EDUARDO ZERAIB ANTUNES DOS SANTOS

**SIMULADOR EM TEMPO REAL
PARA TESTE DE REGULADORES DE VELOCIDADE
DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo
para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

São Paulo

2006

EDUARDO ZERAIB ANTUNES DOS SANTOS

**SIMULADOR EM TEMPO REAL
PARA TESTE DE REGULADORES DE VELOCIDADE
DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo
para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Sistemas de Potência

Orientador:
Prof. Dr.
Clovis Goldemberg

São Paulo

2006

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 15 de Dezembro de 2006

Assinatura do autor

Assinatura do orientador

Santos, Eduardo Zeraib Antunes dos
Simulador em tempo real para teste de reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas / E.Z.A. dos Santos. -- São Paulo, 2006.

p.74

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Energia e Automação Elétricas.

1.Turbinas hidráulicas 2.Simulação 3.Transientes hidráulicos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Energia e Automação Elétricas II.t.

*Ao meu filho Vitor, pequeno
companheiro nesta jornada*

À minha esposa, Priscila

Aos meus pais, Neusa e Anízio

Agradecimentos

À Escola Politécnica da Universidade de São Paulo por promover esta grande oportunidade de aprimoramento pessoal.

Ao Professor Doutor Clovis Goldemberg por ter me aceito neste programa de mestrado e pelo seu apoio, incentivo e energia durante todo o desenvolvimento do curso.

A Voith Siemens Hydro, especialmente ao Eng. Mário Bento Júnior, por permitir meu ingresso no ramo das hidrelétricas e pelo incentivo para iniciar o mestrado.

A GE Energy, particularmente ao Eng. Marcelo Moreira de Souza, pela nova chance de ampliar meus conhecimentos e continuar este trabalho.

A minha irmã, Sandra, e aos meus pais Neusa e Anízio por toda força, motivação e ensinamentos fundamentais e inspiradores.

E principalmente, à minha querida esposa Priscila, que acompanhou de perto esta “saga” e cuja compreensão, paciência e estímulo possibilitaram este mestrado.

Resumo

Esta dissertação descreve um simulador em tempo real para aplicação em testes de reguladores de velocidade de hidrelétricas. O simulador é implementado num hardware que permite a conexão física de todos os sinais que o regulador teria na usina. As dimensões e o perfil hidráulico da usina, dados das máquinas e unidade de força hidráulica são inseridos através de tabelas de fácil entendimento pelo usuário. Os transientes hidráulicos no conduto forçado são simulados usando o método das características e levam em conta a influência da turbina. A unidade hidráulica e os atuadores são modelados incluindo suas não-linearidades. Além dos testes de fábrica, este simulador pode ser utilizado para análise preliminar de transientes hidráulicos, treinamento de operadores e como plataforma de testes para novas estratégias de controle da turbina.

Abstract

This work describes a real-time simulator to be used in hydroturbine speed governor tests. The simulator is implemented using a hardware configuration which allows the physical connection to the governor under test like it would be in the hydropower plant. The conduit dimensions, hydraulic scheme, machine and hydraulic power unit data are inserted into the simulator by user friendly input tables. The hydraulic transients in the penstock are simulated using the method of characteristics and take into account the turbine influence. The electro-hydraulic interface, servomotor and hydraulic power unit are simulated including the nonlinearities of valves and servomotors. Besides the factory tests, this simulator can also be applied for a preliminary analysis of hydraulic transients, operator training and platform for testing new turbine control strategies.

Simbologia

Variáveis relativas ao perfil hidráulico e Método das Características (MOC):

<i>A</i>	Área da seção do conduto	m^2
<i>D</i>	Diâmetro do conduto	m
<i>l</i>	Comprimento do conduto	m
<i>f</i>	Fator de atrito do trecho de conduto (Darcy-Weisbach)	---
<i>E</i>	Módulo de elasticidade do conduto	N/m^2
<i>e</i>	Espessura da parede do conduto	m
ρ	Massa específica do fluido	kg/m^3
<i>a</i>	Celeridade do trecho de conduto	m/s
<i>B</i>	Impedância característica do conduto	s/m^2
<i>R</i>	Parâmetro de resistência do conduto	s/m^5
<i>Q</i>	Vazão	m^3/s
<i>Q_i</i>	Vazão pelo ponto i	m^3/s
<i>Q₀</i>	Vazão nominal	m^3/s
<i>Q_{NS}</i>	Vazão provocada pela condição de contorno	m^3/s
<i>H</i>	Carga piezométrica ou queda	m
<i>H_i</i>	Carga piezométrica no ponto i da tubulação	m
<i>H_R</i>	Carga piezométrica nominal	m
<i>H_n</i>	Queda líquida	m
<i>H_{NS}</i>	Carga piezométrica na condição de contorno	m
<i>H_{ts}</i>	Carga piezométrica na saída do tubo de sucção	m
<i>C_P</i>	Variável auxiliar do MOC -	m
<i>C_M</i>	Variável auxiliar do MOC -	m
<i>B_P</i>	Variável auxiliar do MOC -	s/m^2
<i>B_M</i>	Variável auxiliar do MOC -	s/m^2
<i>N</i>	Número de seções em que o conduto é dividido	---
<i>dx</i>	Comprimento da seção de conduto ($dx = l / N$)	m
<i>dt</i>	Passo de tempo	s
<i>g</i>	Aceleração da gravidade (9.81 m/s^2)	m/s^2
<i>t_c</i>	Tempo de fechamento do elemento de controle	s
<i>T_w</i>	Tempo de inércia da água	s
<i>L_{eq}</i>	Indutância equivalente do conduto	s^2/m^3

C_{eq}	Capacitância equivalente do conduto	m
R_{eq}	Resistência equivalente do conduto	s ² /m ⁴
s	Operador de Laplace $s = j\omega$	---
ω	Frequência angular	rad/s
k	Índice de passo computacional	---
J	Índice para contagem de condutos que convergem ao nó	---
K	Índice para contagem de condutos que divergem do nó	---
MC	Número de condutos que convergem ao nó	---
MD	Número de condutos que divergem do nó	---
n	Coeficiente politrópico	---
p	Pressão	kgf/cm ²
v	Volume	m ³
JT	Tipo de junção do conduto	---

Variáveis relativas à representação da Turbina:

D_1	Diâmetro da turbina	m
n_{11}	Rotação unitária	rpm
Q_{11}	Vazão unitária	m ³ /s
T_{11}	Torque unitário	Nm
T_R	Torque nominal	Nm
T_m	Torque mecânico fornecido	Nm
η_T	Rendimento da turbina	---
h	Valor adimensional de queda	---
α	Valor adimensional de rotação	---
β	Valor adimensional de torque	---
v	Valor adimensional de vazão	---
WH	Característica adimensional da turbina (relativa à queda)	---
WB	Característica adimensional da turbina (relativa ao torque)	---
C_g	Coeficiente de descarga	---
C_s	Coeficiente de sobrevelocidade	---
n_{RW}	Rotação de disparo	rpm
Q_{RW}	Vazão no disparo	m ³ /s

Variáveis relativas ao sistema eletro-hidráulico e atuadores:

K_a	Ganho da válvula de controle	---
T_v	Constante de tempo da válvula de controle	s
T_y	Constante de tempo do servomotor	s
Y_g	Abertura do distribuidor	% ou pu
Y_b	Abertura do rotor Kaplan	% ou pu
LT	Nível do tanque de pressão	mm
DT	Diâmetro do tanque de pressão	mm
t_l	Tempo de carga do tanque de pressão pela bomba	s

Variáveis relativas ao modelo mecânico do gerador:

η_G	Rendimento do gerador	---
GD^2	Momento de inércia do gerador	kg.m ²
T_a	Torque acelerante	N.m
T_{el}	Torque eletromagnético	N.m
T_m	Torque mecânico	N.m
T_f	Atritos do sistema	N.m
n	Rotação instantânea	rpm
ω	Rotação instantânea	rad/s
ω_0	Rotação angular nominal	rad/s
δ	Ângulo de carga	rad
P_{el}	Potência do gerador	kW
P_t	Potência da turbina	kW
H	Constante de inércia do conjunto turbina-gerador	s
T_M	Tempo de inércia do conjunto turbina-gerador	s

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	DESCRIÇÃO GERAL	1
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	3
2	ESTUDO DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM HIDRELÉTRICAS.....	4
2.1	TEORIA DO GOLPE DE ARÍETE	4
2.2	PROBLEMAS DEVIDO AO GOLPE DE ARÍETE E MÉTODOS DE ATENUAÇÃO EM HIDRELÉTRICAS	6
2.3	EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS	7
2.4	REVISÃO DOS MÉTODOS DE ANÁLISE DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS	8
2.4.1	<i>Método gráfico</i>	<i>8</i>
2.4.2	<i>Método aritmético.....</i>	<i>8</i>
2.4.3	<i>Teoria da coluna rígida.....</i>	<i>8</i>
2.4.4	<i>Método dos planos de onda</i>	<i>9</i>
2.4.5	<i>Método das impedâncias</i>	<i>10</i>
2.4.6	<i>Matrizes de transferência</i>	<i>11</i>
2.4.7	<i>Modelos usados pelo IEEE.....</i>	<i>12</i>
3	MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO	13
3.1	COMPOSIÇÃO DO SISTEMA	14
3.2	ACUMULADOR DE ENERGIA	15
3.2.1	<i>Cálculo do nível e pressão no acumulador</i>	<i>17</i>
3.2.2	<i>Cálculo da pressão com entrada da bomba</i>	<i>18</i>
3.3	SISTEMA DO ATUADOR HIDRÁULICO	19
3.4	MODELAGEM DO CONJUNTO VÁLVULA + SERVOMOTOR	20
4	MODELAGEM DO CONJUNTO TURBINA-GERADOR.....	22
4.1	INTRODUÇÃO	22
4.2	DINÂMICA DO CONJUNTO	22
4.3	CONSIDERAÇÃO DAS PERDAS POR ATRITO E FREIOS	24
4.4	CÁLCULO DA POTÊNCIA ELÉTRICA E TORQUE ELETROMAGNÉTICO.....	25
4.4.1	<i>Considerando máquina ligada ao barramento infinito</i>	<i>25</i>
4.4.2	<i>Considerando máquina ligada num sistema isolado.....</i>	<i>26</i>
5	MODELAGEM DA TURBINA E PERFIL HIDRÁULICO	27
5.1	PRINCÍPIOS BÁSICOS E EQUACIONAMENTO DO MOC	27
5.2	TRATAMENTO PARA JUNÇÕES ENTRE CONDUTOS E OUTROS ELEMENTOS DA INSTALAÇÃO	31
5.2.1	<i>Equação do nó.....</i>	<i>31</i>
5.2.2	<i>Reservatório de montante.....</i>	<i>32</i>
5.2.3	<i>Chaminé de equilíbrio.....</i>	<i>32</i>

5.2.4	<i>Câmara de carga</i>	33
5.2.5	<i>Válvula de admissão principal</i>	34
5.3	MODELAGEM DA TURBINA	35
5.3.1	<i>Representação das características da turbina no campo unitário</i>	36
5.3.2	<i>Representação da turbina com os parâmetros de Suter</i>	39
5.3.3	<i>Modelagem da turbina pelo método do orifício dinâmico</i>	41
5.4	ALGORITMO DA SIMULAÇÃO	42
6	IMPLEMENTAÇÃO DO SIMULADOR	43
6.1	ARQUITETURA DO HARDWARE	43
6.2	SOFTWARE	43
6.3	CONSIDERAÇÕES SOBRE A OBTENÇÃO DE DADOS DE ENTRADA	44
6.4	LISTA DE SINAIS	45
6.5	INTERFACE COM USUÁRIO	46
6.5.1	<i>Entrada de dados</i>	46
6.5.2	<i>Gráficos</i>	47
6.6	TABELAS DE ENTRADA DE DADOS	48
6.6.1	<i>Dados do perfil hidráulico</i>	48
6.6.2	<i>Dados do sistema hidráulicos dos servomotores</i>	49
6.6.3	<i>Dados do gerador</i>	49
6.6.4	<i>Definição do esquema do sistema de adução</i>	49
6.7	IMPLEMENTAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS NO SOFTWARE DO SIMULADOR	50
6.8	CICLO PRINCIPAL DE EXECUÇÃO DO PROGRAMA	51
7	VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES	52
7.1	COMPARAÇÃO COM ENSAIOS EM TURBINA KAPLAN	52
7.1.1	<i>Verificação 1: Partida com a Unidade – Turbina Kaplan</i>	53
7.1.2	<i>Verificação 2: Rejeição de Carga - 50 MW (75%) - Turbina Kaplan</i>	54
7.1.3	<i>Verificação 4: Rejeição de Carga – Turbina Francis 180 MW (100%)</i>	55
7.1.4	<i>Verificação com ensaio independente</i>	56
8	CONCLUSÕES	59
9	RECOMENDAÇÕES E MELHORIAS FUTURAS	59
10	BIBLIOGRAFIA	60

1 INTRODUÇÃO

1.1 Descrição Geral

O objetivo central deste trabalho é o desenvolvimento de um simulador em tempo real de turbinas hidráulicas que possa ser usado para teste de reguladores de velocidade. O interesse em desenvolver este simulador se deve às seguintes razões:

- aprofundar o conhecimento e aumentar a confiança nos modelos matemáticos para simulação de eventos relacionados com o controle de turbinas em usinas hidrelétricas;
- avaliar previamente e com segurança situações-limite no controle de turbinas hidráulicas, cujo teste nem sempre pode ser realizado experimentalmente;
- otimizar os parâmetros do regulador de velocidade, sem as limitações normalmente impostas nos ensaios de campo.

