, um corpo oscilando na água produz ondas que podem ser igualmente altas independentemente se o corpo é grande ou pequeno, desde que o menor corpo oscile com maiores amplitudes. Isto pode ser utilizado para o propósito de conversão de energia das ondas, por exemplo, por um corpo oscilante pequeno com movimento vertical em resposta a ondas incidentes, particularmente se o movimento

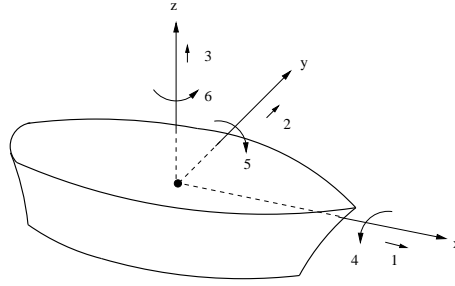


Figura 3.3: Movimentos de um corpo rígido.

puder ser coordenado de tal forma que o corpo oscile com amplitudes maiores que a amplitude da onda.

Geralmente pode-se dizer que um bom “absorvedor de ondas” deve ser um bom “gerador de ondas” (Falnes 2002). Logo, para absorver energia das ondas é necessário deslocar água de uma maneira oscilatória e com a fase adequada. Neste sentido, a absorção de ondas para conversão significa que a energia tem que ser removida das ondas e assim, deve existir um cancelamento ou uma redução das ondas que estiverem passando pelo sistema de extração de energia, ou que estão sendo refletidas a partir do mesmo. Ambos, o cancelamento e a redução das ondas, podem ser realizados por um dispositivo oscilante que produzirá ondas opostas às ondas que passam e/ou são refletidas, isto é, as ondas geradas têm que interferir destrutivamente com as ondas incidentes. O que conduz ao paradoxo: “destruir uma onda significa criar uma onda” (Falnes 2002).

Um exemplo ilustrativo, no qual é mostrado 100% da absorção da energia das ondas, pode ser visto na Figura 3.4. A curva (a) representa uma onda incidente sem perturbação, a curva (b) ilustra a geração de uma onda simétrica (em águas inicialmente tranquilas) por um corpo simétrico oscilando verticalmente, a curva (c) ilustra a geração de uma onda anti-simétrica pelo movimento de jogo e a curva (d) representa a superposição das três ondas anteriores, o que ilustra a absorção completa da energia das ondas incidentes. Evans (1976) demonstrou que apenas 50% da absorção é possível se houver apenas a onda simétrica de irradiação (curva (b)) e do mesmo modo, se houver apenas a onda anti-simétrica irradiada (curva (c)) do corpo simétrico, mais que 50% de absorção é teoricamente impossível. Diante do que foi apresentado, observa-se que para a máxima energia ser obtida das ondas, é necessário ter uma oscilação ótima do conversor da energia das ondas (Falnes 2002). Nota-se que para uma onda senoidal

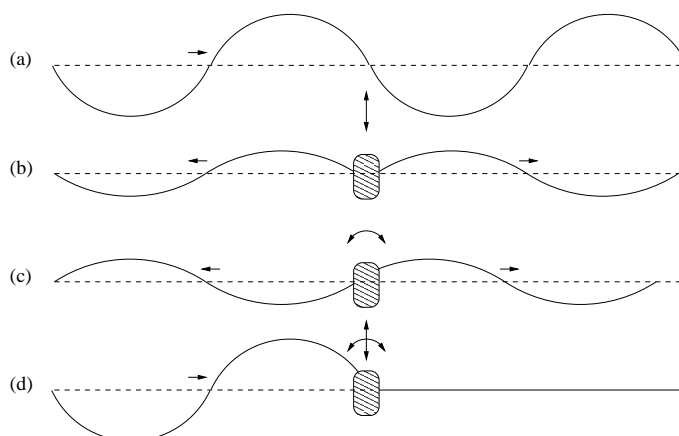


Figura 3.4: Absorção e geração de ondas.

incidente existe uma condição de fase ótima e uma condição de amplitude ótima de oscilação, o que será demonstrado na seção seguinte.

Além disso, será demonstrado que a oscilação de um sistema em apenas um modo tem a condição de fase ótima se estiver em ressonância com a onda, o que significa que a frequência do sistema oscilante é a mesma que a frequência da onda. Desta maneira, a velocidade oscilatória do sistema está em fase com a força de excitação da onda que atua no sistema.

3.3 Oscilador Mecânico e sua Aplicação em Sistemas Conversores de Energia das Ondas

Nesta seção apresenta-se inicialmente a modelagem de um sistema mecânico oscilante e uma discussão sobre os tipos de potência existentes nesse sistema. A solução em regime permanente da equação diferencial do sistema mecânico oscilante é determinada e o resultado é estendido para unidades de conversão primária de energia das ondas do tipo corpos oscilantes. Em seguida, as relações de potência e energia nesses sistemas são apresentadas, assim como as condições para a máxima absorção de energia.

3.3.1 Oscilador Mecânico

Considera-se o oscilador mecânico simples composto por um sistema massa-mola-amortecedor ilustrado na Figura 3.5¹. Um corpo de massa m está acoplado a uma mola de coeficiente elástico S e a um amortecedor mecânico com coeficiente de atrito viscoso R .

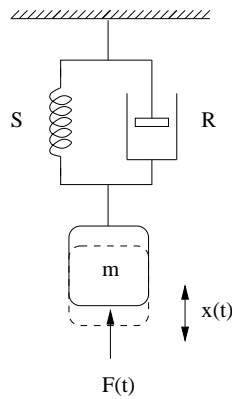


Figura 3.5: Oscilador mecânico composto por um sistema massa-mola-amortecedor.

A ação de uma força externa $F(t)$ resulta em um deslocamento de posição $x(t)$ a partir da posição de equilíbrio da massa. A aplicação das leis de Newton ao sistema resulta na seguinte equação

$$m\ddot{x} = F(t) + F_S(t) + F_R(t), \quad (3.9)$$

onde F_S e F_R representam, respectivamente, as forças da mola e do amortecedor. Admite-se que a força de mola é proporcional ao deslocamento e a força do amortecedor é proporcional à velocidade do corpo. Assim, a equação diferencial que representa o sistema massa-mola-amortecedor é dada por

$$F(t) = m\ddot{x}(t) + R\dot{x}(t) + Sx(t), \quad (3.10)$$

ou, equivalentemente, em termos da velocidade do corpo $y(t) = \dot{x}(t)$

$$F(t) = m \frac{dy}{dt}(t) + Ry(t) + S \int_0^t y(\tau) d\tau. \quad (3.11)$$

¹O efeito da gravidade não é considerado nesta análise.

Logo, aplicando-se a transformada de Laplace à equação (3.11), tem-se que a função de transferência do sistema relacionando a velocidade do corpo e a força externa é dada por

$$H(s) = \frac{1}{m s + R + S/s}. \quad (3.12)$$

Considerando que a força que está atuando no sistema mecânico oscilante é de natureza senoidal, ou seja,

$$F(t) = F_o \cos \omega t, \quad (3.13)$$

onde $F_o \in \mathbb{R}^+$ é a amplitude da força e ω é a frequência angular. Deseja-se determinar a solução da equação (3.11) para uma entrada do tipo (3.13).

Nota-se que a análise de $H(s)$ em $s = j\omega$ representa a resposta do sistema a sinais senoidais que pode ser convenientemente representada por sua amplitude e fase em coordenadas polares, isto é, $H(j\omega) = |H(j\omega)| e^{j\phi(\omega)}$. Logo, a partir da equação (3.12) tem-se que a resposta em frequência do sistema massa-mola-amortecedor é dada por

$$H(j\omega) = \frac{1}{R + j(m\omega - S/\omega)}, \quad (3.14)$$

e portanto,

$$|H(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{R^2 + (m\omega - S/\omega)^2}} \quad \text{e} \quad \phi(\omega) = -\arctan\left(\frac{\omega m - S/\omega}{R}\right). \quad (3.15)$$

Desta maneira, o seguinte teorema pode ser enunciado².

Teorema 3.1 *Considere um sistema linear e invariante no tempo, com entrada $F(t)$ e saída $y(t)$, BIBO estável e com função de transferência $H(s)$. Então, quando se aplica uma entrada senoidal $F(t) = F \cos \omega t$ a resposta em regime permanente converge para $y(t) = |H(j\omega)| F \cos(\omega t + \phi(\omega))$.*

Logo, de acordo com o Teorema 3.1 a velocidade em regime permanente, em resposta à entrada $F(t) = F_o \cos \omega t$, é dada por

$$y(t) = y_o \cos(\omega t + \phi(\omega)), \quad (3.16)$$

²Prova: Ver (Chen 1999, Teorema 5.2).

onde

$$y_o = |H(j\omega)| F_o = \frac{F_o}{\sqrt{R^2 + (m\omega - S/\omega)^2}}. \quad (3.17)$$

Logo, a impedância mecânica do sistema pode ser expressa na forma polar por

$$Z = |Z| e^{j\theta}, \quad (3.18)$$

onde

$$|Z| = \frac{F_o}{y_o} = \sqrt{R^2 + (m\omega - S/\omega)^2}, \quad (3.19)$$

$$\theta = -\phi(\omega) = \arctan\left(\frac{m\omega - S/\omega}{R}\right). \quad (3.20)$$

E na forma retangular, tem-se

$$Z = R + j\left(m\omega - \frac{S}{\omega}\right). \quad (3.21)$$

Em unidades SI, a impedância mecânica tem dimensão $[Z] = \text{Ns/m} = \text{kg/s}$. A impedância $Z = R + iX$ é uma função complexa de ω , onde R é a *resistência mecânica* e $X = \omega m - S/\omega$ é a *reatância mecânica*.

3.3.1.1 Potência e Energia

A energia entregue por uma força externa $F(t)$ ao oscilador mecânico na Figura 3.5 é consumida no amortecedor com coeficiente R e armazenada nas formas potencial e cinética na mola com coeficiente S e na massa m . Logo, a potência mecânica entregue pela força externa $F(t)$ é dada por

$$P_o(t) = F(t)y(t). \quad (3.22)$$

Substituindo-se a equação (3.10) na equação (3.22), chega-se a

$$P_o(t) = P_a(t) + P_k(t) + P_p(t), \quad (3.23)$$

onde as potências entregues ao amortecedor de coeficiente R , à massa m e à mola com coeficiente S são respectivamente dadas por

$$P_a(t) = Ry^2(t), \quad (3.24)$$

$$P_k(t) = m\dot{y}(t)y(t) = \frac{d}{dt}W_k(t), \quad (3.25)$$

$$P_p(t) = S\dot{x}(t)x(t) = \frac{d}{dt}W_p(t), \quad (3.26)$$

onde a energia cinética armazenada na massa m é

$$W_k(t) = \frac{m}{2}y^2(t), \quad (3.27)$$

e a energia potencial elástica armazenada na mola de coeficiente S é

$$W_p(t) = \frac{S}{2}x^2(t), \quad (3.28)$$

Então, a energia total armazenada no sistema oscilante é

$$W(t) = W_k(t) + W_p(t), \quad (3.29)$$

e a potência correspondente, ou taxa de variação de energia armazenada, é

$$P_k(t) + P_p(t) = \frac{d}{dt}W(t). \quad (3.30)$$

Assim, de acordo com a equação (3.23), a potência $P(t)$ tem duas componentes:

- A potência consumida pelo amortecedor, $P_a(t)$, que é denominada *potência ativa*;
- A potência relacionada à energia armazenada na massa e na mola, $(P_k(t)+P_p(t))$, que é denominada *potência reativa*. A potência reativa alterna entre a energia cinética armazenada na massa m e a energia potencial elástica na mola de coeficiente S (Falnes 2002).

Considera-se que a força que está agindo no sistema massa-mola amortecedor é de natureza senoidal, dada pela equação (3.13), e que o sistema está em regime permanente. Substituindo-se a equação da força externa (3.13) e a equação da velocidade do

corpo (3.16) na equação (3.22), tem-se que a potência instantânea entregue ao sistema é expressa por

$$P_o(t) = F_o y_o [\cos(\omega t) \cos(\omega t + \phi(\omega))], \quad (3.31)$$

e a potência média entregue ao sistema ao longo de um período T é dada por

$$\bar{P}_o = \frac{1}{T} \int_0^T P_o(t) dt. \quad (3.32)$$

Assim, substituindo-se a equação de potência instantânea (3.31) na equação (3.32) e utilizando-se a identidade trigonométrica

$$\cos \alpha \cos \beta = \frac{1}{2} [\cos(\alpha + \beta) + \cos(\alpha - \beta)], \quad (3.33)$$

com $\phi(\omega) = -\theta$ (de acordo com a equação (3.20)) chega-se a

$$P_o = \frac{1}{2} \frac{F_o y_o}{T} \left[\int_0^T \cos(2\omega t + \theta) dt + \int_0^T \cos \theta dt \right]. \quad (3.34)$$

Substituindo-se por $\cos \theta = R/|Z|$ e pela equação (3.19),

$$P_o = \frac{1}{2} F_o y_o \frac{R}{|Z|} = \frac{1}{2} R y_o^2. \quad (3.35)$$

Por outro lado, da equação (3.24), tem-se que a potência consumida no amortecedor de coeficiente R é

$$P_a(t) = R y^2(t) = R y_o^2 [\cos^2 \omega t]. \quad (3.36)$$

Deste modo, substituindo-se a equação de potência consumida instantânea (3.36) na equação de potência média (3.32) e utilizando-se a identidade trigonométrica (3.33), tem-se

$$\bar{P}_a = \frac{1}{2} \frac{R y_o^2}{T} \int_0^T [1 + \cos 2\omega t] dt. \quad (3.37)$$

Como a integral do termo $\cos 2\omega t$ é nula no intervalo $(0, T)$, tem-se que a potência média consumida no termo de amortecimento R é igual a

$$P_a = \frac{1}{2} R y_o^2. \quad (3.38)$$

Portanto, observa-se que

$$\overline{P}_a = \overline{P}_o, \quad (3.39)$$

o que significa que a potência média consumida no amortecedor é igual a potência média entregue pela força externa (Falnes 2002).

3.3.2 Oscilador mecânico interagindo com as ondas

Para desenvolver a modelagem de uma unidade de conversão primária de energia das ondas constituída de sistemas do tipo corpos oscilantes, considera-se que o oscilador mecânico na Figura 3.5 encontra-se parcialmente sob a lâmina de água, como mostra a Figura 3.6.

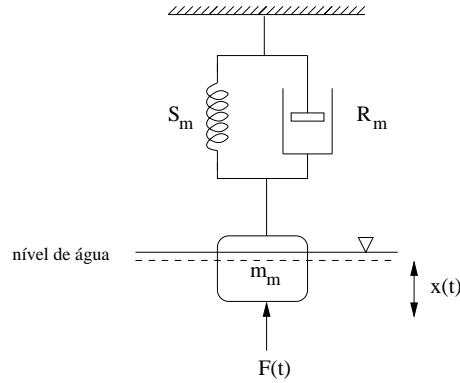


Figura 3.6: Oscilador mecânico simples interagindo com as ondas.

Na Figura 3.6, assume-se que a força peso é contrabalanceada pela flutuação quando o sistema está em repouso. Por isto, esta força não é representada na figura. Desta maneira, a força externa que age sobre o corpo oscilante é a força devida a ação de ondas. Assim, a equação (3.10) pode ser reescrita como

$$m_m \ddot{x}(t) + R_m \dot{x}(t) + S_m x(t) = F_\omega(t), \quad (3.40)$$

onde m_m é a massa do corpo, R_m é coeficiente de amortecimento, S_m é o coeficiente de elasticidade da mola e x é o deslocamento vertical do corpo oscilante. Na análise seguinte, supõe-se que a amplitude das ondas e as oscilações são suficientemente pequenas e assim, a teoria da hidrodinâmica linear pode ser aplicada. Deste modo, a força devida a ação das ondas $F_\omega(t)$ pode ser decomposta em duas componentes (Greenhow & White 1997),

$$F_\omega(t) = F_e(t) + F_r(t), \quad (3.41)$$

onde $F_e(t)$ é a força de excitação sobre o corpo flutuante gerada pelas ondas incidentes expressa por

$$F_e(t) = F_e \cos \omega t, \quad (3.42)$$

onde F_e é a amplitude da onda em (N). Por outro lado, $F_r(t)$ é a força de radiação associada às ondas geradas pelo movimento oscilatório do corpo flutuante. Considerando-se que ondas de todas as frequências serão geradas e irradiadas na superfície livre, com o passar do tempo, essas ondas se propagam afastando-se do corpo, mas continuam afetando seu movimento para todos os instantes subseqüentes. Segundo (Cummins 1962) tem-se que para esse movimento mais geral do corpo, a força de radiação $F_r(t)$ é dada por

$$-F_r(t) = m_r(\infty)\ddot{x} + \int_{-\infty}^t K(t-\tau)\dot{x}(\tau)d\tau, \quad (3.43)$$

onde $m_r(\infty)$ é o coeficiente de massa adicional na frequência *infinita* (Greenhow & White 1997) e a resposta impulsiva $K(t-\tau)$ é denominada *termo de memória fluida* dada por

$$K(t-\tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_r(\omega) \cos[\omega(t-\tau)] d\omega. \quad (3.44)$$

onde $R_r(\omega)$ é o coeficiente de amortecimento potencial ou resistência de radiação na frequência ω . Nota-se que a integral em (3.43) é a convolução entre a resposta impulsiva $K(t-\tau)$ e a velocidade do corpo $\dot{x}(t)$. Logo, substituindo-se (3.41) e (3.43) em (3.40), tem-se que a equação do movimento de um corpo oscilante é expressa por

$$[m_m + m_r(\infty)]\ddot{x} + \int_0^t K(t-\tau)\dot{x}(\tau)d\tau + R_m\dot{x} + S_mx = F_e, \quad (3.45)$$

Os parâmetros R_m , S_m , $m_r(\infty)$ e $R_r(\omega)$ são determinados numericamente utilizando o programa WAMIT (Wave Analysis MIT)³. A resposta impulsiva ou termo de memória fluida $K(t)$ é calculada pela transformada inversa de Fourier (equação (3.44)) do parâmetro $R_r(\omega)$. A Figura 3.7 ilustra o gráfico do coeficiente de amortecimento potencial $R_r(\omega)$ versus a frequência e a Figura 3.8 ilustra o gráfico do termo de memória $K(t)$ versus o tempo para um flutuador com formato cilíndrico.

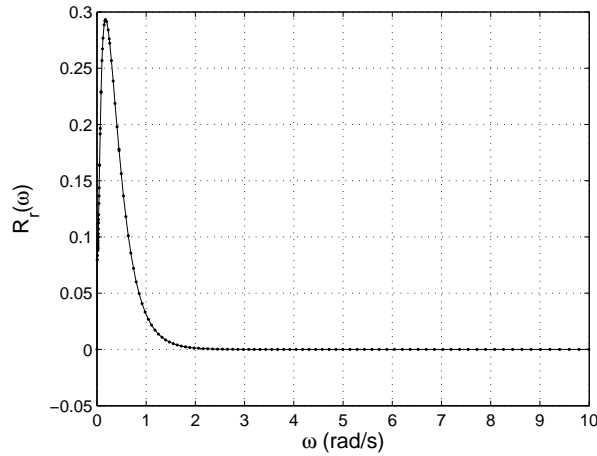


Figura 3.7: Coeficiente de amortecimento potencial $R_r(\omega)$.

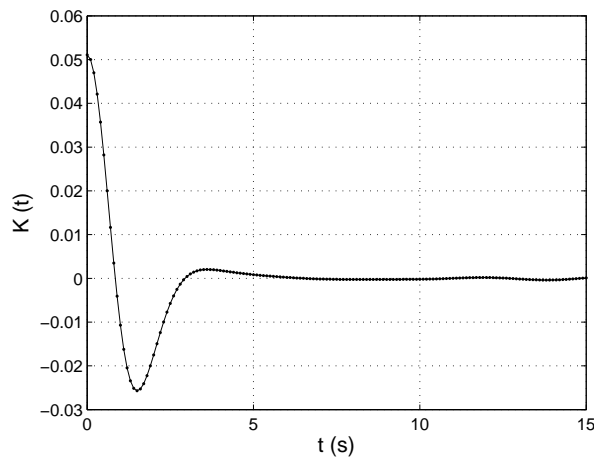


Figura 3.8: Termo de memória fluida $K(t)$.

³O programa apresenta resultados da interação hidrodinâmica entre ondas incidentes e corpos flutuantes ou submersos. As forças e os parâmetros calculados pelo *Wamit* são adimensionais em função de combinações apropriadas dos termos relacionados à densidade da água ρ_ω , aceleração da gravidade g , amplitude da onda incidente A_ω , frequência ω e comprimento de escala L (Lee & Newman 1998).

Entretanto, para realizar a análise da conversão de energia primária pode-se considerar o movimento do corpo oscilante em regime permanente com frequência ω . Neste caso, a força de radiação $F_r(t)$ é simplificada considerando-se que apenas ondas na frequência ω são irradiadas na superfície livre. Assim, $F_r(t)$ é expressa por

$$-F_r(t) = m_r(\omega)\ddot{x}(t) + R_r(\omega)\dot{x}(t), \quad (3.46)$$

onde o coeficiente $m_r(\omega)$ é o coeficiente de massa adicional para a frequência ω . Este parâmetro, ilustrado na Figura 3.9 também é determinado pelo programa WAMIT.

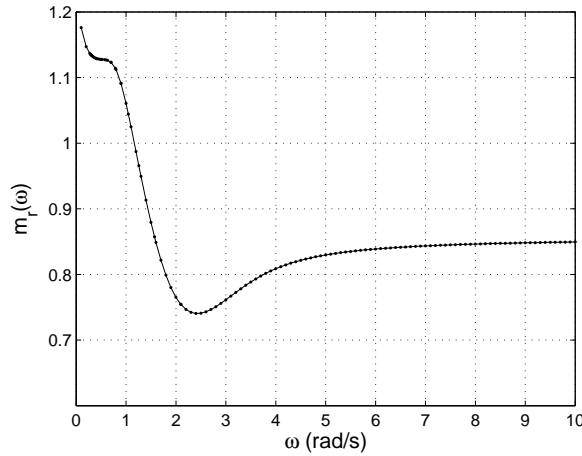


Figura 3.9: Coeficiente de massa adicional $m_r(\omega)$.

Os coeficientes $m_r(\omega)$ e $R_r(\omega)$ podem ser definidos como uma impedância de radiação (Falnes 2002), como segue

$$Z_r = Z_r(\omega) = R_r(\omega) + jX_r(\omega), \quad (3.47)$$

onde $R_r(\omega)$ é a resistência de radiação e $X_r(\omega) = \omega m_r$ é a reatância de radiação. Observa-se que a unidade da impedância de radiação é $[Z_r] = [R_r] = \text{kg/s}$.

