



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ

CAMPUS SOBRAL

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

CURSO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

HALLENO VASCONCELOS PRADO

**GERAÇÃO DE ENERGIA ELETRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR
UTILIZANDO UM GERADOR ASSÍNCRONO**

SOBRAL

2016

HALLENO VASCONCELOS PRADO

GERAÇÃO DE ENERGIA ELETRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR
UTILIZANDO UM GERADOR ASSÍNCRONO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Isaac Rocha Machado

Sobral

2016

HALLENO VASCONCELOS PRADO

GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR
UTILIZANDO UM GERADOR ASSÍNCRONO

Trabalho de conclusão de curso
apresentado ao curso de Engenharia
Elétrica da Universidade Federal do
Ceará, como requisito para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia
Elétrica.

Aprovada em: 27 /01 /2016.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Isaac Rocha Machado (Orientador)

Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Marcus Rogério de Castro

Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Me Janaina Barbosa Almada

Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus avós, Genoveva Aragão
Vasconcelos e Francisco das Chagas
Vasconcelos.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por conceder-me saúde e força para prosseguir nas inúmeras vezes em que cogitei desistir.

Aos meus avós pela boa educação e por todo o apoio e suporte, sem eles não teria concluído o curso.

Ao Prof. Isaac Machado pela paciência, excelente orientação e por todo o conhecimento compartilhado.

Aos colegas e amigos que estiveram comigo durante todos esses anos, onde sem a parceria deles nos semestres de estudo não teria conseguido.

E a todos que colaboraram direta ou indiretamente para a minha formação acadêmica.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo realizado sobre a geração de energia elétrica a partir das ondas do mar detalhando varias etapas de conversão, tais como modelo do estado de mar e modelo do conversor. No capítulo um são apresentadas algumas das topologias de conversores de ondas e exibido o conversor estudado neste trabalho. No capítulo dois será feito a modelagem dos seguintes elementos: Modelo do estado de mar, flutuador juntamente com a bomba hidráulica, acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica e por fim a turbina do tipo Pelton. O flutuador se movimenta de acordo com as ondas e é ligado à bomba hidráulica por meio de um braço mecânico. Acumulador hidropneumático é um reservatório de alta pressão onde existe um embolo que o divide em duas partes, uma com água e outra com ar. A câmara hiperbárica também é um reservatório com ar à alta pressão. O sistema descrito no capítulo dois é chamado de unidade de conversão primária de energia. No capítulo três será exposto o princípio de funcionamento de um gerador assíncrono e seu modelo matemático. O modelo de rede também é definido no capítulo três. A parte do conversor relacionado ao gerador elétrico é chamada de unidade de conversão secundária de energia. O capítulo quatro são os resultados das simulações para uma geração conectada diretamente a rede elétrica, e por fim, o capítulo cinco as conclusões.

Palavras-chave: Geração, ondas, gerador assíncrono, hidropneumático.

ABSTRACT

This work presents a study on generating electricity from sea waves, detailing various stages of conversion, such as sea state model. In chapter one is presented some of the topologies wave converters and displayed the converter studied in this work. In chapter two, it will be the modeling of: sea state model, float along with the hydraulic pump, hydro-pneumatic accumulator and hyperbaric chamber and the end of the Pelton turbine. The float moves in accordance with waves and is connected to the hydraulic pump through a mechanical arm. Hydro-pneumatic accumulator is a high pressure reservoir where there is a piston that divides into two parts, one with water and one with air. The hyperbaric chamber is also a reservoir with air at high pressure. The system described in chapter two is called the primary energy conversion unit. In chapter three will be exposed the operating principle of an asynchronous generator and its mathematical model. The network model is also defined in chapter three. The three chapter of the system is called secondary energy conversion unit. The chapter four are the simulation results for a generation connected directly to the power grid, and finally, chapter five concludes.

Keywords: Generation, waves, asynchronous generator, hydro- pneumatic.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Potencial energético das ondas marítimas mundial em kW/m.	15
Figura 2: Topologia do Conversor Oscillating Water Column.	17
Figura 3: Topologia do Conversor Pendulum System.	17
Figura 4: Topologia do Conversor Wave Dragon.	18
Figura 5: Topologia Power Buoy.	18
Figura 6: Conversor Pelamis	19
Figura 7: Topologia do conversor desenvolvido pelo Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ.	19
Figura 8: Visão geral dos flutuadores do conversor da COPPE/UFRJ.	21
Figura 9: Sistema hidráulico do conversor de ondas marítimas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.	21
Figura 10: Grupo turbina-gerador do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.	22
Figura 11: Principais parâmetros de uma onda.	23
Figura 12: Profundidade (h)	24
Figura 13: Espectro de Energia para diferentes H_S e T_{Med}	26
Figura 14: Modelo de onda real de altura significativa de um metro e período médio de sete segundos	27
Figura 15: Flutuador Bomba hidráulica.	28
Figura 16: Conjunto Flutuador Bomba Hidráulica.	28
Figura 17: Altura do flutuador e vazão da bomba.	29
Figura 18: Acumulador hidropneumático.	32
Figura 19: Modelo Analítico da Turbina Pelton.	34
Figura 20: Gráfico da potência da turbina.	35
Figura 21: Interação dos fluxos em MIT Gaiola de Esquilo	38
Figura 22: Circuito equivalente da maquina de indução.	38
Figura 23: Ilustração sobre a transferência de potência	40
Figura 24: Circuito equivalente de Thevenin para um MIT em gaiola de esquilo.	41
Figura 25: Curva típica de uma maquina de indução.	42
Figura 26: Modelo equivalente do sistema.	43
Figura 27: Vazão de entrada do Sistema Hidropneumático	46

Figura 28: (a) Velocidade de Saída do Jato (V_2) e a (b) Posição do Êmbolo ($\delta(t)$) para P_0 de 50.10^5 Pa e A_2 de $1,63$ cm ²	48
Figura 29: (a) Velocidade de Saída do Jato (V_2) e a (b) Posição do Êmbolo ($\delta(t)$) para P_0 de 35.10^5 Pa e A_2 de $1,958$ cm ²	49
Figura 30: Gráfico da velocidade V_2 para valores de volume da câmara (VL_0): (a) 3m^3 , (b) 5m^3 , (c) 8m^3	50
Figura 31: Resultados das simulações para o modelo de mar ideal com VL_0 de 3m^3 ...	52
Figura 32: Resultados das simulações para o modelo de mar ideal com VL_0 de 5m^3 ...	53
Figura 33: Zoom na curva de tensão no PCC para VL_0 de 5m^3	53
Figura 34: Tensão para $RCC = 3$	54
Figura 35: Tensão para $RCC = 10$	54
Figura 36: Modelo de mar real para H_s de 1m e T_{Med} de 7s	55
Figura 37: Força de um estado de mar de para H_s de 1m e T_{Med} de 7s	55
Figura 38: Vazão de entrada do sistema hidropneumático pro modelo de mar real com H_s de 1m e T_{Med} de 7s	56
Figura 39: Sistema de controle da unidade de conversão primária	57
Figura 40: Posição do embolo interno do acumulador hidropneumático	58
Figura 41: Vazão de entrada Q_{in} e Vazão de saída Q_{out} do sistema hidropneumático ...	58
Figura 42:(a) Velocidade do jato d'agua e (b) Pressão hidráulica	59
Figura 43: (a) Área do bico injetor A_2 ; (b) "erro_filtrado"; (c) "erro"	60
Figura 44: Resultado das simulações para o modelo de mar real	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Classificação da rede de acordo com a RCC.....	43
Tabela 2:Dados do conversor (Flutuador e Sistema hidropneumático)	47
Tabela 3: Dados do gerador simulado	51
Tabela 4: Dados da turbina hidráulica	51
Tabela 5: Constantes utilizadas para o sistema completo.....	56
Tabela 6: Máquina dimensionada para as simulações de mar real.....	61

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

λ	Comprimento de onda
A	Amplitude da onda
H	Altura da onda
T	Período da onda
H_s	Altura significativa da onda
T_{Med}	Período médio da onda
ω	Frequência natural da onda
E_w	Energia da onda
v_w	Velocidade de propagação de uma onda
P_w	Transferência de energia associada à onda
S_n	Espectro de <i>Bretschneider</i>
A_w, B_w	Constantes para o calculo do espectro de <i>Bretschneider</i>
φ_i	Ângulo de fase
F_p	Força do pistão
F_e	Força da onda
M	Massa do flutuador
K_e	Coefficiente de elasticidade do corpo
R_r	Coefficiente de radiação
$y(t)$	Altura do flutuador
$\dot{y}(t)$	Velocidade do flutuador

$y(t)$	Aceleração do flutuador
M_r	Massa adicional do flutuador
A_1	Área da bomba hidráulica
Q_{in}	Vazão de entrada do acumulador hidropneumático
ρ	Densidade da água
V_1	Vazão de entrada do acumulador hidropneumático
h_1	Altura da bomba hidráulica
h_2	Altura do bico injetor
$P_1, P_1(t)$	Pressão interna do acumulador hidropneumático
P_2	Pressão atmosférica
V_2	Velocidade do fluido na saída do acumulador hidropneumático
P_0	Pressão inicial do sistema hidráulico
V_{L0}, V_{vol1}	Volume da câmara, Volume.
$\delta(t)$	Posição do embolo do acumulador
A_0	Área do embolo do acumulador
A_2	Área do bico injetor
Q_{out}	Vazão de saída do acumulador
R_t	Raio da turbina
T_m, T_{mec}	Torque mecânico
ω_m	Velocidade da turbina

P_m, P_{mec}	Potência mecânica
ω_{opt}	Velocidade angular ótima
ω_s	Velocidade síncrona
ω_r	Velocidade do rotor da maquina
s	Escorregamento
V_1^*	Tensão por fase no estator
I_1^*	Corrente por fase no estator
R_1	Resistência do enrolamento do estator
X_1	Reatância de dispersão no estator
R_C	Resistência do núcleo
X_m	Reatância de magnetização
R_2	Resistência do rotor
X_2	Reatância do rotor
E_2^*	Tensão no rotor
I_2^*	Corrente no rotor
P_{ele}	Potência elétrica
P_{os}	Perdas ôhmicas
P_g	Potência transferida pro gap
P_{or}	Perdas ôhmicas no rotor
P_{eletro}	Potência eletromecânica rotórica
$P_{hf} + P_{av}$	Perdas por histerese e Foucault somadas com as perdas por atrito e ventilação

η_{fases}	Numero de fases
V_{th}	Tensão de Thevenin
R_{th}	Resistência de Thevenin
X_{th}	Reatância de Thevenin
f_{ele}	Frequência elétrica
T_{ele}	Torque elétrico
J	Momento de inercia
H	Constante de inercia
RCC	Relação de curto-circuito
S_{cc}	Potência de curto-circuito
S_G	Potência do gerador
V_S	Tensão nominal
Z_{Rede}	Impedância equivalente da rede
R_{Rede}	Resistência equivalente da rede
X_{Rede}	Reatância equivalente da rede
L,C	Indutância, Capacitância
ω_{Rede}	Frequência natural da rede
Q_{cap}	Energia reativa do banco de capacitores
Q_{Maq}	Energia reativa da maquina
X_C	Reatância do banco de capacitores
C_{nom}	Capacitância nominal do banco de capacitores

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Justificativa	15
1.2	Definições e Tipos de Conversores de Energia das Ondas do Mar	16
1.3	Sistema Proposto.....	19
1.4	Objetivos do Trabalho	22
2	MODELAGEM MATEMÁTICA DA UNIDADE DE CONVERSÃO PRIMÁRIA DE ENERGIA	23
2.1	Modelo e Definição de Onda	23
2.2	Flutuador e Bomba Hidráulica.....	28
2.3	Modelo do Acumulador Hidropneumático e Câmara Hiperbárica.....	31
2.4	Modelo da Turbina Pelton	34
3	MODELAGEM MATEMÁTICA DA UNIDADE DE CONVERSÃO SECUNDÁRIA DE ENERGIA	37
3.1	Princípios de Funcionamento do MIT	37
3.2	Modelo do MIT.....	38
3.3	Modelo equivalente da rede elétrica	43
4	RESULTADOS	46
4.1	Modelo de mar ideal	46
4.2	Modelo de Mar Real	55
5	CONCLUSÕES	62
	REFERÊNCIAS	63
	APÊNDICE A – DIAGRAMAS DE BLOCOS UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES	64

1 INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa

Segundo relatório publicado em 18 de setembro de 2013 pela Câmara de Comercialização de Energia Elétrica, que divulga os resultados do mercado de comercialização brasileiro de energia, a produção relativa a usinas hidrelétricas no Brasil em julho de 2013 foi de 77,43%.(CCEE,2013)

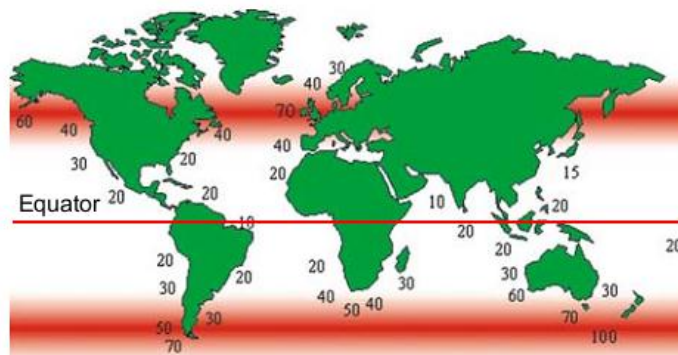
É inquestionável o potencial hidrelétrico nacional, porém, ter a maior parte da geração elétrica centralizada em uma única forma de geração pode acarretar numa série de problemas.

Em época de estiagem o nível dos grandes rios baixam consideravelmente, conseqüentemente os reservatórios também baixam seus níveis, afetando diretamente a geração hidrelétrica. Nessa época a geração termoelétrica complementa a geração hidrelétrica para suprir a demanda, no entanto, a geração termoelétrica é uma das mais caras e poluentes.

Para um sistema elétrico mais eficaz é importante que se diversifique as formas de geração. Um exemplo é a geração de energia elétrica a partir das ondas do mar. Além de uma extensão de 7367 km o litoral brasileiro é um sítio promissor pois o comportamento do mar é estável com ondas que variam pouco.

A Figura 1 mostra o potencial energético mundial. Observa-se que o potencial brasileiro varia de 10 kW/m à 20 kW/m, chegando a 30 kW/m no litoral sul do país.

Figura 1: Potencial energético das ondas marítimas mundial em kW/m.



Este trabalho tem como objetivo apresentar um estudo sobre a geração de energia elétrica a partir das ondas do mar mostrando uma topologia de um conversor implementado no porto do Pecém que foi desenvolvido por pesquisadores da COPPE/UFRJ, com seus aspectos construtivos descritos por Machado (2013), que utiliza um gerador de dupla alimentação (DFIG). Este trabalho propõe a utilização de um gerador de indução em gaiola de esquilo em vez de um DFIG, devido a sua robustez, simplicidade e baixo custo.

1.2 Definições e Tipos de Conversores de Energia das Ondas do Mar

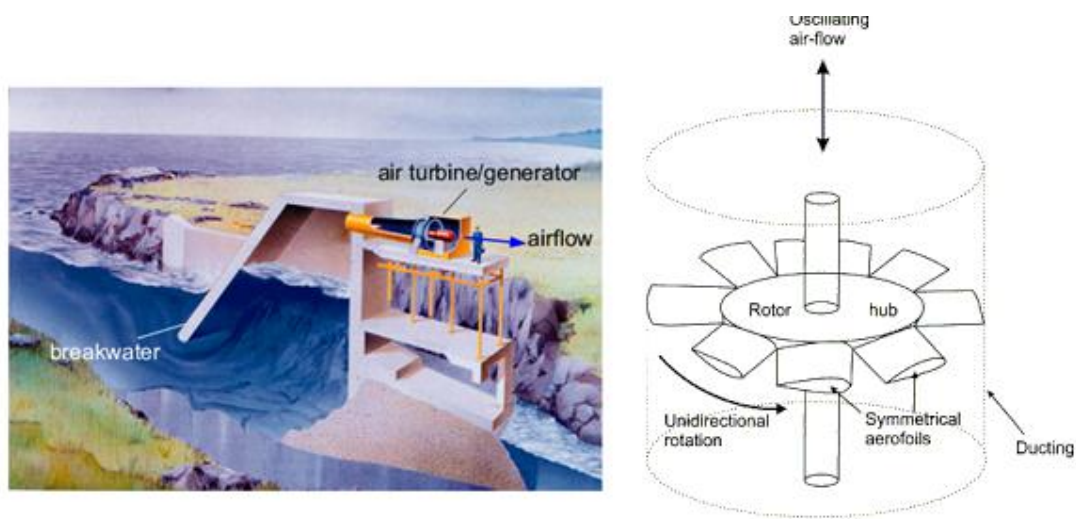
Os protótipos de conversão de energia das ondas em energia elétrica ainda estão em processo de desenvolvimento, e alguns conceitos ainda não foram formalizados. Na literatura, tem-se a classificação dos conversores por localização e por tipo de conversão.