Este simulador consiste fisicamente num controlador programável cujo hardware possui entradas e saídas necessárias para o regulador funcionar como se estivesse instalado na usina hidrelétrica. Este tipo de configuração, onde um controlador é inserido no lugar da planta real, é comumente designada “*hardware-in-the-loop*”.

No software, a principal característica é a capacidade de reproduzir fielmente os fenômenos físicos envolvidos tais como: os transientes e oscilações hidráulicas no sistema de adução, a resposta do servomotor e a dinâmica do gerador. Outra característica importante é a existência de uma interface gráfica com o usuário para a inserção de dados da planta e visualização curvas de tendência das grandezas simuladas. As Figuras 1.1 e 1.2 mostram as estruturas básicas do simulador:

Fig. 1.1 – Simulador externo no controlador

Fig. 1.2 – Simulador integrado no controlador

Na Fig. 1.1, o painel do regulador está conectado fisicamente ao simulador para que o todo o *hardware* seja testado. O computador representa a interface do usuário com o simulador e onde se pode configurar a instalação a ser simulada e visualizar os gráficos dos resultados das simulações. Na Fig. 1.2, os blocos de programa escritos para o simulador “*hardware-in-the-loop*” são implementados na própria CPU do Regulador, permitindo testes da lógica de controle e demonstrações de funcionamento. Nas duas figuras, as siglas AI, AO, DI, DO e SSG significam, respectivamente, entradas analógicas, saídas analógicas, entradas digitais, saídas digitais e gerador de sinal pulsado de velocidade.

O simulador apresentado é capaz de reproduzir, em tempo real:

- os transientes e oscilações hidráulicas para diversas configurações de condutos até a entrada da turbina;
- a resposta do sistema eletro-hidráulico;
- a dinâmica do gerador (em vazio, operando num sistema isolado ou na rede interligada).

A Fig. 1.3 representa o regulador de velocidade e todos os blocos do simulador, cuja modelagem computacional será descrita em detalhe nos capítulos a seguir. Basicamente estes blocos são parte de três subsistemas principais:

- Perfil Hidráulico (reservatório, condutos, turbina);
- Unidade de força hidráulica e servomotor (atuador);
- Gerador (modelo elétrico simplificado);

Fig.1.3 – Diagrama de blocos do simulador

As principais aplicações deste simulador são :

- a realização de testes completos do painel de controle bem antes da instalação em campo (incluindo o teste físico das interfaces analógicas e digitais) uma vez que este será interligado num arranjo do tipo “*hardware-in-the-loop*”. Isto reduz custos totais do projeto, pois minimiza o tempo de ajuste em campo e permite testar situações que dificilmente poderiam ser realizadas na planta real.
- ajuste prévio das malhas de controle PID e pesquisa de novas estratégias de controle dos reguladores de velocidade;
- treinamento de clientes, operadores e funcionários.

1.2 Organização do trabalho

Como a ênfase maior do trabalho está na simulação dos transientes hidráulicos provocados pela ação do regulador de velocidade em condutos forçados, o **capítulo 2** traz uma breve revisão de vários métodos de análise existentes para simulação do golpe de aríete, exceto o método das características, escolhido para o simulador e descrito no capítulo 5.

O **capítulo 3** descreve o modelo matemático do sistema do servomotor e da unidade hidráulica para aplicações típicas em hidrelétricas. Devido ao grande número de variáveis e dados de entrada, os detalhes de modelagem serão dados apenas para as características que realmente causam influência na resposta do regulador de velocidade.

O modelo dinâmico do conjunto turbina-gerador é apresentado **no capítulo 4**. Como o tema deste trabalho é um simulador para teste de reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas, optou-se por um modelo simplificado da parte elétrica do gerador.

No **capítulo 5** é detalhado o Método das Características para cálculo dos transientes hidráulicos nos condutos e as possibilidades de modelagem da turbina.

O **capítulo 6** trata da parte de implementação prática. São dados detalhes do hardware e da integração no software dos modelos descritos.

Em seguida no **capítulo 7**, são comparados alguns resultados de simulações com medições reais em campo, visando a validação dos modelos.

2 ESTUDO DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM HIDRELÉTRICAS

A preocupação em torno dos transientes hidráulicos em hidrelétricas vem da necessidade de se dimensionar economicamente um sistema de adução que resista às sobre-pressões originadas pelo choque da água com o dispositivo que esteja variando a vazão para a turbina. Este fenômeno é conhecido como golpe de aríete (e em inglês como *waterhammer*).

Vários métodos foram desenvolvidos ao longo do tempo para análise e reprodução matemática das oscilações de pressão no interior de tubulações. Em primeiro lugar, serão apresentadas as origens das equações fundamentais que descrevem o fenômeno do transiente hidráulico. A seguir, é apresentado um resumo dos métodos de análise e simulação, exceto o método das características, que será analisado separadamente no capítulo 3.

2.1 Teoria do golpe de aríete

Segundo [Bergant 2006] os primeiros trabalhos a respeito do fenômeno do golpe de aríete foram publicados no século XIX. Na época, o russo Joukowsky conduziu os experimentos que levaram à formulação da “equação fundamental do golpe de aríete”, para o cálculo da sobre-pressão ΔH :

$$\Delta H = \pm \frac{a \Delta V}{g} \quad (2.1)$$

Onde ΔV é a variação de velocidade do fluido provocada por um elemento de controle e a variável a (dada em [m/s]) é a velocidade de propagação da onda de pressão no conduto. Se esta onda se propaga na direção do fluxo é positiva, caso contrário, tem o sinal negativo. O valor da celeridade depende do fluido, do material do conduto e da forma que é fixado. Em instalações hidrelétricas com condutos de aço com ou sem blindagem, seu valor fica entre 850 e 1200 m/s. Quanto maior a rigidez do conduto, maior o valor da celeridade.

Fig 2.1 – Exemplo básico para demonstração do golpe de aríete

A Fig. 2.2 representa as quatro fases do golpe de aríete a partir do momento em que a válvula no final do conduto inicia o fechamento de duração t_c .

Fase 1: $0 < t < t_c$

Válvula fecha “parando” continuamente o fluxo de água que chega com velocidade V (m/s).

A água é comprimida contra as paredes do conduto que tende a se expandir.

A onda de pressão caminha no sentido do reservatório com velocidade a (m/s).

Fase 2: $t_c < t < 2t_c$

A onda de pressão bate no reservatório e inicia a volta à válvula, mas a “massa” de água está orientada para o reservatório. O conduto relaxa e volta ao diâmetro normal.

Fase 3: $2t_c < t < 3t_c$

A onda de pressão rebate novamente na válvula e a “massa” de água ainda está orientada para voltar ao reservatório. Surge uma pressão negativa que tende a contrair o conduto.

Fase 4: $3t_c < t < 4t_c$

A onda de pressão já chegou no reservatório pela 2ª. vez e retorna à válvula trazendo consigo a massa de água fazendo o conduto voltar ao normal

A pressão medida no fim do conduto terá a seguinte progressão no tempo:

Figs. 2.2 – Representação das quatro fases do golpe de aríete (ref. [EPFL, 2004])

Fig. 2.3 – Onda de pressão com: fechamento instantâneo ($t_c = 0$)

fechamento crítico ($t_c = 2l/c$)

fechamento normal ($t_c > 2l/c$)

2.2 Problemas devido ao golpe de aríete e métodos de atenuação em hidrelétricas

O fenômeno do golpe de aríete não é somente prejudicial à instalação devido as sobrepressões que o conduto está sujeito após o fechamento da válvula. As oscilações de massa subseqüentes podem amplificar com o tempo, dando origem a uma condição de ressonância. A estabilidade do sistema de regulação de velocidade é fortemente influenciada pelas flutuações de pressão no conduto, principalmente nas instalações com condutos longos cujo valor do tempo de inércia da água T_w , dado pela equação 2.2, é relativamente alto.

$$T_w = \frac{l}{gA} \cdot \frac{Q_0}{H_0} \quad (2.2)$$

Nestes casos a inércia do gerador deve ser determinada cuidadosamente para facilitar a regulação de velocidade do sistema. Em certos projetos é necessária a adição de um volante no eixo turbina-gerador para aumentar a inércia do conjunto.

Os métodos mais usados para atenuação da sobrepressão no conduto forçado são:

- Alteração da lei de fechamento do distribuidor ou válvula. Neste caso, a velocidade de fechamento e o início do amortecimento devem ser cuidadosamente determinados sempre procurando evitar a sobrevelocidade após uma rejeição de carga.
- Instalação de uma “chaminé de equilíbrio” ou “câmara de carga” entre o túnel de adução e a descida do conduto forçado para a casa de força. Esta opção reduz o valor de T_w visto que o túnel de adução já não pode mais ser considerado um conduto forçado e portanto, seu comprimento não entra no cálculo de T_w .
- Instalação de “válvula de alívio” ou “válvula de dispersão”, que na ocorrência da sobrepressão abre liberando água para a jusante ao invés de tentar “expandir” o conduto.

2.3 Equações fundamentais

A análise da variação de pressão e vazão em um conduto transportando fluídos líquidos é baseada nos princípios físicos da quantidade de movimento e conservação da massa. O resultado da análise é o par de equações hiperbólicas a derivadas parciais 2.3 e 2.4.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + FQ|Q| = 0 \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \end{array} \right. \quad (2.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + FQ|Q| = 0 \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Onde:

$$F = \frac{f}{2DA} \quad \text{Fator de resistência para condutos circulares.} \quad (2.5)$$

$$a = \sqrt{\frac{(\varepsilon / \rho)}{(1 + (\varepsilon / E)(D / e))}} \quad \text{Celeridade} \quad (2.6)$$

As premissas para o desenvolvimento dessas equações são:

- 1- O conduto é uniforme e a vazão é unidimensional. Como se trata de transporte de água, a distribuição de pressão e velocidade é considerada uniforme em cada secção transversal do conduto;
- 2- O conduto é elástico e o fluido compressível.
- 3- Não ocorre evaporação ou separação da coluna de líquido durante o transiente.
- 4- Os termos convectivos foram desprezados pois a velocidade do fluido (água) é muito menor que a celeridade ($V \ll a$).

Uma descrição mais detalhada de como estas equações são obtidas, a partir da análise de um volume de controle no conduto, é apresentada nas referências [Koelle 1992] e [Streeter 1993]. Para instalações hidrelétricas o valor da celeridade fica entre 850 e 1200 m/s dependendo do material e espessura do conduto e também do sistema de ancoragem. O fator de Darcy-Weisbach para condutos em hidrelétricas se situa na faixa de 0.010 e 0.020.

2.4 Revisão dos métodos de análise de transientes hidráulicos

2.4.1 Método gráfico

O método desenvolvido por Schnyder e Bergeron entre 1930 e 1935, despreza o atrito na equação do movimento mas possui uma forma de correção para levá-lo em consideração. Este método possui a vantagem de oferecer a visualização passo a passo do transiente hidráulico durante a solução do próprio problema. Pode também ser utilizado facilmente para resolver problemas com um único conduto. Entretanto, a principal desvantagem é a dificuldade para a codificação computacional e os erros que podem ser gerados na resolução [Popescu 2003].