Substituindo-se (3.41) e (3.46) em (3.40), tem-se que a equação do movimento em regime permanente de um corpo oscilante sob ação das ondas pode ser expressa por

$$[m_m + m_r(\omega)]\ddot{x}(t) + [R_m + R_r(\omega)]\dot{x}(t) + S_m x(t) = F_e(t), \quad (3.48)$$

ou, equivalentemente, em termos da velocidade do corpo,

$$[m_m + m_r(\omega)] \frac{dy}{dt}(t) + [R_m + R_r(\omega)]y(t) + S_m \int_0^t y(\tau) d\tau = F_e(t), \quad (3.49)$$

Logo, de acordo com o Teorema 3.1, a velocidade do corpo oscilante sob a ação das ondas (3.42) em regime permanente pode ser expressa por

$$y(t) = y_e \cos(\omega t + \phi_e). \quad (3.50)$$

onde

$$y_e = \frac{F_e}{\sqrt{(R_m + R_r)^2 + [(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega]^2}}, \quad (3.51)$$

$$\phi_e = -\arctan \left[\frac{(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega}{R_m + R_r} \right]. \quad (3.52)$$

E a representação fasorial da equação (3.49) com $\hat{y} = y_e e^{j\phi_e}$ e $\hat{F}_e = F_e e^{j0}$ é dada por

$$\hat{y} = \frac{\hat{F}_e}{(Z_m + Z_r)} = \frac{\hat{F}_e}{(R_m + R_r) + j(m_m\omega + X_r - S_m/\omega)}. \quad (3.53)$$

3.3.2.1 Condições para máxima absorção de energia

Na seção anterior determinou-se a potência média ao longo de um período T consumida pelo amortecedor de coeficiente R . De modo equivalente, pode-se calcular a potência média do amortecimento R_m e a potência média da resistência de radiação R_r respectivamente por (Falnes 2002)

$$P_a = \frac{1}{2} R_m y_e^2, \quad (3.54)$$

$$P_r = \frac{1}{2} R_r y_e^2. \quad (3.55)$$

Observe que a potência de radiação está associada às ondas geradas pelo movimento oscilatório do corpo e que se propagam do corpo para a superfície livre. Substituindo-se a equação de amplitude da velocidade (3.51) na equação (3.54), tem-se que a potência

média consumida ao longo do período T pelo amortecimento mecânico R_m é

$$P_a = \frac{(R_m/2)F_e^2}{(R_m + R_r)^2 + (\omega m_m + \omega m_r - S_m/\omega)^2}. \quad (3.56)$$

Note que R_m , em um caso ideal, pode representar uma resistência de carga e P_a representa a potência útil sendo consumida por essa carga. A partir da equação (3.56) tem-se que $P_a = 0$ para $R_m = 0$ ou para $R_m \rightarrow \infty$, e que $P_a > 0$ para $0 < R_m < \infty$. Pode-se mostrar que existe um valor máximo de potência absorvida quando $\partial P_a / \partial R_m = 0$, que ocorre se

$$R_m = \sqrt{R_r^2 + (\omega m_m + \omega m_r - S_m/\omega)^2} \equiv R_{m,opt}, \quad (3.57)$$

e a máxima potência absorvida correspondente é dada por

$$P_a = \frac{F_e^2/4}{R_r + \sqrt{R_r^2 + (\omega m_m + \omega m_r - S_m/\omega)^2}}. \quad (3.58)$$

Além disso, através da inspeção de (3.56) observa-se que, para um valor arbitrário de R_m , se a massa m_m e o coeficiente elástico S_m podem ser escolhidos tais que

$$\omega(m_m + m_r) - S_m/\omega = 0, \quad (3.59)$$

então a potência absorvida terá o valor máximo de

$$P_a = \frac{R_m F_e^2 / 2}{(R_m + R_r)^2}. \quad (3.60)$$

Quando a condição (3.59) é satisfeita, o sistema encontra-se em *ressonância*. De acordo com a equação (3.53), observa-se que a velocidade do corpo está em fase com a força de excitação da onda, pois a parte imaginária da impedância torna-se nula e portanto a razão entre os fasores \hat{y}_e e \hat{F}_e é real. Esta condição é independente do valor escolhido para a resistência de amortecedor mecânico R_m e a máxima potência absorvida, para este caso, é expressa pela equação (3.60). Caso a condição (3.59) não possa ser satisfeita, a máxima potência absorvida será determinada pela equação (3.58), desde que a condição (3.57) seja satisfeita. Então, as seguintes definições podem ser apresentadas:

Definição 2 *Para uma unidade de conversão primária de energia das ondas constituída por um sistema do tipo corpos oscilantes, descrito pela equação (3.48), e um coeficiente de amortecimento R_m arbitrário, a equação (3.59) é denominada condição de ressonância ou condição de fase ótima (Falnes 2002).*

Definição 3 *Para uma unidade de conversão primária de energia das ondas constituída por um sistema do tipo corpos oscilantes, descrito pela equação (3.48), com massa do corpo m_m e coeficiente elástico S_m arbitrários, a equação (3.57) é denominada condição de amplitude ótima (Falnes 2002).*

Por outro lado, se o critério de maximização ($\partial P_a / \partial R_m = 0$) for imposto à equação (3.60), tem-se que o coeficiente de amortecimento ótimo que satisfaz essa condição é

$$R_m = R_r \equiv R_{m,opt}, \quad (3.61)$$

e a potência máxima absorvida correspondente é equivalente a

$$P_a = \frac{F_e^2}{8R_r}, \quad (3.62)$$

e neste caso a partir de (3.59) e (3.61), a equação de velocidade (3.53) pode ser reescrita como

$$y = \frac{F_e}{2R_r} \equiv y_{opt}. \quad (3.63)$$

Então, se a condição de fase ótima e a condição de amplitude ótima puderem ser satisfeitas simultaneamente, a máxima potência absorvida será expressa pela equação (3.62), e a amplitude ótima de velocidade do corpo será dada pela equação (3.63). Deste modo, o seguinte teorema pode ser enunciado:

Teorema 3.2 *Seja uma unidade de conversão primária de energia das ondas constituída por um sistema do tipo corpos oscilantes descrito pela equação (3.48) sob a ação de ondas regulares. Se a condição de fase ótima e a condição de amplitude ótima forem satisfeitas simultaneamente, então a potência máxima absorvida e a velocidade do corpo oscilante são dados pelas equações (3.62) e (3.63), respectivamente (Falnes 2002).*

3.3.2.2 Máxima Potência absorvida por corpos assimétricos e Eficiência Hidrodinâmica

Para determinar a máxima potência absorvida por corpos assimétricos, considera-se que o corpo flutuante tenha apenas o modo de movimento vertical e que a amplitude da força de excitação da onda é dada pela seguinte relação com o coeficiente de amortecimento potencial (ou resistência de radiação) (Newman 1962)

$$(F_e)^2 = \frac{2\rho_\omega g^2 A_\omega^2}{\omega k} R_r, \quad (3.64)$$

onde F_e é a amplitude da força de excitação vertical da onda em (N), A_ω é a amplitude da onda em (m), k é o número de onda e R_r é a resistência de radiação para o movimento vertical do corpo em (kg/s).

Deste modo, substituindo-se a amplitude da força de excitação expressa pela equação (3.64) na equação da potência máxima absorvida (3.62), tem-se que

$$P_{a,max} = \frac{F_e^2}{8R_r} = \frac{\rho_\omega g^2 A_\omega^2}{4\omega k} = \frac{\rho_\omega g^3 A_\omega^2}{4\omega^3}. \quad (3.65)$$

Por outro lado, considera-se a seguinte definição de *largura de captura* de um corpo assimétrico:

Definição 4 *A proporção de potência absorvida por um corpo assimétrico, ou largura de captura, é a relação entre a potência média absorvida e a potência da onda regular por unidade de crista J (Greenhow & White 1997), ou seja,*

$$E_0 = \frac{P_a}{J_\omega}. \quad (3.66)$$

Substituindo-se a equação de máxima potência absorvida (3.65) e a equação de potência transmitida pela onda regular (3.6) na equação (3.66), tem-se que

$$E_{0,max} \equiv E_0 |_{P_a=P_{a,max}} = \frac{P_{a,max}}{J_\omega} = \frac{1}{k} = \frac{\lambda}{2\pi}. \quad (3.67)$$

Este resultado foi obtido por (Budal & Falnes 1975), (Newman 1976) e (Evans 1976).

Desta forma, o conceito de *eficiência hidrodinâmica* de corpos oscilantes pode ser

descrito como a largura de captura adimensional (Evans 1976). Logo, a *eficiência hidrodinâmica* pode ser expressa por

$$\bar{E} = \frac{E_0}{(\lambda/2\pi)} = 2\pi \frac{E_0}{\lambda}. \quad (3.68)$$

Susbtituindo-se a equação de largura máxima de captura (3.67) em (3.68) tem-se que

$$\bar{E}_{max} \equiv \bar{E} |_{E_0=E_{0,max}} = 1. \quad (3.69)$$

Neste contexto, a partir da equação (3.69) verifica-se que a eficiência hidrodinâmica de unidades de conversão primária contituídas por corpos oscilantes tem valor máximo igual a 1 para qualquer comprimento de onda λ .

3.4 Oscilador mecânico submerso constituído de bomba pistão-cilindro

Nesta seção apresenta-se um modelo *simplificado* da unidade de conversão primária do protótipo desenvolvido pelo LTS (vide Figura 3.10(a)), que é constituída de várias unidades de bombeamento. Considera-se que cada unidade de bombeamento é composta por um corpo flutuante, uma bomba tipo pistão-cilindro e um reservatório hidropneumático (Esperança et al. 2006). O modelo completo do sistema inclui o movimento de *pitch* do flutuador acoplado ao braço de alavanca e à bomba tipo pistão-cilindro (vide Figura 3.10(b)).

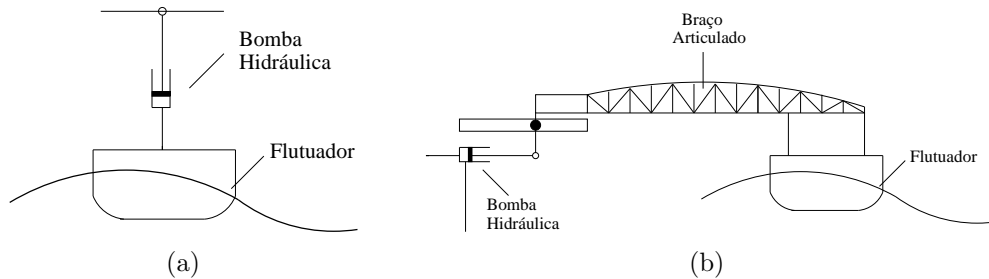


Figura 3.10: Unidade de conversão primária CEO do LTS: (a) Modelo simplificado; (b) Modelo completo.

A atuação da bomba no corpo oscilante pode ser resumida da seguinte maneira:

- O estágio de compressão da bomba pistão-cilindro, isto é, quando o pistão injeta água no reservatório, acontece durante o movimento de descida do flutuador. Deste modo, a pressão sobre o pistão se iguala à pressão p_c no interior do reservatório (câmara hiperbárica);
- O estágio de admissão da bomba, isto é, quando a área do pistão se enche de água, acontece durante o movimento de subida do flutuador. Deste modo, a pressão sobre o pistão é praticamente igual a pressão atmosférica.

Neste caso, o amortecedor está associado à restrição mecânica imposta pela ação do pistão. Note que, a energia absorvida no movimento oscilatório do flutuador é utilizada para bombear água para o reservatório hidropneumático.

Desta maneira, a equação de movimento do corpo flutuante (3.45) pode ser reescrita como

$$[m_m + m_r(\infty)]\ddot{x}(t) + \int_0^t K(t - \tau)\dot{x}(\tau)d\tau + S_m x = F_e(t) + F_p(t), \quad (3.70)$$

onde F_p é a amplitude da força associada a atuação da bomba sobre o corpo oscilante dada por

$$F_p = A_p p_p, \quad (3.71)$$

onde A_p é a área do pistão e p_p é a pressão no pistão. Verifica-se que a pressão no pistão p_p pode ser expressa por

$$p_p \approx \begin{cases} 0, & y(t) > 0 \\ p_c, & y(t) < 0 \end{cases} \quad (3.72)$$

onde p_c é a pressão no interior do reservatório.

Considerando-se movimentos oscilatórios harmônicos a equação de movimento do oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro (3.70) pode ser expressa, em termos da velocidade do corpo $y(t) = \dot{x}(t)$ por

$$[m_m + m_r(\omega)]\frac{dy}{dt}(t) + R_r(\omega)y(t) + S_m \int_0^t y(\tau) d\tau = F_e(t) + F_p(t), \quad (3.73)$$

A solução da equação do movimento (3.73) será determinada considerando-se que o sistema de extração de energia das ondas é linear e assim, o teorema de superposição pode ser aplicado. Desta maneira, a resposta às duas entradas $F_e(t)$ e $F_p(t)$ será a soma das respostas individuais à cada uma das entradas. A função de transferência do sistema relacionando a velocidade do corpo flutuante e a força de entrada é dada por

$$H_s(s) = \frac{1}{(m_m + m_r(\omega))s + R_r(\omega) + S_m/s}. \quad (3.74)$$

Assim, a resposta em frequência é expressa por

$$H_s(j\omega) = \frac{1}{R_r + j[(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega]}, \quad (3.75)$$

de onde

$$|H_s(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{R_r^2 + [(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega]^2}}, \quad (3.76)$$

$$\phi_s = -\arctan \left[\frac{(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega}{R_r} \right]. \quad (3.77)$$

Portanto, de acordo com o Teorema 3.1 a resposta à entrada $F_e(t) = F_e \cos \omega t$ em regime permanente, é dada por

$$y_e(t) = y_e \cos(\omega t + \phi_s), \quad (3.78)$$

onde

$$y_e = |H_s(j\omega)| F_e = \frac{F_e}{\sqrt{R_r^2 + [(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega]^2}}. \quad (3.79)$$

Por outro lado, verifica-se que a força exercida pelo pistão é uma função periódica. Supondo que a entrada $F_p(t)$ seja representada por sua série de Fourier, a resposta forçada a cada um dos termos individuais na série pode ser determinada utilizando-se a resposta em frequência do sistema (3.75). Então, a resposta forçada completa para essa entrada pode ser escrita por superposição das respostas individuais (Goodwin, Graebe & Salgado 2001). Com este objetivo, tem-se que a série de Fourier na forma *trigonométrica compacta* para a função periódica $F_p(t)$ pode ser escrita da seguinte

maneira

$$F_p(t) = F_{p0} + \sum_{n=1}^{\infty} F_{pn} \cos(n\omega_0 t + \phi_n), \quad (3.80)$$

onde $\omega_0 = 2\pi/T$ é a frequência angular da componente fundamental e os coeficientes F_{p0} e F_{pn} e a fase ϕ_n são respectivamente dados por

$$F_{p0} = \frac{1}{T} \int_0^T F_p(t) dt = \frac{1}{T} \int_{T/4}^{3T/4} F_p dt = \frac{F_p}{2}, \quad (3.81)$$

$$F_{pn} = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}, \quad \phi_n = -\arctan\left(\frac{b_n}{a_n}\right), \quad (3.82)$$

onde

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F_p(t) \cos(n\omega_0 t) dt = \begin{cases} \frac{2F_p}{n\pi} (-1)^{\frac{n+1}{2}}, & n \text{ ímpar} \\ 0, & n \text{ par} \end{cases}, \quad (3.83)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(n\omega_0 t) dt = 0. \quad (3.84)$$

Logo, das equações (3.82) a (3.84), tem-se que F_{pn} e ϕ_n são respectivamente iguais a

$$F_{pn} = \frac{2F_p}{n\pi} (-1)^{\frac{n+1}{2}}, \quad \phi_n = 0. \quad (3.85)$$

Portanto, a série que representa a saída $y_p(t)$ tem a forma

$$y_p(t) = \frac{F_p}{2} H_s(0) + \sum_{n=1}^{\infty} |H_s(jn\omega_0)| F_{pn} \cos[(n\omega_0 t) + \phi_n + \angle H_s(jn\omega_0)] \quad (3.86)$$

$$y_p(t) = \sum_{n=1}^{\infty} y_{pn} \cos[(n\omega_0 t + \phi_{pn})], \quad (3.87)$$

onde

$$y_{pn} = |H_s(jn\omega_0)| F_{pn} = \frac{F_{pn}}{\sqrt{R_r^2 + [n\omega_0(m_m + m_r) - S_m/n\omega_0]^2}}, \quad (3.88)$$

$$\phi_{pn} = \angle H_s(jn\omega_0) + \phi_n = -\arctan\left[\frac{n\omega_0(m_m + m_r) - S_m/n\omega_0}{R_r}\right], \quad (3.89)$$

de onde tem-se que $H_s(j\omega)$ é determinada para $\omega = (0, \omega_{0f}, 3\omega_{0f}, \dots)$. Logo, a resposta em regime permanente do sistema de energia das ondas pode ser determinada pela superposição das saídas $y_e(t)$ dada pela equação (3.78) e $y_p(t)$ dada pela equação (3.87). Assim, considerando-se que $\omega_{0f} = \omega$, a velocidade do corpo flutuante para o oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro é igual a

$$\begin{aligned} y(t) &= y_e(t) + y_p(t) \\ y(t) &= y_e \cos(\omega t + \phi_e) + y_{p1} \cos(\omega t + \phi_{p1}) + y_{p3} \cos(3\omega t + \phi_{p3}) + \dots \end{aligned} \quad (3.90)$$

Na seção seguinte apresenta-se uma análise da potência absorvida no movimento oscilatório do corpo flutuante.

3.4.1 Análise da potência absorvida

A energia absorvida no movimento oscilatório do corpo flutuante é utilizada para bombear água para o reservatório hidropneumático. Note que, a potência consumida pode ser calculada por

$$P_a = \frac{1}{T} \int_0^T F_p(t) y(t) dt. \quad (3.91)$$

Logo, substituindo-se as equações (3.80) e (3.90) na equação de potência média (3.91), chega-se a

$$P_a = \frac{1}{2} [F_{p1}(y_e + y_{p1}) \cos \phi_{p1} + F_{p3} y_{p3} \cos \phi_{p3} + F_{p5} y_{p5} \cos \phi_{p5} + \dots]. \quad (3.92)$$

Para simplificar a análise, considera-se que o sistema encontra-se em ressonância na frequência ω , e assim, as componentes $F_{pn} y_{pn} \cos \phi_{pn}$ para $n \neq 1$ podem ser desprezadas. Então, a equação (3.92) simplifica-se em

$$P_a = \frac{F_{p1}}{2} (y_e + y_{p1}) \cos \phi_{p1}, \quad (3.93)$$

e, substituindo-se as equações (3.79), (3.85) e (3.88) para $n=1$ tem-se que

$$P_a = \frac{F_p R_r}{\pi \sqrt{R_r^2 + (\omega m_m + \omega m_r - S_m/\omega)^2}} \left(F_e - \frac{2F_p}{\pi} \right). \quad (3.94)$$

Além disso, aplicando-se a condição de ressonância,

$$(m_m + m_r)\omega - S_m/\omega = 0, \quad (3.95)$$

à equação (3.94), tem-se que a potência média absorvida é equivalente a

$$P_a = \frac{F_p}{\pi R_r} \left(F_e - \frac{2}{\pi} F_p \right). \quad (3.96)$$

Fazendo a mesma análise realizada anteriormente para o oscilador simples submerso, da equação (3.96) tem-se que $P_a = 0$ para $F_p = 0$ ou para $F_p = \frac{\pi}{2} F_e$, e que $P_a > 0$ para $0 < F_p < \frac{\pi}{2} F_e$. Logo, existe um valor máximo de potência absorvida quando $\partial P_a / \partial F_p = 0$, que ocorre se

$$F_p = \frac{\pi}{4} F_e \equiv F_{p,opt}, \quad (3.97)$$

e a máxima potência absorvida correspondente é dada por

$$P_a = \frac{F_e^2}{8R_r}. \quad (3.98)$$

Neste caso, a amplitude ótima de velocidade é dada por

$$y_e = \frac{F_e}{2\pi R_r} \equiv y_{opt}. \quad (3.99)$$

Logo, as seguintes definições podem ser apresentadas:

Definição 5 *Para uma unidade de conversão primária composta por um oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro descrito pela equação (3.73) e uma força F_p arbitrária, a equação (3.95) é denominada condição de ressonância ou condição de fase ótima do sistema.*

Definição 6 *Para uma unidade de conversão primária composta por um oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro descrito pela equação (3.73), com coefi-*

ciente elástico S_m e massa m_m dados pela equação (3.95), a equação (3.97) é denominada condição de amplitude ótima.

Verifica-se que a condição de fase ótima é independente do valor escolhido para a resistência mecânica imposta pela ação do pistão, F_p , e a potência máxima é expressa pela equação (3.96). Contudo, a condição de amplitude ótima é desenvolvida supondo que a condição de fase ótima seja satisfeita. Logo, o seguinte teorema pode ser enunciado:

Teorema 3.3 *Seja a unidade de conversão primária constituída por um oscilador mecânico com bomba pistão-cilindro descrito pela equação (3.73), sob a ação de ondas regulares. Se a condição de fase ótima e a condição de amplitude ótima forem satisfeitas, então a potência máxima absorvida e a velocidade do corpo oscilante são dadas pelas equações (3.98) e (3.99), respectivamente.*

Então, considerando-se ambas as condições de fase e amplitude ótima, o resultado encontrado para máxima absorção de potência para o oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro (3.98) é equivalente ao resultado obtido por (Falnes 2002) para o sistema de corpos oscilantes (3.62).

Em (Esperança et al. 2006) foram realizadas simulações numéricas variando-se a pressão do reservatório hidropneumático para determinar àquela que aumentava a absorção de energia das ondas e conseqüentemente maximizava a eficiência hidrodinâmica do sistema simplificado de extração de energia das ondas do LTS.

No presente trabalho determinou-se a equação (3.97) que estabelece o valor ótimo da força do pistão F_p para uma força de excitação F_e (com altura de onda A_w , vide eq. (3.64)) relacionada a condição de amplitude ótima do sistema. Logo, a partir desta equação obtém-se o valor ótimo de pressão que aumenta a absorção de energia das ondas, dada por

$$p_{c,opt} \equiv p_c |_{F_p=F_{p,opt}} = \frac{\pi F_e}{4A_p}, \quad (3.100)$$

onde A_p é a área da seção transversal da bomba pistão-cilindro.

Como no protótipo a pressão da câmara hiperbárica p_c é mantida constante, a equação (3.100) pode ser utilizada para escolher a pressão de operação do sistema de acordo com a altura de onda significativa que ocorre com maior freqüência na região.

Capítulo 4

Otimização da Conversão de Energia das Ondas

Considerando-se apenas o modo de oscilação vertical (i.e., *heave*) de movimento de um flutuador, duas condições devem ser satisfeitas a fim de maximizar a absorção de energia de ondas regulares por corpos oscilantes, conforme discutido no Capítulo 3: (i) condição de fase ótima, onde a velocidade de oscilação do flutuador deve estar em fase com a força de excitação da onda, ou seja, o flutuador está em ressonância com a onda incidente; (ii) condição de amplitude ótima, onde a potência absorvida é máxima quando a amplitude da onda irradiada pelo sistema oscilante está relacionada com a amplitude da onda incidente.

Neste enfoque, para aumentar a conversão de energia primária de acordo com as condições discutidas, a inclusão de técnicas de controle que modificam a dinâmica de movimento do flutuador tem sido proposta desde o final dos anos 70 (Salter, Jeffery & Taylor 1976, Budal & Falnes 1977). As técnicas de controle mais estudadas são: (1) controle reativo, onde as duas condições de máxima absorção são consideradas e (2) controle de fase por *latching*, onde apenas a condição de fase ótima é considerada.

Neste capítulo, apresenta-se as técnicas de controle utilizadas para maximizar a absorção de energia do sistema. Considerando-se ondas regulares, são propostos dois algoritmos baseados na estratégia de controle de fase por *latching* para otimização da conversão de energia. Então, o desempenho de cada algoritmo é avaliado através de simulações.

4.1 Controle Reativo *versus* Controle de Fase

O objetivo do controle reativo, proposto inicialmente por (Salter et al. 1976), é a obtenção de fase e amplitude ótimas de movimento do corpo oscilante para maximização da conversão de energia, o que é realizado através de ajustes nos parâmetros dinâmicos do conversor como, por exemplo, o coeficiente da mola, inércia e amortecimento de absorção de energia (Korde 2000).

A equação de movimento do flutuador pode ser expressa como (vide equação (3.73))

$$[m_m + m_r] \ddot{x} + R_r \dot{x} + S_m x = F_e + F_m, \quad (4.1)$$

onde F_m é a força aplicada ao sistema por um atuador. Assume-se que esta força é dada por

$$F_m = D\dot{x} + Bx + C\ddot{x}, \quad (4.2)$$

onde D é o coeficiente externo de amortecimento, B é o coeficiente externo da mola e C é o coeficiente externo de inércia. Se esses parâmetros puderem ser ajustados eletronicamente de modo que

$$D = R_r, \quad B = S_m, \quad C = m_m + m_r, \quad (4.3)$$

então, a aplicação da força F_m na equação (4.1) resulta em $\dot{x} = F_e/2R_r$, que é equivalente à equação (3.63) de velocidade ótima do sistema que maximiza a absorção de potência pelo dispositivo oscilante, considerando-se as condições de fase e amplitude ótimas. Nota-se que o método está relacionado à aplicação de forças que devem estar em fase com o deslocamento e a aceleração do conversor, e por isso é denominado *controle reativo* (Korde 2000). Neste contexto, alguns trabalhos foram propostos utilizando o enfoque de controle reativo, a saber (Salter 1979, Nebel 1992, Korde 1998, Korde 2003).

Por outro lado, o objetivo do controle de fase por *latching*, proposto inicialmente por (Budal & Falnes 1977), é obter apenas a condição de fase ótima de movimento do corpo oscilante. Neste caso, o corpo oscilante é mantido fixo durante um determinado intervalo de tempo e é posteriormente liberado para que sua velocidade e a força de excitação da onda apresentem a relação de fase desejada.

A Figura 4.1¹ apresenta gráficos comparativos entre a absorção de energia que se pode obter com esses dois métodos de controle e um sistema sem controle. Nota-se que, para os dois métodos de controle, a absorção de energia é consideravelmente maior que para o caso sem controle (curva pontilhada). Observa-se que o controle reativo (curva tracejada) pode fornecer uma maior conversão primária de energia. No entanto, o corpo oscilante precisa fornecer energia para a água durante alguns intervalos, e as forças podem ser maiores. Já para o caso de *latching* (curva contínua), a absorção de energia é tipicamente menor, porém não há necessidade de potência reativa. Além disso, as forças de frenagem necessárias podem ser aplicadas mais facilmente (Korde 2001).