Quanto a localização os conversores se classificam em: *Onshore* (localizados na costa), *Nearshore* (localizados próximo a costa), e *Offshore* (localizados afastado da costa).

Quanto ao método de conversão Rodrigues (S/Data) classifica os protótipos de conversores como:

Oscillating Water Column: O sistema consiste em uma câmara de concreto construída na costa. O movimento das ondas do mar empurram o ar para cima e para baixo atrás de um “quebra-mar”. Em seguida, o ar passa por uma turbina quando o movimento das ondas do mar é de subida, e quando o movimento das ondas do mar é de descida o ar passa no sentido contrário. A turbina é do tipo Wells e tem a vantagem de manter o sentido de giro independente do sentido de fluxo do ar. Conforme é ilustrado na Figura 2.

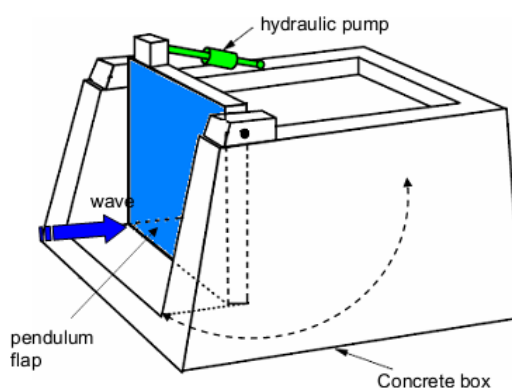
Figura 2: Topologia do Conversor Oscillating Water Column.



Fonte: Rodrigues (S/Data)

Pendulum System: O *Pendulum System* também é um conversor instalado na costa e consiste em uma caixa de concreto em forma de paralelepípedo a qual está aberta ao mar em uma extremidade como mostrado na Figura 3. A aba do pendulo que está na abertura é articulada para que o movimento das ondas façam-lhe mexer para trás e para frente. Este movimento é usado em uma bomba hidráulica e em um gerador elétrico.

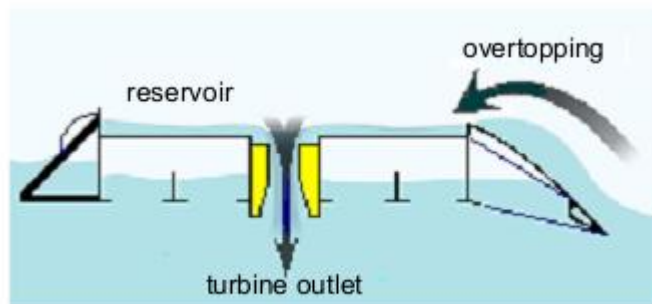
Figura 3: Topologia do Conversor Pendulum System.



Fonte: Rodrigues (S/Data)

Wave Dragon System: O conversor *Wave Dragon* é um dispositivo flutuante, ancorado e com elevação do nível da água. O sistema de operação desse dispositivo é simples, são dois “braços” que funcionam como rampa concentrando o fluxo de água no centro, onde esse fluxo retorna ao mar por ação da força gravitacional passando por uma turbina hidráulica de baixa queda, como ilustrado na Figura 4.

Figura 4: Topologia do Conversor Wave Dragon.



Fonte: Rodrigues (S/Data)

Power Buoy: A topologia *Power Bouy* consiste em boias modulares em alto mar, como mostrado na Figura 5. O movimento das ondas do mar deslocam as boias, gerando uma energia mecânica que é convertida em energia elétrica utilizando um gerador linear e transmitida por linhas submarinas.

Figura 5: Topologia Power Buoy.



Fonte: Rodrigues (S/Data)

Pelamis: O *Pelamis* é de origem escocesa e consiste de seis cilindros articulados de 3,5 m de diâmetro e 30 metros de comprimento (flutuadores) ligado a quatro cilindros de 3,5 m de diâmetro e 5 m de comprimento (módulos de potência). A estrutura é colocada a 2/3 parcialmente submersa no mar em águas profundas, como mostrado na Figura 6. Devido ao movimento das ondas, a estrutura se movimenta para cima, para baixo e para os lados como uma serpente do mar (*Pelamis* em grego).

Figura 6: Conversor Pelamis



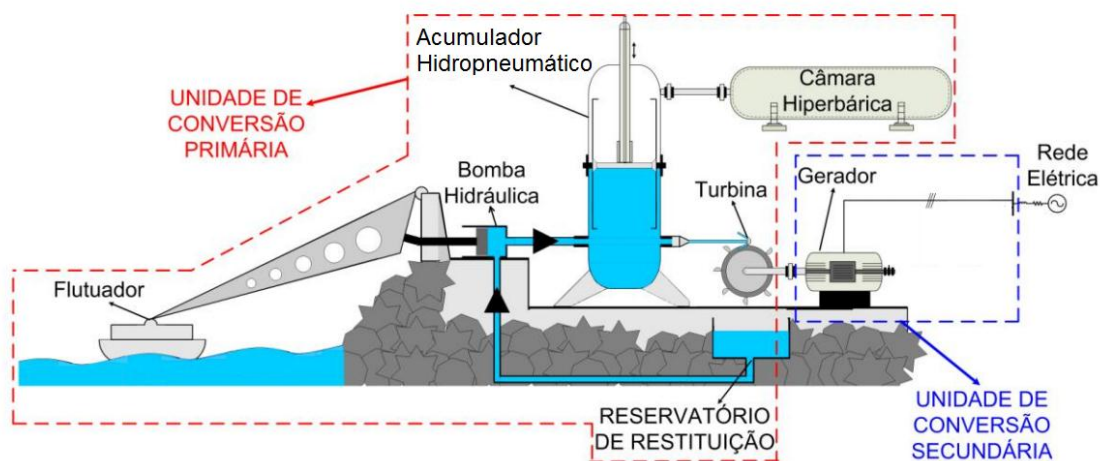
Fonte: Rodrigues (S/Data)

Com o movimento das ondas as articulações se movem acionando bombas que injetam óleo num sistema hidráulico em alta pressão. Um fluxo de óleo regulado por uma válvula aciona um gerador elétrico.

1.3 Sistema Proposto

O conversor estudado neste trabalho, topologia ilustrada na Figura 7, foi desenvolvido no Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ, descrito em Machado (2013). A abordagem deste trabalho é teórica, porém os dados foram retirados do protótipo descrito por Machado (2013).

Figura 7: Topologia do conversor desenvolvido pelo Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ.



Fonte: Machado (2013)

O flutuador se movimenta devido a ação das ondas do mar, que por sua vez movimenta braços mecânicos em forma de alavanca acionando bombas hidráulicas. A bomba hidráulica é fixa em uma base e injeta água em um sistema hidráulico de alta pressão (ilustrado na Figura 7). Esse bombeamento ocorre apenas no movimento de descida, portanto a subida do flutuador é livre da ação de forças de resistência ao movimento. O movimento de descida é devido à ação da força da gravidade sobre o flutuador e este encontra uma força de resistência devido à compressão do pistão injetando água no acumulador o qual se encontra a alta pressão. A água injetada no sistema hidráulico é doce, e é um sistema de ciclo fechado, ou seja, a água doce é reutilizada em vários ciclos.

O sistema hidráulico é composto por um Acumulador Hidropneumático acoplado à uma Câmara Hiperbárica. Na parte interna do acumulador existe ar e água separados por um pistão que se movimenta em um espaço de poucos metros (ver Figura 7). Esse arranjo é responsável pelo armazenamento da energia das ondas em forma de líquido e gás pressurizados. Quando a vazão de entrada (água injetada pela bomba hidráulica) é maior que a vazão de saída (vazão que aciona a turbina por um fluxo controlado por uma válvula reguladora) o pistão sobe, comprimindo o ar da câmara hiperbárica. Quando a vazão de entrada é menor que a vazão de saída, o pistão desce. Por questões de segurança um sistema de válvulas de alívio de pressão foram implementados, caso a pressão interna exceda os limites do processo estrutural.

No conversor é chamado unidade de conversão primária o flutuador, bomba hidráulica, acumulador hidropneumático, câmara hiperbárica e a turbina, e a unidade de conversão secundária é o gerador elétrico, como ilustrado na Figura 7.

As Figuras 8, 9 e 10 são imagens da primeira usina de ondas marítimas do Brasil, instalada no porto do Pecém, à 70 km de Fortaleza, no Ceará. Este projeto foi resultado de uma cooperação entre COPPE/UFRJ, Tractebel Energia e Governo do Estado do Ceará. O protótipo tem capacidade máxima de 100 kW e está em testes desde o final de 2012.

A Figura 8 exhibe os flutuadores e uma visão geral da sala de máquinas do conversor desenvolvido pela COPPE/UFRJ instalados no porto do Pecém.

Figura 8: Visão geral dos flutuadores do conversor da COPPE/UFRJ.



Fonte: Machado (2013)

A Figura 9 exibe o sistema hidráulico. Na imagem vê-se as tubulações que levam a água bombeada da bomba hidráulica para o acumulador hidropneumático. Também é possível ver o conjunto de válvulas de alívio de pressão que atuam normalmente a uma pressão na ordem de 25 a 30 bar. Observa-se também o acoplamento do acumulador hidropneumático com a câmara hiperbárica.

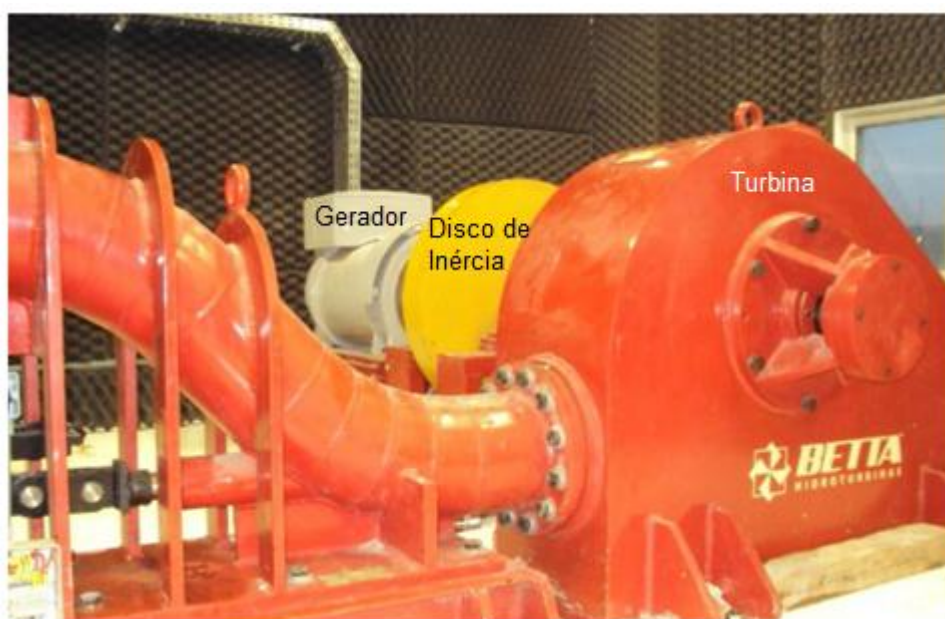
Figura 9: Sistema hidráulico do conversor de ondas marítimas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.



Fonte: Machado (2013)

A Figura 10 apresenta o grupo turbina-gerador. A turbina é do tipo pelton e tem rotação nominal de 1800 rpm, funcionando a uma vazão máxima de 33 L/s (dependendo do estado energético do mar). O estudo feito neste trabalho utiliza uma máquina de indução trifásica em gaiola de esquilo. Este gerador foi escolhido para o estudo por ser robusto, ter baixo custo de manutenção, ser de simples operação e a frequência da tensão gerada é igual da rede na qual a máquina é conectada.

Figura 10: Grupo turbina-gerador do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.



Fonte Machado (2013)

1.4 Objetivos do Trabalho

Este trabalho tem como objetivo estudar a geração a partir das ondas do mar utilizando uma máquina de indução trifásica em gaiola de esquilo como gerador. Este estudo analisa a dinâmica do sistema de conversão primário e secundário do conversor proposto, visando demonstrar a influência do sistema hidropneumático na flutuação de tensão e potência.

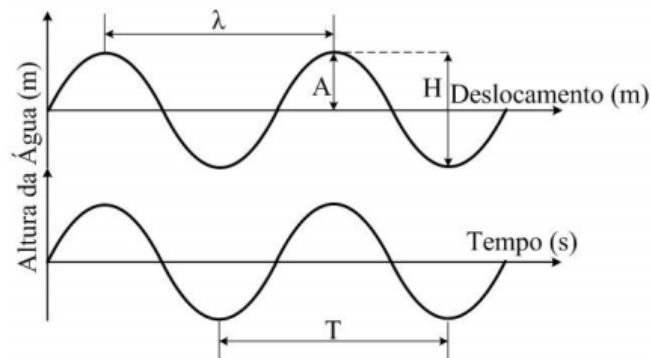
Este estudo busca analisar as melhores condições do sistema primário de conversão para a operação da máquina gaiola de esquilo como gerador.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA DA UNIDADE DE CONVERSÃO PRIMÁRIA DE ENERGIA

2.1 Modelo e Definição de Onda

Para definir uma onda senoidal e de frequência fixa deve-se conhecer os parâmetros comprimento de onda (λ) (distância entre dois picos seguidos), amplitude da onda (A) (distância do pico a referência zero), altura da onda (H) (distância entre um pico positivo e um pico negativo) e período (T) (tempo entre dois picos seguidos), como ilustrado na Figura 11.

Figura 11: Principais parâmetros de uma onda.



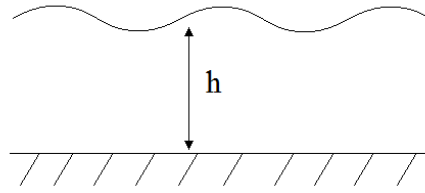
Fonte Machado (2013)

Em mares reais, as ondas são irregulares, uma forma de modelar matematicamente seria uma soma de ondas senoidais em diferentes frequências. Esse modelo de onda é realizado a partir de dados estocásticos e definido como estado do mar. Utiliza-se os parâmetros altura significativa (H_s) que é a média aritmética da terça parte das maiores ondas registradas e período médio (T_{Med}), que é a média aritmética de todos os períodos registrados.

Segundo Fanes (2002) em mares reais, ou seja, ondas irregulares, a relação entre profundidade do mar (h), distância da superfície da onda ao fundo do mar como ilustrado na Figura 12, comprimento de onda (λ) e período (T) é dado por:

$$\left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 = g \cdot \left(\frac{2\pi}{\lambda}\right) \cdot \tanh\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot h\right) \quad (1)$$

Figura 12: Profundidade (h)



Fonte: Fanes (2002)

Seja a relação que define a frequência natural da onda com o período:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2)$$

O número de onda “k” é definido de acordo com o comprimento de onda, como mostrado a seguir:

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (3)$$

Seja “g” a aceleração gravitacional, de acordo com as relações anteriores podemos simplificar (1) e obter a seguinte equação:

$$\omega^2 = g.k.\tanh(k.h) \quad (4)$$

Demonstrado por Fanes (2002), em águas profundas, a seguinte relação, é válida:

$$k.h \gg 1 \quad (5)$$

Logo,

$$\tanh(k.h) = 1 \quad (6)$$

Consequentemente,

$$\omega^2 = g.k \quad (7)$$

A onda tem duas componentes associadas à energia total: uma referente à energia cinética e a outra a energia potencial. A energia cinética é relacionada com a velocidade da onda, e a da a energia potencial é relacionada com a altura da onda.

Segundo Bregman (1995) a equação que calcula a densidade de energia total associada à onda é dada por:

$$E_w = \frac{(\rho \cdot g \cdot H^2)}{8} \quad (8)$$

Em que “ ρ ” é a massa específica da água em [kg/m³] e a densidade de energia é dada em [J/m²].

A partir das equações anteriores, o comprimento de onda (λ) é relacionado com o período por:

$$\lambda = \frac{g \cdot T^2}{2\pi} \quad (9)$$

Sendo a velocidade de propagação de uma onda dada por:

$$v_w = \frac{\lambda}{T} \quad (10)$$

De acordo com Bregman (1995) e Rodrigues (S/Data) a transferência de energia ou fluxo de energia por frente de onda em [W/m] é dada por:

$$P_w = E_w \cdot \frac{v_w}{2} \quad (11)$$

Obtém-se a simplificação da relação anterior, resultando numa relação entre potência disponível, altura e período da onda.

$$P_w = \frac{\rho \cdot g^2 \cdot H^2 \cdot T}{32 \cdot \pi} \approx H^2 \cdot T \quad (12)$$

Devido às perdas no sistema de conversão é impossível absorver toda energia contida na onda. Para ondas irregulares a potência por metro de frente de onda é dada por:

$$P_w \approx 0,5 \cdot H_S^2 \cdot T_{Med} \quad (13)$$

O modelo do mar é composto por componentes monocromáticas em diferentes frequências sobrepostas. Os parâmetros de altura significativa e período da onda são

dados estocásticos, mas em determinado estado do mar (que dura entre 3 e 4 horas) são constantes.