2.4.2 Método aritmético

A criação deste método é atribuída a Allievi em 1903. Desprezando o efeito do atrito f na equação 2.3 e reescrevendo a equação da continuidade 2.4, ele simplificou as equações fundamentais obtendo 2.7 e 2.8.

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.8)$$

Estas equações podem ser tratadas como equações diferenciais lineares e a solução geral possui a forma:

$$H - H_0 = F(t + x/a) + f(t - x/a) \quad (2.9)$$

$$V - V_0 = (g/a)(F(t + x/a) - f(t - x/a)) \quad (2.10)$$

A função $F(t+x/a)$ pode ser interpretada como a onda refletida ao reservatório devido ao fechamento da válvula na saída do tubo e a função $f(t-x/a)$ como a onda que vai para o fim do tubo devido a uma perturbação no lado do reservatório.

2.4.3 Teoria da coluna rígida

Para os casos em que o tempo de manobra do elemento de controle de vazão é relativamente maior que o tempo de reflexão do conduto (l/a em segundos), a variação de armazenamento de massa na tubulação se torna desprezível e o fluido poder ser considerado incompressível. A modelagem com coluna rígida é portanto um caso particular do modelo elástico onde o termo $\partial H/\partial t$ é praticamente nulo.

A partir da equação do movimento 2.3 e sabendo-se que agora a vazão varia apenas com o tempo, pode-se considerar também, que a queda piezométrica varia de forma constante entre a montante (H_M) e a jusante (H_J) ao longo do conduto de comprimento l . Portanto, a equação do movimento pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{H_M - H_J}{l} + \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2D} = 0 \quad (2.11)$$

Este método é bastante empregado quando se deseja simplificar a modelagem do conduto para estudos de estabilidade. Neste caso, a equação anterior é comumente apresentada na forma da equação 2.12 :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{T_w} (H_D - H_U - H_f) \quad (2.12)$$

onde : $H_f = \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D}$ representa as perdas por atrito.

2.4.4 Método dos planos de onda

Este método consiste em monitorar as ondas de pressão geradas no sistema pela ação de elementos de controle de vazão tais como: válvulas e o distribuidor de uma turbina. O efeito do atrito é considerado ao se modificar a onda de pressão usando a relação não-linear entre a carga piezométrica e a vazão [Wood 2005].

Portanto, conhecendo-se a velocidade de propagação, as dimensões do conduto e o instante de atuação do elemento de controle, é possível determinar a amplitude da onda de pressão nos pontos de perturbação e junções de condutos.

Pelo fato de se calcular as variações somente quando ocorre algum evento de perturbação, este método requer menor quantidade de cálculos, tornando-o ótimo para simulações de transientes em redes complexas de distribuição de água, com múltiplos condutos e nós. Entretanto, este método exige que as funções de variação de vazão, como o fechamento de uma válvula, sejam aproximadas por funções pré-definidas [Ghidaoui 2005].

O método também requer a previsão do comportamento dos elementos de controle e dispara os cálculos de simulação somente após a ocorrência de uma perturbação. Portanto, para simulação em tempo real de transientes em hidrelétricas, este método não é vantajoso visto que não se pode prever exatamente qual será o próximo movimento do elemento de controle.

2.4.5 Método das impedâncias

As técnicas citadas anteriormente apresentam uma solução para análise do transiente no domínio do tempo. Entretanto, em certos casos o que interessa é avaliar o efeito de regimes periódicos na vazão provocado por uma determinada fonte de perturbação. Para este objetivo, a solução das equações do movimento e da continuidade pode ser mais facilmente obtida se realizada no domínio da frequência, em comparação com o número de iterações necessárias no domínio do tempo. Neste método, é feita a analogia do conduto com linhas de transmissão elétricas como mostrado nas equações 2.13 e 2.14:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + L_{eq} \frac{\partial Q}{\partial t} + RQ = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + C_{eq} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.14)$$

Fazendo as analogias elétricas pode-se dividir um conduto em N circuitos “T” de com R , L , C definido para cada trecho de comprimento dx :

$$R = \frac{f dx}{2 g D A^2} \quad L_{eq} = \frac{dx}{g A} \quad C_{eq} = \frac{g A}{a^2} dx \quad (2.15)$$

A carga piezométrica e as vazões de entrada são calculadas usando equações de malhas e nós para determinar as pressões e vazões em diferentes seções do conduto.

Fig. 2.4 – Representação de uma seção de conduto com elementos RLC

Conforme citado em [EPFL 2001], a precisão dos resultados de uma simulação de transiente, com este método, se aproxima da solução obtida com o método das características e melhora quanto mais elementos “T” forem utilizados para a simulação.

2.4.6 Matrizes de transferência

Para facilitar a determinação dos modos de ressonância no sistema reservatório-conduto-turbina é mais conveniente representar as equações dos elementos “T” citados anteriormente na forma de “matrizes de transferência”. Supondo que sejam analisadas apenas variações senoidais em torno de um valor médio de Q e H tal que $q^* = \text{Re}(q(x)e^{j\omega x})$ e $h^* = \text{Re}(h(x)e^{j\omega x})$. Sendo o valor médio de Q e H constantes no regime estacionário, as equações da continuidade e movimento passam a valer somente para as variações q^* e h^* tal como nas Eqs. 2.16 e 2.17.

$$\frac{\partial h^*}{\partial x} + L_{eq} \frac{\partial q^*}{\partial t} + R.Q = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial q^*}{\partial x} + C_{eq} \frac{\partial h^*}{\partial t} = 0 \quad (2.17)$$

Considerando também que em regime estacionário a carga piezométrica e vazão nas extremidades do conduto são as mesmas e sendo Z_c a impedância característica, a solução geral para estas equações pode ser expressa na forma de matriz com variáveis no domínio da frequência s :

$$\begin{Bmatrix} H \\ Q \end{Bmatrix}_{i+1}^J = \begin{bmatrix} \cosh \gamma_i l_i & -Z_c \sinh \gamma_i l_i \\ -\frac{1}{Z_c} \sinh \gamma_i l_i & \cosh \gamma_i l_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H \\ Q \end{Bmatrix}_i^M \quad (2.18)$$

e onde R_{eq} e C_{eq} são resistência e capacitância equivalente para todo o conduto.

$$\gamma^2 = \left(\frac{s}{a} \right)^2 + s.R_{eq}.C_{eq} \quad Z_c = \frac{\gamma.a^2}{sgA} \quad (2.19)$$

Considerando o atrito nulo, ou seja $R_{eq} = 0$, e o nível de montante H_M constante, tem-se que $Z_c = a/gA$ e, então, pode-se escrever a equação 2.20 relacionando a variação da carga H_J e vazão Q_J na jusante.

$$H_J = -Z_c \tanh(\gamma) Q_J \quad (2.20)$$

2.4.7 Modelos recomendados pelo IEEE

A referência IEEE (1992) descreve os modelos do conjunto reservatório-conduto-turbina na forma de diagrama de blocos relacionando G (abertura do distribuidor) e P_m (potência mecânica da turbina). No artigo são descritos os modelos lineares, os não-lineares com coluna rígida com ou sem chaminé de equilíbrio e os não-lineares com coluna elástica.

Estes últimos são adequados para estudos com condutos longos onde o tempo de propagação se aproxima ao tempo de manobra do distribuidor.

A vantagem da representação em diagrama de blocos é a facilidade de codificação em programas como MATLAB/Simulink, que trabalham com interface gráfica dedicada para simulação de sistemas em diagramas de blocos.

O Método das Características descrito no capítulo 3, é citado como alternativa para solução dos problemas que consideram o modelo elástico e quando se deseja determinar, com maior precisão, a sobrepressão e as oscilações de pressão ao longo do conduto.

A Fig. 2.8 mostra um exemplo de diagrama de blocos do [IEEE 1992] para modelagem de uma turbina incluindo efeitos das ondas viajantes no conduto forçado.

Fig. 2.5 – Modelo não-linear da turbina para coluna d'água elástica (IEEE 1992)

3 MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO

O objetivo deste capítulo é descrever a modelagem do sistema hidráulico e dos servomotores que atuam para posicionar o distribuidor da turbina. O princípio de funcionamento é o mesmo para distribuidores Francis, rotor Kaplan ou injetor Pelton. A Figura 3.1 mostra como exemplo, os servomotores, aro de regulação e palhetas diretoras para uma turbina Francis.

Fig. 3.1 – Vista em corte de unidade geradora com turbina Francis

A parte eletrônica do Regulador de Velocidade calcula a abertura necessária para manter a velocidade ou potência desejada para a turbina. Este comando é passado para a parte hidráulica através da chamada “interface eletro-hidráulica”. O componente principal desta interface é a válvula proporcional. A abertura e fechamento dos servomotores são comandados através de um sinal de corrente de 4 a 20mA ou de tensão variando entre -10V a +10V. O modelo mais utilizado é o de 4 a 20mA onde, com uma corrente $I > 12\text{mA}$, o fluxo de óleo é direcionado para abrir os servomotores e com $I < 12\text{mA}$ eles se fecham. A vazão de óleo é proporcional ao valor da corrente de comando. Numa condição de operação estacionária, a válvula se mantém oscilando em torno do ponto de equilíbrio com $I = 12\text{mA}$.

3.1 Composição do Sistema

Em praticamente todas as usinas hidrelétricas, o sistema utilizado para movimentar os servomotores é hidráulico, utilizando óleo como fluido de controle. Em casos raros de instalações de pequenas centrais hidrelétricas podem ser encontrados acionamentos com motores elétricos alimentados por inversores de frequência. Portanto as principais razões para utilização de um sistema hidráulico para movimentação dos servomotores são:

- Armazenamento de energia para situações de emergência ;
- Simplicidade de controle;
- Precisão no controle de movimentação de cargas elevadas com apenas um sinal de controle de baixa amplitude.

Os principais componentes deste sistema são:

- A Unidade de Pressão Hidráulica: composta pelo reservatório de óleo, moto-bombas, acumuladores de pressão e instrumentos de medição de pressão, nível e temperatura;
- Válvula proporcional e válvula distribuidora;
- Válvulas direcionais;
- Servomotores;
- Filtros e trocadores de calor.

Fig. 3.2 – Ilustração simplificada do sistema eletro-hidráulico

A Figura 3.3 mostra uma unidade hidráulica típica usada em uma usina hidrelétrica com Turbina Kaplan, a qual requer maior quantidade de óleo:

Fig. 3.3 – Unidade Hidráulica (Usina de Lajeado - Voith Siemens Hydro)

3.2 Acumulador de Energia

As funções do acumulador de energia numa unidade hidráulica são:

- garantir a movimentação das palhetas na condição mais desfavorável em que a unidade geradora poderá se encontrar durante a operação. Por exemplo, a unidade geradora entra repentinamente em sistema isolado e precisa ajudar a restabelecer o sistema interligado quando também ocorre perda da alimentação dos serviços auxiliares em CA para as bombas de óleo.
- amortecer variações bruscas na linha de pressão, devido ao fechamento de válvulas de emergência ou pulsações na saída da bomba.

A modelagem do acumulador é importante para que o simulador forneça ao painel do regulador as variações de pressão e nível do acumulador durante o funcionamento da unidade hidráulica e também para que a resposta dinâmica dos servomotores seja simulada com mais precisão. A Fig. 3.4 mostra as grandezas da unidade hidráulica que serão geradas neste módulo do programa do simulador.

Fig. 3.4 – Esquema simplificado do acumulador e reservatório de óleo.

Os acumuladores hidro-pneumáticos podem ser do tipo com ou sem separação entre gás e óleo. Os tipos mais empregados em usinas hidrelétricas são:

1. Acumulador de bexiga: consiste num recipiente cilíndrico com extremidades esféricas. A extremidade superior possui uma válvula para pré-carga de gás Nitrogênio numa bexiga construída com elastômero apropriado ao contato com o óleo [Linsingen 2003]. Ele é utilizado normalmente para acionamento de servomotores com baixo volume e elevada pressão de óleo, aproximadamente entre 120 e 150bar. É o tipo mais comum em pequenas centrais hidrelétricas onde o volume de óleo necessário para movimentar os servomotores é menor.
2. Tanque Ar-Óleo: Neste tipo não há separação física entre os fluidos e pode ocorrer a penetração de ar no sistema caso seja ultrapassado o limite volumétrico mínimo do acumulador. O ar comprimido é injetado na parte superior do tanque aumentando a pressão do óleo para o resto do sistema. Este tipo é normalmente utilizado em grandes centrais hidrelétricas com sistemas de pressão entre 20 e 80 bar e servomotores de maior volume.

