

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DINÂMICA VIA FLUXO DE
POTÊNCIA DE REGULADORES DE VELOCIDADE
EM USINAS HIDRELÉTRICAS

Dissertação submetida à
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
Para a obtenção do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL HILÁRIO FONSECA MAZZORANA

Florianópolis, outubro de 2008.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**Modelagem Dinâmica Via Fluxo de Potência de
Reguladores de Velocidade em Usinas Hidrelétricas**

Rafael Hilário Fonseca Mazzorana

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

Mestre em Engenharia

Especialidade Engenharia Mecânica,
sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng. – Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Curso

Banca Examinadora

Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng. – Presidente

Prof. Acires Dias, Dr.Eng.

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.Eng.

**Ao meu querido pai (in memoriam),
à minha amada mãe e
em especial à Danielle**

Agradecimentos

Ao meu pai (in memorian) que sempre foi o meu alicerce para o desenvolvimento pessoal, e a minha mãe pela ternura e amizade nos momentos de dificuldade.

A minha esposa Danielle, pela dedicação, amor, carinho e apoio nos momentos críticos do desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Jonny Carlos da Silva pela ótima orientação, trazendo sempre sugestões importantíssimas para a construção deste trabalho de pesquisa.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos e colaboradores do LASHIP pela amizade, incentivo, paciência e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho.

À empresa REIVAX Automação e Controle pela colaboração e parceria neste trabalho, principalmente ao Eng. João Marcos, que criou a oportunidade de validação experimental deste trabalho.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela bolsa cedida e o incentivo ao desenvolvimento da pesquisa acadêmica.

À instituição pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica por ter dado condições para a realização do curso de mestrado.

Aos amigos que sempre me deram força e apoio.

SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	viii
Lista de Tabelas.....	xiii
Simbologia.....	xiv
Resumo.....	xx
Abstract.....	xxi
1. Introdução.....	1
1.1. Panorama Geral e Justificativa.....	2
1.2. Objetivos.....	4
1.3. Motivação.....	5
1.4. Organização do Trabalho.....	6
2. Usinas Hidrelétricas.....	8
2.1. Principais Componentes de uma Usina Hidrelétrica.....	8
2.2. Altura de Queda de uma Turbina.....	11
2.3. Classificação das Usinas Hidrelétricas e das Turbinas Hidráulicas.....	13
2.3.1. Classificação pela Direção da Vazão no Rotor.....	15
2.3.2. Equação de Euler.....	15
2.3.3. Classificação Segundo o Grau de Reação.....	17
2.3.4. Classificação das Turbinas Segundo a sua Velocidade Específica.....	18
2.3.5. Curvas de Operação Características nas Turbinas de Reação.....	20
2.4. Turbinas Francis e seus Principais Componentes.....	21
2.4.1. Caixa Espiral.....	24
2.4.2. Distribuidor.....	24
2.4.3. Rotor.....	26
2.4.4. Sistema Regulador de Velocidade.....	27
2.4.5. O Sistema Mecânico do Distribuidor.....	29
2.4.6. O Sistema Hidráulico de Controle.....	30
2.4.7. Tubo de Descarga (Sucção ou Aspiração).....	32

2.5. Perdas de uma Turbina Hidráulica.....	35
2.5.1. Perdas Hidráulicas.....	35
2.5.2. Perdas Volumétricas.....	36
2.5.3. Perdas Mecânicas.....	36
2.5.4. Perdas por Choque.....	37
2.6. Principais Problemas no Projeto de Turbinas Hidráulicas.....	38
2.6.1. Cavitação.....	38
2.7. Golpe de Aríete.....	39
2.8. Fenômeno da Sobre-Velocidade.....	41
2.9. Relação de Compromisso entre o Golpe de Aríete no Conduto Forçado e a Sobre-Velocidade no Rotor da Turbina.....	42
2.10. Organização do Trabalho sob o ponto de vista das Fases de Projeto.....	43
3. Modelagem Dinâmica.....	45
3.1. Os Modelos Atuais e a Modelagem por Fluxo de Sinal.....	45
3.1.1. Detalhes de modelagem de um regulador de velocidade.....	47
3.1.2. Típicos Modelos de Turbinas Hidráulicas.....	48
3.1.3. Típico Modelo do Sistema Regulador de Velocidade.....	50
3.2. A Confirmação dos Parâmetros dos Modelos Matemáticos, através dos Modelos Analógicos e Ensaio em Campo.....	51
3.3. Introdução do Fluxo de Potência em Modelagem Dinâmica.....	54
3.3.1. O Software Utilizado para Modelagem Dinâmica Via Fluxo de Potência.....	58
4. Sistema Hidráulico-Mecânico e o Sistema Regulador de Velocidade.....	62
4.1. Modelo de Conduto Forçado.....	63
4.2. Modelo de Duto de Descarga (Sucção).....	65
4.3. Modelo do Rotor.....	66
4.3.1. Eixo do Rotor e Gerador.....	69
4.4. Modelo do Distribuidor.....	71
4.4.1. Os esforços nas pás do distribuidor.....	75