Para sabermos a densidade de energia contida na onda utilizaremos o espectro de *Bretschneider*, mostrado por Baddour (2004).

$$S_n = \frac{A_w}{\omega^5} e^{\left(\frac{-B_w}{\omega^4}\right)} \quad (14)$$

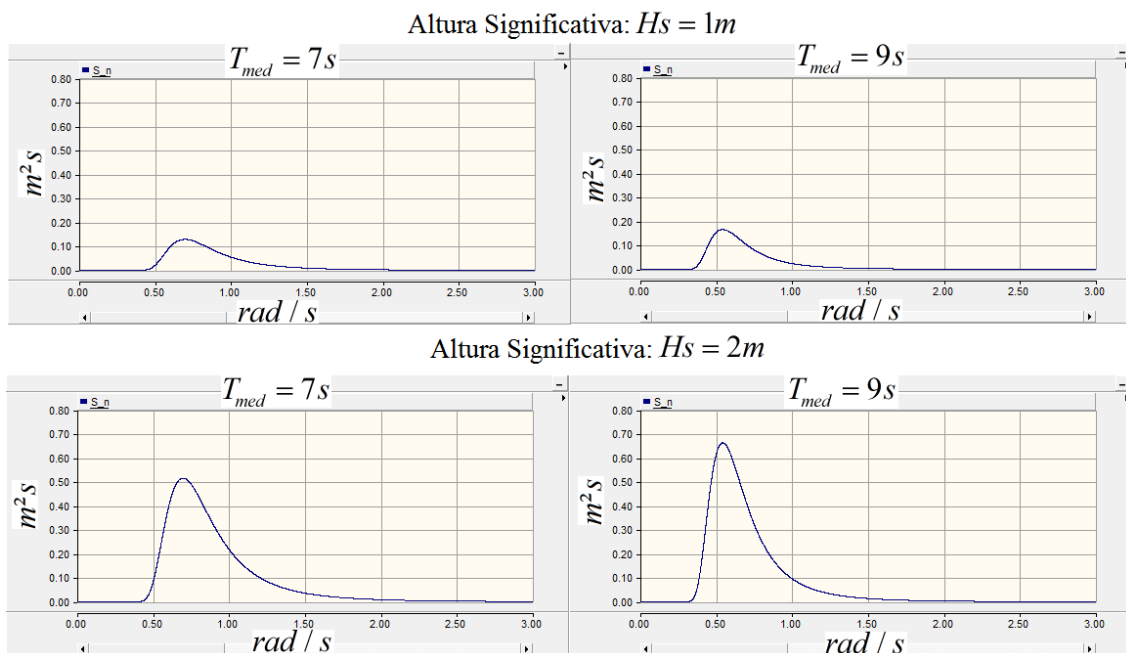
Em que:

$$A_w = 172,5 \frac{H_S^2}{T_{Med}^4} \quad (15)$$

$$B_w = \frac{691}{T_{Med}^4} \quad (16)$$

A Figura 13 apresenta os resultados de simulação no *software* PSCAD para as alturas significativas de um metro e dois metros. Períodos de setes segundos e nove segundos também são apresentados.

Figura 13: Espectro de Energia para diferentes H_S e T_{Med}



Observa-se que quanto maior a altura significativa e o período médio, mais energético é o estado de mar. Outra observação importante é que a maior densidade energética está na componente de frequência média da onda.

Segundo Pérez (S/Data) a elevação da onda é uma série temporal dada por:

$$A(t) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot \cos(\omega_i \cdot t + \varphi_i) + \frac{1}{2} k_i \cdot A_i^2 \cdot \cos 2(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \quad (17)$$

Sendo φ_i um ângulo de fase atribuído aleatoriamente com distribuição uniforme distribuída no tempo no intervalo de $-\pi$ a π .

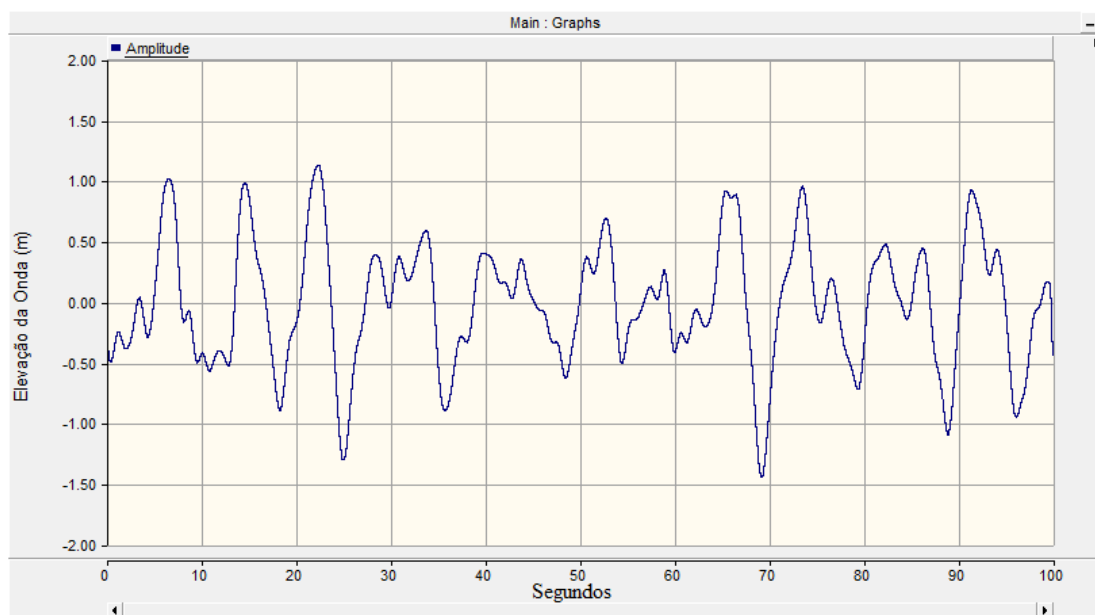
As diferentes frequências (ω_i) do modelo de estado de mar é uma série crescente (0.01, 0.02, 0.03,...) e k_i se reduz à ω_i/g para águas profundas.

A_i é definido pela seguinte equação:

$$A_i = 0,5 \left[\frac{S(\omega_i) \cdot \omega_i}{\pi} \right]^{1/2} \quad (18)$$

A Figura 14 apresenta o resultado de simulação no *software* PSCAD do modelo de onda para uma altura significativa de um metro com um período médio de sete segundos.

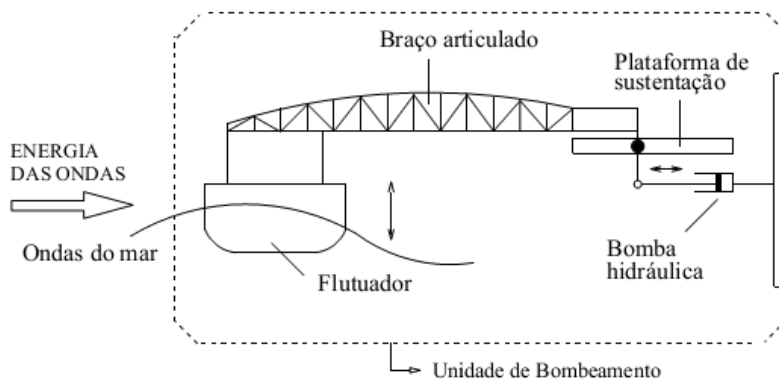
Figura 14: Modelo de onda real de altura significativa de um metro e período médio de sete segundos



2.2 Flutuador e Bomba Hidráulica

Como comentado anteriormente, o flutuador é o elemento da unidade de conversão primária responsável por absorver a energia das ondas. A seguir, é mostrada a topologia do flutuador considerado neste trabalho.

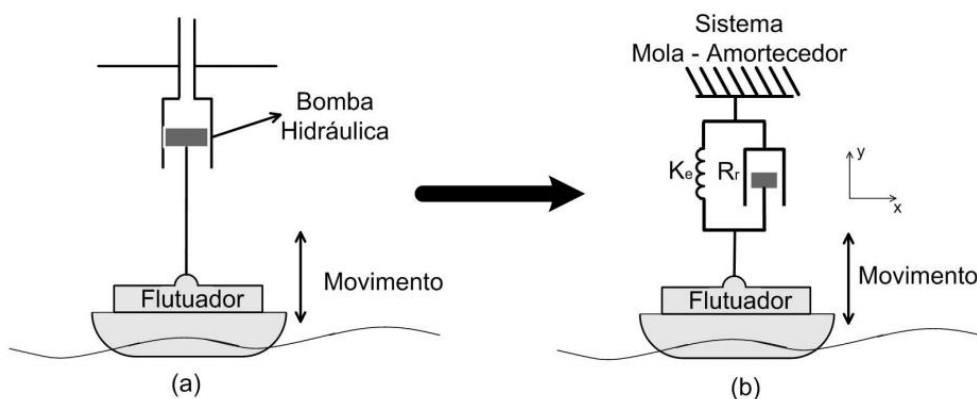
Figura 15: Flutuador Bomba hidráulica.



Fonte Garcia-Rosa, et al., (2010)

Como apresentado por Garcia-Rosa, et al. (2010), algumas simplificações podem ser feitas, uma delas é considerar o sistema flutuador e bomba hidráulica como sendo um sistema interligado, como mostrado da Figura 16(a). Para as equações do modelo matemático, considera-se um sistema massa-mola, como mostrado na Figura 16(b).

Figura 16: Conjunto Flutuador Bomba Hidráulica.



Fonte: Machado (2013)

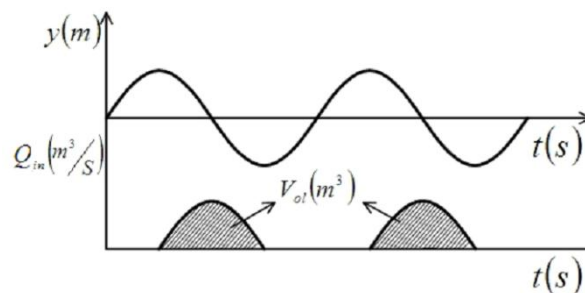
Onde K_e é o coeficiente de elasticidade do corpo oscilante [N/m] e R_r é o coeficiente de amortecimento potencial ou coeficiente de radiação [kg/s].

Basicamente, a atuação do sistema flutuador/bomba hidráulica pode ser descrita em dois estágios, que são eles:

- **Compressão da Bomba:** Quando o flutuador está em descida, a pressão no pistão se iguala a pressão no interior do acumulador, isso faz com que o pistão injete água no interior do acumulador.
- **Admissão da Bomba:** Quando o flutuador está subindo, a pressão no pistão é a pressão atmosférica, isso faz com que o volume do pistão encha de água doce. Não ocorre injeção de água no movimento de subida do flutuador.

Utilizando como exemplo uma onda senoidal, observa-se vazão de entrada associada a cada descida do flutuador. Essa vazão é ilustrada na Figura 17.

Figura 17: Altura do flutuador e vazão da bomba.



Fonte: Machado (2013)

Na Figura 17 observa-se a vazão que é associada ao movimento do flutuador. Como o bombeamento acontece na descida do flutuador, podemos relacionar a vazão como sendo o produto da velocidade do flutuador com a área do pistão.

Como descrito por Garcia-Rosa, et al. (2010), a análise pode ser feita a partir de um modelo de sistema massa mola, como mostrado na Figura 16 (b). Como isso, a equação que descreve o sistema é:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + R_r \cdot \dot{y}(t) + K_e \cdot y(t) = F_e + F_p \quad (19)$$

Onde M é a massa do flutuador em [kg], F_e a força da onda em [N] e F_p força do pistão [N], sendo estas duas forças externas ao sistema.

Cummins (1962) descreveu o movimento oscilante em uma ampla faixa de frequência de um corpo semi-submerso que irradia ondas na superfície do mar. Essas ondas interagem nas ondas incidentes do corpo oscilante. Para descrever esse fenômeno, se faz necessário uma massa adicional, ou seja, é necessário reescrever (19).

$$(M + M_r). \ddot{y}(t) + R_r \cdot \dot{y}(t) + K_e \cdot y(t) = F_e + F_p \quad (20)$$

A massa adicional M_r também depende das dimensões físicas do flutuador.

As forças atuantes do sistema são a força das ondas que incide no flutuador e a força do pistão da bomba hidráulica. Ou seja:

$$F(t) = F_e(t) + F_p(t) \quad (21)$$

A força $F_p(t)$ é expressa por:

$$F_p(t) = \begin{cases} A_1 \cdot P_1, & y \leq 0 \\ 0, & y > 0 \end{cases} \quad (22)$$

Onde A_1 é a área do pistão em $[m^2]$ e P_1 a pressão interna do sistema hidráulico em $[N/m^2]$.

Para ondas regulares senoidais incidindo em corpo oscilante, segundo Fanes (2002), a força de excitação é dada por:

$$F_e(t) = F_{e_{Max}} \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (23)$$

Na qual,

$$F_{e_{Max}}(t) = \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot g^2 \cdot A_i^2 R_r}{\omega \cdot k} \right)^{1/2} \quad (24)$$

Para o modelo de mar real considera-se uma soma de senos, como mostrado em (17), portanto a melhor forma de descrever a força da onda do mar seria:

$$F_e(t) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot g^2 \cdot A_i^2 R_r}{\omega_i \cdot k_i} \right)^{1/2} \cdot \cos(\omega_i t + \varphi_i) \quad (25)$$

A vazão de entrada do acumulador hidropneumático é dada por:

$$Q_{in}(t) = \begin{cases} A_1 \cdot y^*, y \leq 0 \\ 0, y > 0 \end{cases} \quad (26)$$

2.3 Modelo do Acumulador Hidropneumático e Câmara Hiperbárica

A seguir apresenta-se a modelagem do sistema de armazenamento, que é composta pelo acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica. O sistema de armazenamento tem forte influência no funcionamento do conversor, como será apresentado nos capítulos posteriores.

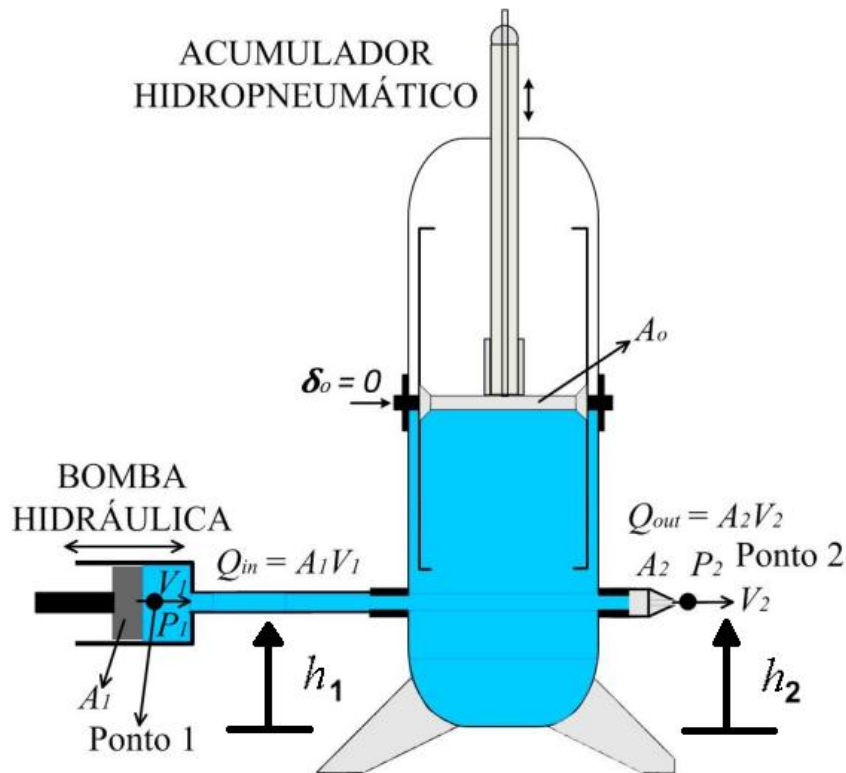
A Figura 18 mostra a representação do acumulador hidropneumático utilizado na modelagem matemática. O Acumulador é composto por um êmbolo na posição inicial zero. Quando a bomba hidráulica injeta água no acumulador, a pressão interna aumenta.

Quando a vazão de entrada (Q_{in}) é maior que a vazão de saída (Q_{out}), o êmbolo sobe aumentando a pressão do ar comprimido no interior do acumulador, ou seja, temos energia das ondas armazenada.

De forma análoga, quando a vazão de entrada (Q_{in}) é menor que a vazão de saída (Q_{out}) o êmbolo desce, diminuindo a pressão do ar comprimido no interior do acumulador, ou seja, o sistema hidropneumático descarrega energia das ondas que estava armazenada.

A água bombeada no sistema hidropneumático é doce e circula em ciclo fechado. Depois de bombeada no sistema hidropneumático e após acionar a turbina, a água vai para um recipiente de restituição, onde de lá vai para um novo ciclo de bombeamento.

Figura 18: Acumulador hidropneumático.



Fonte: Machado (2013)

Aplicando a equação de Bernoulli (David Halliday (2012)) para o sistema ilustrado na Figura 18:

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 + P_1 = \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2 + P_2 \quad (27)$$

Em (27) relaciona-se pressão, velocidade do fluido d'água e altura dos níveis de água. A Figura 18 expõe as variáveis utilizadas em (27) sendo “g” a aceleração da gravidade [m/s²] e “ρ” a densidade da água [kg/m³].