3.2.1 Cálculo do nível e pressão no acumulador

A experiência mostra que a expansão do ar dentro do tanque de pressão, seja ele com ou sem separador pode ser considerada adiabática [Kovalev 1961]. Dessa forma, o comportamento de acumuladores hidro-pneumáticos pode ser descrito pela lei de Boyle dos gases (Eq. 3.1):

$$p_0 V_0^{1.41} = p_1 V_1^{1.41} \quad (3.1)$$

Onde: p_0 = pressão inicial do ar

p_1 = pressão final do ar

V_0 = volume inicial de ar

V_1 = volume final de ar

No simulador, deseja-se calcular a pressão e o volume a cada ciclo de programa.

Portanto, coloca-se a equação 3.1 na forma discreta :

$$p_{(k+1)} = p_k \left(\frac{V_k}{V_{k+1}} \right)^{1.41} \quad (3.2)$$

O volume do instante seguinte é proporcional ao tamanho do servomotor, vazamentos e atuação de válvulas que ligam as linhas de pressão e tanque.

$$V_{(k+1)} = V_k + \Delta V_r + \Delta V_l \quad (3.3)$$

Onde ΔV_r é a variação de volume utilizado para regulação e ΔV_l a variação devido a vazamentos no sistema. O valor de ΔV_r no simulador será determinado em função da curva ($Q(m^3/s), Y(\%)$) da válvula proporcional ou distribuidora. Esta curva depende da forma de construção da válvula e pode ser obtida do manual do fabricante.

É interessante simular a variação do nível de óleo no tanque de pressão e regulador para efeito de realização dos testes de fábrica com mais “realismo”. O nível pode ser calculado pela geometria do acumulador como descrito na eq. 3.4 :

$$LT_k = LT_{k-1} + \frac{4 \cdot \Delta V}{\pi \cdot DT^2} \quad (3.4)$$

Onde LT é o nível e DT o diâmetro do tanque de pressão.

3.2.2 Cálculo da pressão com entrada da bomba

O próprio regulador de velocidade ou automatismo independente da usina podem monitorar a pressão do acumulador e efetuar o controle da mesma. Caso a pressão caia abaixo de um valor pré-determinado para garantir o bom funcionamento do sistema, uma ou as duas bombas da unidade hidráulica são acionadas para enviar mais óleo do reservatório para o tanque de pressão. Usualmente, enquanto a unidade geradora está em operação, apenas uma bomba fica sempre acionada. Se a pressão no acumulador está normal, a bomba mantém o óleo circulando pelo reservatório através de uma válvula de descarga ou válvula de alívio. Quando há necessidade de aumento pressão, esta válvula comuta os pórticos para enviar mais óleo ao acumulador. A pressão do acumulador continua sendo calculada pela expressão 3.2 e o volume de ar no tanque diminui conforme a entrada do volume V_p de óleo fornecido pela bomba durante o tempo de carga t_l .

$$V_{(k+1)} = V_k + \Delta V_r + \Delta V_l - \Delta V_p \quad (3.5)$$

Onde $V_p = Q_p \cdot t_l$

A figura 3.5 ilustra a variação de nível e pressão de um acumulador do tipo ar-óleo. São dados reais obtidos em ensaios de campo na Usina Hidrelétrica de Três Marias (Jun/2006):

Fig. 3.5 – Ciclos de reposição de pressão - Dados reais

3.3 Sistema do Atuador Hidráulico

Os sistemas de acionamentos de servomotores típicos de usinas hidrelétricas, são tipicamente divididos em duas configurações:

A- Estágio simples: Conjunto Válvula Proporcional + Servomotor. Tipicamente usado em instalações de Pequenas Centrais Hidrelétricas, onde o volume do servomotor é pequeno permitindo que vazão da válvula proporcional já seja suficiente para controlar diretamente o servomotor.

Fig. 3.6–Representação simplificada de uma válvula de controle e servomotor hidráulico

B-Estágio duplo :Válvula Proporcional +Válvula Piloto +Servomotor

Este esquema é necessário quando a vazão de óleo para movimentar o servomotor é maior do que uma válvula proporcional comercial é capaz de suprir. Neste caso é feito um “amplificador hidráulico” colocando a válvula proporcional para comandar uma válvula intermediária que por sua vez possui uma vazão maior para pilotar o servomotor. Neste tipo de instalação, a pressão de trabalho pode variar de 25 a 60bar e a energia hidráulica é armazenada em tanques de pressão do tipo Ar-Óleo.

3.4 Modelagem do conjunto Válvula + Servomotor

Baseando-se na Figura 3.6, o objetivo da análise é obter uma função de transferência entre o deslocamento da válvula x e o deslocamento do servomotor y .

Nas análises seguintes será considerado que o êmbolo das válvulas apresenta sobreposição “zero”, ou seja, quando a válvula está na posição central de equilíbrio, somente o óleo de “fuga” passa através da válvula.

A experiência mostra que a relação entre Q e pressão P de óleo no servomotor pode ser feita linear em torno de um ponto de operação, resultando nas equações 3.6.

$$Q = K_v x - R_v \Delta P \quad K_v = \frac{\partial Q}{\partial x} \quad R_v = -\frac{\partial Q}{\partial \Delta P} \quad (3.6)$$

O coeficiente K_v é o parâmetro “ganho da válvula” e depende geometria do orifício da válvula. R_v é denominado “fator de pressão”. Seu efeito é similar ao da condutância em circuitos elétricos. Considerando X e P valores em p.u. em relação ao valor máximo de deslocamento e pressão respectivamente, a tabela 3.1 define estes fatores para válvulas com orifício retangular e redondo:

Parâmetro da válvula	Válvulas com orifício retangular	Válvulas com orifício redondo
Ganho da válvula - K_v	$\frac{\partial Q}{\partial X} = \sqrt{(1-P)}$	$\frac{\partial Q}{\partial X} = \frac{8}{\pi} \sqrt{x(1-P)}$
Fator de pressão - R_v	$\frac{\partial Q}{\partial P} = \frac{-x}{2\sqrt{(1-P)}}$	$\frac{\partial Q}{\partial P} = \frac{8}{3\pi} \frac{-x}{\sqrt{(1-P)}}$

Tab. 3.1– Cálculo dos coeficientes K_v e R_v para os tipos mais comuns de válvulas

Referindo-se à Fig. 3.6, fazendo-se o balanço de volume no servomotor e desprezando os vazamentos internos, pode-se calcular a quantidade de óleo que entra no servomotor por :

$$A \rho dy = Q dt \quad Q = A \rho \frac{dy}{dt} \quad (3.7)$$

Sabendo que a força F exercida pelo êmbolo é igual ao produto da Área pela diferença de pressão entre as câmaras tem-se:

$$A \Delta P = \frac{A}{R_v} \left(K_v x - A \rho \frac{dy}{dt} \right) \quad (3.8)$$

Considerando que o servomotor de área A desloca uma carga de massa m com coeficiente de atrito f por uma distância y , a força exercida pelo servomotor pode ser escrita como:

$$m \frac{d^2 y}{dt} + \left(f + \frac{A^2 \rho}{R_v} \right) \frac{dy}{dt} = \frac{AK_v}{R_v} x \quad (3.9)$$

Pode-se portanto, definir a função de transferência entre y e x passando a equação diferencial 3.9 para o domínio da frequência s :

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_a}{s(T_v s + 1)} \quad (3.10)$$

onde

$$K_a = \frac{1}{\frac{fR_v}{AK_v} + \frac{A\rho}{K_v}} \quad T_v = \frac{mR_v}{fR_v + A^2\rho} \quad (3.11)$$

A função de transferência acima incluindo a realimentação de posição está representada na figura 3.7 :

Fig. 3.7 – Diagrama de Blocos do sistema do atuador hidráulico

Este diagrama de blocos será empregado no simulador para fornecer a posição do servomotor em resposta aos comandos do regulador. O bloco de atraso de transporte foi colocado para contabilizar o atraso no movimento dos êmbolos das válvulas e servomotores. O usuário deve inserir os valores de velocidade de abertura e fechamento do servomotor para executar a simulação. Os limites de abertura do servomotor normalmente são ajustados em 0.0 e 100.0%.

4 MODELAGEM DO CONJUNTO TURBINA-GERADOR

4.1 Introdução

A idéia neste capítulo é definir as equações que modelam o comportamento dinâmico do conjunto rotor turbina e gerador. A cada ciclo do programa do simulador, deverá ser calculado o valor da rotação e potência ativa do gerador em função do torque mecânico fornecido pela turbina. A Fig. 4.1 ilustra a turbina acoplada ao rotor do gerador através do eixo. As variáveis H e Q (pressão e vazão) representam a potência mecânica na turbina e as variáveis V e I (tensão e corrente) determinam a potência elétrica do gerador.

Fig. 4.1 – Ilustração do conjunto turbina-gerador

4.2 Dinâmica do Conjunto

A resultante dos torques no eixo do conjunto fornece o valor do torque acelerante dado por:

$$T_a = T_m - T_e - T_f \quad (4.1)$$

Onde:

T_a = Torque acelerante em [N.m]

T_m = Torque mecânico fornecido pela Turbina [N.m]

T_e = Torque eletromagnético [N.m]

T_f = Torque de atrito do conjunto e dos freios [N.m]

O torque mecânico T_m fornecido pela turbina é obtido através das características da turbina como descrito no Capítulo 5. O torque eletromagnético T_{el} depende da carga e eficiência do gerador. O torque de perdas T_f contabiliza as perdas por atrito no conjunto e também a ação dos freios do gerador quando aplicados.

A partir do torque acelerante podemos calcular a rotação do conjunto [Kundur 1994] :

$$T_a = J \frac{d\omega_m}{dt} \quad (4.2)$$

Onde :

J = inércia do conjunto turbina-gerador [kg.m²]

ω_m = rotação angular mecânica do rotor [rad/s]

O valor de J pode ser normalizado com a *constante de inércia* H que relaciona a energia cinética na rotação nominal ω_{0m} com a potência de base em VA.

$$H = \frac{J \cdot \omega_{0m}^2}{2 \cdot S_{base}} \quad (4.3)$$

Como $S_{base} = T_{base} \cdot \omega_{0m}$ podemos colocar o T_a em p.u. em 4.4:

$$\overline{T_a} = 2H \frac{d\overline{\omega_r}}{dt} \quad (4.4)$$

O valor da rotação ω_r em p.u. pode ser obtido integrando-se a equação 4.4:

$$\overline{\omega_r} = \frac{1}{2H} \int \overline{T_a} \cdot dt \quad (4.5)$$

O cálculo pode ser resumido pelo tradicional diagrama de blocos da Fig. 4.2:

Fig. 4.2 – Diagrama de blocos para cálculo da rotação

4.3 Consideração das perdas por atrito e freios

A consideração do atrito no modelo é importante para se obter uma resposta mais exata da velocidade com a máquina em partida, regulando a velocidade em vazio ou durante a desaceleração após um comando de parada. Na fig.4.2 , torque T_f leva em conta o valor da marcha em vazio e perdas proporcionais à rotação da unidade. No trabalho de [Jaeger 1994], as perdas por atrito das turbinas são calculadas em função da vazão e da rotação da unidade.

O torque de atrito é pela função $T_f(q, \omega) = K_f \cdot \omega^2$ onde K_f é um coeficiente de atrito é uma função quadrática da vazão:

$$K_f(q, \omega) = (a_f q^2 + b_f q + c_f) \quad (4.6)$$

No artigo, os coeficientes do polinômio a_f , b_f e c_f foram determinados por ajuste de curvas a partir dos dados obtidos nos testes de eficiência da unidade.

Fig. 4.3 – Exemplo de levantamento de curva de Perdas x Vazão [Jaeger 1994]

Para simplificar o processo de obtenção dos dados, o simulador levará em consideração um coeficiente de atrito K_f dado por uma curva padrão e um valor de marcha em vazio estimado inicialmente, mas que poderá ser ajustado pelo usuário. O efeito da frenagem pode ser simulado usando o permissivo para entrada dos freios normalmente liberados por uma saída discreta do regulador de velocidade. Ao receber o sinal de que os freios foram aplicados, o simulador soma ao valor de torque de atrito, um valor constante do torque de frenagem em [N.m]. Este valor também pode ser alterado pelo usuário.