4.4.2. Modelo do Momento Hidráulico Experimental.....	76
4.5. Modelo do Sistema Regulador de Velocidade.....	77
4.5.1. Sistema de alimentação óleo-hidráulico.....	79
4.5.2. Válvula e atuadores.....	81
4.5.3. Sistema de Controle (CLP).....	85
4.6. Modelo Geral e Variáveis de Estado.....	88
4.7. Principais Parâmetros Utilizados no Modelo.....	91
4.7.1. Fluidos.....	91
4.7.2. Conduto Forçado.....	92
4.7.3. Duto de Descarga.....	93
4.7.4. Rotor.....	94
4.7.5. Eixo Rotor e Gerador.....	94
4.7.6. Anel Distribuidor.....	96
4.7.7. Sistema Regulador de Velocidade.....	97
5. Simulações e Comparações com Testes de Campo.....	103
5.1. Validação do Modelo.....	105
5.1.1. Ensaio 1: Tomada de Potência da turbina de 4 a 100 MW.....	106
5.1.2. Ensaio 2: Retirada de Potência da turbina de 100 a 3 MW.....	114
5.1.3. Ensaio 3: Tomada e Retirada de Potência, com degraus de 10% na posição, indo de 3 até 100 e depois retornando a 3 MW.....	121
6. Conclusões e Trabalhos Futuros.....	128
6.1. Literatura e Ferramenta de Trabalho.....	128
6.2. Os Modelos e Parâmetros.....	130
6.3. Simulação.....	132
6.4. Resultados Obtidos.....	133
6.4.1. Potência e Vazão.....	133
6.4.2. Pressão no Conduto Forçado e no Duto de Descarga.....	133
6.4.3. Freqüência.....	134

6.4.4. Pressão na Unidade Hidráulica do Regulador de Velocidade e nas Câmaras A e B dos Atuadores Hidráulicos.....	134
6.5. Trabalhos futuros.....	135
6.6. Conhecimento Adquirido Através do Trabalho.....	135
Referências Bibliográficas.....	137

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Gráfico de Distribuição da Produção de Energia Elétrica no Brasil - Ano base 2004 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2005).....	3
Figura 2.1 – Esquema da planta de uma hidrelétrica – (adaptado de SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).....	9
Figura 2.2 – Definição de altura de queda líquida e bruta (adaptado de MATAIX, 1975).....	12
Figura 2.3 – Superfícies de vazão de turbo-máquinas (a) radiais; (b) axial; (c) cônica semi-axial; (d) semi-axial (MATAIX, 1975).....	15
Figura 2.4 – (a) Corte vertical de uma seção de uma turbina; (b) Corte horizontal da mesma (adaptado de MATAIX, 1975).....	16
Figura 2.5 – Relação entre e o formato do rotor (adaptado de MACINTYRE, 1983).	19
Figura 2.6 – Campos de aplicação de turbinas Pelton, Francis e Kaplan em função da sua velocidade específica (SCHREIBER, 1978).....	20
Figura 2.7 – Curvas características de eficiência e vazão em função da rotação da máquina para diferentes posições de abertura do distribuidor (HENN, 2001).....	21
Figura 2.8 – Diagrama de Hill (HENN, 2001).....	21
Figura 2.9 – (a) vista vertical e (b) seção horizontal de uma turbina do tipo Francis.	22
Figura 2.10 – Regulador de Velocidade (DÍEZ, 1996).....	24
Figura 2.11 – Sistema Regulador de Velocidade.....	28
Figura 2.12 – Diagrama de esforços dos atuadores x posição do atuador (adaptado de VIVIER, 1966).....	29
Figura 2.13 – (a) detalhes de montagem das pás; (b) sistema mecânico do distribuidor; (c) detalhe do esquema biela-manivela (adaptado de MATAIX, 1975)..	30
Figura 2.14 – Esquema de acionamento para atuadores hidráulicos (FURST, 2001).....	31
Figura 2.15 – Esquema de tubo de descarga: 1 – cone principal; 2 – curva; 3 – difusor (MATAIX, 1975).....	32
Figura 2.16 – Turbina (a) sem tubo de descarga (turbinas de ação); (b) com tubo de descarga (turbinas de reação) (adaptado de MATAIX, 1975).....	33