Assumindo que os pontos 1 e 2 estejam à mesma altura (ou seja, $h_1 = h_2$), podemos reescrever (27) da seguinte forma:

$$\frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 + P_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2 + P_2 \quad (28)$$

A velocidade da água na saída do acumulador será:

$$V_2(t) = \sqrt{V_1^2(t) + \frac{2}{\rho} \cdot [P_1(t) - P_2(t)]} \quad (29)$$

Em (29) a pressão no ponto dois (P_2) é a pressão atmosférica (1 atm ou 10^5 Pa) e a pressão no ponto um (P_1) é a pressão interna do acumulador hidropneumático.

Considerando as compressões e expansões do gás ideal (sistema isotérmicos) a equação que a descreve a dinâmica do sistema pela lei de Boyle-Mariotte é mostrada a seguir.

$$P_0 V_{L0} = P_1(t) \cdot V_{vol1}(t) \quad (30)$$

Em que P_0 representa a pressão inicial e V_{L0} volume de ar. O volume instantâneo do ar depende da posição do êmbolo no acumulador hidropneumático, como mostrado em (31).

$$V_{vol1}(t) = V_{L0} - \delta(t) A_0 \quad (31)$$

Reescrevendo (30):

$$P_1(t) = \left(\frac{V_{L0}}{V_{L0} - \delta(t) A_0} \right) \cdot P_0 \quad (32)$$

A posição do êmbolo no interior do acumulador hidropneumático depende da diferença entre os volumes de entrada e saída, resultando em:

$$\delta(t) = \frac{1}{A_0} \int Q_{in}(t) dt - \frac{1}{A_0} \int Q_{out}(t) dt + \delta_0 \quad (33)$$

Sabendo que a vazão de saída (Q_{out}) é o produto da velocidade da água na saída (V_2) e a área da seção transversal do jato d'água na saída (A_2), (33) se torna:

$$\delta(t) = \frac{1}{A_0} \int Q_{in}(t) dt - \frac{A_2}{A_0} \int V_2(t) dt + \delta_0 \quad (34)$$

A faixa de operação da pressão hidráulica (P_1) sofre influência da posição do embolo (δ). Ao dividirmos o numerador e denominador de (32) pelo volume da câmara (V_{L0}) obtém-se a seguinte expressão:

$$P_1(t) = \frac{P_0}{1 - \frac{\Delta V_L}{V_{L0}}} \quad (35)$$

Na qual ΔV_L é a máxima variação do volume do gás devido ao deslocamento do pistão do embolo, defina por:

$$\Delta V_L = (\delta_{\max} - \delta_{\min}) \cdot A_0 \quad (36)$$

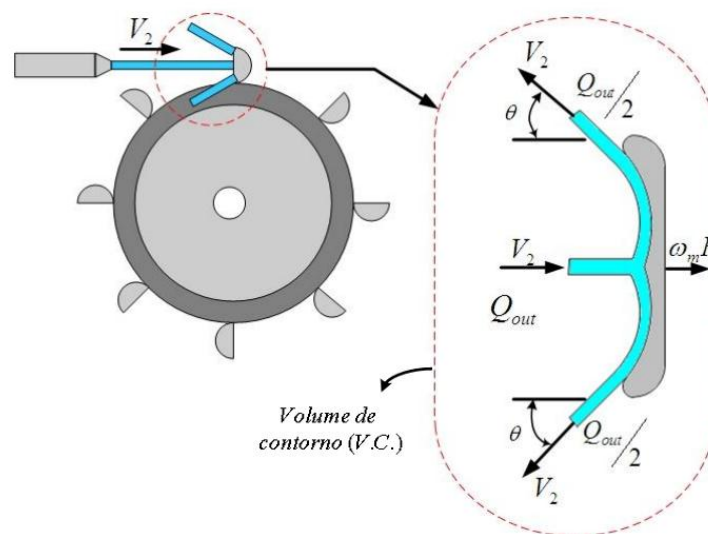
O Valor da relação $\Delta V_L/V_{L0}$ definido no projeto determinará a faixa de pressão hidráulica (P_1). Como exemplo considere um sistema com relação $\Delta V_L/V_{L0}$ de 5%, isso resultará numa faixa de variação na pressão de 5,3%.

2.4 Modelo da Turbina Pelton

O jato de água doce que sai do acumulador hidropneumático ao chocar-se com as pás da turbina transfere a energia cinética contida na massa d'água para o rotor. A turbina escolhida é do tipo pelton. Esse tipo de turbina opera em altas velocidades, se adequando a quedas d'água entre 350m à 1100m.

A Figura 19 mostra a topologia da turbina pelton. Nesta figura observa-se o volume de contorno, que é definido como o volume que envolve a pá da turbina. Considera-se que esse volume d'água divide-se em duas partes iguais com uma inclinação em relação ao eixo horizontal.

Figura 19: Modelo Analítico da Turbina Pelton.



Pohlmann Livi (2004) descreveu a relação do torque de acordo com o Volume de Contorno, dado por:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Torque Mecânico} \\ \text{no Eixo} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de Momento} \\ \text{Angular que entra no V.C.} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de Momento} \\ \text{Angular que sai no V.C.} \end{array} \right) \quad (37)$$

Em que de acordo com Pohlmann Livi (2004):

$$\left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de Momento} \\ \text{Angular que entra no V.C.} \end{array} \right) = R_t + V_2 \cdot \rho \cdot (-Q_{out}) \quad (38)$$

$$\left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de Momento} \\ \text{Angular que sai no V.C.} \end{array} \right) = R_t [R_t \cdot \omega_m - (V_2 - R_t \cdot \omega_m) \cdot \cos(\theta)] \rho \cdot Q_{out} \quad (39)$$

Ao simplificar as equações anteriores, obtém-se:

$$T_m = R_t (V_2 - \omega_m \cdot R_t) (1 + \cos(\theta)) \rho \cdot Q_{out} \quad (40)$$

Reescrevendo (40) em termos de vazão de saída do acumulador hidropneumático:

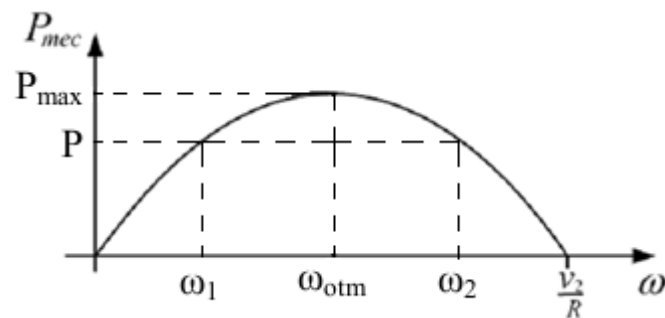
$$T_m = R_t (V_2 - \omega_m \cdot R_t) (1 + \cos(\theta)) \rho \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (41)$$

Como a potência mecânica é o produto do torque mecânico pela velocidade angular mecânica, então:

$$P_m = R_t \cdot \omega_m (V_2 - \omega_m \cdot R_t) (1 + \cos(\theta)) \rho \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (42)$$

A potência é uma função do segundo grau da velocidade, com os zeros mostrados na Figura 20.

Figura 20: Gráfico da potência da turbina.



Observa-se que o ponto de máxima transferência de potência é onde a velocidade angular é:

$$\omega_{opt} = \frac{V_2}{2.R_t} \quad (43)$$

Foi convencionado neste trabalho que o torque dado em (41) é positivo desde que a velocidade de saída do jato d'água do acumulador hidropneumático (V_2) seja suficiente maior que a velocidade tangencial da turbina ($\omega_m.R_t$).

Para especificar um gerador que garanta a máxima transferência de potência, ou seja, trabalhe com um ω_{opt} basta determinar a faixa de variação da vazão do jato d'água (V_2) já que o raio da turbina (R_t) é fixo.

Uma máquina de indução trifásica gaiola de esquilo conectado diretamente na rede não tem controle de velocidade, portanto a operação no ponto de máxima transferência de potência é difícil.

Como será exposto no capítulo posterior, para a máquina de indução trifásica gaiola de esquilo atuar como gerador elétrico uma das condições é que a velocidade da turbina seja maior que a velocidade síncrona (ω_s), ou seja $\omega_1 > \omega_s$. Caso a velocidade da turbina seja alta (geralmente superior a 20% da velocidade síncrona) o gerador terá um baixo rendimento então $\omega_2 < 1,2\omega_s$.

A velocidade da turbina depende do seu raio (R_t) e da velocidade do fluido d'água (V_2). A velocidade do fluido (V_2) varia de acordo com a pressão interna do acumulador hidropneumático (P_1), ou seja, a pressão do acumulador hidropneumático determina a faixa de operação da velocidade na qual o gerador deve ser especificado.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DA UNIDADE DE CONVERSÃO SECUNDÁRIA DE ENERGIA

Como mencionado anteriormente, a máquina utilizada como gerador elétrico para este trabalho foi a máquina de indução trifásica gaiola de esquilo, pois é barata, robusta e mais simplificada para uso. Porém tem certas limitações que serão abordadas posteriormente. Este capítulo mostra as definições utilizadas para a construção do modelo matemático.

3.1 Princípios de Funcionamento do MIT

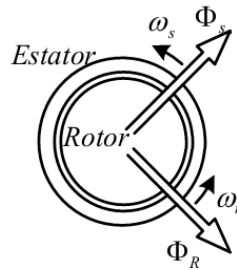
Como em outras máquinas, a máquina de indução trifásica gaiola de esquilo é composta por duas partes, uma girante e uma estacionária. A parte girante é chamada de rotor, que possui ranhuras onde são colocadas barras curto-circuitadas. Nessas barras aparecem uma tensão induzida pelo fluxo girante produzido na parte estacionária, chamada de estator, na qual possui enrolamentos denominado “enrolamentos de armadura” presos a sua carcaça. O nome “gaiola de esquilo” vem justamente das barras curto-circuitadas no rotor.

No estator, os enrolamentos das fases são defasados em 120° . Nesses enrolamentos são aplicadas tensões equilibradas que geram um campo girante Φ_S que gira à uma velocidade ω_S . O fluxo Φ_S gera uma tensão induzida no rotor. Essa tensão gera uma corrente induzida que por sua vez dá origem a um fluxo Φ_R que gira na velocidade ω_r .

Como gerador a máquina é inicialmente partida como motor e o rotor acelerado por uma turbina até atingir velocidade superior à velocidade síncrona.

A Figura a seguir mostra a interação desses fluxos.

Figura 21: Interação dos fluxos em MIT Gaiola de Esquilo



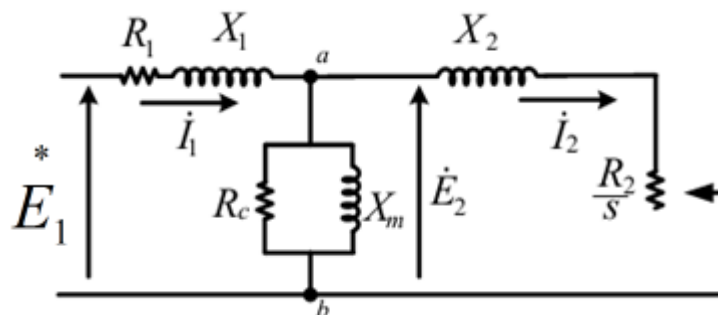
Um parâmetro importante para essa máquina é o escorregamento. Para a máquina onde a velocidade do fluxo no estator seja ω_s (velocidade síncrona) e a velocidade do fluxo no rotor seja ω_{mec} , teremos:

$$s = \frac{\omega_s - \omega_{mec}}{\omega_s} \quad (44)$$

3.2 Modelo do MIT

Fitzgerald (2003) mostra que o circuito equivalente utilizado na análise do MIT é bastante parecido com o de um transformador, por isso ele é chamado de “transformador de secundário girante”. O modelo do secundário é inserido uma resistência que varia com o escorregamento, como mostrado na Figura 22.

Figura 22: Circuito equivalente da máquina de indução.



Fonte: Fitzgerald (2003)

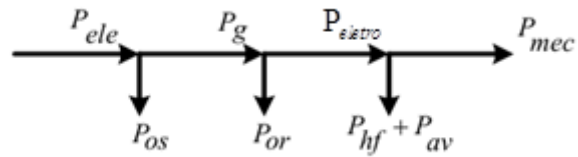
Na Figura 22, são mostrados os seguintes parâmetros:

- E_1^* → Tensão por fase no estator;
- I_1^* → Corrente por fase no estator;
- R_1 → Resistência no enrolamento do estator;
- X_1 → Reatância de dispersão no estator;
- R_c → Resistência do núcleo, referentes às perdas;
- X_m → Reatância de magnetização;
- R_2 → Resistência do rotor refletida para o estator;
- X_2 → Reatância de dispersão do rotor refletida no estator;
- E_2^* → Tensão no rotor refletida no estator;
- I_2^* → Corrente no rotor refletida no estator;

A Figura 23 mostra como se dá a transferência de potência através da máquina, cujos parâmetros são dados a seguir:

- P_{ele} → Potência elétrica de entrada;
- P_{os} → Perdas ôhmicas no estator;
- P_g → Potência transferida pro entreferro;
- P_{or} → Perdas ôhmicas no rotor;
- P_{eletro} → Potência eletromecânica rotórica;
- $P_{hf} + P_{av}$ → Perdas por histerese e Foucault somadas com as perdas por atrito e ventilação;
- P_{mec} → Potência mecânica de saída.

Figura 23: Ilustração sobre a transferência de potência



Para o modelo da máquina como gerador, o fluxo de potência é contrário ao mostrado na Figura 23, ou seja, a potência mecânica que é convertida em potência elétrica.

Analisando o circuito equivalente do MIT mostrado na Figura 22 obtém-se as seguintes relações:

$$P_g = n_{fases} I_2^2 \left(\frac{R_2}{s} \right) \quad (45)$$

$$P_{or} = n_{fases} I_2^2 R_2 \quad (46)$$

Onde n_{fases} é o número de fases da máquina.

A partir de (45) e (46) chega-se a seguinte relação:

$$P_{or} = sP_g \quad (47)$$

A partir da Figura 23 e (47), obtém-se:

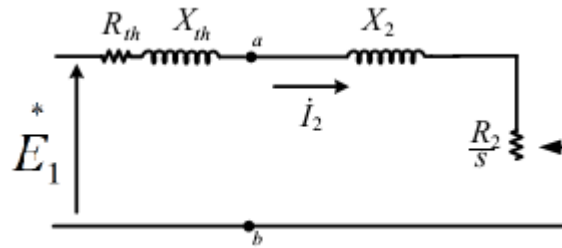
$$P_{eletro} = P_g - P_{or} = (1-s)P_g \quad (48)$$

Para o torque, temos a seguinte equação:

$$T = \frac{P_{mec}}{\omega_{mec}} = \frac{P_{eletro} - (P_{hf} + P_{av})}{\omega_{mec}} \quad (49)$$

A partir da Figura 22, determina-se o circuito equivalente de *Thevenin* entre os pontos “a” e “b” mostrados na Figura 24.

Figura 24: Circuito equivalente de Thevenin para um MIT em gaiola de esquilo.



Fonte: Fitzgerald (2003)

Da Figura 24, como demonstrado por Fitzgerald (2003):

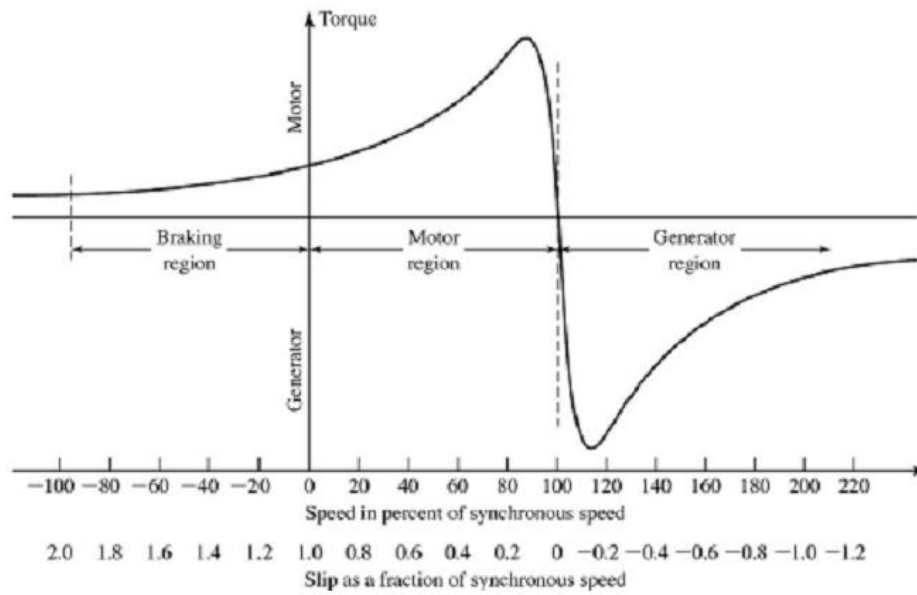
$$I_2^* = \frac{V_{th}^*}{(R_{th} + \frac{R_2}{s}) + j(X_{th} + X_2)} \quad (50)$$

A partir das relações anteriores e desprezando as perdas, Fitzgerald (2003) demonstrou que o torque é dado por:

$$T = \frac{P_{eletro}}{\omega_{mec}} = \frac{\eta_{fases}}{\omega_s} \cdot \frac{(\frac{R_2}{s})V_{th}^2}{[(R_{th} + \frac{R_2}{s})^2 + (X_{th} + X_2)^2]} \quad (51)$$

A partir de (51) e da análise do circuito equivalente da máquina obtém-se uma curva de torque por escorregamento típica de uma máquina de indução gaiola de esquilo, como mostrada a seguir.