4.4 Cálculo da potência elétrica e torque eletromagnético

4.4.1 Considerando máquina ligada ao barramento infinito

A potência elétrica pode ser calculada em função da diferença de ângulo entre a tensão do gerador E_1 e a tensão do barramento infinito E_2 , ligados através de uma reatância X_T conforme a figura 4.4:

$$P_e = \frac{E_1 \cdot E_2}{X_T} \cdot \sin \delta \quad (4.7)$$

Onde δ é a diferença entre os ângulos δ_1 e δ_2 .

Fig. 4.4 – Máquina ligada ao barramento infinito

Neste simulador não se pretende modelar o comportamento do regulador de tensão e, portanto, as correções da tensão do gerador durante as variações de carga não serão consideradas. O cálculo da potência ativa será feito diretamente a partir da potência mecânica calculada no módulo da turbina e da eficiência do gerador η_G , como descrito na equação 4.8.

$$P_e = \eta_G \cdot P_m \quad (4.8)$$

Desprezando-se a resistência do estator, o torque eletromagnético T_e pode ser calculado pela Eq. 4.9, completando assim, as variáveis para o cálculo da rotação conforme diagrama de blocos da Fig.4.2.

$$T_e = \frac{30 P_e}{\pi \cdot n_0} \quad (4.9)$$

4.4.2 Considerando máquina ligada num sistema isolado

A modelagem da carga do sistema isolado é importante, pois é justamente nesta situação que o regulador efetivamente trabalha controlando a frequência da unidade geradora. Para isso, é necessário conhecer o comportamento da carga conectada aos terminais do gerador. De acordo com [IEEE Task Force 1993], a modelagem da carga é bastante aproximada devido à grande variedade de tipos e variações na demanda.

Para a implementação do simulador será considerado um valor de carga constante inserido no programa no lugar de P_e e ativada quando o usuário do simulador ativar a opção para operação em “Sistema Isolado”.

5 MODELAGEM DA TURBINA E PERFIL HIDRÁULICO

O método das características (MOC) será utilizado neste trabalho para simular os transientes e oscilações de massa no conduto forçado. A técnica é bastante conhecida por apresentar um resultado numérico excelente se o conduto for dividido em vários pequenos trechos de comprimento dx e o passo de cálculo dt for igual ao tempo de deslocamento da onda de pressão por este trecho. O desenvolvimento das equações do MOC é descrito detalhadamente nas publicações clássicas de [Streeter & Wylie 1993] e [Chaudhry 1980]. O trabalho de [Ghidaoui & et al. 2005] descreve técnicas modernas para análise de transientes com o MOC, faz comparações com outros métodos e fornece uma excelente revisão histórica sobre o fenômeno do golpe de aríete. Neste trabalho serão descritos apenas os pontos relevantes da aplicação do MOC, especificamente para simulação de transientes em condutos forçados em usinas hidrelétricas e fenômenos oscilatórios que podem influenciar o desempenho do sistema de regulação de velocidade e potência.

5.1 Princípios Básicos e Equacionamento do MOC

A Fig. 5.1 ilustra a propagação das ondas de pressão criadas a partir do fechamento da válvula localizada na extremidade de saída de um sistema com reservatório e conduto forçado.

Fig. 5.1- Ilustração das retas características.

As retas C^+ e C^- representam o lugar no plano (x,t) no qual são válidas as equações de diferenças finitas que relacionam a carga H_i e vazão Q_i . Estas retas somente serão válidas se a onda de pressão se propagar com velocidade $a \leq dx/dt$. Portanto, obedecida a “Condição de Courant”, as equações fundamentais a derivadas parciais 2.3 e 2.4 podem ser transformadas nas equações a derivadas totais 5.1 e 5.2.

$$C^+: \left\{ \begin{array}{l} \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \end{array} \right. \quad \text{desde que} \quad \frac{dx}{dt} = +a \quad (5.1)$$

$$C^-: \left\{ \begin{array}{l} -\frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \end{array} \right. \quad \text{desde que} \quad \frac{dx}{dt} = -a \quad (5.2)$$

Para implementar um programa de computador para solução do sistema anterior, é mais adequado transformar a equação diferencial em equações de diferenças finitas definindo k como o passo computacional:

$$\frac{dH}{dt} = H(i, k) - H(i-1, k-1) \quad \frac{dQ}{dt} = Q(i, k) - Q(i-1, k-1) \quad (5.3)$$

Para simplificar os cálculos e adicionar um significado físico às equações, introduzem-se as variáveis B como sendo a impedância característica e R como um parâmetro de resistência do conduto.

$$B = \frac{a}{gA} \quad R = \frac{f \cdot dx}{2gDA^2} \quad (5.4)$$

Onde :

B = impedância característica do conduto

R = coeficiente de atrito do conduto

Substituindo os coeficientes B e R nas equações 5.1 e 5.2 obtém-se:

$$C^+: \quad H_{(i,k)} = H_{(i-1,k-1)} - B \cdot (Q_{(i,k)} - Q_{(i-1,k-1)}) - R \cdot (Q_{(i,k)} \cdot |Q_{(i-1,k-1)}|) \quad (5.5)$$

$$C^-: \quad H_{(i,k)} = H_{(i+1,k-1)} + B \cdot (Q_{(i,k)} - Q_{(i+1,k-1)}) + R \cdot (Q_{(i,k)} \cdot |Q_{(i+1,k-1)}|) \quad (5.6)$$

Para facilitar o equacionamento e, principalmente, o código do programa, são utilizados os coeficientes C_P , C_M , B_P e B_M . Os subscritos P e M se referem à onda de pressão C^+ que propaga no sentido “positivo” reservatório-turbina e a onda C^- retorna para a montante.

$$C_P = H_{(i-1,k-1)} + B \cdot Q_{(i-1,k-1)} \quad B_P = B + R \cdot |Q_{(i-1,k-1)}| \quad (5.7)$$

$$C_M = H_{(i+1,k-1)} + B \cdot Q_{(i+1,k-1)} \quad B_M = B + R \cdot |Q_{(i+1,k-1)}| \quad (5.8)$$

Com estas equações pode-se determinar H e Q para qualquer seção i do conduto e instante k com as equações 5.9 e 5.10:

$$H_{(i,k)} = \frac{C_P \cdot B_M + C_M \cdot B_P}{B_P + B_M} \quad (5.9)$$

$$Q_{(i,k)} = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (5.10)$$

A Fig. 5.2 mostra o conduto da Fig. 5.1 com uma ampliação de um trecho para o plano (x,t) identificando os pontos internos do conduto P_2 a P_N e os pontos das extremidades P_1 e P_{N+1} .

Através do MOC pode-se determinar a carga e vazão em cada um destes pontos:

Fig. 5.2 Malha no plano xt para determinação de pressão e vazão em um conduto

Um dos procedimentos de cálculo das pressões e vazões é o seguinte :

1. Calcular H e Q nos pontos pares P_2, P_4 a P_N ;
2. Incrementar o tempo em dt ;
3. Calcular H e Q nos pontos ímpares P_3, P_5 a P_{N-1} ;
4. Calcular H e Q para os pontos das extremidades P_1 e P_{N+1} , levando-se em conta as condições de contorno;
5. Incrementar o tempo novamente em dt ;

Este procedimento funciona bem, mas obriga a divisão do conduto em um número par de seções. Outro método, denominado de “Malha escalonada cruzada”, como citado em [Koelle 1994], consiste numa interpolação no tempo que insere os pontos de apoio L e R na malha de cálculo. Estes pontos estão indicados na Fig. 5.2.

As variáveis auxiliares C_P , C_M , B_P e B_M ficam definidas por esta técnica como :

$$C_P = H[i-1] + B \cdot Q[i-1] - \frac{R}{2} \cdot |Q[i-1]| \cdot Q_L \quad (5.11)$$

$$C_M = H[i+1] - B \cdot Q[i+1] + \frac{R}{2} \cdot |Q[i+1]| \cdot Q_R \quad (5.12)$$

$$B_P = B + \frac{R}{2} \cdot |Q[i-1]| \quad (5.13)$$

$$B_M = B + \frac{R}{2} \cdot |Q[i+1]| \quad (5.14)$$

Nas equações 5.11 e 5.12 tem-se:

$$Q_L = \frac{(H[i-1] - H[i]) + B \cdot (Q[i-1] + Q[i])}{2 \cdot B + \frac{R}{2} \cdot (|Q[i+1]| + |Q[i]|)} \quad (5.15)$$

$$Q_R = - \frac{(H[i+1] - H[i]) - B \cdot (Q[i+1] + Q[i])}{2 \cdot B + \frac{R}{2} \cdot (|Q[i+1]| + |Q[i]|)} \quad (5.16)$$

O cálculo de H_i e Q_i , novamente pode ser feito como mostrado nas equações 5.17 e 5.18.

$$Q_i = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (5.17)$$

$$H_i = C_P - B_P Q_i \quad (5.18)$$

5.2 Tratamento para junções entre condutos e outros elementos da instalação

5.2.1 Equação do nó

A variação da carga de pressão ao longo de um determinado conduto depende diretamente da variação da vazão imposta pelo elemento localizado na extremidade de saída do respectivo trecho. Numa instalação hidrelétrica, este elemento pode ser outro conduto conectado em série ou uma derivação em vários condutos, ou ainda um elemento não-conduto tal como uma chaminé de equilíbrio, válvula de admissão ou, principalmente, a turbina.

A “Equação do nó” [Koelle 1992], definida por Eq. 5.19, permite um tratamento genérico para cálculo da carga piezométrica e vazão em qualquer topologia de instalação hidráulica.

Fig. 5.3 – Representação genérica de um nó

Aplicando-se a equação 5.17 e 5.18 à cada conduto que chega ou sai do nó, e a equação da continuidade tem-se:

$$Q_{PE} = E_N - B_N H_P \quad (5.19)$$

Onde:

- E_N é a soma das vazões dos condutos $J=1$ a MC que convergem para o nó e dos condutos $K=1$ a MD que divergem do nó :

$$E_N = \sum_{J=1}^{MC} \frac{C_P(J)}{B_P(J)} + \sum_{K=1}^{MD} \frac{C_M(K)}{B_M(K)} \quad (5.20)$$

- B_N é a somatória das “impedâncias” que convergem para ou divergem do nó:

$$B_N = \sum_{J=1}^{MC} \frac{1}{B_P(J)} + \sum_{K=1}^{MD} \frac{1}{B_M(K)} \quad (5.21)$$

- Q_{PE} é a vazão provocada por um elemento não-conduto ligado ao nó.

Para o caso de junção apenas de condutos, a vazão Q_{PE} é nula e, desprezando-se efeitos de perdas de carga nas junções, a carga de pressão no entroncamento dos condutos é dada por:

$$H_i = \frac{E_N}{B_N} \quad (5.22)$$

5.2.2 Reservatório de montante

Considerando um reservatório cujo nível permanece constante devido a um transitório de curta duração, a pressão H no ponto 1, da tomada d'água, será igual à elevação nominal do reservatório H_r acima do nível de referência, ou seja :

$$H_1 = H_r \quad (5.23)$$

Conhecido o valor de H_1 , a vazão Q_1 pode ser diretamente determinada pela Eq. 5.24.

$$Q_1 = \frac{H_1 - C_M}{B_M} \quad (5.24)$$

5.2.3 Chaminé de equilíbrio

A função principal destes elementos de proteção é amortecer os transientes hidráulicos rápidos gerados pela turbina e evitar que se propaguem para o sistema de baixa pressão. Esta estrutura também é importante para aumentar a estabilidade da regulação ao diminuir o valor do tempo de inércia da água T_w [Koelle 1994]. São geralmente localizados na junção entre o túnel de baixa pressão e o início da descida do conduto forçado tal como mostra a Fig. 5.3 [Popescu 2003]:

Fig. 5.4 – Instalação com chaminé de equilíbrio

A variação da carga de pressão H_P na base da chaminé de equilíbrio de área A_c é dada por:

$$\frac{\Delta H_P}{\Delta t} = \frac{(Q_1 - Q_2)}{A_c} \quad (5.25)$$

5.2.4 Câmara de carga

Nesta estrutura, a diferença em relação à chaminé de equilíbrio é que a coluna d' água agora está “pressurizada” contra um colchão de ar. (Popescu 2003)

Fig. 5.5 – Instalação com câmara de carga

As equações a seguir são específicas para a câmara de carga, onde p e v são a pressão e o volume do ar na câmara, A_c é a seção transversal na cota H_0 , V_r é a velocidade de subida da água no tanque e n é o coeficiente politrópico ($n = 1$ a 1.41).

$$H_p = H_0 + \frac{p_j}{\gamma} \quad (5.26)$$

$$p_{j,k+1} v_{j,k+1}^n = p_{j,k} v_{j,k}^n \quad (5.27)$$

$$v_{j,k+1}^n = v_{j,k}^n + A_c (V_{r,k+1} + V_{r,k}) \frac{\Delta t}{2} \quad (5.28)$$

5.2.5 Válvula de admissão principal

As válvulas de admissão mais comuns em usinas hidrelétricas são do tipo esférica e borboleta e são usadas para isolar a turbina do conduto forçado enquanto a unidade estiver em parada. Estas válvulas abrem totalmente através da sequência de pré-partida da unidade geradora e assim permanecem até que o sistema de controle e supervisão envie um comando para fechá-la. Somente em casos raríssimos, como o reportado em [Doan 2004], a válvula de admissão pode ser usada como elemento auxiliar de controle de vazão atuando em conjunto com o distribuidor pela turbina .