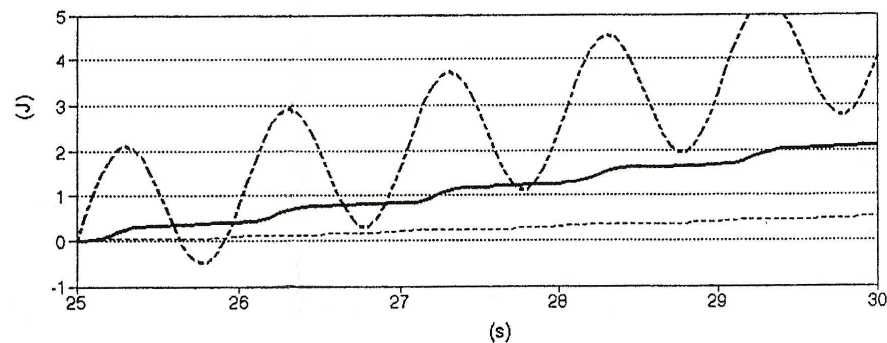


Figura 4.1: Energia absorvida sem controle (curva pontilhada), com controle por *latching* (curva contínua) e com controle reativo (curva tracejada). As curvas ilustram a energia acumulada em *joule* durante 5s.

Segundo (Falnes 2002) a aplicação dos métodos de controle reativo e controle *latching* em ondas irregulares (isto é, mar real) requer a predição da força de excitação da onda e de variáveis como a velocidade do flutuador (para o controle reativo). Neste enfoque, alguns trabalhos foram realizados em predição de valores futuros para maximizar a conversão de energia como, por exemplo, (Morris, Zienkiewicz, Pouzanjani, Flower & Belmont 1992) e (Budal et al. 1982). Entretanto, a predição das ondas não faz parte do escopo do presente trabalho.

¹A Figura 4.1 foi extraída de (Falnes 1995). Apresenta resultados de simulações para um dispositivo do tipo *Coluna de Água Oscilante (CAO)* em ondas regulares com período igual a 2s.

4.2 Controle de Fase por *Latching*

Budal & Falnes (1977) e Budal & Falnes (1980) mostraram que uma maneira de atingir a condição de fase ótima para aumentar a conversão de energia das ondas é o controle de fase por *latching*, o que proporciona o movimento indicado pela curva $x(t)$ ilustrada na Figura 4.2. O funcionamento do controle por *latching* é descrito da seguinte maneira: um sinal de comando $\nu(t)$ é enviado a um mecanismo de travamento que interrompe o movimento do corpo oscilante, quando sua *velocidade é aproximadamente zero*. Este mecanismo mantém o corpo parado durante um intervalo de tempo que deve ser *menor* que o próximo instante de *extremo da força de excitação da onda* (vide Figura 4.2).

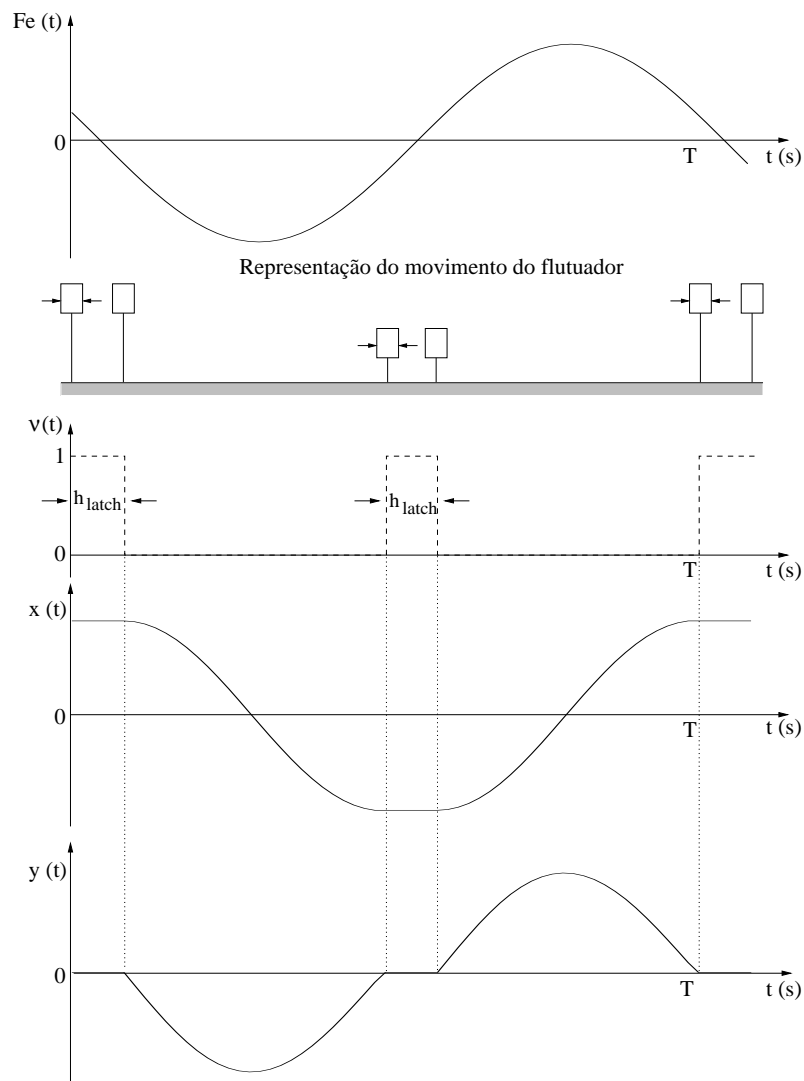


Figura 4.2: Força de excitação da onda F_e , sinal de comando ν , deslocamento do corpo oscilante x e velocidade do corpo oscilante y no controle por *latching*.

Deste modo, a condição para iniciar o *latching* é que a velocidade do corpo seja aproximadamente zero. O sinal de comando é do tipo *liga/desliga* e o problema a ser resolvido é *determinar o intervalo de duração do latching* (h_{latch}) durante o qual o corpo deve permanecer estático, para que quando este seja liberado a velocidade apresente a relação de fase desejada com a onda e assim, a potência absorvida aumente. Nota-se que o controle por *latching* é normalmente aplicado em ambos os movimentos de descida e subida do flutuador. De fato, como apresentado em (Babarit et al. 2004), a absorção de potência é tipicamente maior quando a estratégia de *latching* é aplicada em ambos os movimentos, ao invés de apenas um.

Para ilustrar a relação entre o intervalo de duração de *latching* e a variação da potência absorvida, considera-se a Figura 4.3 na qual é apresentado o gráfico da potência absorvida *versus* o intervalo de *latching* para um flutuador oscilando no modo vertical. Este gráfico foi obtido a partir de simulações com o oscilador mecânico constituído de bomba pistão-cilindro (cf. equação (3.70)) com um flutuador de período natural $T_N = 5s$. O período da onda incidente é $T = 6s$. As simulações foram realizadas para valores diferentes de intervalo de *latching*, variando de 0 a 1s, com passo igual a 0.01s e apresentam o resultado da potência absorvida (equação (3.91)) em regime permanente. Nota-se que a potência apresenta um valor máximo para o intervalo $h_{latch} = 0.55s$, que de fato está de acordo com o resultado de (Iversen 1982), isto é, $h_{latch} \approx (T - T_N)/2$.

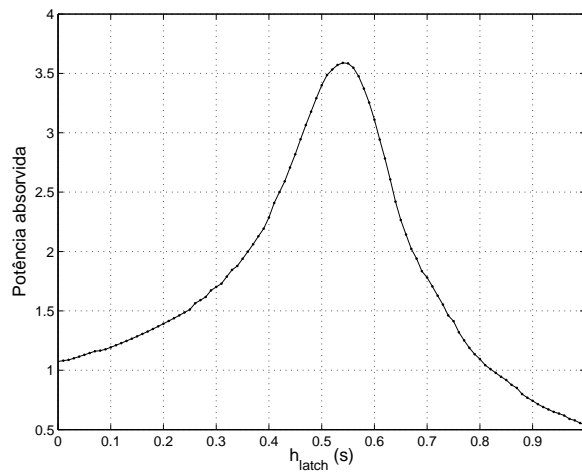


Figura 4.3: Gráfico da potência média absorvida P_a *versus* o intervalo de travamento h_{latch} para um corpo oscilando no modo vertical.

O travamento do corpo pode ser realizado através de um mecanismo tal como um *freio por atrito* ou uma *embreagem*. Caso a unidade de conversão primária possua um pistão-cilindro hidráulico acoplado diretamente ao movimento oscilatório do flutuador, o travamento pode ser realizado ao se fechar uma válvula (Budal & Falnes 1980).

Na maioria dos trabalhos realizados em controle por *latching*, considera-se conversores de energia de um grau de liberdade como aqueles que possuem flutuadores oscilando verticalmente. Quando o período da onda incidente (T) é maior que o período natural do flutuador (T_N), a utilização de um intervalo de tempo equivalente à metade da diferença entre os dois períodos ($h_{latch} \approx (T - T_N)/2$) é uma boa aproximação e apresenta bons resultados (Iversen 1982). Budal et al. (1982) aplicaram este método experimentalmente em ondas irregulares (i.e., mar real) utilizando um filtro de *Kalman* para estimar o período instantâneo da onda. Os resultados descritos eram promissores e os autores esperavam, para um protótipo em escala real, uma produção de energia cinco vezes maior entre o sistema com controle de fase e o sistema sem controle. No entanto, o custo estimado da construção do protótipo naquela época era muito alto e não foi realizado.

Desde então, as pesquisas de controle por *latching* são comumente realizadas no campo teórico e apresentam resultados de simulações. Greenhow & White (1997) realizaram um estudo da relação entre o intervalo de duração do *latching* e a potência absorvida em ondas regulares. Os autores mostraram que, quando o período natural do flutuador é maior que o período da onda incidente, a estratégia de *latching* não é eficiente, pois resulta em um período de oscilação do flutuador cerca de três vezes maior que o período da onda, o que ocasiona baixa eficiência de conversão da energia. Além disso, foi mostrado que a utilização do modelo completo do movimento do corpo oscilante, que inclui o termo de memória na equação (3.45), é essencial para a simulação e desenvolvimento desta estratégia (Greenhow & White 1997).

Em (Eidsmoen 1998) apresenta-se simulações numéricas em ondas irregulares, onde o objetivo principal do algoritmo de controle é obter extremos coincidentes entre a velocidade do flutuador e a força de excitação da onda. Supondo que a força de excitação da onda é conhecida em um intervalo de tempo no futuro, o instante em que o movimento do corpo é desbloqueado é aproximadamente $T_N/4$ antes do próximo extremo da força de excitação. Este valor foi determinado através de simulações, considerando-

se períodos de onda e instantes de liberação do corpo diferentes (Eidsmoen 1996). Neste caso, o extremo da força de excitação é determinado a partir da comparação com parâmetros de projeto pré-estabelecidos ($F_{e,max}$ e $F_{e,min}$) e o algoritmo de controle resulta em uma absorção de energia três vezes maior que a obtida sem controle, o que foi avaliado em (Eidsmoen 1998).

Resultados similares são encontrados em (Babarit et al. 2004) que apresenta três estratégias diferentes de *latching*: (i) maximização da energia absorvida; (ii) maximização da amplitude do movimento; e (iii) extremos coincidentes entre a velocidade do flutuador e a força da onda. A equação de movimento do corpo oscilante é numericamente resolvida para intervalos de tempo de *latching* diferentes, considerando-se ondas regulares e ondas irregulares. O intervalo que apresenta o melhor resultado (dependendo da estratégia escolhida) é selecionado.

Hoskin & Nichols (1986) e Babarit & Clément (2006) utilizaram a teoria de controle ótimo baseada no princípio de *Pontryagin* para determinar o intervalo ótimo de tempo de *latching*, em ondas regulares e irregulares. Em (Babarit & Clément 2006) uma abordagem considerando-se equações de estado foi realizada e a estratégia de controle foi aplicada a um sistema com quatro graus de liberdade, a saber: modos de movimento vertical, avanço, arfagem e movimento relativo entre o corpo oscilante e um pêndulo interno existente no sistema.

Em (Falcão 2008) apresenta-se um sistema de extração de energia que estabelece uma maneira natural de liberar o corpo do *latching* baseado na otimização de parâmetros relacionados à pressão e à vazão. Neste método, enquanto as forças hidrodinâmicas da superfície não ultrapassam a força resistiva imposta por esse sistema, o corpo oscilante permanece parado. Neste caso, a força resistiva está relacionada à diferença de pressão de gás existente em dois acumuladores vezes a área da seção transversal de um pistão-cilindro (Falcão 2008).

4.3 Algoritmos para cálculo do tempo de *Latching*

Para determinar o intervalo ótimo de duração de *latching*, propõe-se três algoritmos de controle que são baseados em métodos de otimização escalar (Belegundu & Chandrupatla 1999).

Conforme descrito anteriormente, o objetivo do controle por *latching* é obter a condição de fase ótima de movimento do corpo oscilante para aumentar a absorção de potência. Assim, trava-se o corpo quando sua velocidade aproxima-se de zero e este permanece estático durante um intervalo de tempo h_{latch} que deve ser determinado.

Os algoritmos propostos utilizam estratégias diferentes. No primeiro algoritmo, denominado Algoritmo MaxPot, verifica-se o aumento ou a diminuição da *potência absorvida* baseando-se em uma estimativa da derivada da potência para calcular o próximo intervalo de *latching* (h_{latch}). Por outro lado, nos dois algoritmos seguintes, denominados Algoritmos ExtFe, determina-se o intervalo h_{latch} baseando-se no próximo instante de extremo da força de excitação (máximo ou mínimo).

É importante observar que os algoritmos propostos utilizam estratégias diferentes para determinar o intervalo de duração do *latching*, mas em todos os casos o objetivo principal é maximizar a conversão de energia das ondas. Isto porque aumentar a absorção de potência por *latching* implica em obter extremos coincidentes de velocidade do corpo e força de excitação (condição de fase ótima). Desta maneira, o controle por *latching* é realizado utilizando-se os intervalos calculados pelo algoritmos.

4.3.1 Algoritmo MaxPot

Para calcular o próximo intervalo de *latching* (h_{latch}) que será utilizado no controle, este algoritmo é baseado em uma estimativa da derivada da função que está sendo maximizada, ou seja, da potência média absorvida. Nota-se que o algoritmo não é executado todas as vezes que o controle por *latching* é realizado. A cada vez que o controle é realizado, uma variável t_{rs} é incrementada. Somente quando t_{rs} atingir um valor especificado por um parâmetro $\kappa \in \mathbb{N}$, o algoritmo será executado (*passo 0*). Isto é realizado para aguardar que a potência absorvida aproxime-se de uma valor em regime permanente.

Algoritmo MaxPot

O objetivo é maximizar a potência média absorvida por ciclo em regime permanente,

dada por (vide equação (3.91))

$$f(h) = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} F_p(\tau) y(\tau) \nu(h) d\tau, \quad (4.4)$$

para t suficientemente grande a fim de que o sistema esteja em regime permanente e onde $\nu(h)$ é o sinal de comando de travamento do movimento do flutuador e h é o intervalo de duração de *latching*. Os dados de entrada do algoritmo são $h^0 = 0$, $f^0 = f(h)$, $h^{inicial} > 0$. Os parâmetros são α e ε_P , onde $\alpha > 0$ é um parâmetro de expansão e ε_P é uma tolerância de parada. O dado de saída é h_{latch} , ou seja, o próximo intervalo que será utilizado no controle por *latching*.

- *Passo 0*: Se $t_{rs} = \kappa$, executar o algoritmo (ir para passo 1);
- *Passo 1*: Se for a primeira iteração, fazer $h^{k-1} = h^0$; $f^{k-1} = f^0$; $h^k = h_{inicial}$;
- *Passo 2*: Potência calculada para um período de onda $f^k = f(T)$;
- *Passo 3*: Se $(f^k - f^{k-1}) \leq \varepsilon_P$, fazer $h^{k+1} = h^k$ e ir para passo 6;
- *Passo 4*: Calcular o passo para o próximo intervalo $d^k = \frac{f^k - f^{k-1}}{h^k - h^{k-1}}$;
- *Passo 5*: Determinar o próximo intervalo $h^{k+1} = h^k + \alpha d^k$;
- *Passo 6*: Atualizar os parâmetros $h^{k-1} = h^k$; $f^{k-1} = f^k$; $h^k = h^{k+1}$;
- *Passo 7*: Fazer $h_{latch} = h^k$ e zerar a variável $t_{rs} = 0$;

Deste modo, o Algoritmo MaxPot calcula o próximo intervalo que será utilizado no controle por *latching*, com base em valores passados e atuais de h e f , somente após $t_{rs} = \kappa$.

Da Figura 4.3 pode-se que assumir que a função de potência média absorvida é uma função convexa. Considera-se que o algoritmo é uma aproximação do método de Newton para busca do extremo de uma função, onde os passos são determinados pela relação \dot{f}/\ddot{f} . Neste caso, \dot{f} é aproximado por $d = \frac{f^k - f^{k-1}}{h^k - h^{k-1}}$ (passo 4) e como a segunda derivada não é calculada, α deve ser um valor aproximado em torno de uma vizinhança do ponto ótimo, que é estimado através de simulações. Nessas condições, o algoritmo converge.

4.3.2 Algoritmos ExtFe

Nos algoritmos seguintes considera-se a estratégia utilizada em (Eidsmoen 1998, Barbarit et al. 2004). A idéia principal desta estratégia é procurar pelo extremo da força de excitação da onda, supondo que esta é conhecida em um intervalo de tempo no futuro, e utilizar essa informação para determinar o intervalo de liberação do movimento do flutuador, e assim aumentar a conversão de energia das ondas. Contudo, no presente trabalho o extremo da força de excitação é determinado de duas maneiras distintas utilizando-se métodos de otimização escalar (i) *Método da Bisseção* e (ii) *Método de Newton*. Os dois métodos são geralmente utilizados na busca pela raiz de uma função. Logo, para aplicá-los na busca pelo extremo (máximo ou mínimo) de uma função, deve-se procurar pela raiz da derivada dessa função (Belegundu & Chandrupatla 1999). Deste modo, é preciso computar a derivada primeira (para ambos os algoritmos) e a derivada segunda (para o Algoritmo ExtFe_Newton) da força de excitação da onda dada por $f_e(t) = F_e \cos \omega t$ (vide equação (3.42)).

Algoritmo ExtFe_Bissecão

Os dados de entrada são o intervalo inicial para o método da bisseção $[t_0 \ t_f]$, onde t_0 é o instante inicial de *latching* e $t_f = t_0 + \beta h$, com $\beta > 0$. O parâmetro ε_B é uma tolerância de parada. Os dados de saídas são t_{ext} , ou seja, o instante de tempo que ocorre o extremo e h_{latch} , o intervalo de duração de *latching*;

- *Passo 1:* Definir intervalo inicial $t_a = t_0$ e $t_b = t_f$;
- *Passo 2:* Calcular o ponto médio do intervalo $[t_a \ t_b]$, ou seja, $t_c = (t_a + t_b)/2$;
- *Passo 3:* Determinar $f_a = \dot{f}_e(t_a)$; $f_b = \dot{f}_e(t_b)$; $f_c = \dot{f}_e(t_c)$;
- *Passo 4:* Se $|f_c| \leq \varepsilon_B$, ir para passo 7;
- *Passo 5:* Se $f_a f_c < 0$, o extremo está na primeira metade do intervalo. Fazer $t_b = t_c$ e voltar para passo 2;
- *Passo 6:* Se $f_c f_b < 0$, o extremo está na segunda metade do intervalo. Fazer $t_a = t_c$ e voltar para passo 2;

- *Passo 7:* Fazer $t_{ext} = t_c$; $h_{latch} = (t_{ext} - t_0)/3$;

Dado um intervalo inicial onde existe um extremo da força de excitação f_e , o algoritmo consiste em dividir os intervalos em duas partes iguais e verificar em qual das duas metades o extremo permanece. O método prossegue gerando intervalos cada vez menores e que sempre contêm o mínimo, ou o máximo, da função até que o critério de parada (passo 4) seja satisfeito. Então, atribui-se o valor de t_c ao tempo onde ocorre o extremo e calcula-se o intervalo de duração de *latching*.

Algoritmo ExtFe_Newton

O dado de entrada para o Algoritmo ExtFe_Newton é t_0 , instante inicial de *latching*. O parâmetro $\varepsilon_N > 0$ é uma tolerância de parada. Os dados de saídas são, assim como no Algoritmo ExtFe_Bissecao, t_{ext} e h_{latch} .

- *Passo 1:* Definir ponto inicial $t_a = t_0$;
- *Passo 2:* Determinar $f_a = \dot{f}_e(t_a)$; $f'_a = \ddot{f}_e(t_a)$; $\alpha = f_a/f'_a$;
- *Passo 3:* Se $|\alpha| \leq \varepsilon_N$, ir para passo 6;
- *Passo 4:* Fazer $t_b = t_a - \alpha$;
- *Passo 5:* Fazer $t_a = t_b$ e voltar para passo 2;
- *Passo 6:* Fazer $t_{ext} = t_a$; $h_{latch} = (t_{ext} - t_0)/3$;

Dado o ponto inicial, calcula-se as derivadas $f_a = \dot{f}_e(t_a)$ e $f'_a = \ddot{f}_e(t_a)$ da força de excitação no ponto, pois o objetivo é encontrar os extremos da função. Deste modo, o algoritmo consiste em determinar um próximo ponto, dado por $t_b = t_a - f_a/f'_a$. Fazendo $t_a = t_b$, os passos 2 a 5 são repetidos até que o critério de parada (passo 3) seja satisfeito. Então, atribui-se o valor de t_a ao tempo onde ocorre o extremo e calcula-se o intervalo de duração de *latching*.

4.4 Resultados de Simulação

A fim de ilustrar o desempenho dos algoritmos de controle propostos apresenta-se resultados de simulação considerando-se ondas regulares, obtidos a partir do modelo

simplificado do oscilador mecânico com bomba pistão-cilindro (Esperança et al. 2006), que representa a unidade de conversão primária de energia das ondas do protótipo desenvolvido pelo LTS. Primeiramente serão apresentadas simulações relacionadas ao sistema sem controle para verificar as condições de fase ótima e amplitude ótima discutidas no capítulo 3.

As simulações foram realizadas em *Matlab* (The MathWorks, Inc.) e utilizam os seguintes parâmetros de entrada obtidos a partir do programa WAMIT (Wamit, Inc.): coeficiente de mola S_m , massa adicional na frequência infinita $m_r(\infty)$, coeficiente de amortecimento potencial $R_r(\omega)$, massa adicional $m_r(\omega)$ e número de onda k em uma determinada faixa de frequências.

As simulações foram realizadas para um flutuador com formato cilíndrico, de base circular, pois essa geometria possui movimento predominante vertical. O flutuador possui período natural $T_N = 5s$.

4.4.1 Simulações com movimento livre do flutuador

As simulações foram realizadas considerando-se uma onda regular de altura $A_\omega = 1.5m$ e os parâmetros na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Parâmetros de simulação - Otimização da conversão de energia das ondas

Variável	Descrição	Valor	Unidade
dt	passo de integração	0.01	s
g	aceleração da gravidade	9.81	m/s ²
ρ_ω	densidade da água	1025	kg/m ³
h	profundidade da água	30	m
A_ω	altura da onda	1.5	m
F_e	amplitude da força da onda	0.6991	–
T_N	período natural do cilindro	5	s
R_f	raio do cilindro	1	m
V_f	volume do cilindro	16.73	m ³
d_p	diâmetro do pistão	0.2	m
F_p	força exercida pelo pistão	0.5491	–
p_c	pressão na câmara	425	psi

Nota-se que a amplitude da força de excitação da onda F_e e a força exercida pelo pistão apresentadas na Tabela 4.1 são valores adimensionais, onde F_e é calculado pela adimensionalização da equação (3.64) e F_p é calculado de acordo com a equação (3.97),

que relaciona a força do pistão ótima com a força de excitação da onda, em condições de ressonância.

A Figura 4.4 ilustra o movimento do flutuador em regime permanente e a eficiência hidrodinâmica quando as condições de ressonância e amplitude ótima são satisfeitas. Na Figura 4.5 apenas a condição de amplitude ótima é satisfeita, e na Figura 4.6 apenas a condição de fase ótima (ressonância) é satisfeita. Nota-se que na condição de ressonância, a força de excitação e a velocidade estão em fase (Figuras 4.4(a) e 4.6(a)), diferentemente da Figura 4.5(a). Pode-se observar que a absorção de energia é maior quando as duas condições são satisfeitas simultaneamente e que o sistema é mais sensível a condição de ressonância, ou seja, uma pequena diferença entre T e T_N resulta em uma queda de aproximadamente 57% (vide Figura 4.5(b)). Por outro lado, quando o sistema não apresenta a condição de amplitude ótima (vide Figura 4.6(b)), a eficiência apresenta uma queda de aproximadamente 30% quando comparada à Figura 4.4(b) para uma força no pistão equivalente a 50% do valor ótimo calculado.