Figura 25: Curva típica de uma maquina de indução.



Fonte: Fitzgerald (2003)

Na Figura 25 observa-se as regiões onde a máquina trabalha como motor, como gerador e a região de máximo torque. Como gerador a máquina tem que trabalhar com velocidade angular superior a síncrona, entretanto, para velocidades superiores a 20% da velocidade síncrona a máquina tem uma queda significativa no torque.

A velocidade síncrona da máquina é relacionada com o numero de polos por (52).

$$n_s = \left(\frac{120}{n_{\text{polos}}} \right) f_{\text{ele}} \quad (52)$$

A máquina de indução trifásica gaiola de esquilo não tem controle de velocidade. A velocidade de rotação depende do toque aplicado à ela, dado por (53).

$$T_{\text{mec}} - T_{\text{ele}} = J \frac{d\omega_{\text{mec}}}{dt} \quad (53)$$

Onde:

- T_{mec} → Torque mecânico;
- T_{ele} → Torque elétrico;
- J → Momento de inercia;
- ω_{mec} → Velocidade angular do rotor.

Multiplicando-se (53) pela velocidade mecânica:

$$P_{mec} - P_{ele} = H \frac{d\omega_{mec}}{dt} \quad (54)$$

Onde H , é a constante de inércia.

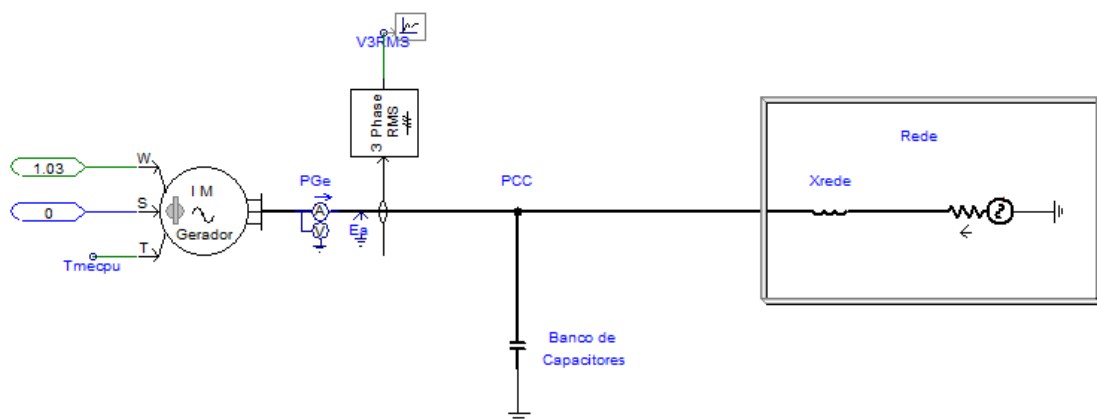
Pela curva mostrada na Figura 25, observa-se que para máquina atuar como gerador, o toque mecânico aplicado deve ser negativo.

3.3 Modelo equivalente da rede elétrica

A Figura 26 apresenta o sistema, que se trata do gerador conectado na rede com um banco de capacitores em paralelo ao gerador. O gerador pode ser conectado diretamente com a rede sem necessidade de conversores eletrônicos.

O modelo para o sistema elétrico de potência é representado por uma impedância de *Thevenin* em serie com a fonte e com o gerador, como mostrado na imagem a seguir.

Figura 26: Modelo equivalente do sistema



A seguir, os parâmetros para a impedância reduzida do sistema para diferentes tipos de redes de acordo com a relação de curto-circuito (RCC).

Tabela 1: Classificação da rede de acordo com a RCC

Rede	Fraca	Média	Forte
RCC	< 2	2 < RCC < 5	> 5

Podemos calcular a relação de curto-circuito tendo a potência do gerador (SG) e a potência de curto-circuito (SCC).

$$RCC = \frac{S_{CC}}{S_G} \quad (55)$$

Reescrevendo (55):

$$RCC = \frac{V_s^2}{S_G Z_{Rede}} \quad (56)$$

Ou,

$$Z_{Rede} = \frac{V_s^2}{S_G RCC} \quad (57)$$

A relação X_{Rede} / R_{Rede} encontrado na bibliografia, foi entre 2 e 8 para baixa tensão. Será utilizado relação igual a 5, Logo:

$$Z_{Rede} = \sqrt{X_{Rede}^2 + R_{Rede}^2} \quad (58)$$

$$Z_{Rede} = \sqrt{X_{Rede}^2 + \left(\frac{X_{Rede}}{5}\right)^2} \quad (59)$$

Logo,

$$X_{Rede} = \frac{5Z_{Rede}}{\sqrt{26}} \quad (60)$$

$$L = \frac{5Z_{Rede}}{\omega_{Rede} \sqrt{26}} \quad (61)$$

E, para a resistência:

$$R_{Rede} = \frac{Z_{Rede}}{\sqrt{26}} \quad (62)$$

Como a máquina demanda grandes reativos indutivos, se faz necessário um banco de capacitores em paralelo com ela a fim de suprir parte desses reativos. O banco de capacitores foi calculado para suprir uma demanda de 75% dos reativos da máquina.

Para o cálculo do banco de capacitores colocado no Ponto de Conexão Comum (PCC), utiliza-se:

$$Q_{cap} = 0.75 * 3 \frac{V^2}{X_c} \quad (63)$$

A potência reativa a ser compensada da máquina é:

$$Q_{maq} = S \text{sen} \varphi \quad (61)$$

Onde φ é ângulo correspondente do fator de potência da máquina.

Sabendo que:

$$X_c = \frac{1}{\omega C} \quad (62)$$

Substituindo e simplificando as equações anteriores a capacitância do banco será dada por:

$$C_{nom} = 0.75 * \frac{S \text{sen} \varphi}{3V^2 \omega} \quad (63)$$

4 RESULTADOS

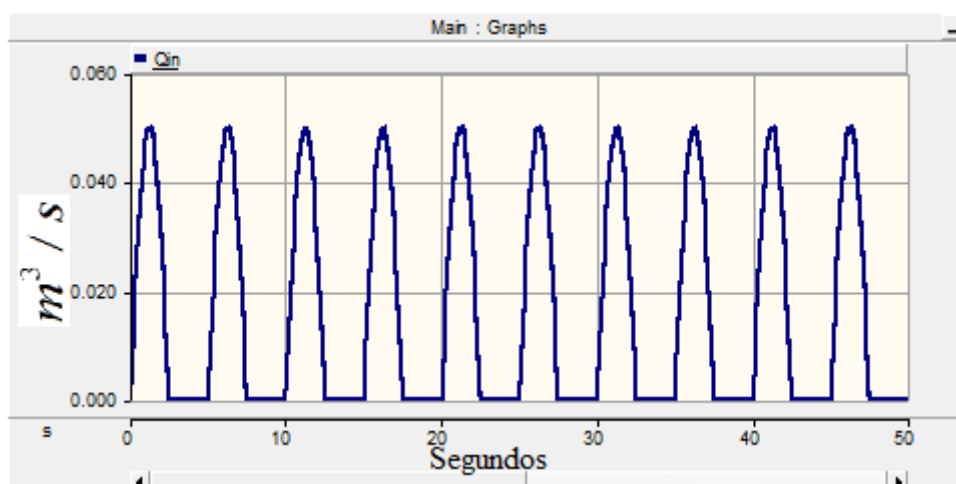
Este capítulo apresenta os resultados das simulações computacionais dos modelos matemáticos mostrados anteriormente. Na primeira seção é aplicado o modelo de mar ideal, ou seja, onda monocromática e regular. Esta consideração na primeira seção deste capítulo tem finalidade de analisar o sistema hidropneumático. Na segunda seção deste capítulo é utilizado o modelo de mar real definido anteriormente e uma proposta de controle para o sistema hidropneumático é apresentada.

4.1 Modelo de mar ideal

O modelo de mar ideal é definido como mostra a Figura 7. Este modelo será exposto para fazer análise do sistema hidropneumático. Em um mar ideal, a vazão de entrada resulta em uma onda de amplitude e período constante como mostrado na Figura 27.

A Figura 27 mostra uma onda que resulta em uma vazão de oitenta litros a cada “bombeada”. Segundo a bibliografia consultada a vazão aceitável para um modelo de mar real seria de oitenta litros com período de cinco segundos.

Figura 27: Vazão de entrada do Sistema Hidropneumático



Assim como o modelo da Figura 27, as simulações desta seção foram feitas no software PSCAD/EMTDC.

Para as simulações desta seção, foi adotado os dados da Tabela 2 para o sistema hidropneumático:

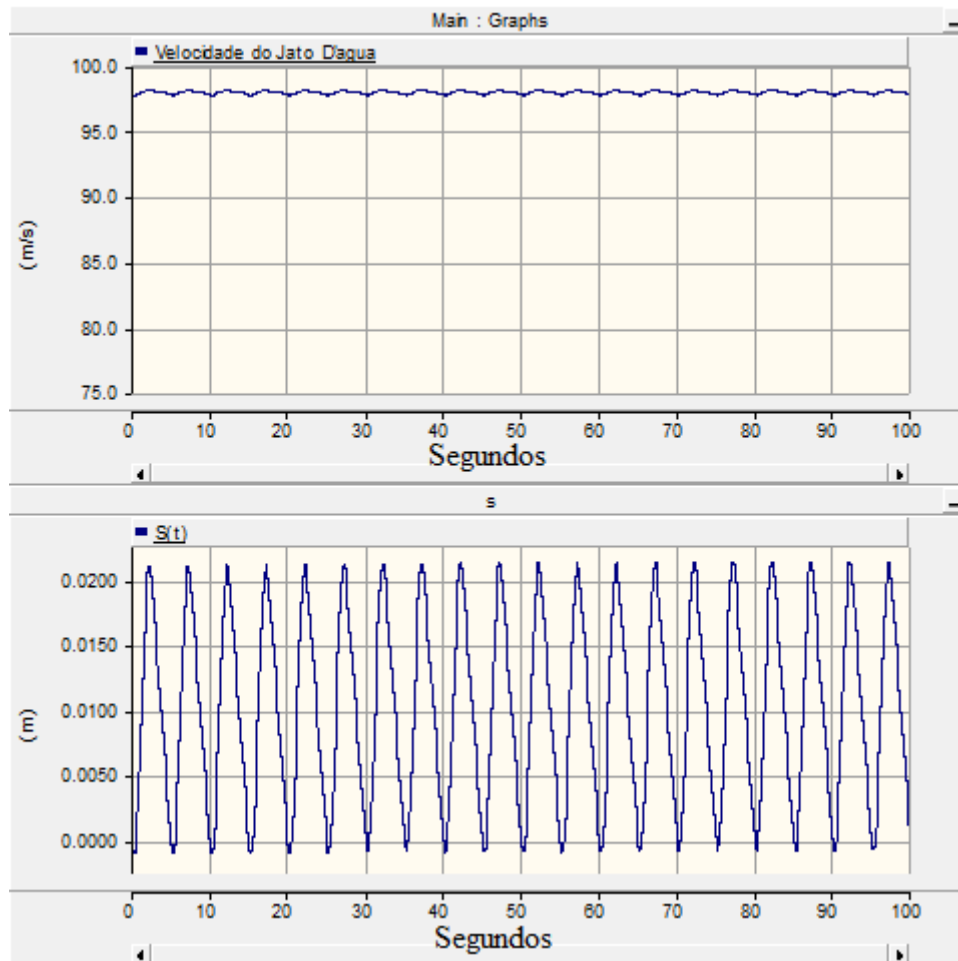
Tabela 2:Dados do conversor (Flutuador e Sistema hidropneumático)

K_e	Coefficiente de Elasticidade (N/m)	32587
M	Massa (kg)	17000
M_r	Massa Adicional (kg)	12716
R_r	Coefficiente de Radiação (kg/s)	5379
g	Aceleração da Gravidade (m/s ²)	9,81
ρ	Massa Específica H ₂ O (kg/m ³)	1025
A_0	Área do Êmbolo (m ²)	2
A_1	Área da Bomba Hidráulica (m ²)	0,5
P_0	Pressão Inicial do Sist. Hidráulico (N/m ²)	$15 \cdot 10^5 \leq \text{Variável} \leq 50 \cdot 10^5$
P_2	Pressão Ambiente (N/m ²)	$1 \cdot 10^5$
V_{L0}	Volume da Câmara (m ³)	$1 \leq \text{Variável} \leq 8$
A_2	Área do bico injetor (cm ²)	$0,2 \leq \text{Variável} \leq 2,01$

Para um modelo de mar ideal foi mantido a área do bico injetor (A_2), volume da câmara (V_{L0}) e a (P_0) pressão inicial do sistema hidráulico constante e analisado o comportamento do sistema para diferentes valores.

Com os dados da Tabela 2, foram feitas as simulações do sistema hidropneumático a partir das equações (29), (32) e (34) aplicando a entrada mostrada na Figura 27. A Figura 28 mostra as seguintes variáveis: A (a) velocidade de saída do jato (V_2) e a (b) posição do êmbolo ($\delta(t)$) tendo como posição inicial zero.

Figura 28: (a) Velocidade de Saída do Jato (V_2) e a (b) Posição do Êmbolo ($\delta(t)$) para P_0 de $50 \cdot 10^5$ Pa e A_2 de $1,63 \text{ cm}^2$

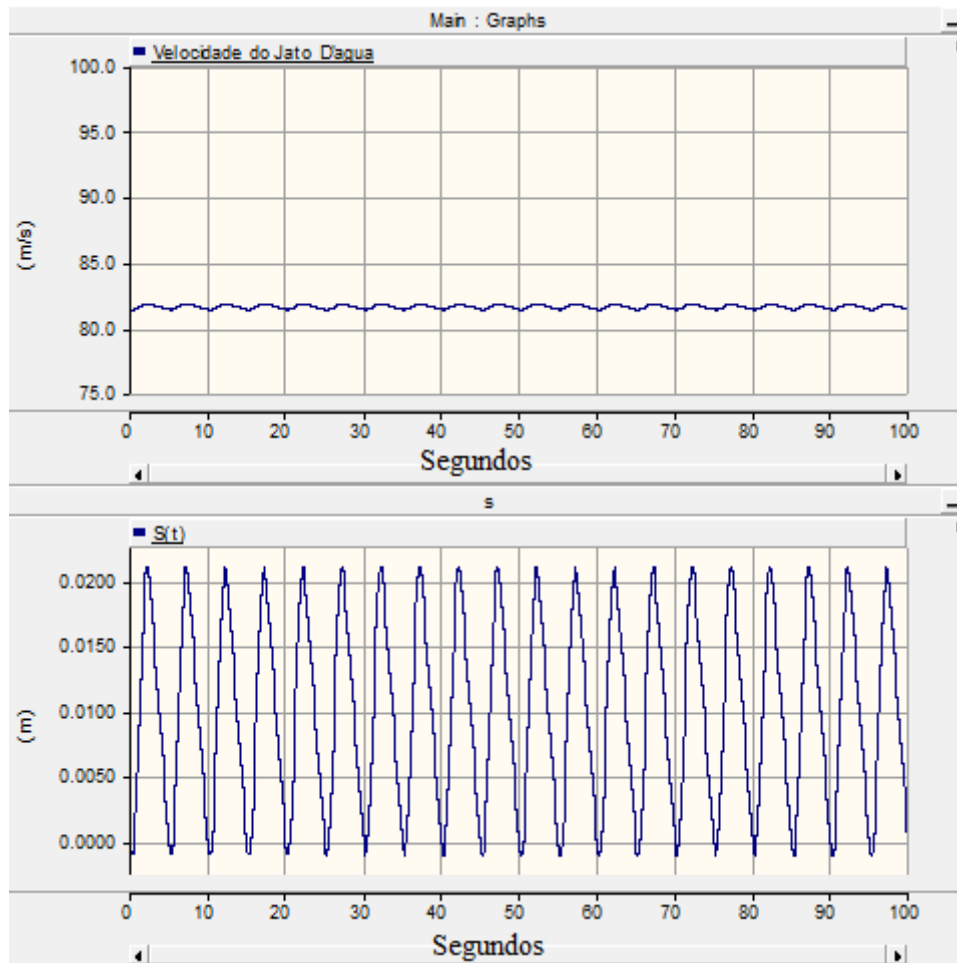


Para as curvas apresentadas na Figura 28 levou-se em consideração o volume da câmara (V_{L0}) de 5 m^3 , pressão inicial do sistema hidráulico (P_0) de $50 \cdot 10^5$ Pa, e para a área do bico injetor (A_2) foi de $1,63 \text{ cm}^2$.