Normalmente o tempo de fechamento dessa válvula é maior que o das palhetas do distribuidor e, portanto, o distribuidor já deverá estar fechado e a vazão próxima de zero. Em casos extremos, como uma sobrevelocidade acompanhada de falha no comando do servomotor do distribuidor, a válvula poderá interromper a vazão pelo conduto causando os transientes hidráulicos.

Fig. 5.6 – Representação da válvula na extremidade do conduto

Como demonstrado em [Streeter 1993], partindo-se da equação do orifício, tem-se a vazão na saída do conduto como:

$$Q_{NS} = C_g A_G \sqrt{2g\Delta H} \quad (5.29)$$

onde C_g é o coeficiente de descarga proporcional à abertura Y_g da válvula (ou distribuidor).

$$C_g = \frac{(Q_0 \cdot Y_g)^2}{2H_0} \quad (5.30)$$

Considerando que a abertura da válvula Y_g é a razão entre a vazão nominal estacionária e a vazão variável e, assumindo o nível em que a válvula está como sendo a cota de referência, a queda de pressão na válvula é dada por :

$$H_{NS} = k_v \cdot Q_{NS}^2 \quad (5.31)$$

A carga de pressão do conduto junto à válvula é dada pela eq. 5.32 e a vazão Q_{NS} final é obtida substituindo 5.29 e 5.31 na equação 5.32 .

$$H_{NS} = C_p - B_p Q_{NS} \quad (5.32)$$

$$Q_{NS} = -B_p C_g + \sqrt{(B_p C_g)^2 + 2C_g C_p} \quad (5.33)$$

A condição de contorno “válvula” também pode ser usada para simular, de maneira simplificada, o fechamento do distribuidor de uma turbina. Os resultados nesses casos, são plenamente satisfatórios para simulação de turbinas de impulso (Pelton), mas não para turbinas de reação (Francis e Kaplan). Nas turbinas de reação, dependendo de sua velocidade específica, a sobrevelocidade do rotor pode contribuir para aumentar a sobrepressão no conduto conforme [Chaudhry 1980] [Ramos 2001].

5.3 Modelagem da turbina

O objetivo da modelagem da turbina é obter as funções que relacionam a carga de pressão H e vazão Q no conduto em torque T e rotação n no eixo da máquina, em função da abertura do distribuidor Y_g . Vários estudos demonstram que a confiabilidade das simulações de transientes hidráulicos em hidrelétricas depende fortemente da utilização de um modelo da turbina considerando as características de toda sua faixa de operação [Chaudhry 1980] e [Streeter 1993]. A relação entre a abertura do distribuidor e respectivos torques no eixo e vazão são apresentadas através das chamadas “curvas universais” ou “diagramas de colina”. Estas curvas são obtidas através do ensaio de modelos reduzido executados pelo fabricante das turbinas ou por laboratórios independentes. A Fig. 5.6 mostra um exemplo de diagrama de colina.

Fig.5.7 - Diagrama de colina de uma Turbina Francis

5.3.1 Representação das características da turbina no campo unitário

O valor da rotação específica serve permitir a classificação das turbinas e consiste na rotação desenvolvida por uma “família” de turbinas que forneceria a potência P de 1 kW sob uma queda H de 1m [Kovalev 1961]. Através da rotação específica pode-se caracterizar o tipo de rotor, formato da pá, tipo da caixa espiral e facilitar o processo de escolha da turbina, tal como ilustrado na Fig. 5.7:

Rotação específica:
$$n_s = n_R \frac{\sqrt{P_R}}{H_R^{1.25}} \quad (5.34)$$

Fig. 5.8 – Exemplos de formatos do rotor de turbinas em função da rotação específica

Possuindo a curva característica e os valores unitários do modelo reduzido, pode-se determinar dados do protótipo para uma dada condição de operação (abertura do distribuidor). Os valores unitários são grandezas definidas para uma família de turbinas geometricamente semelhantes com um metro de diâmetro ($D_1 = 1\text{m}$) operando a uma queda líquida de um metro de coluna d’água ($H_n = 1\text{m}$). Os valores unitários portanto são definidos a seguir, onde n_0 , Q_0 , T_0 são respectivamente a rotação, vazão e torque atuais do protótipo.

Rotação unitária:
$$n_{11} = \frac{n_0 \cdot D_1}{\sqrt{H_n}} \quad (5.35)$$

Vazão unitária:
$$Q_{11} = \frac{Q_0}{D_1^2 \cdot \sqrt{H_n}} \quad (5.36)$$

Torque unitário:
$$T_{11} = \frac{T_0}{D_1^3 \cdot H_n} \quad (5.37)$$

Os valores unitários n_{11} , Q_{11} e T_{11} obtidos nos ensaios de modelo são gerados na forma de tabelas. Cada turbina é representada por duas tabelas bi ou tridimensionais (no caso de turbinas Kaplan devido a Y_b) contendo as seguintes funções:

$$Q_{11} = f_1(n_{11}, Y_g, Y_b) \quad (5.38)$$

$$T_{11} = f_2(n_{11}, Y_g, Y_b) \quad (5.39)$$

No entanto, tal como já comentado em outros trabalhos ([Koelle 1983] e [Gonçalves 1997]), a representação das curvas universais através destas funções não é adequada pois, para cada abertura do distribuidor são gerados valores de ($Q_{11} \times n_{11}$) e (T_{11} vs. n_{11}) cujos valores de n_{11} não são os mesmos, dificultando a programação de uma tabela de procura.

A Tab. 5.1 resume os dados obtidos através de um ensaio de modelo reduzido de uma turbina Francis. Detalhes do procedimento para ensaios de modelo podem ser encontrados na norma IEC60193 [IEC 1999].

Yg	n₁₁ (rpm)	Q₁₁(m³/s)	T₁₁(N.m)
0.0	10.165	.00000	-67934
	15.155	.00000	-1.5100
	20.030	.00000	-2.6377
			
10.0%	.17500	5.27400E-02	57.580
	10.165	5.14100E-02	52.900
	15.155	5.08400E-02	50.340
	20.030	5.00900E-02	47.700
			
50.0%			
...			
100.0%	-4.00000E-02	.28106	548.88
	11.455	.27773	520.46
	20.060	.27513	496.18
	30.185	.27076	466.16
			

Tab. 5.1 – Exemplo de tabela gerada em ensaio de modelo reduzido

As figuras 5.8 e 5.9 mostram , como exemplo, as curvas de vazão e torque unitários $Q_{11} = f(n_{11}, Y)$ e $T_{11} = f(n_{11}, Y)$ em função da rotação unitária e abertura do distribuidor. Os dados apresentados são de uma turbina Francis com rotação específica $n_s=250$.

Fig. 5.9 – Característica de vazão para várias aberturas do distribuidor

Fig. 5.10 – Característica de torque para várias aberturas do distribuidor

5.3.2 Representação da turbina com os parâmetros de Suter

Um forma mais concisa para representação das características de máquinas hidráulicas foi introduzida por Marchal, Flesch e Suter [Suter 1965]. As relações entre queda piezométrica e torque em função da vazão e rotação, são convertidas em duas curvas contínuas (WH e WB) em função de um ângulo θ relativo à zona de operação da máquina hidráulica. Esta zonas de operação são divididas em quadrantes como mostra a Fig. 5.8. Apesar da operação como turbina pertencer ao terceiro quadrante, o ângulo θ , calculado pela Eq. 5.40, fica entre 0 e 90°.

Fig. 5.11 – Diagrama de círculo de máquina hidráulica e destaque da operação como turbina

Normalizando a queda, vazão, rotação e torque em função de seu valores no ponto de melhor rendimento ou ponto de operação nominal tem-se:

$$h = \frac{H}{H_R} \quad v = \frac{Q}{Q_R} \quad \alpha = \frac{n}{n_R} \quad \beta = \frac{T}{T_R} \quad (5.41)$$

Com estas variáveis definem-se os parâmetros adimensionais de queda WH e torque WB .

$$WH(\theta) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad WB(\theta) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (5.42)$$

Esta forma é mais vantajosa para utilização em simulações de transientes hidráulicos pois permite a construção de duas tabelas tri-dimensionais para determinação da queda e do torque na turbina em função do ângulo θ e da abertura do distribuidor.

Como exemplo, as figuras 5.11 e 5.12 mostram as curvas obtidas com os parâmetros de Suter para a mesma turbina do item anterior.

Fig. 5.12 – Característica de variação da queda piezométrica na turbina

Fig. 5.13 – Característica de variação do torque na turbina

5.3.3 Modelagem da turbina pelo método do orifício dinâmico

Nos casos em que as curvas características da turbina não são disponíveis, principalmente para turbinas de pequenas centrais hidrelétricas, o método do orifício dinâmico [Ramos 2001], oferece uma alternativa muito eficaz para representar a turbina numa simulação de transientes hidráulicos. Resumidamente, o método consiste em calcular a vazão turbinada através equação do orifício com o acréscimo de um coeficiente C_s que leva em conta os efeitos da sobrevelocidade do conjunto, como mostrado na Eq.5.41.

$$\frac{Q}{Q_R} = C_g C_s \sqrt{\frac{H}{H_R}} \quad (5.43)$$

Onde:

C_g é o coeficiente de descarga dado como função linear da abertura do distribuidor Y_g .

C_s é o coeficiente de sobrevelocidade dado por 5.42

$$C_s = \left[1 + \frac{\frac{Q_{RW}}{Q_R} - 1}{\frac{N_{RW}}{N_R} - 1} \left(\frac{n}{n_R} \sqrt{\frac{H_R}{H}} - 1 \right) \right] \quad (5.44)$$

Os valores de Q_{RW} e N_{RW} são respectivamente a vazão e rotação de disparo normalizados em relação aos seus valores nominais. Como descrito em [Ramos 2001] estes valores podem ser determinados, em função da rotação específica n_s , por duas fórmulas empíricas baseadas em dados de fabricantes dadas por 5.43 e 5.44.

$$\frac{Q_{RW}}{Q_R} = 0.3 + 0.0024.n_s \quad (5.45)$$

$$\frac{N_{RW}}{N_R} = 1.6 + 0.002.n_s \quad (5.46)$$

5.4 Algoritmo da simulação

A Fig. 5.11 mostra em forma de diagrama de blocos, a sequência de cálculo do torque e rotação desenvolvidos pela turbina em função da abertura Y do distribuidor e da queda e vazão proveniente do conduto forçado.

Fig. 5.14 – Diagrama de blocos geral incluindo curva característica da turbina

No diagrama de blocos da Fig. 5.13, Q_{NS} se refere à vazão que passa pela turbina, cuja condição inicial é calculada em função da abertura do distribuidor Y_g . H_{NS} é a carga de pressão na admissão da turbina e seu valor é determinado pelas características da turbina e depende da abertura do distribuidor, vazão e rotação. O valor atual de rotação atual n , calculado pela equação do balanço, realimenta o regulador de velocidade e o cálculo do ângulo θ definindo o ponto de operação da turbina.

6 IMPLEMENTAÇÃO DO SIMULADOR

Os modelos matemáticos desenvolvidos nos capítulos anteriores podem ser implementados utilizando diferentes plataformas de hardware e software. Para o propósito deste trabalho foi escolhido um controlador programável que já possui integrado todo o hardware e software necessário para funcionar como um simulador em tempo real.