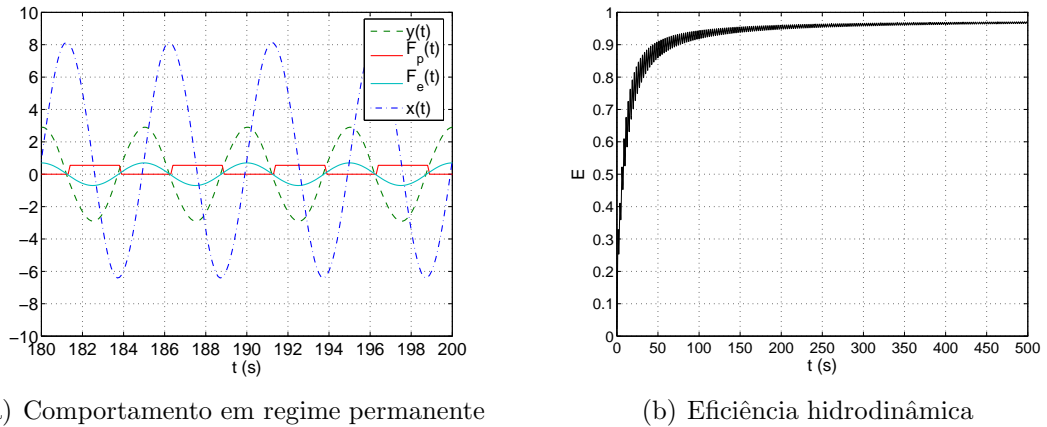
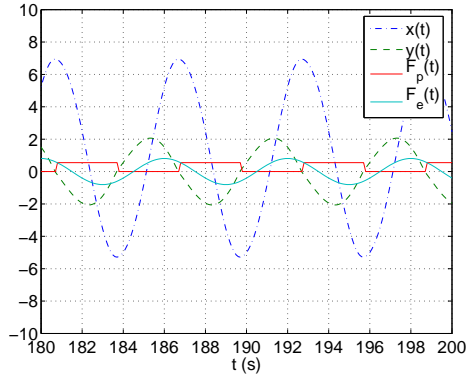


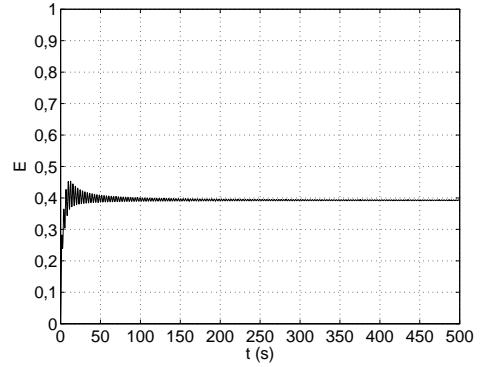
Figura 4.4: Movimento livre do flutuador sob as condições de ressonância e amplitude ótima.

4.4.2 Simulações com algoritmos de controle por *latching*

O programa de (Esperança et al. 2006) foi modificado para incorporar as estratégias de *latching* e busca por uma alteração no sinal de velocidade para interromper o movimento do flutuador. Neste programa, utiliza-se o *Método de Runge Kutta de 4^a ordem* para obter a solução da equação de movimento do flutuador no domínio do tempo e o *Método dos Trapézios* para resolver a convolução da função memória, considerando-se

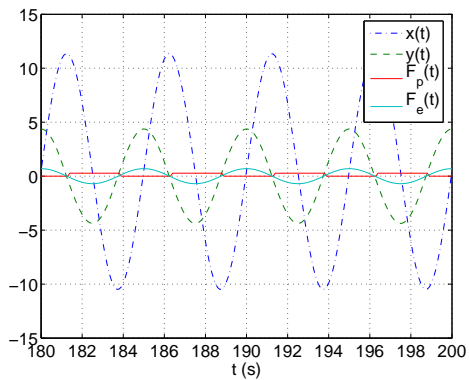


(a) Comportamento em regime permanente

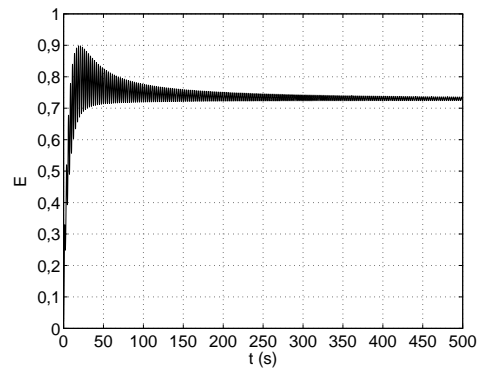


(b) Eficiência hidrodinâmica

Figura 4.5: Movimento livre do flutuador sob a condição de amplitude ótima.



(a) Comportamento em regime permanente



(b) Eficiência hidrodinâmica

Figura 4.6: Movimento livre do flutuador sob a condição de ressonância (fase ótima).

os coeficientes de amortecimento R_r obtidos através do programa WAMIT.

Considera-se inicialmente a Figura 4.7 que mostra a eficiência hidrodinâmica *versus* a razão entre o período da onda incidente e o período natural do flutuador cilíndrico (T/T_N), com controle por *latching* com intervalos de 0 a 2s. Nota-se que a eficiência é máxima quando $T_N = T$, ou seja, quando o sistema está em ressonância com as ondas do mar, e o controle não é necessário ($h_{latch} = 0s$). Como pode ser observado, o controle por *latching* só resulta em maior conversão de energia, comparada à curva sem controle, quando $T/T_N > 1$, o que de fato, está de acordo com os resultados de (Greenhow & White 1997). Nota-se por exemplo que, para a curva de 1.0s no ponto $T/T_N = 1.4$, a eficiência é de aproximadamente 70% enquanto que para a curva sem controle, a eficiência é de aproximadamente 20%. Pode-se observar também que para cada condição de onda existe um valor de intervalo que resulta em maior conversão de energia.

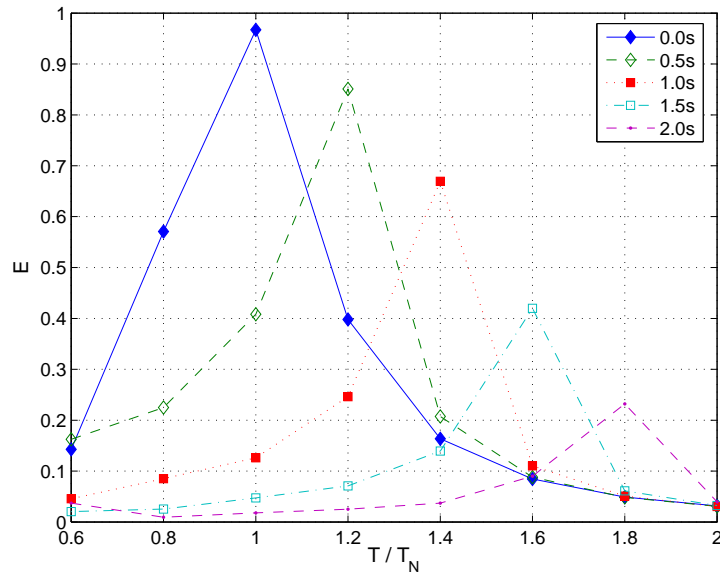


Figura 4.7: Curvas de eficiência hidrodinâmica *versus* T/T_N , para o flutuador com $T_N = 5 s$, com controle por *latching* com duração de 0 a 2s.

As simulações seguintes apresentam os resultados obtidos com o cálculo do intervalo de duração do *latching* utilizando-se os algoritmos propostos. Na Figura 4.8 apresenta-se os fluxogramas do programa principal utilizados, que inclui o Algoritmo MaxPot (fluxograma A) e os Algoritmos ExtFe (fluxograma B).

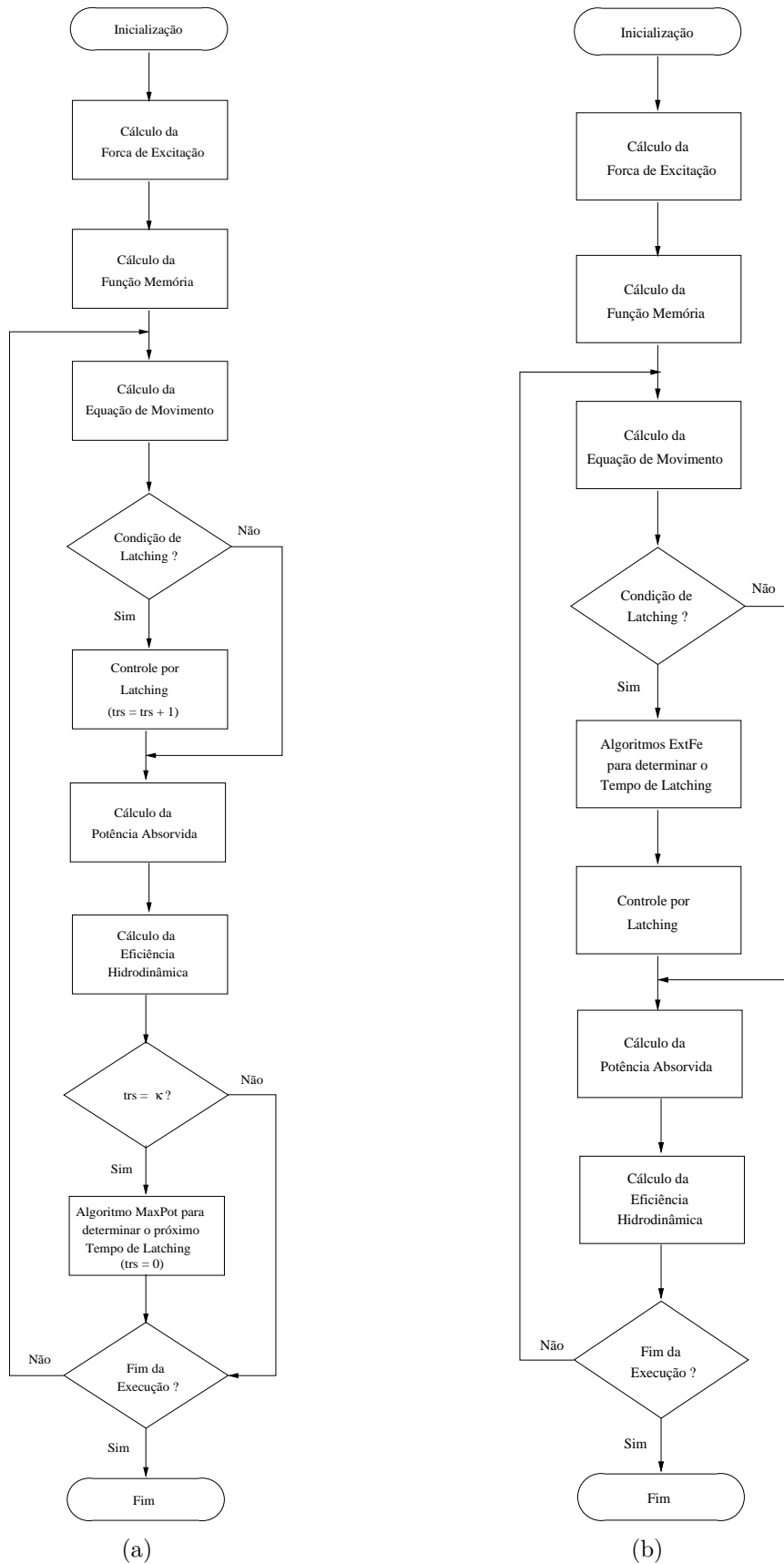


Figura 4.8: Programa principal: (A) Fluxograma A; (B) Fluxograma B.

Nas simulações, considera-se ondas regulares com $T=6s$ e $T_N=5s$. Como descrito em (Greenhow & White 1997), as estratégias de *latching* são iniciadas somente após o transitório inicial do movimento do flutuador (25s).

As simulações seguintes apresentam os resultados obtidos a partir do Algoritmo MaxPot. Várias simulações foram realizadas com parâmetros α e κ distintos. A Figura 4.9 mostra os resultados para $h^{inicial} = 0.1$, $\alpha = 0.005$, $\kappa = 40$ e $\varepsilon_P = 0.001$. Note que, para $\kappa = 40$, o programa aguarda 20 períodos seguidos em que ocorre o *latching* para calcular o próximo intervalo. O valor encontrado que aumenta a absorção de potência é de $h_{latch} = 0.55s$, resultando em uma potência equivalente a $P_a = 3.6$, o que está de acordo com o valor esperado (vide Figura 4.3).

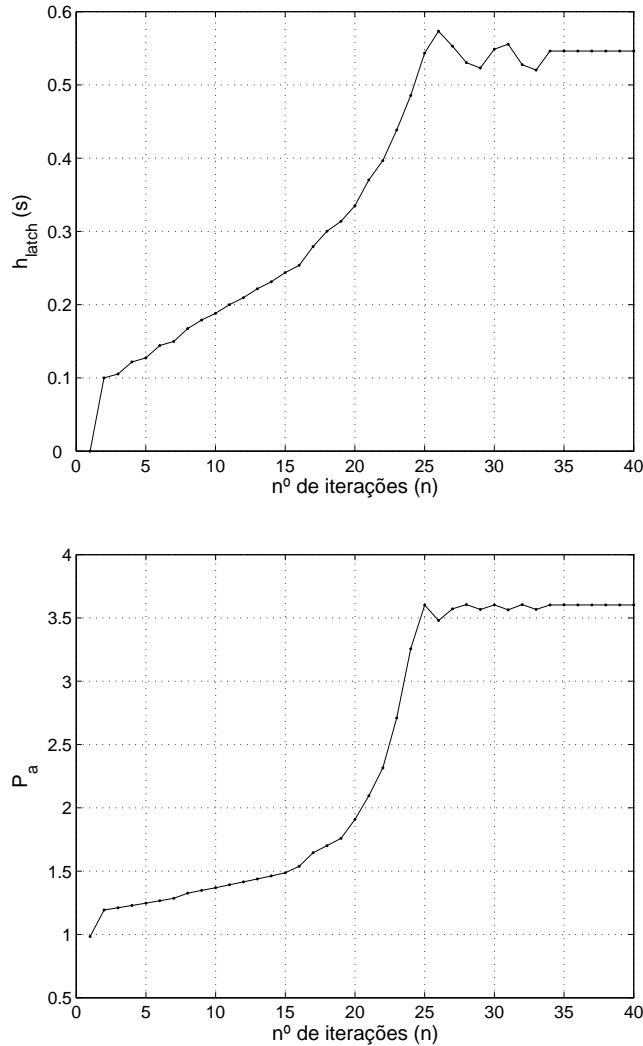
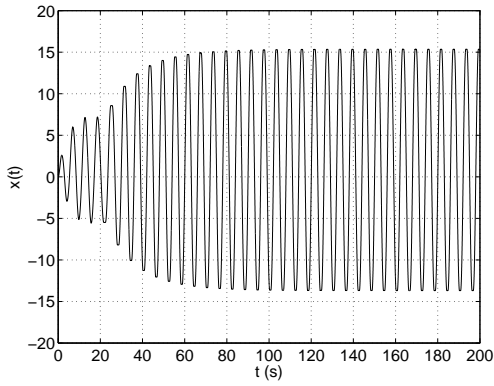


Figura 4.9: Iterações do Algoritmo MaxPot, potência absorvida e intervalo de duração de *latching*.

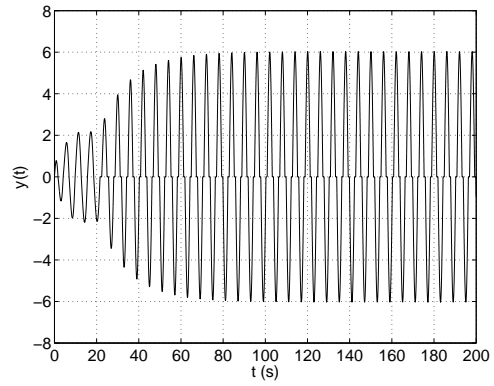
As simulações finais apresentam os resultados obtidos a partir do Algoritmo ExtFe_Bissecao e Algoritmo ExtFe_Newton, com $\varepsilon_B = \varepsilon_N = e^{-5}$. Em ambos os casos, o algoritmo convergiu para o intervalo $h_{latch} = 0.56s$. No entanto, para o Algoritmo ExtFe_Newton observa-se que no primeiro intervalo de *latching* foi encontrado um extremo posterior da curva, e por isso, o primeiro ponto da Figura 4.11(a) apresenta um valor bem maior comparado aos outros pontos. Como conseqüência a curva de potência absorvida (Figura 4.11(d)) apresenta uma diminuição significativa, após o transitório inicial sem controle ($\approx 25s$).

Neste contexto, os dois algoritmos apresentaram resultados satisfatórios, sendo que aquele baseado no método de Newton, neste caso apresenta uma pequena desvantagem pois é necessário o conhecimento da derivada segunda da força de excitação. No entanto, o algoritmo baseado neste método apresenta uma convergência mais rápida que o algoritmo baseado no método da bisseção, o que pode ser observado respectivamente nas Figuras 4.11(d), onde $i = 6$, e 4.10(d), onde $i = 16$. Com relação aos pontos de inicialização t_0 dos métodos, o Algoritmo ExtFe_Newton apresenta sensibilidade maior conforme descrito anteriormente, o que pode resultar na determinação de um extremo que já ocorreu, ou de um extremo posterior ao que deve ser encontrado.

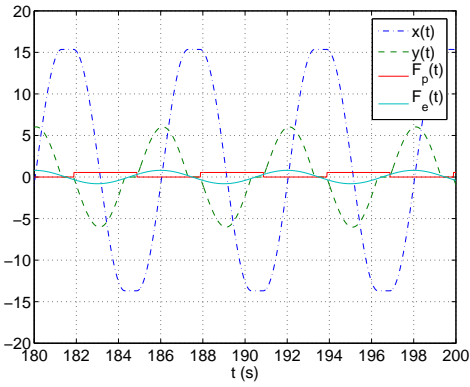
Note que as Figuras 4.10(a)(b) e 4.11(a)(b) apresentam o comportamento do deslocamento $x(t)$ e da velocidade do flutuador $y(t)$ durante toda a execução dos algoritmos, incluindo o transitório inicial sem controle. Entretanto as Figuras 4.10(c) e 4.11(c) ilustram o comportamento em regime permanente do movimento do flutuador ($x(t)$ e $y(t)$), a força exercida pelo pistão cilindro $F_p(t)$ e a força de excitação da onda $F_e(t)$. Nota-se que em regime permanente, a velocidade do corpo $y(t)$ está em fase com a força de excitação da onda.



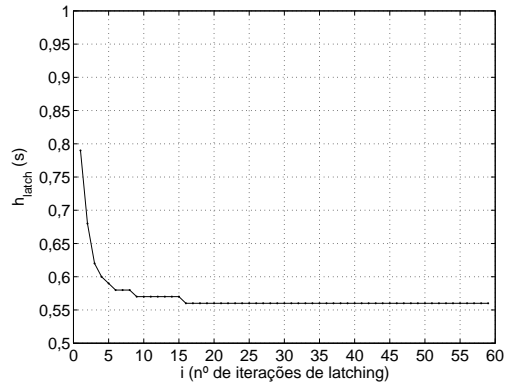
(a) Deslocamento vertical adimensional do flutuador



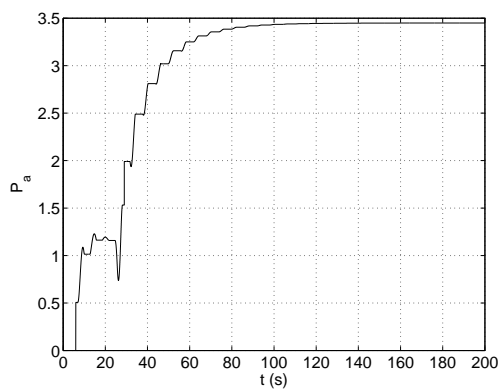
(b) Velocidade vertical adimensional do flutuador



(c) Comportamento em regime permanente

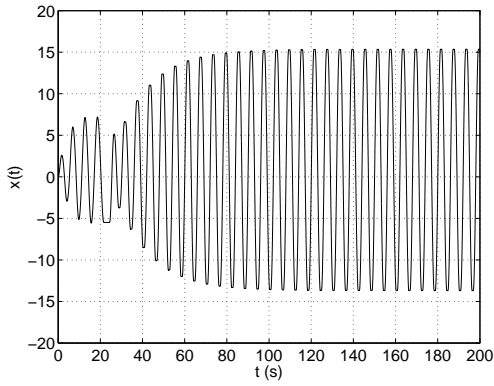


(d) Intervalos de duração de latching calculados pelo algoritmo

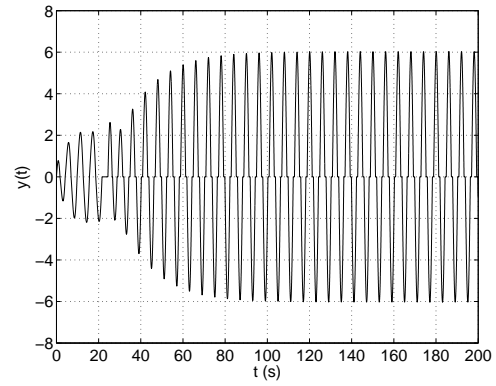


(e) Potência absorvida

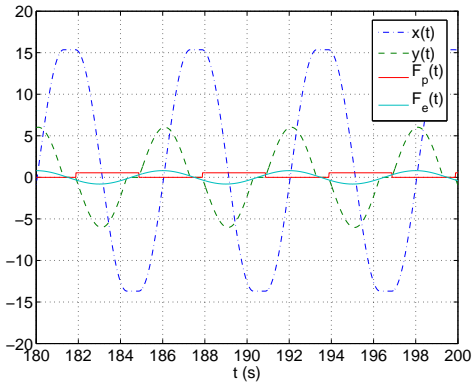
Figura 4.10: Resultados de simulação - Algoritmo ExtFe_Bissecão.



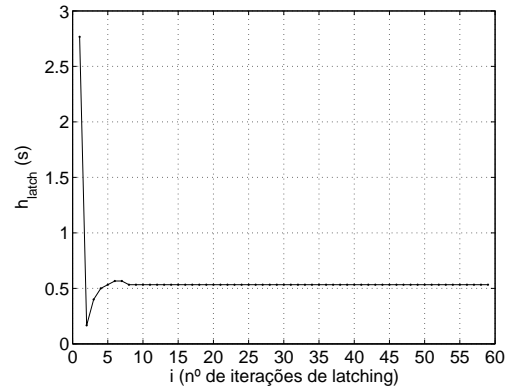
(a) Deslocamento vertical adimensional do flutuador



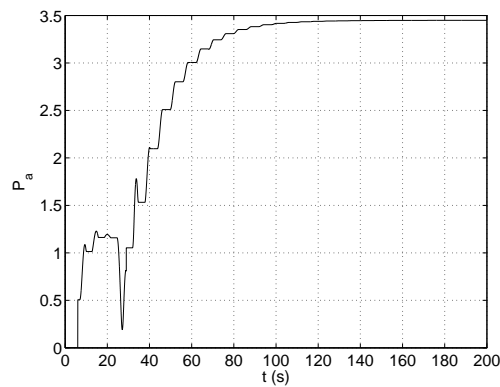
(b) Velocidade vertical adimensional do flutuador



(c) Comportamento em regime permanente



(d) Intervalos de duração de latching calculados pelo algoritmo



(e) Potência absorvida

Figura 4.11: Resultados de simulação - Algoritmo ExtFe_Newton.

4.5 Conclusões

Neste capítulo foram apresentados métodos para a otimização da conversão primária de energia das ondas baseados nas estratégias de controle reativo e controle de fase por *latching* a fim de aumentar a conversão de energia das ondas.

Resultados de simulação obtidos a partir do modelo matemático do flutuador ilustram o desempenho dos algoritmos propostos para o controle de fase por *latching*. Os algoritmos apresentaram bons resultados para ondas regulares que estão de acordo com a teoria revisada. Um próximo objetivo pode ser a verificação do desempenho dos algoritmos considerando-se simulações em ondas irregulares.

Da maneira como foram implementados, os Algoritmos ExtFe apresentam-se como métodos de otimização *offline* pois calculam o extremo da força de excitação somente no instante que a condição de *latching* é verdadeira. Para aplicação em um sistema real, o extremo da onda deve ser conhecido antes do momento em que a condição para dar início ao *latching* ocorra de fato. Logo, para a aplicação desses métodos em um sistema real é preciso desenvolver um sistema de predição das ondas do mar. Por outro lado, o Algoritmo MaxPot é um método de otimização *on-line*, pois ajusta o intervalo de duração do *latching* baseado apenas em valores passados da potência e de intervalos anteriores, o que torna sua aplicação mais simples.