O valor da velocidade de saída do jato (V_2) para a simulação da Figura 28 teve valor médio de 98 m/s com um *ripple* de aproximadamente $0,46\%$.

A seguir, a Figura 29 mostra os gráficos de (a) velocidade de saída do jato (V_2) e a (b) posição do êmbolo ($\delta(t)$) (tendo como posição inicial do êmbolo no zero) para volume da câmara (V_{L0}) de 5 m^3 , pressão inicial do sistema hidráulico (P_0) de $35 \cdot 10^5$ Pa, e para a área do bico injetor (A_2) foi de $1,958 \text{ cm}^2$.

Figura 29: (a) Velocidade de Saída do Jato (V_2) e a (b) Posição do Êmbolo ($\delta(t)$) para P_0 de 35.105 Pa e A_2 de $1,958 \text{ cm}^2$

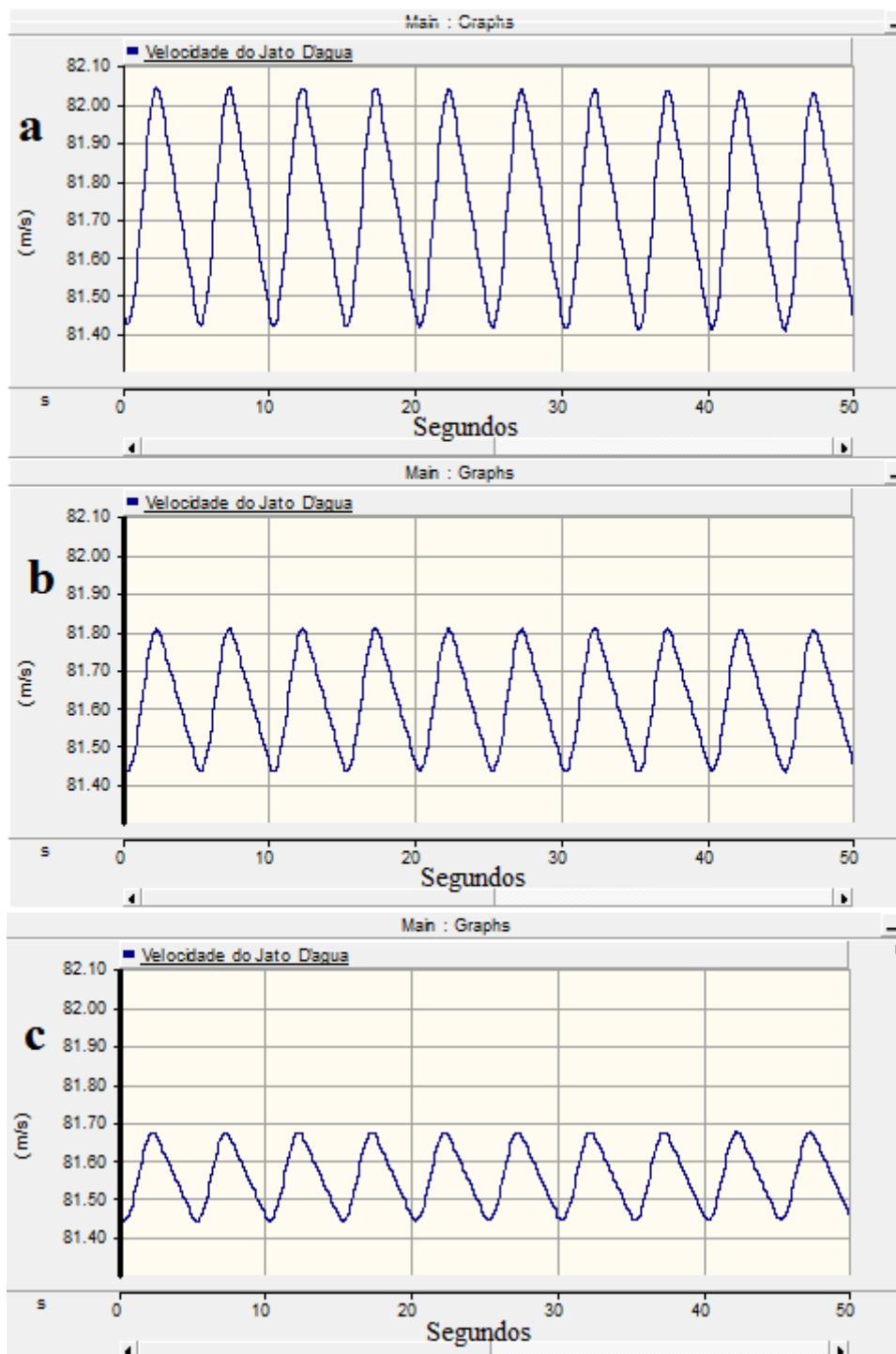


O valor da velocidade de saída do jato (V_2) para a simulação da Figura 29 teve valor médio de $81,6 \text{ m/s}$ com um *ripple* de aproximadamente $0,46\%$.

As curvas das Figuras 28 e 29 mostram que ao aumentar a pressão inicial do sistema hidráulico (P_0) a velocidade de saída do jato (V_2) também é aumentada.

O valor médio da vazão de entrada na câmara tem que ser o mesmo valor médio da vazão de saída. O valor da área do bico injetor (A_2) é fixo, porém, é ajustado para que o valor médio da posição do pistão seja constante.

Com a área do bico injetor (A_2) de $1,958 \text{ cm}^2$, a pressão inicial do sistema hidráulico de (P_0) de 35.10^5 Pa e o êmbolo na posição inicial, foram feitas simulações para diferentes valores para o volume da câmara (V_{L0}) e as curvas da velocidade de saída do jato (V_2) mostradas na Figura 30 para os seguintes valores de volume da câmara (V_{L0}): (a) 3 m^3 , (b) 5 m^3 , (c) 8 m^3 .

Figura 30: Gráfico da velocidade V_2 para valores de volume da câmara (V_{L0}): (a) 3m^3 , (b) 5m^3 , (c) 8m^3 .

As curvas da Figura 30 apresentam a velocidade do jato (V_2) para diferentes valores do volume da câmara (V_{L0}). A câmara atua como um “filtro” diminuindo o *ripple* de velocidade do jato. Para maiores câmaras o *ripple* na velocidade será menor.

A próxima simulação foi feita com o sistema completo, ou seja, a simulação do sistema hidropneumático juntamente com o sistema elétrico. A Tabela 3 mostra os dados da máquina dimensionada para essa situação.

Tabela 3: Dados do gerador simulado

P_{ele}	Potência	KW	110
V_N	Tensão (Base)	V	220
I_N	Corrente Nominal	A	206
FP	Fator de Potencia		0,84
η	Eficiência	%	96,5
P	Par de Polos		2
J	Momento de Inércia	Kgm ²	3
T_{ele}	Torque (Base)	Nm	596

O sistema simulado é mostrado na Figura 26. Os seguintes valores para a simulação foram utilizados: Volume da câmara (V_{L0}) de 3m³, pressão inicial do sistema hidráulico (P_0) de 45.10⁵ Pa, área do bico injetor (A_2) foi de 1,72 cm², considerando ainda, uma rede forte com RCC de 5.

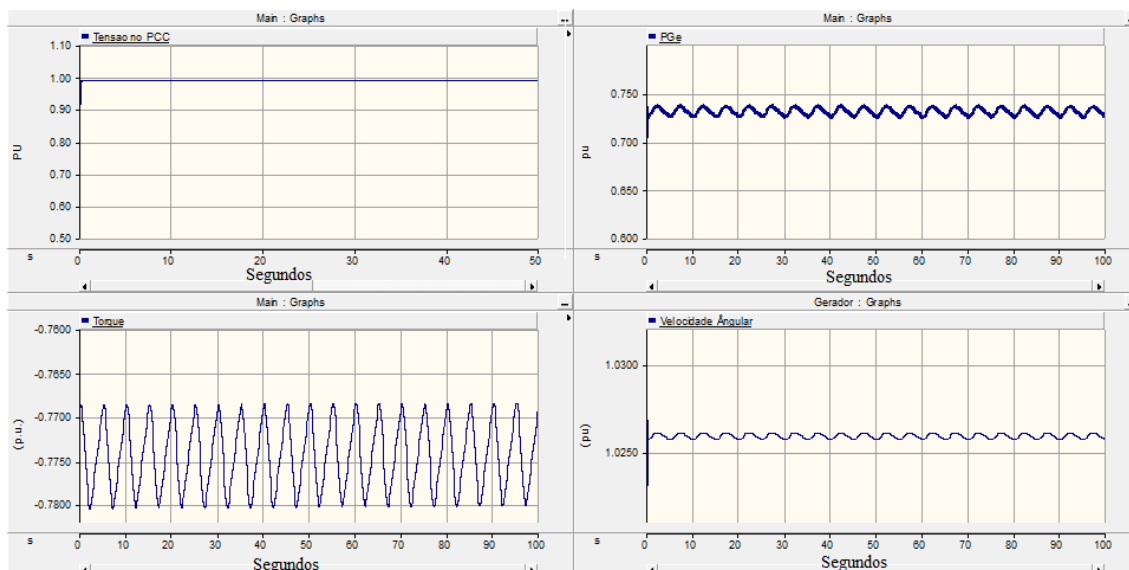
A Tabela 4 mostra os dados para o dimensionamento da turbina tipo pelton, utilizados para as simulações.

Tabela 4: Dados da turbina hidráulica

R_t	Raio da Turbina	m	0,2
θ	Ângulo de escape do jato	Graus (°)	60

A Figura 31 mostra as curvas de Torque, velocidade de saída do jato (V_2), potência injetada na rede e tensão eficaz (considerando o valor de base 220/380V) no ponto de conexão comum (PCC) com todos valores em *p.u.*. O sistema é o mostrado na Figura 26 (sistema completo).

Figura 31: Resultados das simulações para o modelo de mar ideal com VL0 de 3m³

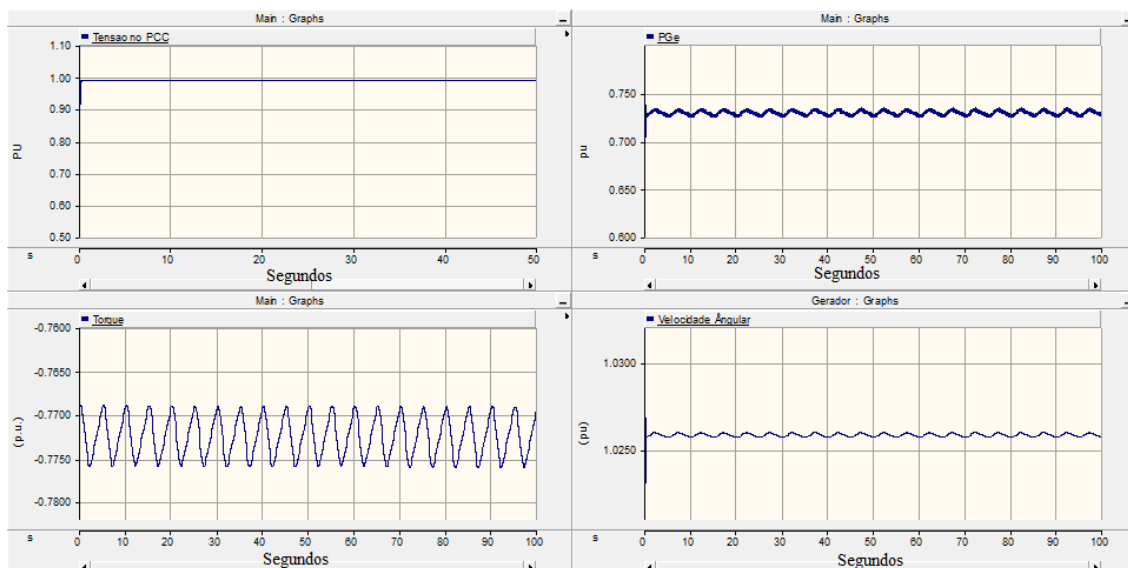


Como as ondas são intermitentes tem-se uma variação no torque como mostrado nos resultados das simulações na Figura 31, isso gera uma flutuação de tensão. Uma maneira de minimizar esta flutuação seria aumentar o volume da câmara (V_{L0}). Como foi visto anteriormente, ao aumentar o volume da câmara minimiza-se esta variação.

Pelos modelos e simulações pode-se observar a atuação do sistema hidropneumático no sistema elétrico e como ao aumentar a pressão inicial do sistema hidropneumático (P_0) a velocidade do jato (V_2) também aumenta. A oscilação da velocidade do jato (V_2) faz com que a potência do gerador também oscile.

A Figura 32 mostra as curvas de Torque, velocidade de saída do jato (V_2), potência injetada na rede e tensão eficaz (considerando o valor de base 220/380V) no ponto de conexão comum (PCC) com todos valores em *p.u.* para uma câmara com volume de 5m³ e com valores para pressão P_0 e área A_2 iguais a simulação feita na Figura 31.

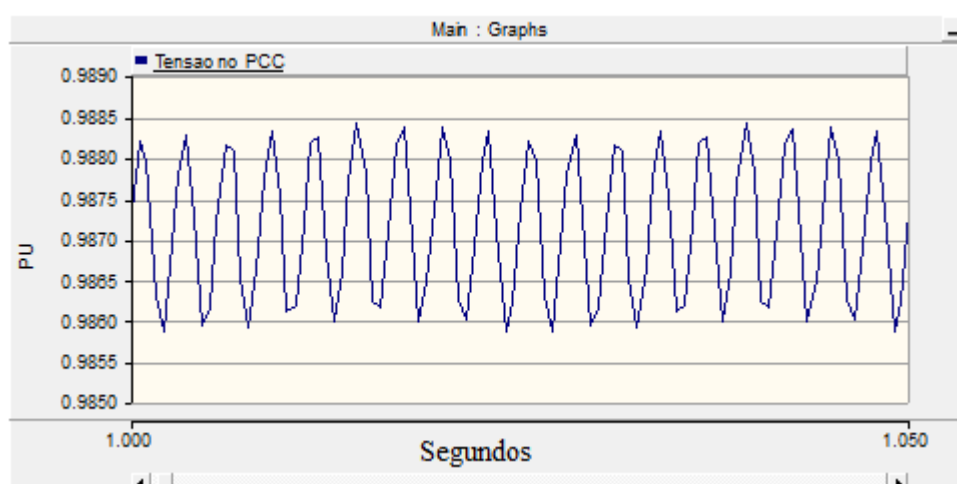
Figura 32: Resultados das simulações para o modelo de mar ideal com VL0 de 5m³



Pode-se ver na Figura 31 e 32 que a tensão no PCC está levemente abaixo do nominal, que seria $1 p.u.$, isso se dá ao fato da característica indutiva da máquina, por isso se fez necessário o banco de capacitores que foi dimensionado nas simulações para 75% dos reativos da máquina.

Ao ampliar a curva da tensão no PCC da Figura 32 percebe-se uma oscilação, como mostrada na Figura 33. Essa oscilação no valor eficaz da tensão se dá ao fato da intermitência das ondas.

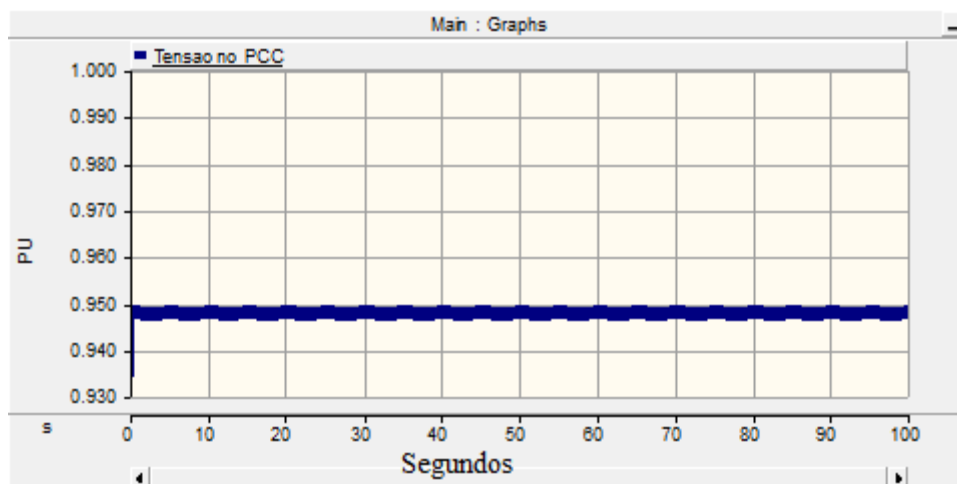
Figura 33: Zoom na curva de tensão no PCC para VL0 de 5m³



Para analisar a rede foi abordado o estudo do gerador conectado sem um banco de capacitores em paralelo para diferentes relações de curto-circuito.