6.1 Arquitetura do hardware

O hardware do simulador consiste num gabinete contendo fonte de alimentação, régua de bornes e principalmente o controlador Atlas-PC do fabricante Woodward com a seguinte configuração básica:

- CPU Pentium 266MHz
- 64MB SDRAM
- Compact Flash hard drive
- 6 entradas analógicas (4bits)
- 10 saídas analógicas (12bits)
- 24 entradas digitais (24Vcc)
- 16 saídas digitais (contato seco)
- 2 saídas RS-232, 115Kbaud máx.
- 1 saída Ethernet 10/100 Base-T

Fig. 6.1 – Configuração do equipamento onde será implementado o simulador

Este controlador foi escolhido principalmente por ser o mesmo modelo utilizado no próprio regulador de velocidade. O programa do simulador é elaborado através da linguagem GAP (*Graphical Application Programmer*). A comunicação para troca de dados entre o computador do usuário é feita via Ethernet 100Mbps com protocolo TCP/IP. O sistema operacional em tempo real determinístico garante a execução do programa no ciclo de 10ms.

6.2 Software

A implementação consiste em codificar a modelagem matemática descrita nos capítulos 3, 4 e 5, utilizando a interface de programação GAP proprietária da Woodward e alguns blocos com funções específicas criados em linguagem C.

O software foi elaborado para atender os seguintes requisitos:

- Entrada de dados feita através de tabelas de parâmetros nomeadas de acordo com o subsistema, por exemplo: Condutos, Turbina, Servomotor, HPU, Gerador etc.
- As tabelas de entrada de definição dos condutos com campos específicos para dimensões do conduto e topologia da usina.
- Execução do simulador tanto no controlador dedicado para o simulador quanto no próprio controlador do regulador de velocidade, permitindo assim testes em campo.
- Início da simulação após definição de condições iniciais estacionárias (ponto de partida).
- Apresentação dos resultados das simulações em gráficos com curvas de tendências e tabelas de visualização de variáveis.

6.3 Considerações sobre a obtenção de dados de entrada

A confiabilidade dos resultados depende fortemente da precisão dos dados de entrada. Para unidades geradoras novas, especialmente para a primeira máquina a ser comissionado, o dado de entrada para as simulações podem ser obtidos através dos seguintes documentos fornecidos pelo fabricante da turbina:

- Memorial de cálculo do sistema hidráulico;
- Diagramas de colina da turbina;
- Tabelas do ensaio de modelo reduzido;
- Folhas de dados do gerador.

Para máquinas antigas, em projetos de modernização, os dados podem não estar disponíveis tão facilmente. Neste caso, pode-se aproveitar os testes normalmente realizados antes da reforma e identificar parâmetros tais como:

- Abertura de marcha em vazio;
- Rotação de disparo;
- Curva de abertura x potência;
- Tempos de abertura e fechamento do servomotor;
- Rejeição de carga.

6.4 Lista de Sinais

			Regulador de Velocidade
			Saídas 4-20mA
Entradas Analógicas	1		Comando Distribuidor ou Comando Injetor 1
	2		Comando Rotor ou Comando Injetor 2
	3		Comando Defletor
	4		Comando Injetor 3
	5		Comando Injetor 4
	6		Comando Injetor 5
			Entradas 4-20mA
Saídas Analógicas	1		Abertura do Distribuidor ou Injetor 1(Pelton)
	2		Posição da Válvula de Controle ou Injetor 2
	3		Abertura do Injetor 3
	4		Abertura do Injetor 4
	5		Abertura do Injetor 5
	6		Abertura Rotor Kaplan ou Defletor
	7		Posição Válvula Rotor ou Posição Defletor
	8		Rotação (Gerador de Pulsos)
	9 - 12		Potência MW

Tab. 6.1 – Lista de Sinais trocados entre Regulador e Simulador

			Regulador de Velocidade
			Saídas Discretas
Entradas Digitais	1		Trip no Regulador
	2		Alarme no Regulador
	3		Regulador em Partida
	4		Regulador em Parada
	5		Relé de Velocidade 1 – Turbina Parada
	6		Relé de Velocidade 2 – Aplicar Freios
	7		Relé de Velocidade 3 – Bomba Injeção
	8		Relé de Velocidade 4 – Excitação
	9		Relé de Velocidade 5 – Sincronismo
	10		Relé de Velocidade 6 – Sobrevelocidade
	11- 24		Reserva 1 a 14 – (Outras Funções)
			Regulador de Velocidade
			Entradas Discretas
Saídas Digitais	1		Disjuntor Gerador Fechado
	2		Parada de Emergência
	3		Partir Remoto
	4		Parar Remoto
	5		Aumentar Veloc./ Potencia
	6		Diminuir Veloc. / Potência
	7		Aumentar Limitador
	8		Diminuir Limitador
	9 - 12		(Outras Entradas)

Com esta quantidade de sinais, é possível testar a maioria dos reguladores de velocidade sem necessidade de se alterar a configuração das entradas do simulador. Se necessário, cartões de expansão podem ser conectados ao controlador principal via Ethernet.

6.5 Interface com usuário

6.5.1 Entrada de dados

A entrada de dados será feita pelo software *Control Assistant 3.1* [Woodward 2005] para interface com a CPU do controlador Atlas-PC. Com a função *WinPanel* é possível monitorar ou modificar o valor de qualquer variável do programa em GAP. Cada tabela é organizada na forma de fichas, organizadas de acordo com o subsistema modelado, tal como mostra a figura 6.2.

Fig. 6.2 – Exemplo de tela para entrada de dados

6.5.2 Gráficos

A visualização de gráficos também será feita pelo aplicativo *Control Assistant 5.1* com a função *WinTrend*. A fig. 6.3 mostra um exemplo de visualização na tela.

O mesmo gráfico também pode ser impresso ou copiado para área de transferência. O programa também disponibiliza os dados para análise em Excel. No modo gráfico “ao vivo” as variáveis são mostradas na tela em intervalos de tempo de 100ms e são atualizadas num arquivo interno conforme sua taxa de atualização, ou seja, o programa atualiza a variável quando houver diferença em relação ao valor anterior. Paralelamente a aquisição de dados “ao vivo”, o programa grava, em arquivos internos do tipo *.log, os dados pré-escolhidos pelo usuário com amostragem de 10ms. É possível armazenar até 5 arquivos com eventos de 4 minutos de duração. Após o quarto arquivo, o primeiro *.log é sobrescrito e assim sucessivamente.

Fig. 6.3 - Exemplo de tela para visualização das variáveis simuladas

6.6 Tabelas de entrada de dados

6.6.1 Dados do perfil hidráulico

Componente / Variável	Símbolo	Valor	Unidade
RESERVATÓRIO			
Nível Montante	H_{mon}		m
Nível Jusante	H_{jus}		m
VÁLVULA DE ADMISSÃO			
Tempo de fechamento	VA_{tcl}		s
Coeficiente de Descarga	VA_{Cd}		-----
TURBINA			
Rotação	n		rpm
Vazão nominal de operação	Q_R		m ³ /s
Torque Nominal	T_R		N.m
Queda Nominal de operação	H_R		m
Diâmetro do rotor	D₁		m
Tabela de características da turbina-Queda	Tab_{WH}		-----
Tabela de características da turbina-Torque	Tab_{WB}		-----

Tab.6.2 – Tabela de inserção de dados dos elementos hidráulicos exceto os condutos

Na tabela 6.3 o usuário pode inserir os dados de cada conduto. A forma com que eles são interligados é definida pelo tipo dos elementos conectado na extremidade de cada trecho.

CONDUTOS		No.	1	2	3	4	...
	Unid.	nome					
Comprimento do trecho	<i>m</i>	L					
Diâmetro Equivalente	<i>m</i>	D_e					
Celeridade	<i>m/s</i>	a					
Coeficiente de atrito		f					
Tipo do Próximo Elemento:	---	JT					
JT =1	Junção série						
JT=2..8	Junção com dois a oito condutos						
JT=9	Junção com válvula de admissão						
JT=10	Junção com turbina Pelton						
JT=11	Junção com turbina Francis						
JT=12	Junção com turbina Kaplan						

Tab. 6.3 – Tabela de inserção de dados dos condutos com dados para o exemplo

6.6.2 Dados do sistema hidráulicos dos servomotores

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Tempo de abertura	Tab		s
Tempo de fechamento	Tfe		s
Ponto de amortecimento	Yc		%
Tempo de fechamento com amortecimento	Tfec		s
Ganho da válvula de controle	Ka		s
Constante de tempo da válvula	Tv		s

Tab. 6.4 – Dados para os servomotores

6.6.3 Dados do gerador

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Inércia do conjunto (turbina+gerador+volante)	GD²		kg.m ²
Potência elétrica nominal	P_R		kW
Rendimento do gerador	η_G		-----

Tab. 6.5 – Dados para o conjuntogerador

6.6.4 Definição do esquema do sistema de adução

O método das características usado no simulador exige que o cálculo de vazão e carga de pressão seja feito primeiramente nas seções internas dos condutos, depois nas junções e por fim nas extremidades. A vazão em cada ramo de conduto, é determinada em função do tipo do elemento localizado na sua extremidade de saída. Por isso, é importante definir o esquema de ligação dos condutos, válvulas e elementos de proteção hidromecânicos da usina.

Este esquema é definido de acordo com a variável **JT** da tabela 6.3. A varredura da instalação deve ser feita a partir do reservatório superior em direção à turbina. A cada ciclo do programa é verificado o tipo de elemento ao qual determinado trecho possui em sua extremidade.

6.7 Implementação dos modelos matemáticos no software do simulador

O diagrama da Fig. 6.5 representa os módulos do programa e a troca de variáveis entre eles. O sistema operacional do Atlas-PC permite que a programação dos blocos seja feita em tempos de execução distintos e fixos. Os blocos mais críticos podem rodar em ciclos menores que os blocos indicadores de valor por exemplo.

Para manter a característica principal de “simulador em tempo real”, o tempo de execução dos modelos no simulador não devem superar os tempos de execução dos blocos de controle do Regulador de Velocidade que necessitam desses sinais. Se, por exemplo, a malha de controle de velocidade é executada em ciclos de 10ms, então o simulador deve fornecer valores de velocidade em intervalos de tempo menores ou iguais a 10ms. Neste simulador o tempo de execução para os módulos de simulação de transientes hidráulicos, velocidade, posição e potência são executados em 10ms fixos, configurando um modo em tempo real e determinístico.

Fig. 6.4 – Diagrama de Blocos Geral

6.8 Ciclo principal de execução do programa

O fluxograma da Fig. 6.5 mostra uma visão geral do software. O ciclo abaixo pode ser embutido na mesma CPU de um regulador existente, sem prejudicar os tempos de execução de nenhuma função. Após o início da simulação, disparada por um valor binário da tabela de entrada, o simulador começa a fornecer os valores de pressão, vazão, velocidade, potência e posição do servo em função dos comandos de abertura enviados pelo regulador.

Fig. 6.5 – Diagrama de Blocos Geral do Algoritmo de Inicialização das Variáveis

7 VALIDAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

A validação dos resultados será feita através de comparações com medições reais feitas em campo. Outra forma de validar o simulador é comparar seus resultados com testes de campo publicados em outros trabalhos. O objetivo é verificar se o simulador fornece respostas consistentes com a realidade para a posição dos servomotores, velocidade, potência e transitório da carga de pressão no conduto. Por este motivo foram escolhidas as situações de operação que provocam o maior impacto nas variações destas grandezas tais como a partida e rejeição de carga.

7.1 Comparação com ensaios em Turbina Kaplan

Os ensaios de comissionamento da modernização da UHE Três Marias (MG), foram utilizados como base de comparação. Os dados relevantes da usina são dados na Tabela 7.1:

Variável	Símbolo	Valor	Unidade		
Nível Montante	H_{mon}	570	m		
Nível Jusante	H_{jus}	516	m		
Inércia Conjunto Gerador + Turbina	GD²	10.840.000	kgm ²		
Potência Nominal	P_R	66.000	kW		
Rotação	N	163,63	rpm		
Vazão nominal de operação	Q_R	135,4	m ³ /s		
Queda Nominal de operação	H_R	55.0	m		
CONDUTOS	No.	1	2	3	---
Comprimento do trecho	L	275	13	10	m
Diâmetro Equivalente	D_e	6,6	6,2	5,5	m
Celeridade	A	1200	1200	1200	m/s
Coeficiente de atrito	F	0.018	0.018	0.018	---
Tipo do Próximo Elemento:	JT	1	1	1	---

Tab.7.1 – Dados para simulação da UHE Três Marias

As Figs. 7.1 e 7.2 mostram a partida da unidade. O processo de partida de uma turbina Kaplan consiste em levar as pás do rotor para uma abertura de 40.0% e abrir distribuidor numa rampa o suficiente para fazer a máquina sair da inércia. Quando a rotação passa de 5% o regulador entra efetivamente em modo de controle de aceleração, variando a velocidade numa taxa de 1.8%/s. As diferenças do perfil da abertura do distribuidor real e simulada são devidas à desconsideração da influência das pás no modelo. O torque necessário na simulação para manter a aceleração da máquina, foi maior que a turbina real.