Capítulo 5

Controle da Conversão em Energia Elétrica

As etapas seguintes no desenvolvimento de conversores de energia das ondas são (i) a geração da energia elétrica e (ii) a conexão do sistema com a rede elétrica ou o fornecimento de eletricidade para locais remotos, onde deve atuar como um sistema isolado. Neste contexto, o projeto e a operação de unidades de geração de energia elétrica devem satisfazer à alguns requisitos fundamentais, tais como (Kundur 1994):

- O sistema deve ser capaz de atender às mudanças na carga, uma vez que essas variam aleatoriamente - embora dentro de ciclos diários, semanais e sazonais - e a energia elétrica não pode ser armazenada em grandes quantidades. Assim, é preciso controlar e manter uma reserva adequada de potência ativa e reativa.
- A qualidade no suprimento de energia elétrica deve atender requisitos em relação a variações de frequência, variações de tensão e confiabilidade.

Estes requisitos podem ser satisfeitos por meio da atuação de controladores nos geradores síncronos ou outros equipamentos controláveis localizados na rede, dependendo de como é realizada a conversão em energia elétrica e da potência disponível na saída do conversor.

Alguns projetos de conversores de energia das ondas, baseados na experiência obtida em usinas eólicas, têm utilizado geradores de indução equipados com conversor de frequência ou geradores de ímã permanente com retificador para a produção de energia

elétrica (Molinas, Skjervheim, Andreassen, Undeland, Hals, Moan & Sorby 2007, Soerensen & Hansen 2001). Isto porque nestes casos, a potência disponível na saída do conversor pode variar em uma extensa faixa, dependendo das condições de onda no local e, conseqüentemente as turbinas (ou motores) operam a velocidade variável. Nestes casos, equipamentos adicionais de eletrônica de potência são necessários para manter a qualidade da energia elétrica (Molinas et al. 2007).

Entretanto, no protótipo considerado no presente trabalho, a utilização de um acumulador hidropneumático e uma câmara hiperbárica proporciona uma pressão hidráulica aproximadamente constante, diante de variações nas ondas e no nível de água no reservatório. Assim, a potência mecânica gerada não apresenta grandes variações e depende da vazão de saída através da turbina. Isto possibilita a utilização de geradores síncronos e das técnicas convencionais abordadas nas usinas hidrelétricas para manter a qualidade da geração de energia elétrica.

Neste capítulo apresenta-se uma revisão dos conceitos relacionados à malhas de controle existentes quando a conversão em energia elétrica é realizada por geradores síncronos. Além disso, algumas diferenças fundamentais a respeito dos controladores em sistemas isolados e sistemas interligados são abordadas. Em seguida, a modelagem da unidade de geração do protótipo de energia das ondas é desenvolvida considerando-se a abordagem utilizada nas usinas hidrelétricas. Finalmente, propõe-se um esquema de controle para o protótipo baseado em ações combinadas de controle em cascata com *feedforward* para solucionar o problema de regulação de velocidade da turbina hidráulica. Resultados de simulações e resultados experimentais são apresentados.

5.1 Considerações Gerais

O objetivo da inclusão de controladores em unidades de geração equipadas com geradores síncronos é manter o sistema no estado normal de operação¹, mesmo diante de perturbações, através do controle de tensão nas barras terminais e da frequência do gerador.

O controle da frequência e tensão é facilitado pela aplicação da propriedade de de-

¹Estado no qual a demanda de energia elétrica é satisfeita e o sistema está operando dentro dos limites de capacidade.

sacoplamento entre os pares de variáveis: potência ativa (P) - frequência da tensão nas barras (f) e potência reativa (Q) - magnitude da tensão nas barras (V). Portanto, dentro da faixa normal de operação, e considerando-se que os efeitos cruzados sejam apenas marginais, os fluxos de potência ativa e reativa podem ser considerados independentes um do outro e influenciados por diferentes ações de controle (Kundur 1994). Deste modo, controlando-se o torque entregue aos geradores controla-se a potência ativa e conseqüentemente a frequência. Da mesma forma, através da variação da excitação de campo do gerador controla-se a potência reativa gerada e, conseqüentemente, a tensão terminal da máquina. Na Figura 5.1² são apresentadas as principais malhas de controle para geradores síncronos em um sistema de potência.

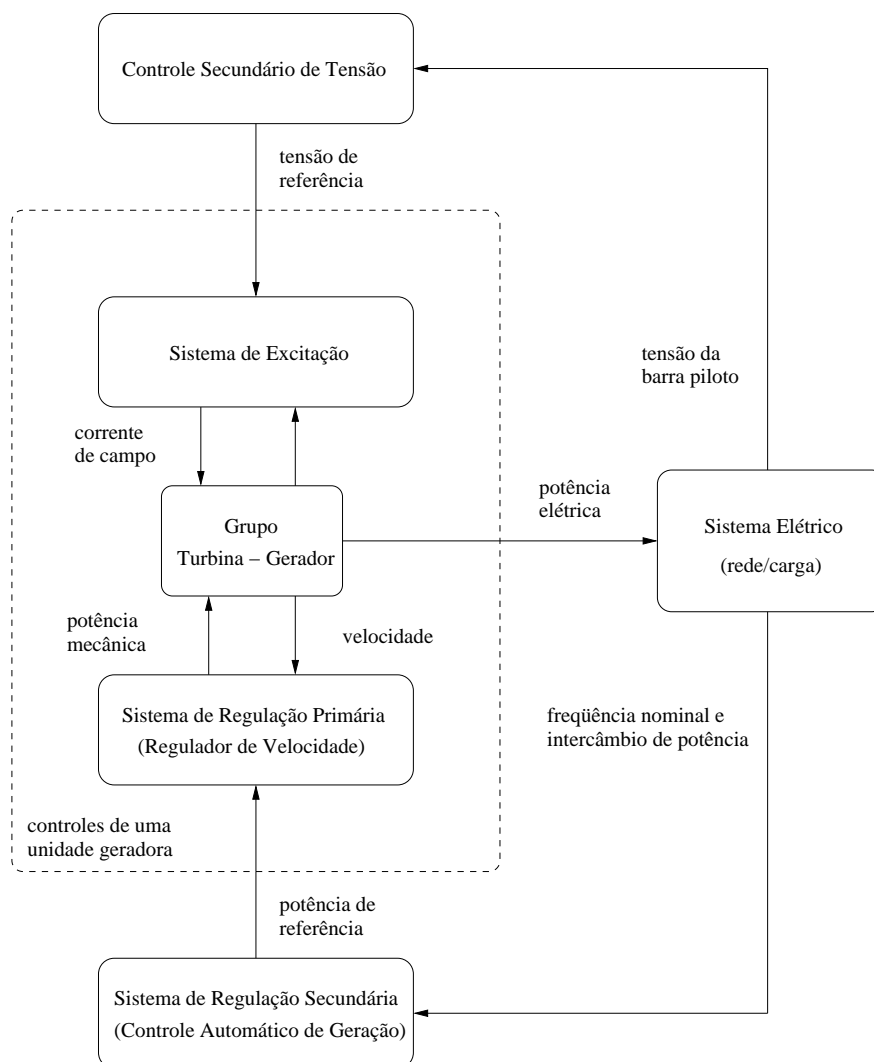


Figura 5.1: Principais malhas de controle em um sistema elétrico de potência.

²A Figura 5.1 foi extraída de (Almeida 2004).

A descrição e o objetivo principal de cada uma das malhas de controle são apresentados abaixo:

- Sistema de Excitação: Consiste basicamente da atuação do regulador automático de tensão (RAT). Os objetivos principais dessa malha de controle são: manter a tensão terminal dos geradores igual ao valor de referência fixado por operadores do sistema ou por controles de nível mais elevado e proporcionar uma distribuição adequada da potência reativa entre as unidades de uma mesma usina (Taranto, Martins, Falcão & Martins 1999). As constantes de tempo do sistema de excitação são da ordem de milissegundos.
- Controle Secundário de Tensão: Sistema de controle centralizado que consiste na atuação de um grupo específico de reguladores de tensão dos geradores, compensadores estáticos ou síncronos, *taps* de transformadores, etc, de forma a manter o perfil de tensão desejada em barras denominadas *barras piloto* (Taranto et al. 1999). As constantes de tempo desse sistema de controle são da ordem de poucos minutos.
- Sistema de Regulação Primária ou Regulador de Velocidade: Consiste basicamente da atuação de um regulador automático de velocidade (RAV) que monitora a velocidade do conjunto turbina-gerador e controla o torque mecânico da turbina fazendo com que a potência elétrica gerada pela unidade se adapte às variações de carga. As constantes de tempo do regulador primário são da ordem de alguns segundos.
- Sistema de Regulação Secundária ou Controle Automático de Geração (CAG): Sistema de controle centralizado que tem os objetivos de restabelecer a frequência ao seu valor nominal, uma vez que em sistemas interligados a atuação do regulador primário resulta em desvios de frequência, e manter os fluxos de potência nas linhas de interligação conforme os valores previamente programados. As constantes de tempo desse controle são da ordem de minutos.

Neste trabalho será abordado apenas o problema de regulação primária de velocidade, com aplicação em um sistema isolado do protótipo de conversão de energia das ondas.

5.2 Controle de velocidade de turbinas hidráulicas

O controle de frequência é realizado através do controle da velocidade de rotação do gerador e a relação entre essas duas grandezas é dada por

$$n = 120 \frac{f}{p}, \quad (5.1)$$

onde n é a velocidade de rotação síncrona do gerador (rpm), f é a frequência da rede (Hz) e p é o número de pólos do gerador.

O controle de velocidade (frequência) é realizado através de variações de potência ativa da máquina (ou máquinas) do sistema. Essa correlação entre as variáveis P (potência ativa) e f (frequência) pode ser explicada fisicamente quando existe, por exemplo, um desequilíbrio geração-carga. Supondo que ocorra um aumento abrupto de carga no sistema, a geração ficará instantaneamente inferior à carga. Para suprir momentaneamente esta deficiência, parte da energia cinética existente nas massas girantes do sistema é utilizada e assim, a velocidade da máquina (e conseqüentemente a frequência) é reduzida. Com a redução da velocidade observada, o regulador primário de velocidade deve atuar no sentido de aumentar a potência da unidade geradora e então, conduzir a velocidade da máquina ao valor de referência ajustado, demonstrando a correlação entre P e f (Kundur 1994).

Portanto, o controle de velocidade da turbina deve regular a frequência do gerador através da variação da vazão de água na turbina de acordo com a demanda da carga elétrica. Em regime permanente, a potência gerada é igual a potência na carga.

A taxa de variação da frequência é uma função da inércia do sistema: quanto maior é a inércia, menor é a taxa de variação da frequência. Em sistemas interligados de grande porte, manter a frequência dentro dos limites de operação é mais simples que no caso de sistemas isolados, pois existem vários geradores conectados e assim, a inércia é maior. No entanto, em sistemas isolados a constante de inércia é pequena e assim, ocorrem variações rápidas de velocidade quando há perturbações abruptas na carga elétrica (IEEE Standards 2004). Nestes casos, para manter a operação dentro dos limites permitidos de desvio de frequência ($\pm 2\%$) (IEC 60034-1 2004) é essencial projetar um sistema de controle que reduza os desvios de velocidade durante os transitórios.

Em (Kundur 1994) e (Viera Filho 1984) apresenta-se os reguladores de velocidade normalmente utilizados em sistemas interligados de grande porte de usinas hidrelétricas.

Em (Johnson, Chow & Hickey 2002) e (Johnson, Chow & Dillon 2004) uma estratégia combinada de controle por realimentação com *controle antecipatório* e com *controle adaptativo antecipatório* são propostos para eliminar os problemas de oscilação de uma PCH, causados entre outros motivos pelos altos ganhos de controle aplicado aos defletores³ de turbinas *Pelton* do sistema. A utilização de altos ganhos no regulador em questão, do tipo PID, é essencial para a operação de rejeições de carga. A ação de controle antecipatório proposta é então ativada quando uma condição transitória de sobrevelocidade relacionada às perturbações na carga é detectada, e assim, os ganhos de controle da realimentação podem ser reduzidos, para se evitar a instabilidade do sistema.

Por outro lado, em micro-centrais elétricas, alguns autores propõe a utilização de um *regulador eletrônico de carga*, do inglês *Electronic Load Governor* (ELG) ao invés de um regulador de velocidade (Henderson 1998, Chen & Natarajan 2006). Neste caso, mantém-se a velocidade, e conseqüentemente a frequência, através do ajuste de uma carga de lastro conectada aos terminais do gerador, como pode ser observado na Figura 5.2 (Henderson 1998). A vazão de água através da turbina é aproximadamente constante e o excesso de potência, quando há uma diminuição na demanda, é dissipado na carga de lastro.

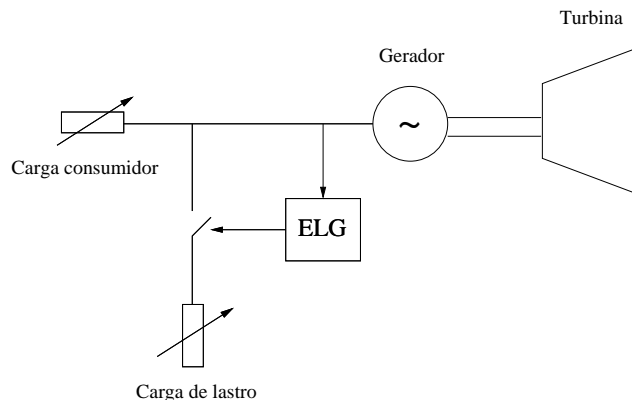


Figura 5.2: Princípio do regulador eletrônico de carga.

³Os defletores de jato em turbinas *Pelton* são colocados à frente do jato de água, podendo ser do tipo aberto/fechado ou do tipo de regulação contínua.

Neste trabalho, propõe-se uma estratégia combinada de controle em cascata com *feedforward* para a regulação de velocidade da turbina *Pelton* do protótipo da energia das ondas. A seção seguinte apresenta os modelos matemáticos que descrevem o comportamento da unidade de geração elétrica do protótipo e que são utilizados para o estudo de controle de velocidade da turbina.

5.3 Modelagem da unidade de geração elétrica

A unidade de geração da usina de ondas pode ser modelada de modo similar à unidade de uma usina hidrelétrica, visto que a câmara hiperbárica simula uma pressão equivalente a de uma queda d'água e os modos de conversão em energia elétrica das unidades são semelhantes.

Na Figura 5.3 é ilustrada uma analogia entre os elementos característicos de uma central hidrelétrica e a unidade de geração do sistema de energia das ondas, onde L é o tamanho do conduto forçado, v é a velocidade da água no conduto, H é a coluna de água exercida por uma queda d'água, ou de modo análogo a coluna de água é equivalente a pressão no acumulador em *metros*, e o distribuidor é responsável pelo direcionamento de água nas pás da turbina.

Segundo (Jaeger, Janssens, Malfliet & Meulebroeke 1994) a determinação de um modelo da unidade de geração para a regulação de velocidade de uma turbina hidráulica deve abordar a dinâmica da turbina, que considera a dinâmica da água na tubulação do conduto forçado, e a dinâmica do rotor, como ilustra a Figura 5.4.

Nesta seção, apresenta-se primeiramente o modelo do distribuidor, que é uma *agulha móvel* no caso de um turbina *Pelton*. Posteriormente os modelos não-linear e linearizado da turbina hidráulica serão desenvolvidos, incluindo a dinâmica da tubulação. Em seguida, descreve-se a dinâmica do rotor, que inclui o modelo do gerador e da carga elétrica. A modelagem matemática do gerador e da turbina é desenvolvida a partir da hipótese de desacoplamento entre os fenômenos de diferentes faixas de frequência, o que permite a obtenção de modelos simplificados que podem ser utilizados na análise e síntese de controladores (Kundur 1994).

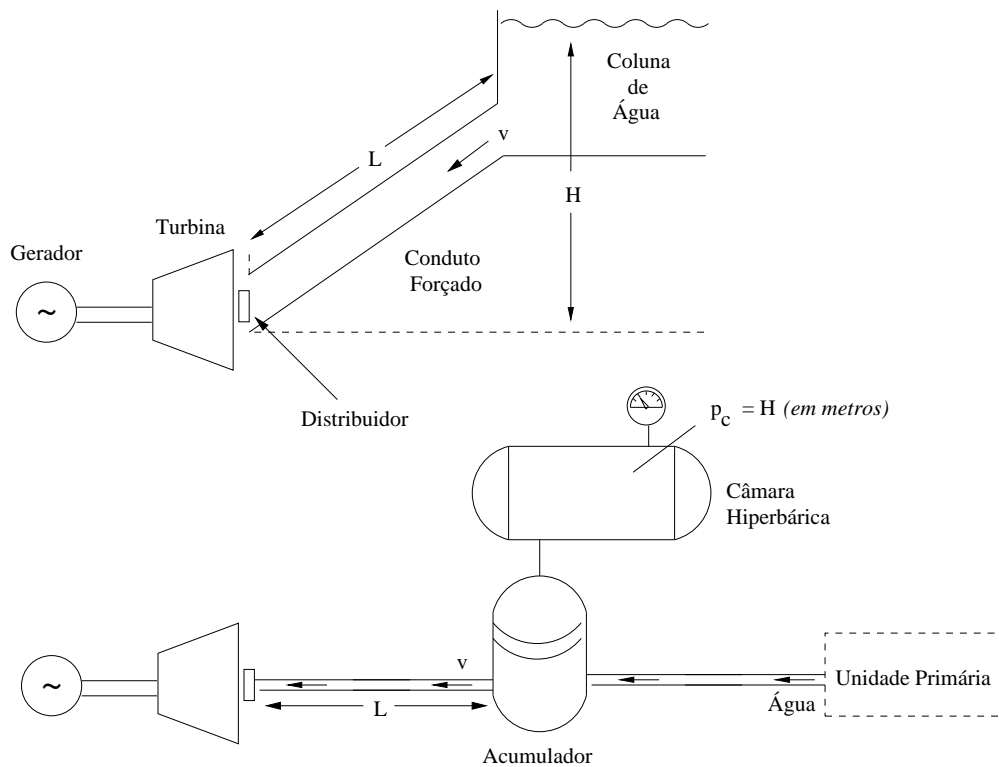


Figura 5.3: Analogia entre a unidade de geração do sistema de conversão de energia das ondas e uma unidade hidrelétrica.

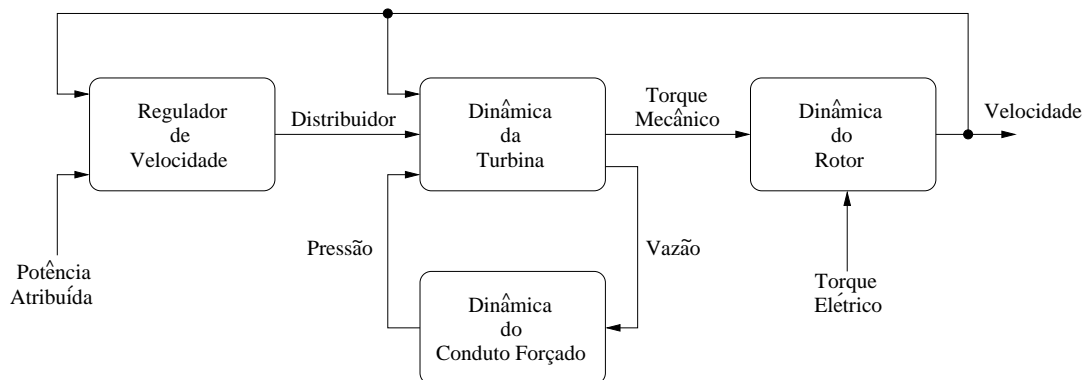


Figura 5.4: Estrutura de uma unidade de geração para a regulação de velocidade.

5.3.1 Modelo do distribuidor (ou *agulha móvel*)

O distribuidor, ou agulha móvel, é responsável pelo direcionamento do jato d'água nas pás da turbina. Logo, para alterar a vazão de água e conseqüentemente a potência gerada, é preciso alterar a posição deste distribuidor.

No protótipo do sistema de geração de energia elétrica a partir das ondas do mar, a agulha móvel está mecanicamente acoplada ao eixo de um servomotor de corrente contínua. Deste modo, ao aplicar-se uma tensão no motor, o movimento rotacional do seu eixo é transformado mecanicamente no deslocamento linear da agulha.

Seja o servomotor de corrente contínua ilustrado na Figura 5.5. Aplicando-se a 2ª lei de Newton para o movimento rotacional do eixo do motor (Ogata 2000) tem-se que

$$J_\mu \frac{d^2\theta_\mu}{dt^2} = T_\mu(t) - b \frac{d\theta_\mu}{dt}, \quad (5.2)$$

onde J_μ é o momento de inércia combinado do motor e da carga referido ao eixo do motor (kgm^2), θ_μ é o deslocamento angular do eixo do motor (rad), T_μ é o torque do motor (Nm) e b é o coeficiente de atrito viscoso combinado do motor e da carga referido ao eixo do motor.

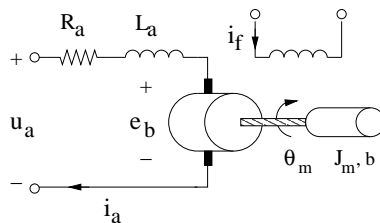


Figura 5.5: Diagrama esquemático de um motor CC acoplado a uma carga mecânica.

Considerando-se que o motor CC é do tipo controlado pela armadura, tem-se que o torque do motor é dado por

$$T_\mu(t) = k_\mu i_a(t), \quad (5.3)$$

onde k_μ é a constante de torque do motor (Nm/A) e i_a é a corrente de armadura (A). A inversão de polaridade da corrente i_a implica na inversão de sinal do torque T_μ , e conseqüentemente na inversão do sentido de rotação do eixo do motor. Por outro lado, quando a armadura está girando, induz-se uma tensão elétrica proporcional ao fluxo no entreferro do motor e à velocidade angular do eixo. Considerando-se o fluxo constante,

a tensão induzida e_b é diretamente proporcional à velocidade angular $d\theta_\mu/dt$, ou seja,

$$e_b(t) = k_b \frac{d\theta_\mu}{dt}, \quad (5.4)$$

onde e_b é denominada força contra-eletromotriz (V) e k_b é a constante de força contra-eletromotriz (V/rad/s). De acordo com as leis de *Kirchoff*, tem-se que a equação diferencial para o circuito elétrico da Figura 5.5 é dada por

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a(t) + e_b(t) = u_a(t), \quad (5.5)$$

onde L_a é a indutância da armadura, R_a é a resistência da armadura e u_a é a tensão aplicada ao motor. Por outro lado, considera-se que a cada rotação completa do eixo do motor tem-se um deslocamento linear de 1 mm da agulha. Logo, a seguinte relação proporcional pode ser obtida

$$x_n(t) = k_r \theta_\mu(t), \quad (5.6)$$

onde x_n é o deslocamento linear da agulha (m) e k_r é a constante de proporcionalidade.

Portanto, considerando-se que o valor de L_a é muito pequeno e por isso o termo $L_a di_a/dt$ pode ser desprezado, o conjunto de equações (5.2) a (5.4) e a equação (5.6) são substituídos em (5.5), resultando na seguinte equação diferencial

$$\frac{d^2 x_n}{dt^2} + \left(\frac{R_a b + k_\mu k_b}{R_a J} \right) \frac{dx_n}{dt} = \frac{k_\mu k_r}{R_a J} u_a(t). \quad (5.7)$$

Normalizando-se a equação (5.7) e aplicando-se a transformada de Laplace, tem-se que

$$G_1(s) = \frac{\bar{X}_n(s)}{\bar{U}_a(s)} = \frac{K_n}{s(T_n s + 1)}, \quad (5.8)$$

$$K_n = \frac{k_\mu k_r k_0}{R_a b + k_\mu k_b}, \quad T_n = \frac{R_a J}{(R_a b + k_\mu k_b)}, \quad k_0 = \frac{U_{a0}}{X_{n0}}, \quad (5.9)$$

onde \bar{X}_n é a posição normalizada da agulha (pu), X_{n0} é a posição base da agulha (m), \bar{U}_a é a tensão normalizada do motor (pu) e U_{a0} é a tensão base do motor (V).

A função de transferência (5.8) representa o modelo da agulha móvel. Esta equação estabelece o comportamento do deslocamento da agulha em resposta à aplicação de tensão no motor.

5.3.2 Modelos da turbina hidráulica

A modelagem da turbina hidráulica é desenvolvida a partir dos elementos característicos da unidade de geração descritos na Figura 5.3. Primeiramente será apresentado o modelo não-linear da turbina e em seguida, este modelo será linearizado em torno de um ponto de operação.