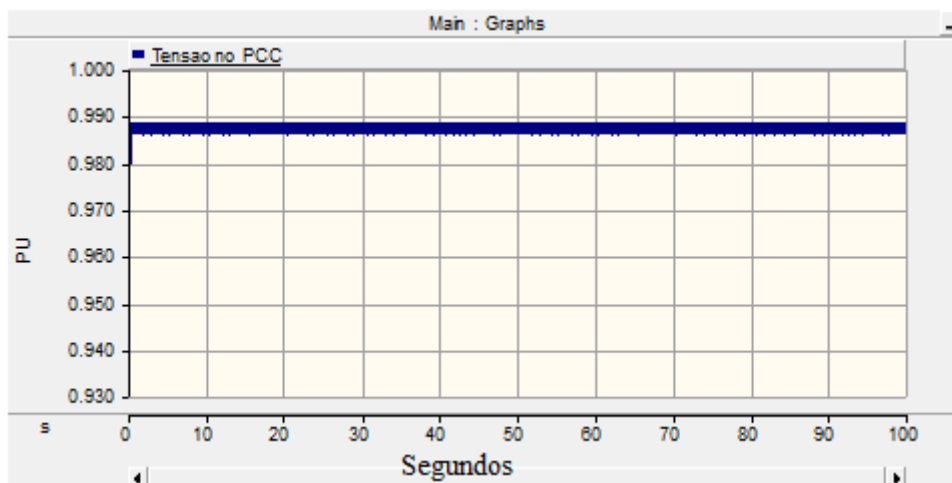
A simulação foi feita pra duas situações, com RCC igual à 3 e RCC igual a 10, mostrada a seguir. A Figura 34 apresenta a curva da tensão eficaz no PCC para uma RCC de 3, onde vê-se um afundamento na tensão pouco maior de 5%.

Figura 34: Tensão para RCC = 3



A Figura 35 apresenta a curva da tensão eficaz no PCC para uma RCC igual a 10, percebe-se o aumento do nível da tensão para quase 99% do valor nominal.

Figura 35: Tensão para RCC = 10

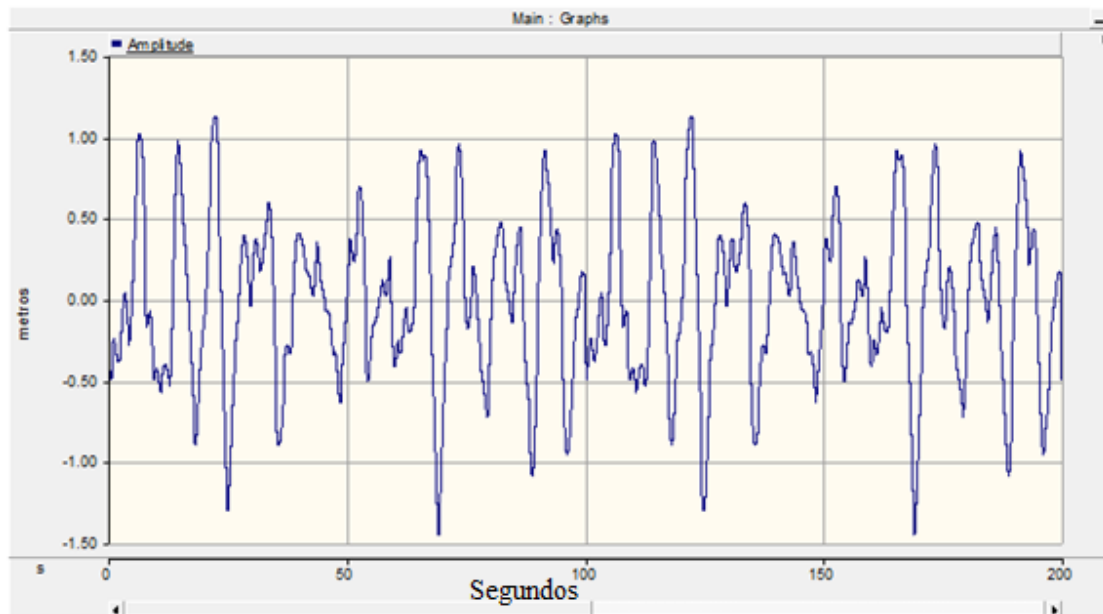


Quando a potência do gerador se aproxima da potencia de curto-circuito da rede (RCC próximo de 1) a perturbação do gerador na rede vai ser maior. Observa-se na Figura 35 que o nível de tensão para uma RCC de 10 foi melhor do que para RCC de 3 apresentada na Figura 34.

4.2 Modelo de Mar Real

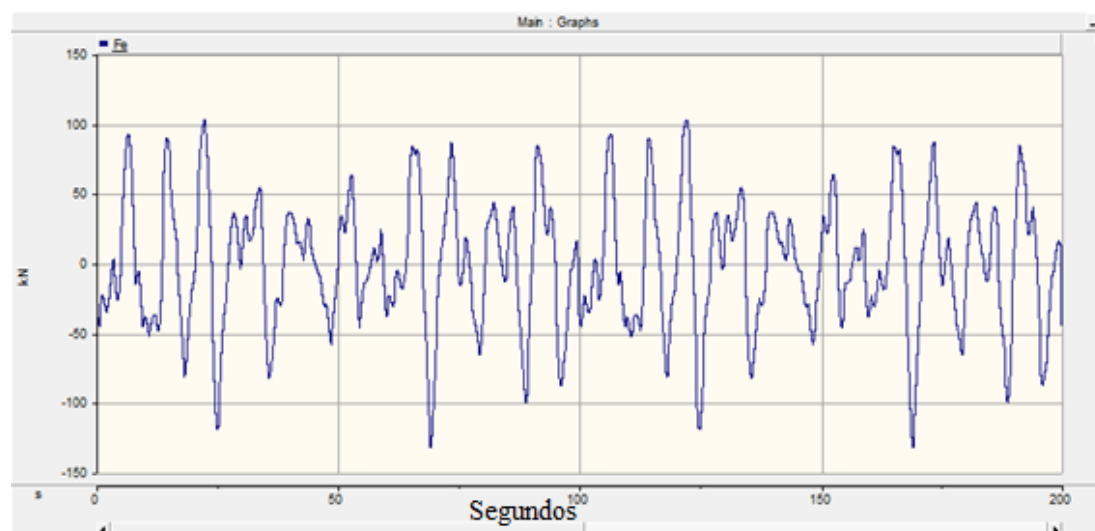
A Figura 36 mostra o modelo de mar real utilizado nas simulações desta seção com altura significativa de um metro e um período médio de sete segundos, no *software* PSCAD.

Figura 36: Modelo de mar real para H_s de 1m e T_{Med} de 7s



Este modelo é a superposição de várias ondas monocromáticas em várias frequências. Em (25) calcula-se a força do movimento das ondas do mar. A Figura 37 apresenta a curva para a força da onda da Figura 36.

Figura 37: Força de um estado de mar de para H_s de 1m e T_{Med} de 7s



A Figura 37 mostra a força exercida pelo estado de mar em estudo, definido por H_s de 1m e T_{Med} de 7s. Esta é a força da onda aplicada ao flutuador. Como explicado anteriormente, o movimento de subida e descida do flutuador é que define a vazão de entrada do sistema hidropneumático.

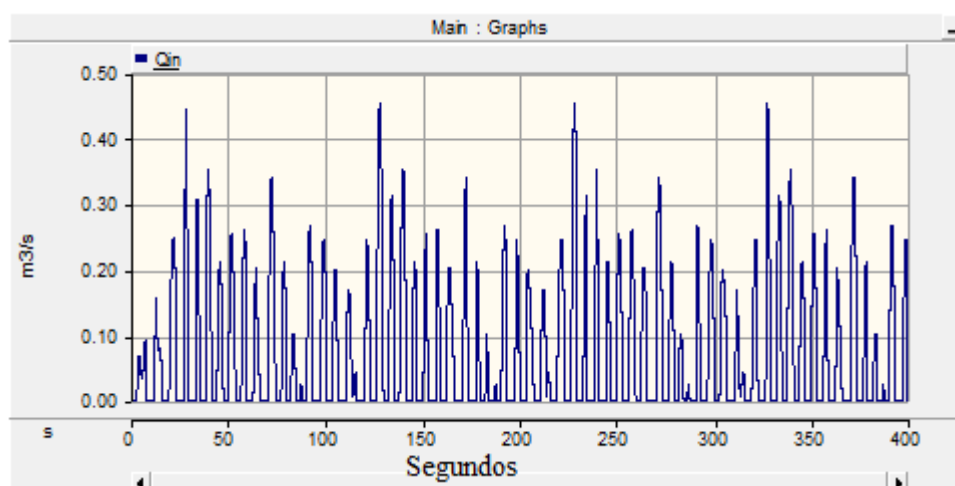
As considerações para o sistema simulado foram às mostradas resumidamente na Tabela 5, mostrada a seguir.

Tabela 5: Constantes utilizadas para o sistema completo

V_{L0}	Volume da Câmara	m^3	5
P_0	Pressão Inicial do Sistema Hidráulico	N/m^2	$17,09 \cdot 10^5$
X/R	Razão Reatância/Resistencia da Rede		5
RCC	Razão de Curto-Circuito		10

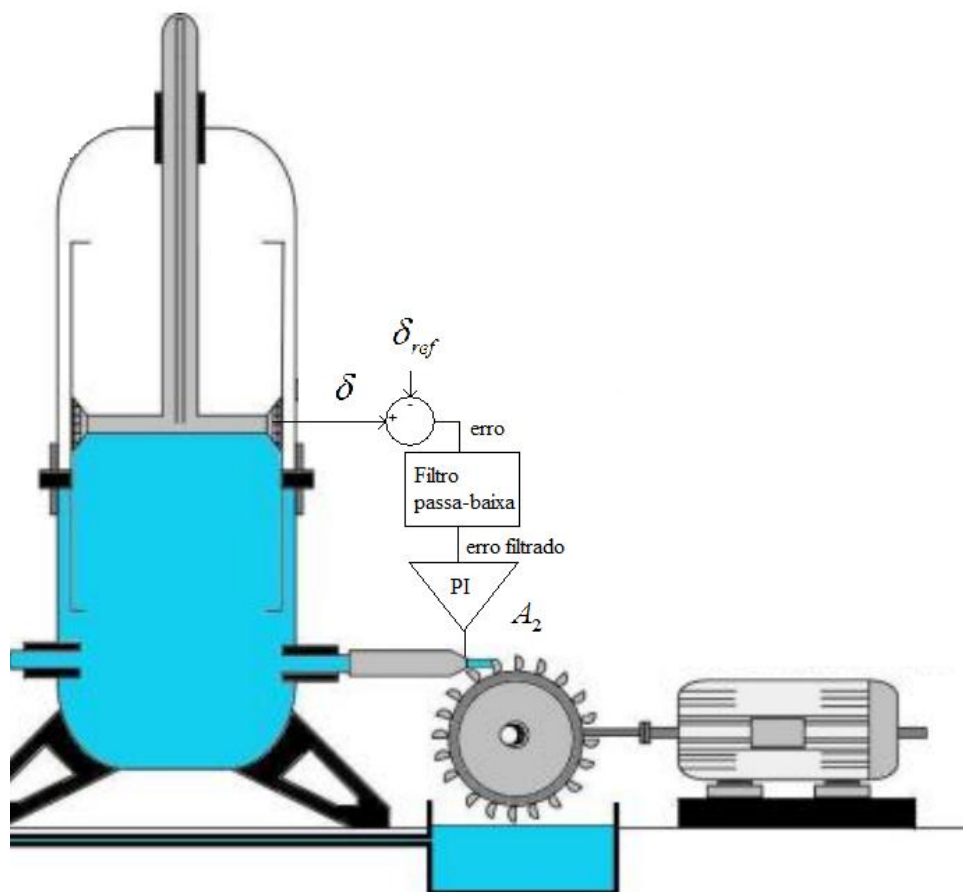
A vazão de entrada no sistema hidropneumático devido ao modelo de mar real mostrado na Figura 36 é apresentado na Figura 38.

Figura 38: Vazão de entrada do sistema hidropneumático pro modelo de mar real com H_s de 1m e T_{Med} de 7s



É natural a variação na vazão de entrada do sistema hidropneumático pois o modelo de mar é irregular, sendo uma soma de varias componentes em varias frequências de ondas monocromáticas. Para o funcionamento do sistema se faz necessário o controle do sistema de conversão primário. O modelo de controle utilizado neste trabalho foi o proposto em Machado (2013) e mostrado na Figura 39.

Figura 39: Sistema de controle da unidade de conversão primária



A Figura 39 mostra o diagrama de blocos no *software PSCAD* do sistema de controle. O controle atua na área do bico injetor do jato d'água (A_2) na turbina. O parâmetro da malha de controle é a posição do embolo do acumulador hidropneumático (δ), que segue uma posição média definida como δ_{ref} .

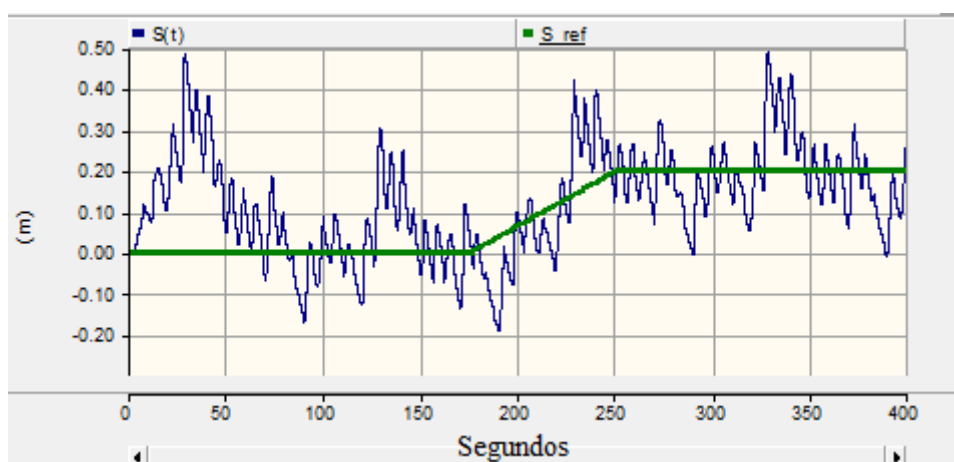
Um filtro *passa-baixa* de primeira ordem foi incluído para extrair a parcela média do erro pois o “erro_filtrado” é calculado a partir dessa média. O “erro_filtrado” é o parâmetro de entrada do controlador “PI”, onde a saída do controlador é a área do jato d'água que vai para a turbina hidráulica.

Devido a forte característica de intermitência, a transferência de energia através da força das ondas do mar, gera uma potência oscilante. O sistema hidropneumático tem como função filtrar a potência oscilante. A posição absoluta do embolo do acumulador não pode ser controlada, somente sua posição média, pois se sua posição absoluta fosse compensada toda a intermitência da vazão de entrada seria transmitida para a vazão de

saída. Então, o interessante é que a posição oscile em torno de um valor médio, pois esse processo que consiste a filtragem da potência oscilante.

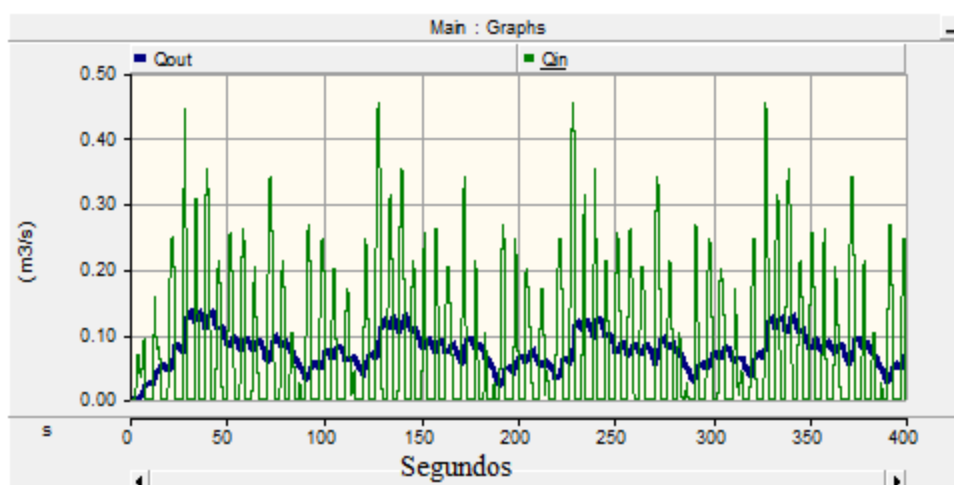
A Figura 40 apresenta a posição do embolo interno do acumulador hidropneumático. Aos 175 segundos foi mudado a referência com um incremento em *rampa* de 0,2 metros na posição de referencia (em verde). A resposta é lenta devido se tratar de um sistema mecânico, porém mesmo submetido a variações a posição real continua oscilando em torno do valor médio da posição.