Verifica-se também que o sinal de rotação real e simulado estão em concordância, considerando-se o tempo para atingir 100.0% da rotação nominal e a rampa de aceleração.

7.1.1 Verificação 1: Partida com a Unidade – Turbina Kaplan

Fig.7.1– Partida Simulada

Fig.7.2– Partida Real

Nas figuras 7.3 e 7.4 pode-se comparar a rejeição de carga de 50MW.

Na rejeição simulada o pico de velocidade foi aproximadamente 1.5% maior que o real devido a uma pequena diferença do instante de início do amortecimento no fechamento do distribuidor. O valor de “pressão filtrada” foi obtido passando o sinal por um fitro de 1^a. ordem de 1,0s para simular a atenuação do sinal real provocado pela tubulação de ½” entre a tomada na caixa espiral e o ponto de instalação do transdutor de pressão.

7.1.2 Verificação 2: Rejeição de Carga - 50 MW (75%) - Turbina Kaplan

Fig.7.3 – Rejeição de carga simulada

Fig.7.4 – Rejeição de carga real

7.1.3 Verificação 4: Rejeição de Carga – Turbina Francis 180 MW (100%)

Os resultados reais deste item foram obtidos durante o comissionamento da máquina 3 da Usina Hidrelétrica Salto Osório realizado em Set/2006. Os dados mais relevantes da usina são:

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Nível Montante	H_{mon}	396	M
Nível Jusante	H_{jus}	327	M
Inércia Conjunto Gerador + Turbina	GD²	31.500.000	kgm ²
Potência Nominal	P_R	182.000	KW
Rotação	n	120	Rpm
Vazão nominal de operação	Q_R	290	m ³ /s
Queda Nominal de operação	H_R	65.0	M

CONDUTOS	No.	1	2	
Comprimento do trecho	L	122	122	M
Diâmetro Equivalente	D_e	7,2	6,3	M
Celeridade	a	1200	1200	m/s
Coeficiente de atrito	f	0.018	0.018	---
Tipo do Próximo Elemento:	JT	1	11	m/s

Tab.7.2 – Dados de entrada para simulação da UHE Salto Osório

Fig.7.5 – Rejeição de Carga UHE Salto Osório

7.1.4 Verificação com ensaio independente

A referência [Selek 2003] traz uma comparação de simulação obtida com o método das características e medições em campo efetuadas numa usina na Turquia, com uma turbina Francis de 56,3MW, queda nominal de 55m e celeridade média nos condutos de 850m/s. Utilizando os mesmos dados descritos no artigo obteve-se o resultado da Fig.7.7 com o simulador em tempo real.

Fig.7.7– Configuração da planta Çatalan (Turquia) extraídos do paper [Selek 2003]

Nos gráficos simulados no artigo são comparadas três variações de cálculo pelo método das características (MOC), denominados como:

- 1- FGMOC (*Fixed Grid*): O comprimento total da tubulação é dividido em trechos Δx iguais e fixos de forma que os pontos da malha coincidam com as junções.
- 2- FGMOC *with interpolation*: A malha ainda é fixa mas uma interpolação no espaço (comprimento do conduto) é feita para garantir a condição de Courant ($\Delta t \leq \Delta x/a$) para todo trecho Δx .
- 3- VGMOC (*Variable Grid*): Neste esquema a velocidade do fluido, que é normalmente desconsiderada pois ($V \ll a$), é somada à celeridade e são feitas interpolações no tempo de H e Q .

Fig.7.8– Resultados da simulação extraídos do artigo [Selek 2003]

Fig.7.9– Resultado da simulação em tempo real

O método utilizado no simulador em tempo real é similar ao FGMOC usado no *paper*, mas com interpolação no tempo, usando a malha escalonada cruzada, tal como descrito no item 5.1.

Nesta última simulação, a turbina foi considerada como válvula, isto é, a vazão no último trecho de conduto foi calculada com uma expressão do tipo:

$$Q_{NS} = Y_g \sqrt{2g\Delta H} \quad (7.1)$$

Assim o perfil da simulação da pressão no conduto não conta com o acréscimo de pressão normalmente provocado pela sobrevelocidade da turbina Francis. Daí a importância de modelar a turbina usando os dados de sua curva característica. Entretanto, o resultado é satisfatório quanto às amplitudes e pontos de inflexão do sinal de pressão. Para fazer a comparação, a lei de fechamento do distribuidor foi reproduzida baseada apenas na informação do gráfico e o fator de atrito foi estimado em 0,02.

8 CONCLUSÕES

Esta dissertação apresentou um simulador que pode ser utilizado para teste de reguladores de velocidade e análise de transientes hidráulicos.

Os modelos matemáticos dos condutos, turbina, gerador e sistema hidráulico dos servomotores foram feitos visando a implementação do software tanto num controlador externo quanto no próprio controlador do regulador de velocidade. Para este caso, os resultados experimentais mostraram que a execução dos modelos pode ser realizada em tempo real sem comprometer o desempenho das funções de regulação.

Verificou-se também, através de comparações com os resultados experimentais, que :

- Os valores de pressão do conduto forçado devem ser medidos instalando-se os transdutores diretamente na parede do mesmo ou na linha de centro da caixa espiral, evitando a atenuação do sinal.
- A utilização das curvas características da turbina pode realmente melhorar a resposta do transiente hidráulico, especialmente durante a sobrevelocidade na rejeição de carga. Por outro lado, a simulação da turbina como válvula pode ser usada sem muito prejuízo para a validade dos resultados.
- Para as instalações com turbinas Kaplan, geralmente de baixa queda e com condutos relativamente curtos, pode ser empregado o modelo rígido para a simulação do transiente.

9 RECOMENDAÇÕES E MELHORIAS FUTURAS

O objetivo inicial de desenvolver uma ferramenta integrada para testes de hardware e software de um regulador de velocidade foi alcançado. O sistema pode ser aplicado na indústria em testes de fábrica ou estudos preliminares de transientes hidráulicos. No entanto, alguns pontos que podem ser melhorados futuramente são:

- Validações de simulações de instalações com duas ou mais turbinas compartilhando o mesmo conduto forçado.
- Melhorar a interpolação dos dados nas curvas características para o caso com turbinas Kaplan.
- Incluir o modelo da chaminé de equilíbrio nas simulações e fazer mais validações experimentais.

10 BIBLIOGRAFIA

[Brekke 1981] – H. Brekke, **“Modern Control Systems for High Head Power Plants Developed by Stability Analysis Based on the Structure Matrix Method”**, IAHR Conference São Paulo 1992

[Chaudhry 1980] M.H.Chaudhry, **“A Nonlinear Mathematical Model for Analysis of Transients caused by a governed Francis turbine ”**, 3rd International Conference on Pressure Surges – England, BHRA 1980

[Chaudhry 1987] M.H.Chaudhry , **“Applied Hydraulic Transients”**, 1987

[Doan 2004] R. Doan , K.Natarajan, **“Modeling and Control Design for Governing Hydroelectric Turbines With Leaky Wicket Gates”**, IEEE Transactions on Energy Conversion, June 2001

[EPFL 2001] - C.Nicolet, A.Sapin, F.Avellan, **“A New Tool for the Simulation of Dynamic Behaviour of Hydroelectric Power Plants”**, *10th International Meeting of the Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory conditions*, June 2001

[EPFL 2004] - Y.Valliant, **“Étude de la stabilité de réglage d’une centrale hydroélectrique en réseau séparé**, *Travail de Diplômé* , EPFL Fev.2004

[EPFL 2005] - B.Greveldinger, **“Simulation du comportement transitoire de turbines Kaplan”**, *Travail Pratique de Master*, EPFL Jul.2005

[IEC 1999] – **“Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests”**, International Standard IEC 60193 - 1999

[IEEE 1992] – **“Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies”**, IEEE Transactions on Power Systems - Fev.1992

[Gonçalves 1990]- M.N.F.Gonçalves –**“Análise de fenômenos oscilatórios e vibrações induzidas por escoamentos secundário em usinas hidrelétricas e redes hidráulicas de condutos forçados”**, Tese de Mestrado, EPUSP – 1990

[Gonçalves 1997]- M.N.F.Gonçalves - **“Análise e otimização dos parâmetros do regulador de velocidade e utilização de controle adaptativo em máquinas hidráulicas através do método das características e do segundométodo de Ziegler-Nichols”**, Tese de Doutorado, EPUSP – 1997’

[Ghidaoui 2005]- M.Ghidaoui et al -**“A Review of Water Hammer Theory and Practice”**, Applied Mechanics Reviews, ASME – January 2005

[Linsingen 2003], Irlan von Linsingen, **“Fundamentos de Sistemas Hidráulicos”**, 2^a. Edição, Editora da UFSC, 2003

[Jaeger 1994] – E.de Jaeger et al, **“Hydraulic Turbine Models for System Dynamic Studies”**,
IEEE Transactions on Power Systems – Vol.9, No.4 – Nov. 1994

[Koelle 1983] E.Koelle, **“Transientes Hidráulicos em Instalações de Conduitos Forçados”**, Tese de Livre Docência, EPUSP - 1983

[Koelle 1994] - A.B.Almeida, E.Koelle, **“Fluid Transients in Pipe Networks”**, Elsevier - 1994

[Kovalev 1961] - N.N.Kovalev, **“Hydroturbines –Design and Construction”**, IPST - 1965

[Kundur 1994] - P.Kundur, **“Power System Stability and Control”**, EPRI , McGraw-Hill

[Mansoor 2003] – S.P. Mansoor, **“Hardware-in-the-Loop Simulation of a Pumped Storage Hydro Station”**, International Journal of Power and Energy Systems, Vol. 23, No. 2, 2003

[Ogata 1970], K.Ogata - **“Modern Control Engineering”**, 1970

[Pellini 2005], **“Simulador em Tempo Real de Hidrogeradores”**, Tese de Mestrado, EPUSP, 2005

[Popescu 2003], M.Popescu, P.Vlase, D.Arsenie, **“Applied Hydraulic Transients for Hydropower Plants and Pumping Stations”** – A.A.Balkema Publishers , 2003

[Ramos 2001] H.Ramos, A.B.Almeida, **“Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high or medium head of small hydropower schemes”**, Journal of Hydraulic Research, vol.39, 2001, No.4

[Sargison 2004], T.Bin, G.J.Walker, J.E.Sargison **“Modelling of Transient Behaviour in a Francis Turbine Power Plant”**, University of Sydney, 2004

[Selek 2004], B.Selek, M.S.Kirkgöz, Z.Selek, **“Comparison of computed water hammer pressures with test results for the Çatalan Power Plant in Turkey”**, Canadian Journal of Civil Engineering, Feb. 2004

[Souza 1999], Souza, N.Barbieri, A.H.M Santos], **“Study of Hydraulic Transients in Hydropower Plants using nonlinear model of penstock and hydraulic turbine”**, IEEE Transactions On Power Systems, Nov. 1999

[Schübert 2002] – J.Schubert , **“Transient Flow and Anti-Water Hammer Methods”**, IWAPP 2002

[Streeter 1993] - B.Wylie, V.Streeter, **“Fluid Transients in Systems”**, Prentice Hall, 1993

[Walters 1991] –R.B.Walters, **“Hydraulics and Electro-Hydraulics Control Systems”**, Elsevier, 1991

[Wood 2005] –Don J.Wood et al, **“Numerical Methods for modeling transient flow”**, Journal AWWA, July 2005

[Yuanchu 2002] – Cheng Yuanchu, Liu Yongqianr, **“Universal approach and Windows-based software platform to simulate water transients in hydro power plants”** , IAHR 2002.

REFERENCIAS

[SCILAB] : <http://www.scilab.org> (acesso para download do software SCILAB em 2003)

[WOODWARD] - Woodward Controls : <http://www.woodward.com>