5.3.2.1 Modelo não-linear

Considere as seguintes hipóteses (Kundur 1994):

- (H1) As perdas de pressão no conduto forçado e no distribuidor são desprezíveis;
- (H2) A tubulação do conduto forçado é inelástica e a água é incompressível;
- (H3) A velocidade da água no conduto forçado é diretamente proporcional à abertura do distribuidor e à raiz quadrada da coluna de água;
- (H4) A potência mecânica da turbina é proporcional ao produto entre a coluna de água e a vazão de água na turbina.

Assim, as características do conduto forçado e da turbina são determinadas por três equações básicas relacionadas à aceleração da coluna de água, à velocidade da água no conduto forçado, e à potência mecânica da turbina.

A partir da hipótese (H2), tem-se que a aceleração da coluna de água no conduto forçado é determinada a partir da 2ª lei de *Newton* de movimento e pode ser expressa por

$$\rho L A_L \frac{dv}{dt} = -A_L \rho g (H - H_0), \quad (5.10)$$

onde v é a velocidade da água (m/s), L e A_L representam respectivamente o comprimento e a área do conduto forçado em, ρ é a massa específica da água, g é a aceleração da gravidade, $\rho L A$ é a massa de água no conduto, $\rho g (H - H_0)$ é a diferença entre a pressão estática da coluna de água e a pressão de admissão no distribuidor.

Considerando-se a vazão de água na turbina Q proporcional à velocidade da água no conduto, isto é,

$$Q = A_L v, \quad (5.11)$$

e substituindo-se na equação (5.10), tem-se que a taxa de variação da vazão é

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{g}{LA_L}(H - H_0). \quad (5.12)$$

Essa equação pode ser normalizada baseada nos valores nominais de vazão, Q_r , e de coluna de água, H_r , e portanto pode ser representada em notação *pu* como

$$\frac{d\bar{Q}}{dt} = -\frac{1}{T_W}(\bar{H} - \bar{H}_0), \quad (5.13)$$

onde $\bar{Q} = Q/Q_r$, $\bar{H} = H/H_r$ e $\bar{H}_0 = H_0/H_r$. Logo, a seguinte definição pode ser apresentada

Definição 7 *O parâmetro T_W é denominado tempo de partida da água à carga nominal e tem valor fixo para uma unidade turbina-conduto forçado, dado pela seguinte expressão*

$$T_W = \frac{LQ_r}{gA_LH_r} = \frac{Lv_r}{gH_r}. \quad (5.14)$$

A partir da hipótese (H3), tem-se que a velocidade da água no conduto forçado é

$$v = k_v x_n \sqrt{H}, \quad (5.15)$$

onde x_n é a posição do distribuidor, H é a altura da coluna de água e k_v é uma constante de proporcionalidade. Assim, a vazão através da turbina é dada por

$$Q = A_L k_v x_n \sqrt{H}, \quad (5.16)$$

ou em *pu*

$$\bar{Q} = \bar{x}_n \bar{H}^{\frac{1}{2}}. \quad (5.17)$$

De acordo com a hipótese (H4) tem-se que a potência mecânica da turbina é

$$P_m = k_p QH, \quad (5.18)$$

onde k_p é uma constante de proporcionalidade. Considerando-se perdas fixas de potência da turbina, a equação (5.18) pode ser reformulada como

$$P_m = (k_p Q - Q_{nl})H, \quad (5.19)$$

onde Q_{nl} representa a vazão de água para o sistema operando em vazio. Normalizando-se a equação (5.19), tem-se que

$$\bar{P}_m = (\bar{Q} - \bar{Q}_{nl})\bar{H}. \quad (5.20)$$

onde $\bar{P}_m = P_m/P_n$ e P_n é potência nominal da máquina (W). Então, o torque mecânico (pu) pode ser expresso por

$$\bar{T}_m = \frac{1}{\bar{\omega}_r} \bar{Q} \bar{H} \bar{P}_r, \quad (5.21)$$

com $\bar{\omega}_r = \omega_0/\omega_r$ e $\bar{P}_r = P_n/S_N$, onde ω_0 é a velocidade nominal do rotor (rad/s) e S_N é a potência aparente nominal da máquina (VA).

As equações (5.13), (5.14), (5.17), (5.20) e (5.21) descrevem completamente as características da turbina e do conduto forçado. Então, pode-se representar o modelo não-linear da turbina hidráulica como o diagrama de blocos da Figura 5.6.

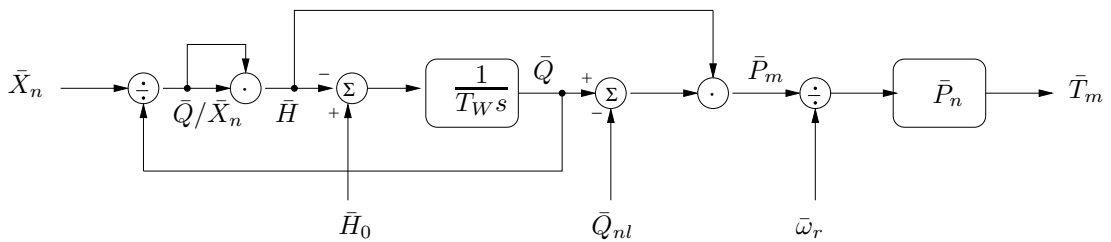


Figura 5.6: Modelo não-linear de uma turbina hidráulica.

Este modelo é adequado para estudar sistemas com grandes variações de potência de saída e de freqüência. Para pequenos desvios em torno do ponto de operação, um modelo linearizado pode ser utilizado (IEEE Working Group 1992).

5.3.2.2 Modelo linearizado

Considerando-se pequenos desvios em torno de um ponto de operação, as equações (5.16) e (5.18) podem ser linearizadas da seguinte maneira

$$\Delta Q \cong \frac{\partial Q}{\partial x_n} \Big|_{Q=Q_0} \Delta x_n + \frac{\partial Q}{\partial H} \Big|_{Q=Q_0} \Delta H \quad (5.22)$$

$$\Delta P_m \cong \frac{\partial P_m}{\partial Q} \Big|_{P=P_{m0}} \Delta Q + \frac{\partial P_m}{\partial H} \Big|_{P=P_{m0}} \Delta H, \quad (5.23)$$

onde o prefixo ' Δ ' representa pequenos desvios, $Q_0 = Ak_v X_{n0} \sqrt{H_0}$ e $P_{m0} = k_p H_0 \sqrt{Q_0}$.

Substituído-se as expressões das derivadas parciais e posteriormente normalizando-se as equações (5.22) (dividindo-se ambos os lados por Q_0) e (5.23) (dividindo por P_{m0}) tem-se que

$$\Delta \bar{Q} = \frac{1}{2} \Delta \bar{H} + \Delta \bar{X}_n, \quad (5.24)$$

$$\Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{H} + \Delta \bar{Q}, \quad (5.25)$$

onde $\Delta \bar{Q} = \Delta Q / Q_0$, $\Delta \bar{P}_m = \Delta P_m / P_{m0}$, $\Delta \bar{H} = \Delta H / H_0$ e $\Delta \bar{X}_n = \Delta X_n / X_{n0}$. Observe que as variáveis com subscrito ' O ' representam valores em regime permanente e as variáveis com barra superior indicam valores normalizados em *pu*. Além disso, substituindo-se $\Delta \bar{H}$ da equação (5.24) na equação (5.25) obtém-se

$$\Delta \bar{P}_m = 3\Delta \bar{Q} - 2\Delta \bar{X}_n. \quad (5.26)$$

Por outro lado, a equação (5.10) de aceleração da coluna de água pode ser reescrita como

$$(\rho L A_L) \frac{d(\Delta v)}{dt} = -A_L (\rho g) \Delta H, \quad (5.27)$$

e dividindo-se ambos os lados da equação por $A_L \rho g H_0 v_0$,

$$\frac{L v_0}{g H_0} \frac{d}{dt} \left(\frac{\Delta v}{v_0} \right) = -\frac{\Delta H}{H_0}, \quad (5.28)$$

onde Δv é a variação incremental de velocidade da água e $\rho g \Delta H$ é a variação incremental de pressão no distribuidor.

Então, desde que $v = Q/A_L$, tem-se

$$\frac{d \Delta Q}{dt Q_O} = -\frac{1}{T_w} \frac{\Delta H}{H_O}, \quad (5.29)$$

ou

$$T_w \frac{d\Delta\bar{Q}}{dt} = -\Delta\bar{H}, \quad (5.30)$$

e a seguinte definição pode ser apresentada:

Definição 8 O parâmetro T_w representa o tempo de partida da água e pode ser interpretado como o tempo necessário para uma coluna de água H_O acelerar a água na tubulação, do repouso até a velocidade v_O . Logo, T_w é definido pela seguinte equação

$$T_w = \frac{LQ_O}{gAH_O} = \frac{Lv_O}{gH_O}. \quad (5.31)$$

Observação 1 Das equações (5.14) e (5.31), o tempo de partida nominal da água T_w a qualquer carga é relacionado a seu valor T_W na carga nominal por

$$T_w = \frac{v_O}{v_r} \frac{H_r}{H_O} T_W. \quad (5.32)$$

Logo, substituindo-se a equação (5.24) em (5.30), pode-se expressar a relação entre a variação na vazão e a variação na posição do distribuidor como

$$T_w \frac{d\Delta\bar{Q}}{dt} = 2(\Delta\bar{X}_n - \Delta\bar{Q}), \quad (5.33)$$

e aplicando-se a transformada de Laplace à esta equação, tem-se que

$$\Delta\bar{Q} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}T_w s} \Delta\bar{X}_n. \quad (5.34)$$

Finalmente, substituindo-se $\Delta\bar{Q}$ da equação (5.26) em (5.34) e reordenando-se os termos obtém-se

$$\frac{\Delta\bar{P}_m}{\Delta\bar{X}_n} = \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{1}{2}T_w s}. \quad (5.35)$$

A função de transferência (5.35) é o modelo linearizado da turbina hidráulica para pequenos desvios em torno de um ponto de operação. Esta equação estabelece o com-

portamento da potência de saída da turbina em resposta à variação na posição do distribuidor, considerando-se a turbina ideal e desprezando-se as perdas.

A resposta da potência mecânica da turbina à variação em degrau positivo na posição do distribuidor é representada na Figura 5.7.

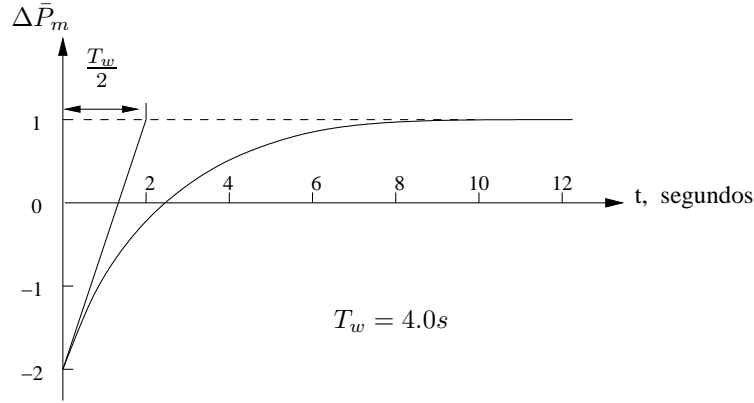


Figura 5.7: Resposta a um degrau unitário aplicado à função de transferência da turbina hidráulica.

Observa-se que no instante seguinte à aplicação do degrau, a potência mecânica diminui e posteriormente aumenta até atingir um novo valor de regime permanente. Isto porque quando o distribuidor é aberto abruptamente, a vazão não se altera imediatamente devido à inércia da água. No entanto, a pressão na turbina é reduzida, levando a uma diminuição de potência. Com uma resposta determinada por T_w , a água acelera até que a vazão atinja novamente o regime permanente, o que conseqüentemente estabelecerá um novo valor de regime de potência de saída. Note que, se um comando no sentido de reduzir a potência mecânica for aplicado, o comportamento inicial será oposto, ou seja, a potência mecânica inicialmente aumentará para depois diminuir.

Os sistemas que apresentam este comportamento são denominados *sistemas de fase não-mínima*. Sistemas de fase não-mínima são aqueles que possuem algum zero no semi-plano da direita (Ogata 2000).

Reescrevendo-se a equação (5.35) como

$$\Delta \bar{P}_m = \frac{1}{1 + \frac{T_w}{2}} \Delta \bar{X}_n - s \frac{T_w}{1 + \frac{T_w}{2}} \Delta \bar{X}_n, \quad (5.36)$$

observa-se que o segundo termo corresponde a subtrair a derivada da resposta do primeiro termo multiplicado por T_w . Dessa maneira, se a magnitude do segundo termo

for maior que a do primeiro, a resposta seguirá inicialmente a derivada no sentido oposto ao da resposta final tal qual o resultado observado na Figura 5.7. Quanto maior for T_w maior será a amplitude do transitório inicial. Como T_w é diretamente proporcional ao comprimento do conduto forçado (L), quanto maior for este comprimento, mais pronunciado será o efeito de fase não-mínima na dinâmica do sistema (IEEE Standards 2004).

Para a unidade de geração do sistema de energia das ondas, o comprimento do conduto forçado é relativamente pequeno comparado ao duto das centrais hidrelétricas. Utilizando-se a expressão $T_w = Lv_0/gH_0$, com um comprimento $L = 3\text{m}$, estima-se que T_w seja da ordem de 0.05s. Logo, o efeito de fase não-mínima não é muito significativo o que, de fato, foi verificado experimentalmente. Entretanto, nas hidrelétricas valores típicos de T_w estão entre 0.5s a 4s (Viera Filho 1984) e o efeito de fase não-mínima torna-se mais significativo.

5.3.3 Modelo da dinâmica do rotor

A dinâmica do rotor é composta pelas dinâmicas do gerador elétrico e da carga elétrica acoplada. Neste trabalho considera-se apenas o caso de um sistema isolado, isto é, sem interligações com outras unidades geradoras e com apenas um gerador síncrono conectado a carga elétrica.

Considere o gerador síncrono acionado por uma turbina representado na Figura 5.8. Aplicando-se a 2ª lei de *Newton* a esse sistema, tem-se a equação de movimento do rotor dada por

$$J \frac{d\omega_m}{dt} = T_a, \quad (5.37)$$

onde J é o momento de inércia combinado do gerador síncrono e da turbina (kgm^2), ω_m é a velocidade angular do rotor em radianos mecânicos (rad/s), T_a é o torque resultante que age sobre o rotor, que causa aceleração ou desaceleração (Nm) e t é o tempo.

O torque T_a tem como componentes o torque mecânico de entrada devido à ação da turbina, o torque devido às perdas rotacionais e o torque elétrico no gerador. Supondo um sistema sem perdas, tem-se que

$$T_a = T_m - T_e, \quad (5.38)$$

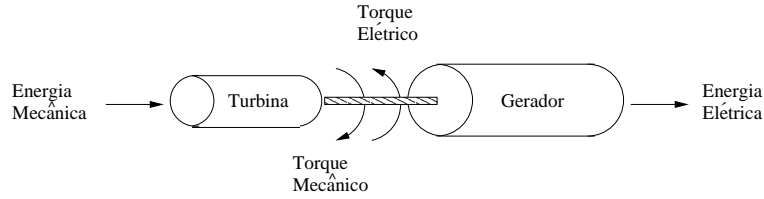


Figura 5.8: Gerador síncrono acionado por uma turbina.

onde T_m é o torque mecânico e T_e é o torque elétrico. Em regime permanente esta diferença é nula e não há aceleração nem desaceleração, isto é, $T_a = 0$. No entanto, durante perturbações $T_a \neq 0$.

A equação (5.37) pode ser normalizada (Kundur 1994) em termos da constante de inércia H_J definida abaixo:

Definição 9 *Seja J o momento de inércia combinado do gerador e da turbina (kgm^2), ω_{0m} a velocidade nominal do rotor em radianos mecânicos (rad/s) e S_N a potência aparente nominal da máquina (VA). Então, a constante de inércia H_J (s) é definida como a razão entre a energia cinética armazenada à velocidade nominal e a potência aparente da máquina, ou seja,*

$$H_J = \frac{1}{2} \frac{J\omega_{0m}^2}{S_N}. \quad (5.39)$$

Logo, substituindo-se as equações (5.38) e (5.39) na equação (5.37) tem-se que

$$\frac{2H_J}{\omega_{0m}^2} S_N \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - T_e. \quad (5.40)$$

Reordenando-se os termos e reescrevendo a equação de movimento (5.37) em pu, tem-se

$$\frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \frac{1}{2H_J} (\bar{T}_m - \bar{T}_e), \quad (5.41)$$

com

$$\bar{\omega}_r = \frac{\omega_m}{\omega_{0m}} = \frac{\omega/p_f}{\omega_0/p_f} = \frac{\omega_r}{\omega_0}, \quad (5.42)$$

$$\bar{T}_m = \frac{T_m}{T_N}, \quad \bar{T}_e = \frac{T_e}{T_n}, \quad T_n = \frac{S_N}{\omega_{0m}}, \quad (5.43)$$

onde ω_r é a velocidade angular do rotor em radianos elétricos (rad/s), $\bar{\omega}_r$ é a velocidade angular do rotor (pu), ω_0 é a velocidade angular nominal do rotor em radianos elétricos

(rad/s), p_f é o número de pólos do campo e T_n é o torque nominal da máquina (Nm).

Deste modo, quando a carga varia tem-se uma variação instantânea no torque elétrico de saída do gerador T_e , o que causa o desequilíbrio do torque mecânico e resulta em variações na velocidade conforme determinado pela equação de movimento.

No entanto, em estudos do tipo carga-freqüência costuma-se representar a equação (5.41) em termos de potências mecânica e elétrica ao invés de torque. Sabe-se que a relação entre a potência P e o torque T_a é dada por

$$P = \omega_r T_a. \quad (5.44)$$

Considerando-se pequenos desvios (expressos pelo prefixo ' Δ ') em torno dos valores em regime permanente (expressos pelo subscrito ' 0 '), pode-se escrever

$$P = P_0 + \Delta P, \quad T_a = T_{a0} + \Delta T_a, \quad \omega_r = \omega_0 + \Delta \omega_r. \quad (5.45)$$

Substituindo-se (5.45) na equação (5.44), tem-se que

$$P_0 + \Delta P = (\omega_0 + \Delta \omega_r)(T_{a0} + \Delta T_a). \quad (5.46)$$

Logo, a relação entre os valores de desvios, desprezando-se os termos de ordem superior, é dada por

$$\Delta P \approx \omega_0 \Delta T_a + T_{a0} \Delta \omega_r. \quad (5.47)$$

Portanto,

$$\Delta P_m - \Delta P_e = \omega_0 (\Delta T_m - \Delta T_e) + (T_{m0} - T_{e0}) \Delta \omega_r \quad (5.48)$$

onde ΔP_m é a variação incremental de potência mecânica e ΔP_e é a variação incremental de potência elétrica. Em regime permanente os torques elétrico e mecânico são iguais, isto é, $T_{m0} = T_{e0}$. Deste modo, reescrevendo a equação (5.48) em notação pu , tem-se que

$$\Delta \bar{P}_m - \Delta \bar{P}_e = \Delta \bar{T}_m - \Delta \bar{T}_e. \quad (5.49)$$

Por outro lado, considere a seguinte definição:

Definição 10 Seja T_M , denominado tempo de partida mecânico, o tempo necessário em segundos para o torque líquido nominal acelerar o rotor do repouso até a velocidade nominal. Então define-se T_M como

$$T_M = 2H_J, \quad (5.50)$$

onde H_J é a constante de inércia da máquina. (Kundur 1994).

Prova: Considere a integral no tempo da equação (5.41) dada por

$$\bar{\omega}_r = \frac{1}{2H_J} \int_0^t (\bar{T}_m - \bar{T}_e) dt = \frac{1}{2H_J} \int_0^t \bar{T}_a dt. \quad (5.51)$$

A partir da equação (5.51), com $\bar{\omega}_r = \bar{T}_a = 1.0$, tem-se que

$$1.0 = \frac{1}{2H_J} \int_0^{T_M} 1.0 dt = \frac{T_M}{2H_J}. \quad (5.52)$$

Portanto,

$$T_M = 2H_J.$$

■

Então, das equações (5.41) e (5.49), a equação de movimento do rotor para pequenos sinais é dada por

$$\frac{d\Delta\bar{\omega}_r}{dt} = \frac{1}{T_M} (\Delta\bar{P}_m - \Delta\bar{P}_e). \quad (5.53)$$

Geralmente as cargas de um sistema de potência são compostas de vários dispositivos elétricos. Para cargas resistivas, tais como lâmpadas e aquecedores, a potência elétrica é aproximadamente independente da frequência e para cargas industriais, tais como motores e bombas, supõe-se que a carga varia linearmente com a frequência. Dessa maneira, a potência da carga elétrica pode ser modelada por uma parcela de potência constante e uma parcela dependente da frequência. Isto é,

$$\Delta\bar{P}_e = \Delta\bar{P}_L + D_p \Delta\bar{\omega}_r, \quad (5.54)$$

onde $\Delta\bar{P}_L$ é a variação incremental da potência da carga na frequência nominal e D_p é

o coeficiente de amortecimento da carga. O coeficiente de amortecimento D_p relaciona a variação percentual da carga à variação de 1% da frequência. Isto quer dizer que para $D_p = 2$, por exemplo, uma variação de 1% na frequência resulta em uma variação de 2% na carga (Kundur 1994).

Logo, a partir das equações (5.53) e (5.54) o modelo do rotor, em pu, para pequenos sinais pode ser expresso por

$$G_3(s) = \frac{\Delta \bar{\omega}_r}{\Delta \bar{P}_m - \Delta \bar{P}_L} = \frac{1}{T_M s + D_p}. \quad (5.55)$$

Portanto, na ausência de um regulador de velocidade, a resposta do sistema à uma variação de carga é determinada pela constante de inércia da máquina e pelo coeficiente de amortecimento da carga.

Finalmente, a Figura 5.9 ilustra a o diagrama de blocos da unidade de geração elétrica do sistema de energia das ondas, incluindo o modelo do distribuidor (agulha móvel), o modelo linearizado da turbina e o modelo do rotor.

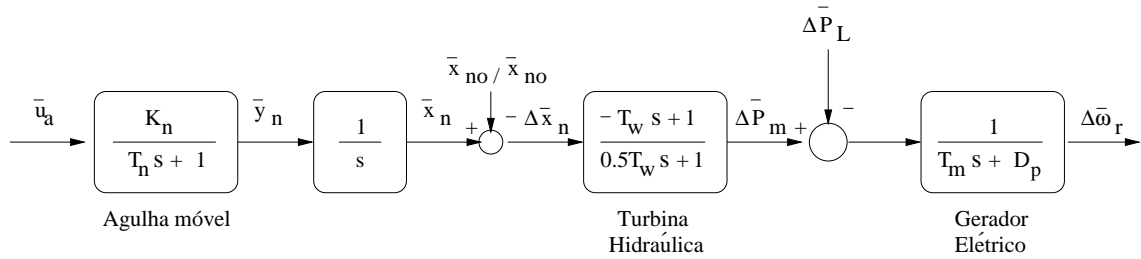


Figura 5.9: Diagrama de blocos da unidade de geração.

5.4 Controlador de velocidade proposto

Nesta seção apresenta-se o procedimento de projeto do regulador de velocidade. A função principal do regulador de velocidade é manter a velocidade da turbina no valor nominal, de modo que a potência gerada seja igual a potência da carga. Durante o regime transitório, quando o sistema é submetido a perturbações de carga, o regulador deve atuar para reduzir as variações de velocidade e assim evitar que a frequência atinja valores não aceitáveis. Logo, os seguintes critérios de desempenho foram estabelecidos para o projeto de controle: o erro de regime da velocidade da turbina (caso ocorra) e o

desvio, durante o transitório, devem ser mantidos dentro da menor tolerância possível ($\pm 2\%$).

Neste contexto, uma estratégia combinada de controle em cascata com *feedforward* é proposta para a regulação de velocidade da turbina *Pelton*. A Figura 5.10 ilustra o diagrama de blocos completo do sistema e a estratégia de controle proposta.

5.4.1 Controlador em cascata

O controlador proposto utiliza um controle P-PI em cascata (Kelly & Moreno 2001) para controlar a posição da agulha e um controlador PI para regular a velocidade da turbina, como pode ser observado na Figura 5.10. O projeto de controladores em cascata é realizado por partes, onde a sintonia das malhas internas é realizada antes das malhas externas, o que facilita o ajuste dos ganhos e o projeto de controle.

Logo, a sintonia da malha referente à agulha deve ser realizada antes da malha de controle da velocidade da turbina. Deste modo, o ajuste dos ganhos K_{pn0} , K_{in} e K_{pn1} é baseado no posicionamento de pólos, onde primeiramente sintoniza-se a malha de controle de velocidade da agulha (malha interna) e em seguida sintoniza-se a malha de controle de posição (malha externa).