Figura 40: Posição do embolo interno do acumulador hidropneumático



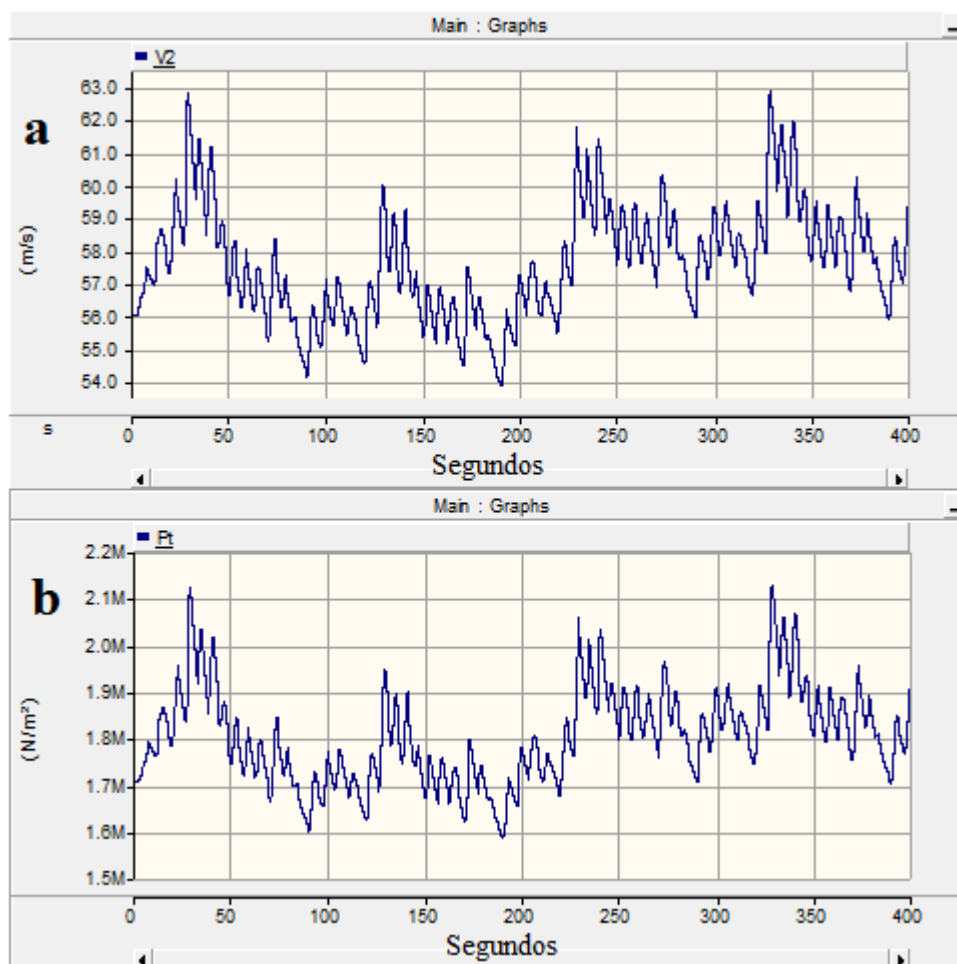
A Figura 41 apresenta as curvas para a vazão de entrada e de saída do sistema hidropneumático. Com os gráficos sobrescritos podemos ver filtragem de potência, com isso temos uma menor oscilação da potência transferida pelo sistema mecânico.

Figura 41: Vazão de entrada Q_{in} e Vazão de saída Q_{out} do sistema hidropneumático



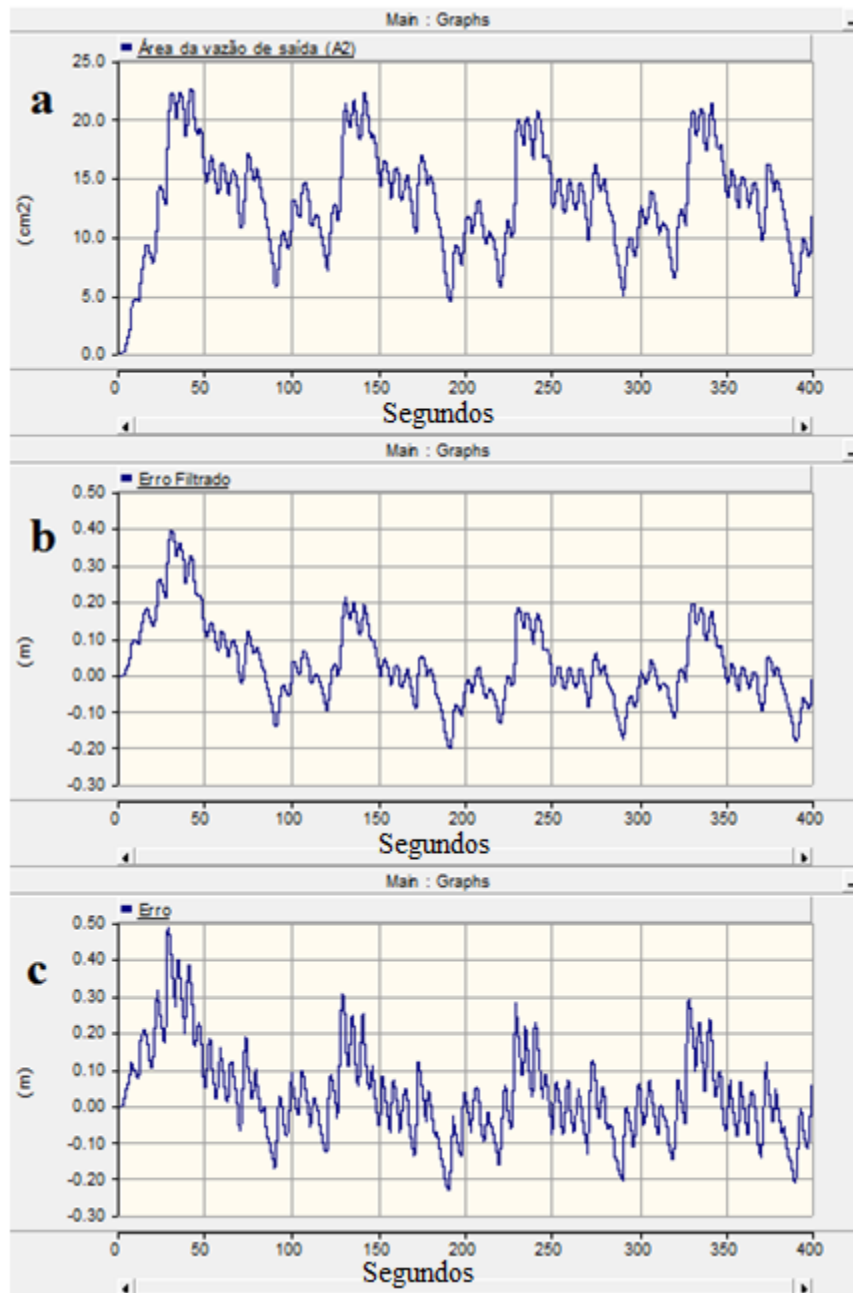
A Figura 42 apresenta as curvas para a pressão do sistema hidráulico (P_1) e para a velocidade (V_2) do jato d'água, e observa-se que os níveis médios acompanham a variação do valor médio da posição do embolo (δ) interno do acumulador pneumático de acordo com (32).

Figura 42:(a) Velocidade do jato d'água e (b) Pressão hidráulica



A Figura 43 apresenta as curvas para a (a) área do bico injetor (A_2), (b) o erro filtrado (parâmetro de entrada do PI), (c) erro absoluto (entrada do filtro *passa baixa* de primeira ordem).

Na Figura 43 (c) observa-se que o erro absoluto oscila em torno de zero, a filtragem desse componente se fez necessário pois somente a parcela média da posição do pistão que deve ser controlada. Com isso o pistão oscilará em torno da posição média, realizando a “filtragem” da potência oscilante e A_2 terá lentas variações.

Figura 43: (a) Área do bico injetor A_2 ; (b) "erro_filtrado"; (c) "erro"

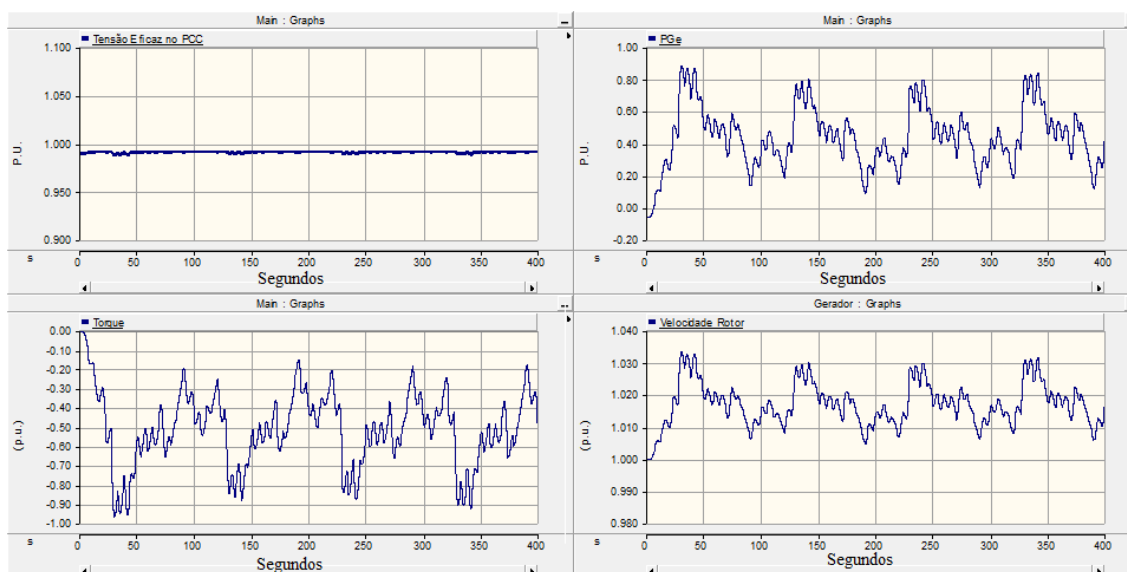
A Tabela 6 mostra os novos dados utilizados para a construção do modelo da máquina e os valores para a turbina hidráulica do tipo pelton utilizadas nas simulações do sistema completo considerando o modelo de mar real.

Tabela 6: Máquina dimensionada para as simulações de mar real

Gerador Elétrico			
P_{ele}	Potência	KW	110
V_N	Tensão (Base)	V	220
I_N	Corrente Nominal	A	212
FP	Fator de Potencia		0,84
η	Eficiência	%	96,2
P	Par de Polos		3
J	Momento de Inércia	Kgm ²	6
T_{ele}	Torque (Base)	Nm	883
Turbina Hidráulica Pelton			
R_t	Raio da Turbina	m	0,1
θ	Ângulo de escape do jato	Graus (°)	60

A Figura 44 apresenta os resultados das simulações considerando todos os parâmetros desta seção para o modelo de mar real. A tensão eficaz no PCC está superior à 98% do valor nominal. A velocidade do rotor está sempre superior a 1 p.u. garantindo a geração da máquina. Com relação à potência, a flutuação na potência é devido a característica intermitente da geração a partir das ondas do mar.

Figura 44: Resultado das simulações para o modelo de mar real



5 CONCLUSÕES

Inicialmente foram feitas simulações considerando um modelo de mar ideal e sem controle do sistema hidráulico com objetivo de uma melhor compreensão do funcionamento do sistema e evidenciar a influência de cada parâmetro (principalmente pressão, volume e vazão) na dinâmica do sistema completo. Constatou-se a função do sistema hidráulico de “filtragem” de potência que depende do volume da câmara (V_{L0}), ou seja, câmara com maiores volumes são capazes de diminuir a oscilação na potência.

Um parâmetro chave para o funcionamento do sistema completo é a pressão hidráulica (P_1), pois atua na velocidade (V_2) determinando a faixa de operação do gerador. A pressão (P_1) impõe uma restrição mecânica no flutuador devido à força (F_p).

A unidade de conversão primária de energia deve ser projetada levando em consideração o estado de mar onde será implementada e seus valores de pressão e volume devem ser calculados de acordo com a unidade de conversão secundária de energia.

A máquina de indução trifásica em gaiola de esquilo pode ser utilizada como gerador pra este tipo de geração desde que o sistema de conversão primário de energia seja determinado para que sua influência seja harmoniosa.

REFERÊNCIAS

- BADDOUR, W. PARSONS & R. E. 2004.** *The generation and propagation of* . s.l. : Proceedings of the Fourteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, 2004.
- BREGMAN, R. 1995.** *Design Considerations for Ocean Energy Resource Systems*. 1995.
- Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE). 2013.** *Geração hidrelétrica representa 77,43% da produção de* . São Paulo : InfoMercado, 2013.
- Cummins, W.E. 1962.** *The impulse response function and ship Motions*. 1962.
- David Halliday, Jearl Walker, Robert Resnick. 2012.** *Fundamentos de Física 2 - Gravitação, Ondas, Termodinâmica*. 2012.
- Fanes, J. 2002.** *Ocean Waves and Oscillating Systems Linear Interaction*. USA : Cambridge University Press, 2002.
- Fitzgerald, A. E. 2003.** *Maquinas Elétricas*. s.l. : McGraw-Hill, 2003.
- Garcia-Rosa, Paula B., et al. 2010.** Modelagem da Dinâmica de um Conversor Hiperbárico de Energia das Ondas em Energia Elétrica. 12 de Setembro de 2010, p. 7.
- Machado, Isaac Rocha. 2013.** *GERAÇÃO ELÉTRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR – MODELO COMPLETO E ANÁLISE DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA*. Rio de Janeiro : s.n., Dezembro de 2013.
- PÉREZ, E. M., et al.** Aplicacion de Matlab a la Identificacion de Espectros de Oleaje. [Online] [Citado em: 01 de Março de 2014.] <http://ctb.dia.uned.es/CRIBAV/Articulos/moyano99.pdf>.
- Pohlmann Livi, Celso. 2004.** *Fundamentos de Fenômenos de Transporte Um texto para Curso Básico*. Rio de Janeiro : LTC, 2004.
- Rodrigues, Leão. S/Data.** Wave power conversion systems for electrical energy production. Unica Caparica - PORTUGAL : s.n., S/Data. Vol. Unico.

APÊNDICE A – DIAGRAMAS DE BLOCOS UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES

Diagrama de blocos das forças aplicadas ao flutuador.

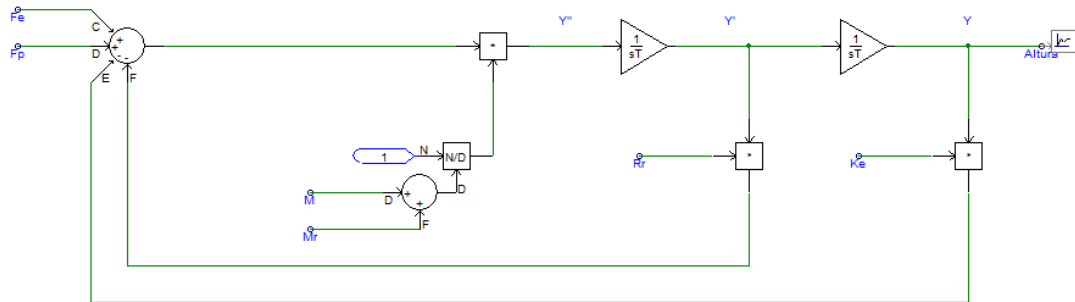


Diagrama de blocos para a vazão de entrada do acumulador hidropneumático

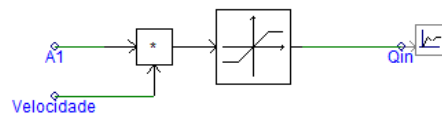


Diagrama de blocos do modelo da turbina

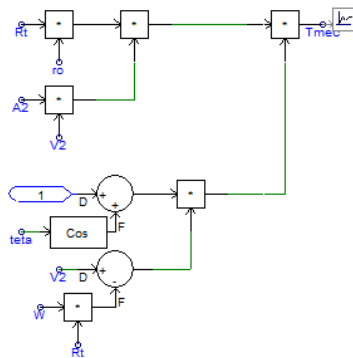


Diagrama de blocos para a unidade de conversão primária de energia para uma vazão não controlada

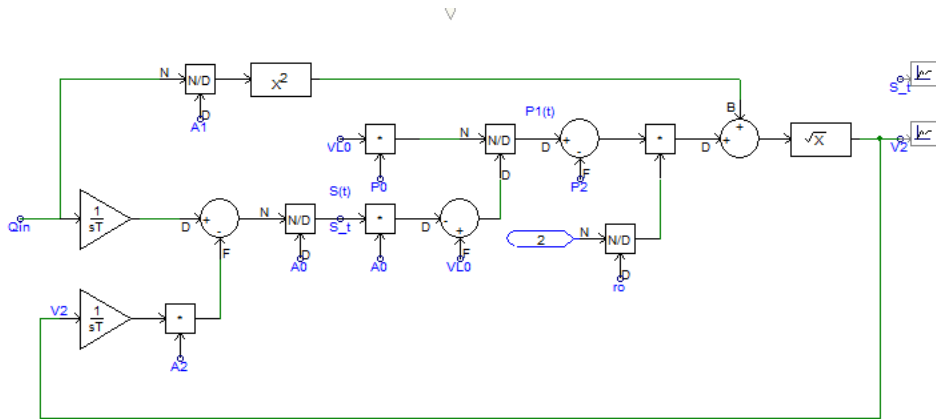


Diagrama de blocos para a unidade de conversão primária de energia para uma vazão controlada