No ajuste da malha interna, os ganhos K_{pn0} e K_{in} são calculados de modo que o pólo em malha fechada seja duplo e localizado em $a = cb$, onde b é o pólo dominante do P-PI e $c > 1$ é uma constante. A partir da equação característica da malha interna

$$s^2 + \left(\frac{K_n K_{pn0} + 1}{T_n} \right) s + \frac{K_n K_{in}}{T_n} = 0, \quad (5.56)$$

tem-se que os ganhos podem ser calculados por

$$K_{pn0} = \frac{-(2T_n cb + 1)}{K_n}, \quad K_{in} = \frac{T_n}{K_n} c^2 b^2. \quad (5.57)$$

O ajuste da malha externa é realizado de modo que a equação característica do controlador P-PI dada por

$$s^3 - 2cb s^2 + \left[c^2 b^2 - \left(2cb + \frac{1}{T_n} \right) K_{pn1} \right] s + c^2 b^2 K_{pn1} = 0, \quad (5.58)$$

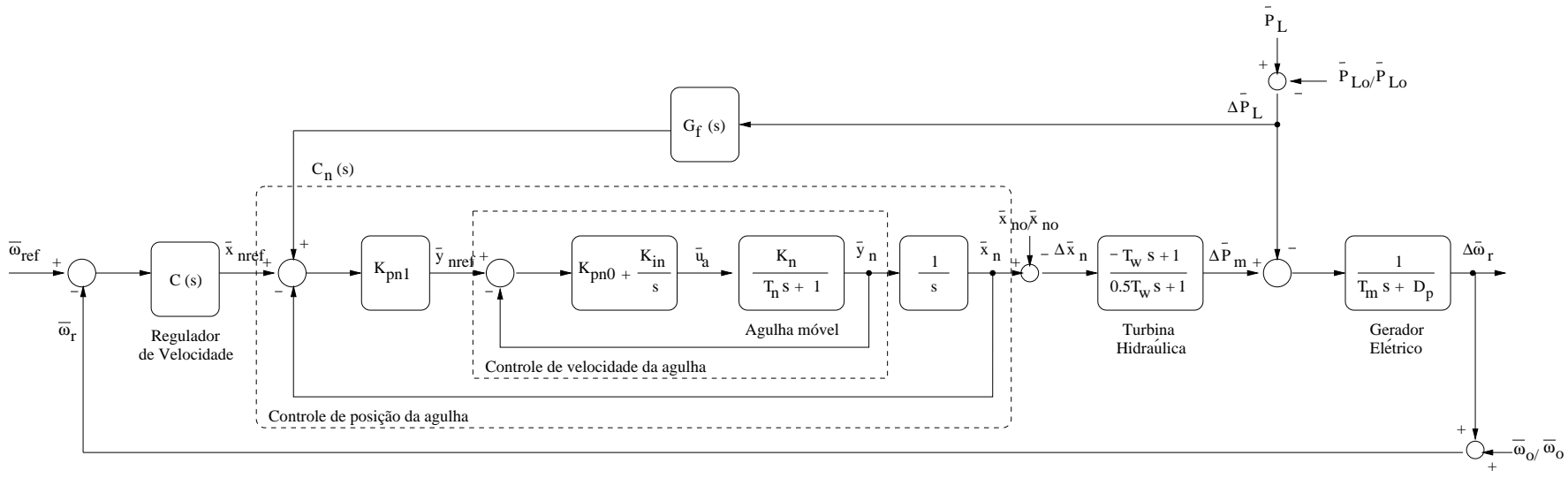


Figura 5.10: Diagrama de blocos do regulador de velocidade da turbina.

tenha uma raiz localizada no pólo dominante b . Desta maneira, tem-se que K_{pn1} é calculado pela seguinte expressão

$$K_{pn1} = \frac{b^2(2c - c^2 - 1)}{c^2 - 2cb - 1/T_n}. \quad (5.59)$$

Por outro lado, para a malha de controle de velocidade da turbina considera-se um regulador de velocidade do tipo PI, isto é,

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s}, \quad (5.60)$$

onde os ganhos K_p e K_i são sintonizados de acordo com os critérios de desempenho desejados (citados anteriormente).

5.4.2 Controle *feedforward*

Para atenuar os efeitos de perturbações e assim limitar as variações de velocidade, propõe-se a inclusão de uma estratégia de controle *feedforward* ao esquema em cascata proposto acima (vide Figura 5.10). Esta estratégia proporciona uma ação corretiva antecipada, no sentido de corrigir os efeitos da perturbação antes que o controle em malha fechada atue de modo significativo. Assim, a variável de perturbação deve ser medida. Neste caso, é preciso medir a potência elétrica média, que pode ser estimada multiplicando-se as medidas de corrente e tensão instantâneas na carga.

Segundo (Åström & Hägglund 2006, seção 5.6) um bloco de *feedforward* ideal é dado pelo inverso de parte do modelo nominal da planta, ou seja,

$$G_f(s) = (C_n(s)G_2(s))^{-1}. \quad (5.61)$$

onde $C_n(s)$ é o bloco referente ao controlador de posição da agulha. Como a inversa do bloco C_nG_2 não é realizável por ser instável e não-causal, G_f é aproximada pelo ganho estático

$$G_f \approx K_f = (C_n(0)G_2(0))^{-1}. \quad (5.62)$$

5.4.3 Estratégia *antireset windup*

Deve-se saturar a referência de velocidade da malha interna (y_{nref}) para limitar a máxima velocidade de deslocamento da agulha (y_{nmax}) quando o sistema é submetido a grandes perturbações de carga, pois nestes casos a ação de controle *feedforward* deve resultar em um deslocamento rápido da agulha. Além disso, deve-se adotar uma estratégia *antireset windup* para evitar que a ação integral cresça indefinidamente caso ocorra saturação da tensão no servomotor (Åström & Wittenmark 1997). Neste trabalho, a seguinte estratégia é implementada

$$I_n(t) = K_{in} \int_0^t z_{in}(\tau) d\tau, \quad (5.63)$$

com

$$z_{in}(t) = \begin{cases} 0, & |I_n(t)| > 1 \text{ e } I_n(t)e_0(t) > 0 \\ e_0(t), & \text{caso contrário} \end{cases}$$

onde $I_n(t)$ é a saída do integrador da malha de velocidade da agulha, z_{in} é o estado do integrador e $e_0(t) = y_{nref} - y_n$.

5.5 Resultados de Simulação

Nesta seção, resultados de simulações são apresentados a fim de ilustrar o desempenho do esquema de controle proposto. O desempenho do controlador é analisado com respeito ao tempo de acomodação, ao desvio de velocidade da turbina em torno do ponto de operação quando o sistema é submetido à uma perturbação de carga e ao erro de regime. As simulações foram realizadas de acordo com o diagrama de blocos da Figura 5.10.

Os parâmetros da planta foram estimados experimentalmente a partir da resposta a um degrau de tensão na agulha (velocidade agulha \bar{y}_n /tensão servomotor \bar{u}_a) (vide Figura 5.11) e da resposta a um degrau na posição da agulha (velocidade da turbina $\bar{\omega}_r$ /posição da agulha \bar{x}_n) (vide Figura 5.12).

Os parâmetros encontrados de acordo com as respostas ao degrau (Figuras 5.11 e 5.12) são apresentados na Tabela 5.1 juntamente com os parâmetros de controle calculados. Nota-se que o efeito de fase não-mínima da turbina não foi observado

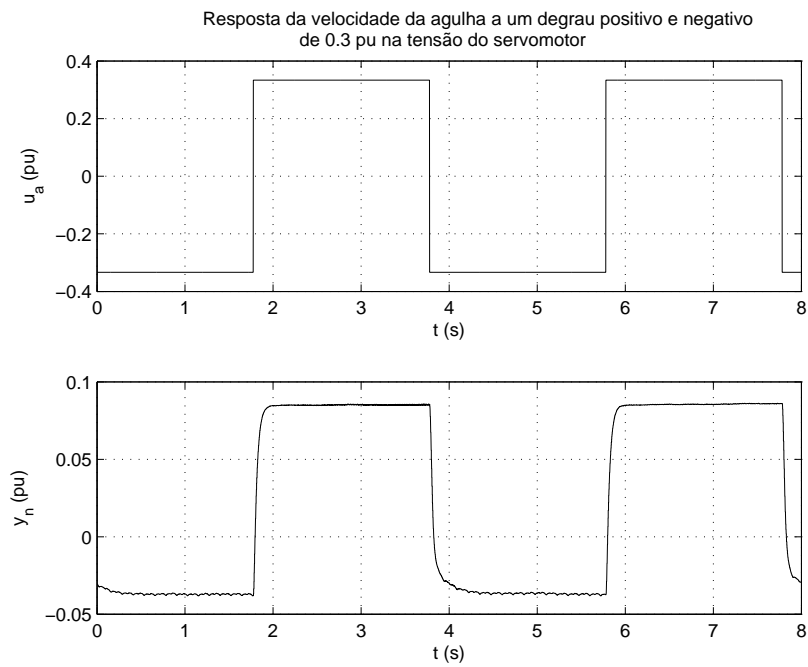


Figura 5.11: Resposta da velocidade da agulha (\bar{y}_n) a um degrau positivo e negativo de 0.3pu na tensão do servomotor (\bar{u}_a).

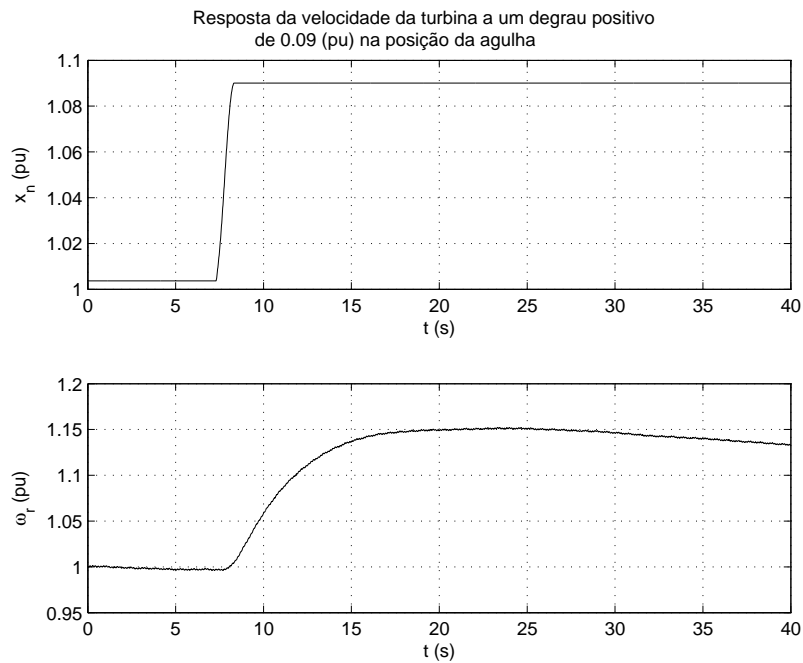


Figura 5.12: Resposta da velocidade da turbina ($\bar{\omega}_r$) a um degrau de 0.08pu na posição da agulha (\bar{x}_n). Deve-se desconsiderar o comportamento após 30s, quando a velocidade da turbina cai devido à queda de pressão na câmara hiperbárica.

na resposta ao degrau de posição da agulha (vide Figura 5.12). Nas simulações este parâmetro foi estimado em $0.0583s$, como citado anteriormente.

Tabela 5.1: Parâmetros de simulação - Regulação de velocidade da turbina.

Variável	Valor	Unidade
K_n	0.0226	pu
T_n	0.0960	s
D_p	0.0014	pu
T_m	0.0050	s
T_w	0.0583	s
K_{pn0}	108	--
K_{pn1}	1.7000	--
K_{in}	1350	--
K_p	0.0022	--
K_i	0.0010	--
K_f	1.0000	--

A Figura 5.13 descreve o comportamento do sistema quando submetido à uma variação de 10% e 25% na carga nominal, respectivamente. Pode-se observar que o transitório dura cerca de $10s$ para a perturbação de 10% e $20s$ para a perturbação de 25%. Os desvios de velocidade são respectivamente 1% e 4.5% para $K_f = 0$ em ambos os casos. Logo, o controle em cascata sozinho não conseguiu manter a velocidade dentro dos limites aceitáveis para uma perturbação de carga maior. Por outro lado, quando a ação de controle *feedforward* é combinada com a ação em cascata, o desvio de velocidade reduziu-se para 1.4% apresentando um sobrepasso de 0.4% para a perturbação de carga de 25%.

As Figuras 5.14 e 5.15 ilustram o comportamento das variáveis: velocidade da turbina $\bar{\omega}_r$, velocidade da agulha \bar{y}_n , posição da agulha \bar{x}_n e do sinal de controle \bar{u}_a quando o sistema é submetido à uma variação de 25% na carga nominal para $K_f = 0$ e $K_f = 1$, respectivamente. Nos dois casos, pode-se observar que a agulha apresenta aproximadamente o mesmo deslocamento ($0.1pu$), mas a velocidade \bar{y}_n é praticamente 10 vezes maior no caso com a ação de controle *feedforward*. Isto porque esta ação atua de modo a atenuar os efeitos da perturbação antes que o controle em malha fechada atue de modo significativo, resultando em deslocamentos mais rápidos da agulha. Neste caso, o sinal de controle \bar{u}_a apresenta o valor de tensão de saturação e a estratégia *antireset windup* evita que a ação integral cresça indefinidamente.

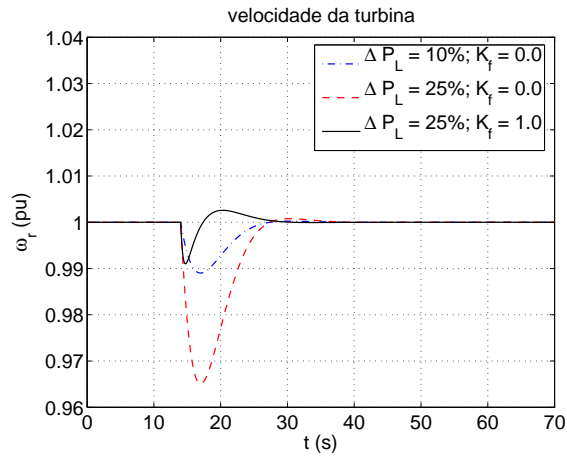


Figura 5.13: Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Comparação do comportamento entre a velocidade da turbina com controle em cascata ($K_f = 0$) e a velocidade da turbina com controle em cascata e *feedforward* ($K_f = 1$).

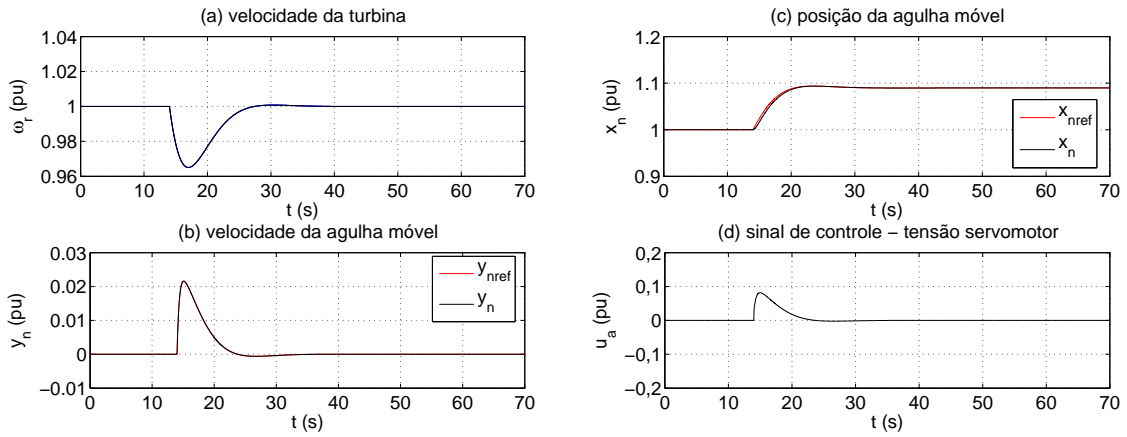


Figura 5.14: Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata.

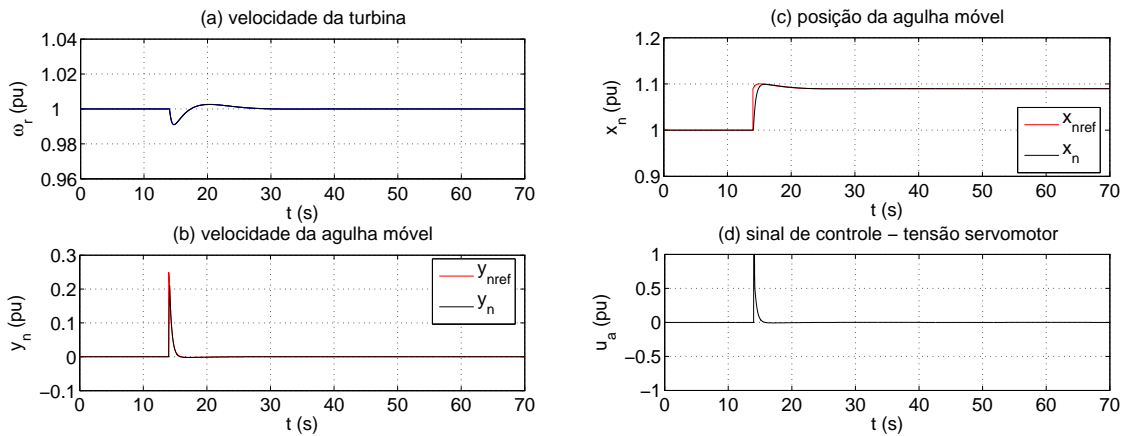


Figura 5.15: Resultado de simulação - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata com ação *feedforward*.

5.6 Descrição do Ambiente Experimental

Nesta seção apresenta-se o ambiente experimental (vide Figura 5.16) utilizado para mostrar a viabilidade do esquema de controle proposto. O sistema de geração é composto por um cilindro de alta pressão, contendo gás nitrogênio para realizar a pressurização de uma câmara hiperbárica, um atuador eletromecânico, uma turbina hidráulica e um gerador elétrico acoplado a um conjunto de reostatos.

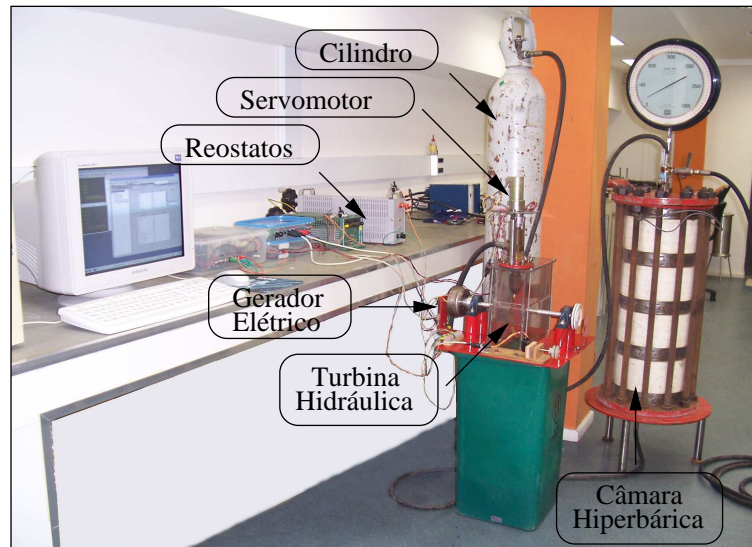


Figura 5.16: Ambiente experimental.

O atuador eletromecânico é constituído por um servomotor GM9234S031 (Pittman Co.), um *driver* PWM (modulação por largura de pulso, do inglês *Pulse Width Modulation*) de 1.3A/24V e uma agulha móvel. A velocidade da turbina é estimada através de um encoder incremental HEDM 5500 (HP Inc.) acoplado ao eixo.

O algoritmo de controle é codificado em linguagem C e implementado em uma placa DSP (*Digital Signal Processor*) PC-ISA. O algoritmo é executado com um intervalo de amostragem de 0.01s e os termos integrais dos controladores são discretizados utilizando-se a aproximação *Forward Euler* (Åström & Wittenmark 1997). A placa DSP é baseada em um processador TMS320C31 e possui entradas integradas para encoders e conversor D/A que envia os sinais calculados pelo algoritmo para o acionamento do motor e, conseqüentemente da agulha. A placa está instalada em uma plataforma Linux O.S. e a aquisição de dados é realizada com auxílio de uma Interface gráfica em Java.

5.7 Resultados Experimentais

Os ganhos dos controladores utilizados nos ensaios experimentais são equivalentes aos ganhos utilizados na simulação (vide Tabela 5.1). Os resultados experimentais obtidos com o controlador em cascata são apresentados na Figura 5.17. Pode-se observar que a velocidade da turbina leva aproximadamente 25s para atingir o valor em regime permanente quando o sistema é submetido a uma variação de 25% na carga, e apresenta um desvio de regime permanente de 0.005pu em torno do ponto de operação.

Nota-se que o controle de velocidade da agulha apresenta uma resposta relativamente rápida quando comparada à dinâmica do restante do sistema e que existe um deslocamento contínuo da agulha para compensar uma queda de pressão ocorrida durante o ensaio experimental. Esta queda pode ser considerada como uma perturbação do tipo rampa e explica o erro de regime observado na velocidade da turbina. Para eliminar o erro de regime, um integrador adicional poderia ser adicionado ao projeto de controle. Contudo, essa solução não foi realizada pois no sistema completo de geração de energia elétrica a pressão não apresenta este comportamento, devido à utilização de um acumulador hidropneumático. Conforme observado em simulação, a ação de controle em cascata sozinha ($K_f = 0$) não limita o desvio de velocidade para uma perturbação alta na carga.

Os resultados experimentais obtidos com o controlador em cascata com *feedforward* são apresentados na Figura 5.18. Neste caso, o valor da potência da carga elétrica, estimado pela medida da corrente e tensão na carga, foi incluído no algoritmo de controle. Na Figura 5.18(a) observa-se a velocidade da turbina leva aproximadamente o mesmo tempo (25s) que no caso anterior para atingir um valor em regime permanente quando o sistema é submetido à uma variação de 25% na carga. No entanto, sem o controlador *feedforward* o desvio de velocidade (Figura 5.17(a)) foi de aproximadamente 0.05pu (5% do valor nominal) e com o controlador *feedforward* o desvio diminuiu para aproximadamente 0.01pu (1% do valor nominal), apresentando uma melhora bastante significativa. Conforme esperado, a agulha apresenta um deslocamento mais rápido e um sinal de controle maior (Figuras 5.18(b)(d)) quando comparado ao controlador sem a ação *feedforward* (Figuras 5.17(b)(d)).

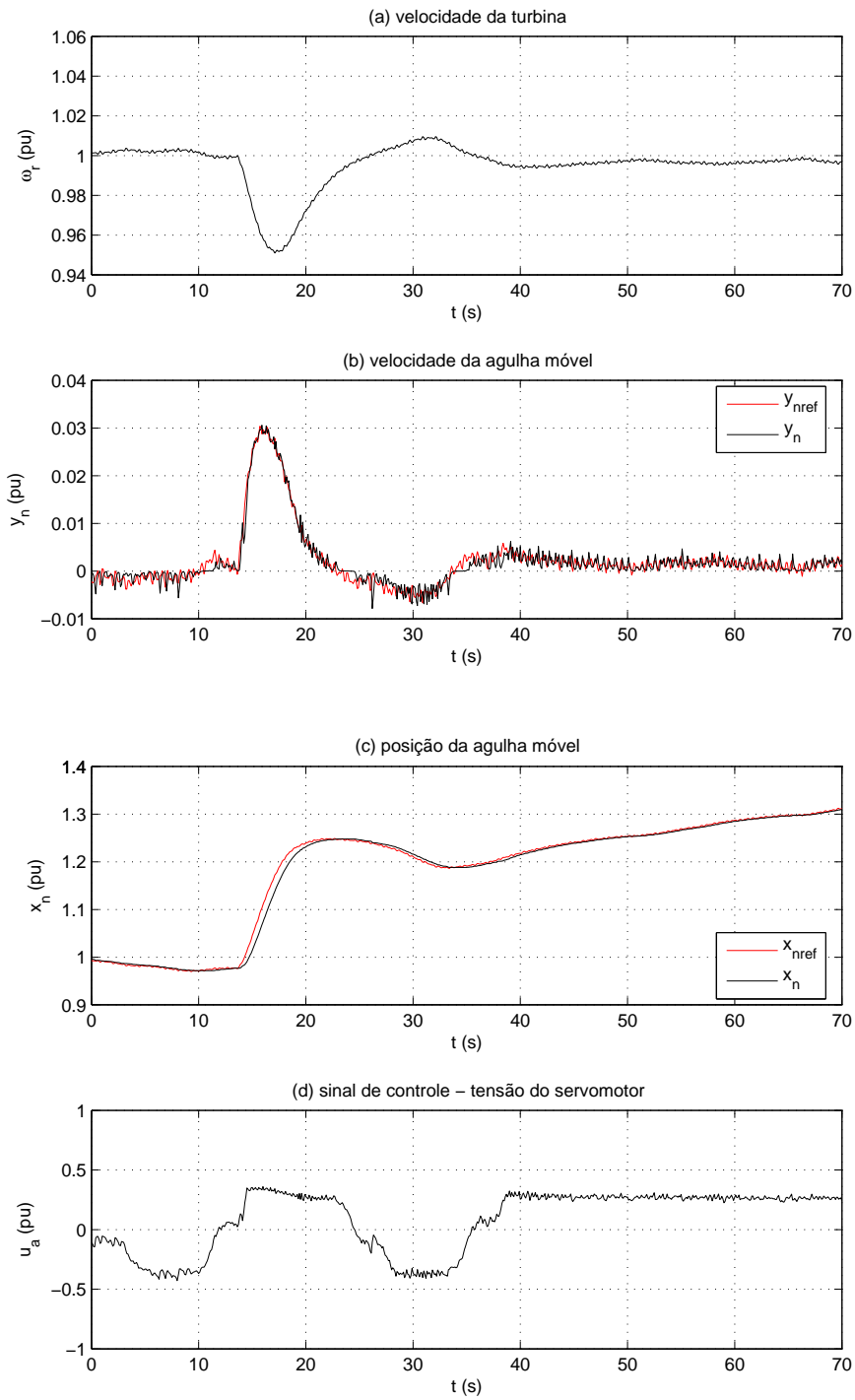


Figura 5.17: Resultado experimental - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata.

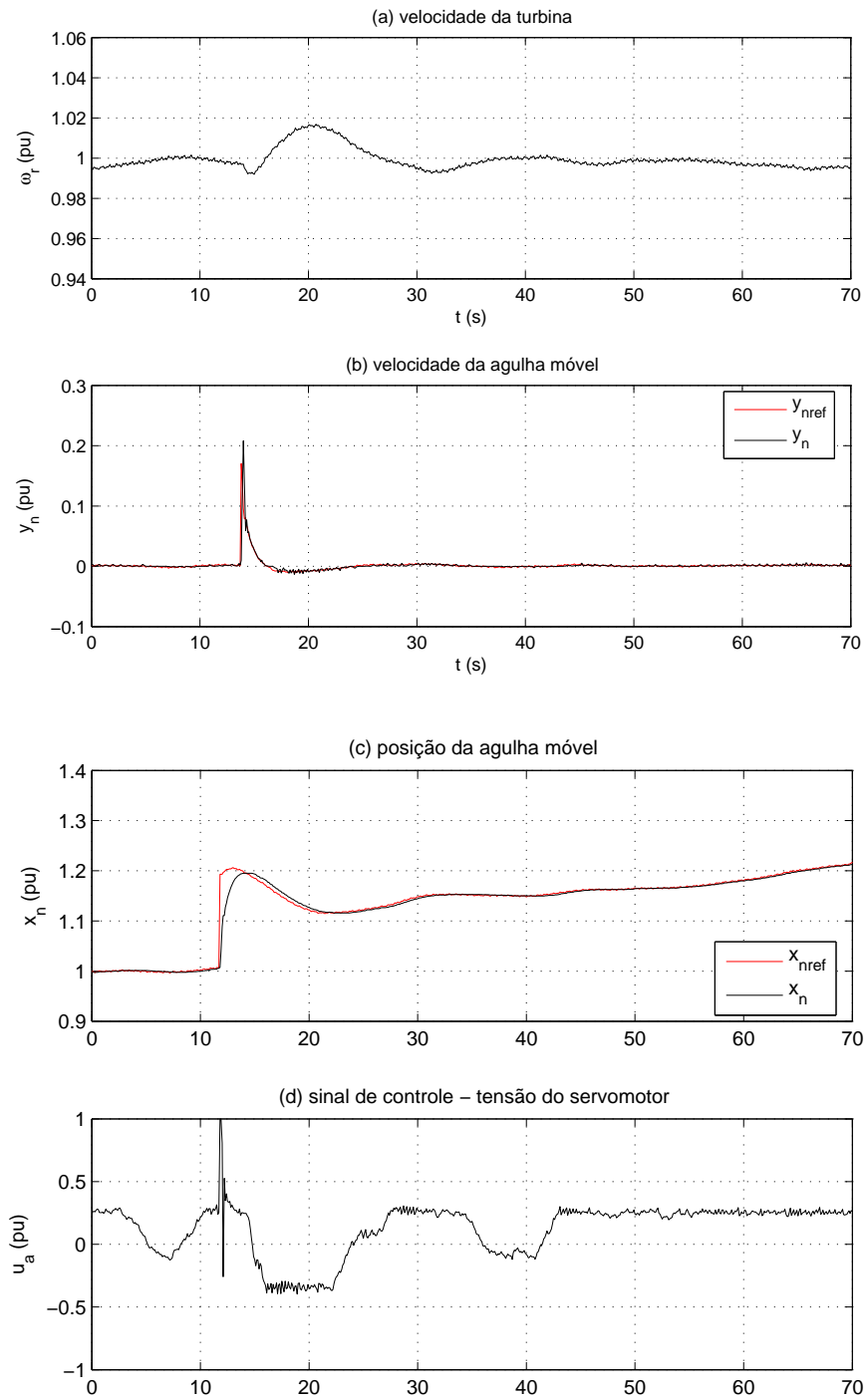


Figura 5.18: Resultado experimental - Regulação de velocidade da turbina: Controle em cascata com ação *feedforward*.

5.8 Conclusão

Neste capítulo é proposto um esquema de controle para um sistema isolado de conversão de energia elétrica a partir das ondas do mar. Uma estratégia baseada em ações combinadas de controle em cascata com *feedforward* é apresentada para solucionar o problema de regulação de velocidade de uma turbina hidráulica.

A modelagem da unidade de geração de um protótipo de energia das ondas é desenvolvida considerando-se a abordagem utilizada em centrais hidrelétricas. No entanto, aplica-se aqui uma ação *feedforward* para eliminar a ação de perturbações na carga elétrica, aproveitando-se que os dutos não são longos, diferentemente de hidrelétricas em que os dutos mais longos causam um efeito de fase não-mínima muito significativo que dificulta a aplicação de *feedforward* na malha de controle do distribuidor.

Resultados de simulação são incluídos para ilustrar a viabilidade do controlador e resultados experimentais obtidos a partir de um subsistema do protótipo de energia das ondas ilustram o desempenho do esquema de controle proposto.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalhos Futuros

Neste trabalho, considera-se o problema de controle e otimização de sistemas de geração de energia elétrica a partir das ondas do mar. Os projetos de controle estão relacionadas à maximização da absorção de energia pelas ondas e à regulação de velocidade de uma turbina.

A extração de energia das ondas vem sendo pesquisada em vários países, mas ainda não é competitiva com outras fontes renováveis de energia. No entanto, com investimentos em *Pesquisa e Desenvolvimento*, essa fonte de energia pode representar uma grande contribuição no mercado de eletricidade. Portugal, Reino Unido, Holanda, Escócia, Estados Unidos, Japão e Austrália são exemplos de alguns países que realizam atividades de pesquisa nessa área.

Para aumentar a absorção de energia das ondas, condições de fase e amplitude ótimas de movimento do sistema de conversão de energia devem ser satisfeitas. Neste enfoque, o dispositivo pode ser projetado para ter frequência natural equivalente à frequência da onda onde será instalado, mas como o espectro de ondas é bastante variável, a eficiência média anual pode ser pequena. Esse problema pode ser solucionado com a utilização das técnicas de controle tradicionais: controle reativo e controle por *latching*, que alteram a dinâmica do conversor.

As etapas finais no desenvolvimento de conversores de energia das ondas são a geração da energia elétrica e a conexão do sistema com a rede elétrica, ou o fornecimento de eletricidade para locais remotos, onde deve atuar como um sistema isolado. Neste enfoque, o projeto e a operação de unidades de geração devem atender à certas

exigências de limites de variação de frequência e tensão, e de confiabilidade, através da utilização de controladores nos geradores síncronos ou outros equipamentos controláveis na rede.

Como as condições de ondas variam ao longo das estações dos anos, a potência disponível em sistemas baseados nessa fonte de energia renovável pode apresentar grandes variações. Deste modo, os controladores que serão utilizados na unidade de geração dependem do modo como é realizada a conversão em energia elétrica e da potência disponível na saída da planta. Para sistemas que apresentam uma faixa extensa de variação de potência, geradores e turbinas operando a velocidade variável podem ser utilizados, desde que equipamentos adicionais de eletrônica de potência sejam incluídos ao projeto para manter a qualidade na geração de energia elétrica. Por outro lado, caso existam dispositivos de armazenameto entre a unidade de conversão primária e a unidade de geração, a potência não apresenta grandes variações e assim, as técnicas convencionais utilizadas em centrais hidrelétricas podem ser consideradas.

Neste trabalho, considera-se um protótipo de conversão de energia das ondas baseado no bombeamento de água, realizado pela ação das ondas em flutuadores, para um acumulador hidropneumático interligado à uma câmara hiperbárica. O acumulador libera água sob alta pressão acionando uma turbina hidráulica convencional a um gerador elétrico.

O sistema de conversão de energia das ondas foi dividido em duas unidades principais: unidade de conversão primária e unidade de geração elétrica. Deste modo, a modelagem das unidades foram apresentadas e os esquemas de controle foram desenvolvidos de maneira independente.

As condições para maximizar a absorção da energia das ondas do protótipo foram discutidas e em seguida, foram apresentados algoritmos para otimização da conversão de energia das ondas baseados em controle de fase por *latching*, denominados Algoritmo MaxPot e Algoritmo MaxFe. Resultados de simulação obtidos a partir do modelo matemático simplificado da unidade de conversão primária do protótipo ilustram o desempenho dos algoritmos propostos.

Por outro lado, a modelagem da unidade de geração elétrica do sistema foi desenvolvida considerando-se a abordagem utilizada em usinas hidrelétricas. Como a pressão na câmara hiperbárica é aproximadamente constante e a potência mecânica gerada

não apresenta grandes variações, isto é claro, dependendo da vazão de saída através da turbina, geradores síncronos e técnicas convencionais (usadas nas hidrelétricas) podem ser utilizados para manter a qualidade da energia.

Assim, a fim de solucionar o problema de regulação de velocidade da turbina hidráulica da unidade, propõe-se uma estratégia baseada em ações combinadas de controle em cascata com controle *feedforward*. Resultados de simulação são incluídos para ilustrar a viabilidade do controlador e resultados experimentais obtidos a partir de um subsistema do protótipo de energia das ondas ilustram o desempenho do esquema de controle proposto.

6.1 Propostas para Trabalhos Futuros

Com o objetivo de incentivar a continuidade da pesquisa apresentada neste trabalho, segue abaixo algumas propostas para serem desenvolvidas em trabalhos futuros:

- Simulação dos algoritmos de controle *por latching* considerando-se ondas irregulares (condições de mar real).
- Realizar ensaios experimentais com os algoritmos propostos em tanques oceânicos considerando-se inicialmente ondas regulares e em seguida, condições de mar real.
- Incluir na estratégia de controle *por latching*, um mecanismo de predição da amplitude de oscilação das ondas do mar.
- Aplicar técnicas de controle ótimo e técnicas de otimização como, por exemplo, o paradigma da busca extremal (*extremum-seeking*) a fim de maximizar a conversão de energia das ondas.
- Comparar a estratégia de controle proposta para a regulação de velocidade da turbina com estratégias de controle não-linear como, por exemplo, controle adaptativo, controle a estrutura variável e controle por modo deslizante.

Referências Bibliográficas

- Åström, K. J. & Hägglund, T. (2006), *Advanced Pid Control*, ISA - The Instrumentation, Systems, and Automation Society, USA.
- Åström, K. J. & Wittenmark, B. (1997), *Computer-Controlled Systems: Theory and Design*, 3rd edn, Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Almeida, L. P. (2004), Análise de desempenho do controle automático de geração e do controle secundário de tensão, Master's thesis, PEE/COPPE/UFRJ.
- Babarit, A. & Clément, A. H. (2006), 'Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves', *Applied Ocean Research* **28**(2), 77–91.
- Babarit, A., Duclos, G. & Clément, A. H. (2004), 'Comparison of latching strategies for a heaving wave energy device in random sea', *Applied Ocean Research* **26**(5), 227–238.
- Belegundu, A. D. & Chandrupatla, T. R. (1999), *Optimization Concepts and Applications in Engineering*, Prentice Hall, USA.
- Beserra, E. R. (2003), Avaliação dos recursos energéticos para geração de eletricidade pelas ondas do mar, PhD thesis, PENO/COPPE/UFRJ.
- Boake, C. B., Whittaker, T. J. T., Folley, M. & Ellen, H. (2002), Overview and initial operational experience of the LIMPET wave energy plant, in 'International Offshore and Polar Engineering Conference', Vol. ISOPE-2002, Japan, pp. 586–594.
- Budal, K. & Falnes, J. (1975), 'A resonant point absorber of ocean waves', *Nature* **256**, 478–479.
- Budal, K. & Falnes, J. (1977), 'Optimum operation of improved wave-power converter', *Marine Science Communications* **3**, 133–150.
- Budal, K. & Falnes, J. (1980), Interacting point absorbers with controlled motion, in 'Power from sea waves', London, pp. 381–399.
- Budal, K., Falnes, J., Iversen, L. C., Lillebeken, P. M., Oltedal, G., Hals, T. & Onshus, T. (1982), The Norwegian wave-power buoy project, in 'The second International Symposium on Wave Energy Utilization', Norway, pp. 323–344.
- Carcas, M. C. (2003), The OPD Pelamis WEC: Current status and onward programme, in 'Proceedings 4th European Wave Power Conference', Denmark, pp. 21–28.

- Chen, C. T. (1999), *Linear System Theory and Design*, 3rd edn, Oxford University Press, USA.
- Chen, F. & Natarajan, K. (2006), Stand alone power system frequency control, *in* ‘Proc. of the Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering’, Ottawa, pp. 2262–2265.
- Clément, A., McCullen, P., Falcão, A., Fiorentino, A., Gardner, F., Hammarlund, K., Lemonis, G., Lewis, T., Nielsen, K., Petrocini, S., Pontes, M. T., Schild, P., Sjöström, B. O., Sorensen, H. C. & Thorpe, T. (2002), ‘Wave energy in Europe: current status and perspectives’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **6**(5), 405–431.
- Costa, P. R. (2004), Energia das ondas do mar para geração de eletricidade, Master’s thesis, PENO/COPPE/UFRJ.
- CRES (2006), Ocean energy conversion in Europe - Recent advancements and prospects, Technical report, Centre for Renewable Energy Sources.
- Cruz, J. M. B. P. & Sarmiento, A. J. N. A. (2004), *Energia das Ondas: Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Económicos e Ambientais*, Instituto do Ambiente.
- Cummis, W. E. (1962), The impulse response function and ship motions, *in* ‘Schiffstechnik’, Vol. 47, pp. 101–109.
- Duclos, G., Babarit, A. & Clément, A. (2006), ‘Optimizing the power take off of a wave energy converter with regard to the wave climate’, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* **128**(1), 56–64.
- Eidsmoen, H. (1996), Simulation of a tight-moored amplitude-limited heaving-buoy wave energy converter with phase control, Technical report, Division of Physics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Eidsmoen, H. (1998), ‘Tight-moored amplitude-limited heaving buoy wave energy converter with phase control’, *Applied Ocean Research* **20**(3), 157–161.
- Esperança, P. T., Bueno, A. L. & Pimentel, C. H. (2006), Análise da eficiência hidrodinâmica de sistemas flutuantes para extração de energia das ondas, *in* ‘Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e Offshore’.
- Estefen, S. F., Costa, P. R., Ricarte, E. & Pinheiro, M. M. (2007), Wave energy hyperbaric device for electricity production, *in* ‘International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering’, Vol. OMAE-2007, San Diego, USA.
- ETSU (2001), Technology status report: Wave energy, a report by ETSU as part of the DTI’s new and Renewable Energy Programme, Technical report, Energy Technology Support Unit.
- Evans, D. V. (1976), ‘A theory for wave-power absorption by oscillating bodies’, *Journal of Fluid Mechanics* **77**(1), 1–25.

- Falcão, A. F. O. (2000), The shoreline OWC wave power plant at the Azores, *in* ‘European Wave Energy Conference’, Denmark.
- Falcão, A. F. O. (2008), ‘Phase control through load control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic PTO system’, *Ocean Engineering* **35**(3), 358–366.
- Falnes, J. (1995), Principles for capture of energy from ocean waves. Phase control and optimum oscillation, Technical report, Division of Physics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Falnes, J. (2002), *Ocean Waves and Oscillating Systems: Linear Interaction including Wave-Energy*, Cambridge University Press, USA.
- Finnigan, T. & Auld, D. (2003), Model testing of a variable-pitch aerodynamic turbine, *in* ‘International Offshore and Polar Engineering Conference’, Vol. ISOPE-2003, Hawaii, pp. 357–360.
- Frigaard, P., Tedd, J., Kofoed, J. P. & Madsen, E. F. (2005), Three years experience with energy production on the Nissum Bredning Wave Dragon prototype, Technical report, Aalborg University and Wave Dragon ApS.
- Goodwin, G. C., Graebe, S. F. & Salgado, M. E. (2001), *Control System Design*, Prentice Hall Inc., USA.
- Greenhow, M. & White, S. P. (1997), ‘Optimal heave motion of some axisymmetric wave energy devices in sinusoidal waves’, *Applied Ocean Research* **19**(3), 141–159.
- Henderson, D. (1998), ‘An advanced electronic load governor for control of micro hydroelectric generation’, *IEEE Trans. on Energy Conversion* **13**(3), 300–304.
- Hoskin, R. E. & Nichols, N. K. (1986), Optimal strategies for phase control of wave energy devices, *in* ‘Utilization of Ocean Waves: Wave to Wave Conversion, American society of Civil Engineers’, USA, pp. 184–199.
- IEC 60034-1 (2004), *Rotating electrical machines Part 1: Rating and performance*.
- IEEE Standards (2004), *Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units*, Power Generation Committee of the IEEE Power Engineering Society.
- IEEE Working Group (1992), ‘Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies’, *IEEE Trans. on Power Systems* **7**(1), 167–179.
- Iversen, L. C. (1982), ‘Numerical method for computing the power absorbed by a phase-controlled point absorber’, *Applied Ocean Research* **4**(3), 173–180.
- Jaeger, E. D., Janssens, N., Malfliet, B. & Meulebroeke, F. V. D. (1994), ‘Hydro turbine model for system dynamic studies’, *IEEE Trans. on Power Systems* **9**(4), 1709–1715.

- Johnson, R. M., Chow, J. H. & Dillon, M. V. (2004), 'Pelton turbine deflector overspeed control for a small power system', *IEEE Trans. on Power Systems* **19**(2), 1032–1037.
- Johnson, R. M., Chow, J. H. & Hickey, B. (2002), Pelton turbine deflector control designs for Bradley Lake hydro units, *in* 'Proceedings of the American Control Conference', Vol. 6, pp. 4855–4860.
- Kelly, R. & Moreno, J. (2001), 'Learning PID structures in an introductory course of automatic control', *IEEE Trans. on Education* **44**(4), 373–376.
- Korde, U. A. (1998), On control approaches for efficient primary energy conversion in irregular waves, *in* 'Conference Proceedings OCEANS'98', Vol. 3, France, pp. 1427–1431.
- Korde, U. A. (2000), Control system applications in wave energy conversion, *in* 'MTS/IEEE Conference and Exhibition OCEANS 2000', Vol. 3, USA, pp. 1817–1824.
- Korde, U. A. (2001), 'Phase control of floating bodies from an on-board reference', *Applied Ocean Research* **23**(5), 251–262.
- Korde, U. A. (2003), 'Systems of reactively loaded coupled oscillating bodies in wave energy conversion', *Applied Ocean Research* **25**(2), 79–91.
- Kundur, P. (1994), *Power System Control and Stability*, EPRI-Power System Engineering Series McGraw-Hill Inc., USA.
- Lee, C. H. & Newman, J. N. (1998), *WAMIT User Manual Version 6.3, 6.3PC and 6.3S, 6.3S-PC*, USA.
- Leishman, J. M. & Scobie, G. (1976), The development of wave power - a techno economical study, Technical report, Department of Industry, NEL Report, EAU M25.
- Melo, A. B., Neumann, F. & Sarmiento, A. (2006), Potencial e estratégia de desenvolvimento da energia das ondas em Portugal, Technical report, Centro de Energia das Ondas e Instituto Superior Técnico.
- Molinas, M., Skjervheim, O., Andreasen, P., Undeland, T., Hals, J., Moan, T. & Sorby, B. (2007), Power electronics as grid interface for actively controlled wave energy converters, *in* 'International Conference on Clean Electrical Power', pp. 188–195.
- Morris, E. L., Zienkiewicz, H. K., Pouzanjani, M. M. A., Flower, J. O. & Belmont, M. R. (1992), Techniques for sea-state prediction, *in* 'Proceedings of the Second international Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft', Southampton, United Kingdom, pp. 547–571.
- Muetze, A. & Vining, J. G. (2006), Ocean wave energy conversion - a survey, *in* 'Conference Record of the 2006 IEEE Industry Applications', Vol. 3, pp. 1410–1417.

- Nebel, P. (1992), ‘Maximizing the efficiency of wave-energy plant using complex-conjugate control’, *Journal of Systems and Control Engineering* **206**(4), 225–236.
- Newman, J. N. (1962), ‘The exciting forces on fixed bodies in waves’, *Journal of Ship Research* **6**(3), 10–17.
- Newman, J. N. (1976), The interaction of stationary vessels with regular waves, *in* ‘Proceedings of the 11th Symposium on Naval Hydrodynamics’, London, pp. 491–501.
- Ogata, K. (2000), *Engenharia de Controle Moderno*, 3rd edn, LTC, Rio de Janeiro, RJ.
- Parsons, W. & Baddour, R. E. (2004), The generation and propagation of deep water multichromatic nonlinear long-crested surface waves, *in* ‘Proceedings of the Fourteenth (2004) International Offshore and Polar Engineering Conference’, pp. 249–245.
- Rudge, C. (2005), Oscillating water columns, Technical report, Energetech Australia.
- Salter, S. H. (1979), Power conversion systems for Ducks, *in* ‘Proceedings of the International Conference on Future Energy Concepts’, Vol. 171, London, pp. 100–108.
- Salter, S. H., Jeffery, D. C. & Taylor, J. R. M. (1976), The architecture of Nodding Duck wave power generators, *in* ‘The Naval Architect’, pp. 21–24.
- Soerensen, H. C. & Hansen, R. (2001), Low-pressure hydro turbines and control equipment for wave energy converters (Wave Dragon), Technical report, EMU.
- Soerensen, H. C., Hansen, R., Friis-Madsen, E., Panhauser, W., Mackie, G., Hansen, H. H., Frigaard, H. H., Hald, T., Knapp, W., Keller, J., Holmén, E., Holmes, B., Thomas, G., Rasmussen, P. & Krogsgaard, J. (2003), The Wave Dragon - now ready for test in real sea, *in* ‘Proceedings 4th European Wave Power Conference’, Denmark.
- Strah, B., Kuljaca, O. & Vukic, Z. (2005), ‘Speed and active power control of hydro turbine unit’, *IEEE Trans. on Energy Conversion* **20**(2), 424–434.
- Taranto, G. N., Martins, N., Falcão, D. M. & Martins, A. C. (1999), Controle secundário de tensão, suas vantagens e limitações. Resultados hipotéticos de sua utilização na Área Rio, *in* ‘Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica’.
- Thorpe, T. W. (1999a), A brief review of wave energy, Technical report, ETSU Report R-120 for the DTI.
- Thorpe, T. W. (1999b), An overview of wave energy technologies: Status, performance and costs, *in* ‘Wave Power: Moving towards Commercial Viability’, London.
- Thorpe, T. W. & Picken, M. J. (1993), ‘Wave energy devices and the marine environment’, *IEE Proceedings A Science, Measurement & Technology* **140**(1), 63–70.

- Tolmasquim, M. T. (2003), *Fontes Renováveis de Energia no Brasil*, Editora Interciência Ltda.
- Viera Filho (1984), *Operação de Sistemas de Potência com Controle Automático de Geração*, Campus: Eletrobrás, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Weinstein, A., Fredrikson, G., Parks, M. J. & Nielsen, K. (2004), Aquabuoy - the offshore wave energy converter numerical modeling and optimization, *in* 'MTS/IEEE TECHNO-OCEANS'04', Vol. 4, pp. 1854–1859.