Figura 2.17 – Tubo de descarga (a) ineficiente (b) eficiente.....	34
Figura 2.18 – Local em que há perdas volumétricas no rotor (MATAIX, 1975).....	36
Figura 2.19 – Local em que há perdas por atrito no rotor (MATAIX, 1975).....	37
Figura 2.20 – Gráfico que apresenta a eficiência do sistema em função da vazão, quando há perdas por choque e por atrito – adaptado de (PEREIRA, 2000).....	38
Figura 2.21 – Figura ilustrativa representando a ação do golpe de aríete (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).....	40
Figura 2.22 – Representação gráfica do modelo do processo de desenvolvimento integrado de produtos – PRODIP (adaptado de Romano, 2003).....	43
Figura 3.1 – Diagrama de blocos de uma turbina hidráulica, considerando fluido ideal e tubulação rígida (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).....	48
Figura 3.2 – Diagrama de blocos de uma turbina hidrelétrica, incluindo efeitos de golpe de aríete e de variação de nível da chaminé de equilíbrio (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).....	49
Figura 3.3 – Modelo de um sistema governador (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).....	50
Figura 3.4 – Diagrama de blocos representando um regulador de velocidade (adaptado de OGATA, 2005).....	52
Figura 3.5 – Circuito hidráulico modelado via fluxo de sinal (a), e o mesmo modelado via fluxo de potência utilizando a interface AMESim (b), (LEBRUN, 1997).....	55
Figura 3.6 – Esboço de um modelo construído no AMESim de um distribuidor de turbina ligado ao sistema de atuação hidráulico.....	59
Figura 4.1 – Diagrama representando o Modelo Completo de uma Turbina e Regulador de Velocidade.....	62
Figura 4.2 – Modelo do conduto forçado construído no AMESim.....	64
Figura 4.3 – Modelo do Duto de Descarga.....	65
Figura 4.4 – Super-componente representando a Turbina.....	67
Figura 4.5 – Componentes do conjunto Eixo do Rotor e Gerador.....	70
Figura 4.6 – Anel distribuidor de uma turbina do tipo Kaplan – adaptado de (RODRIGUEZ e DE NEGRI, 2004).....	71

Figura 4.7 – Super-componente do Anel Distribuidor.....	73
Figura 4.8 – Diagrama de esforços de regulação de uma turbina a reação exercido pelas pelos atuadores do anel distribuidor em função do seu deslocamento – adaptado de VIVIER (1966).....	76
Figura 4.9 – Modelo do Trabalho Hidráulico Experimental.....	77
Figura 4.10 – Circuito hidráulico de potência e de atuação - adaptado de (BOSCH, 1989).....	79
Figura 4.11 – Sistema de Alimentação Óleo Hidráulico.....	80
Figura 4.12 – Esquema representando o interior da válvula de duplo estágio com controle de posição utilizada na hidrelétrica de San Francisco – Válvula MOOG D684.....	82
Figura 4.13 – Sistema de atuação (modelo construído no AMESim).....	83
Figura 4.14 – Sistema de atuação dos cilindros hidráulicos diferenciais dispostos em paralelo sobre o anel distribuidor (vista superior do anel) (MATAIX, 1975).....	84
Figura 4.15 – Diagrama de Blocos de um Regulador de Velocidade.....	86
Figura 4.16 – Super-componente RVX-300, controlador de malha fechada.....	87
Figura 4.17 – Modelo Completo da Turbina e Regulador de Velocidade (representado no AMESim).....	89
Figura 4.18 – Lista de Variáveis de Estado do Modelo Completo.....	90
Figura 5.1 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor em Tomada de Potência de 4 a 100 MW.....	103
Figura 5.2 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor em Retirada de Potência de 100 a 3 MW.....	104
Figura 5.3 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor na Tomada e Retirada de Potência em degraus de 10 % da posição indo de 3 a 100 e retornando a 3 MW..	104
Figura 5.4 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (tracejado).....	106
Figura 5.5 – Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (tracejado).	107
Figura 5.6 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala ampliada, a direita reduzida.....	108

Figura 5.7 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (tracejado).....	109
Figura 5.8 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (tracejado).	110
Figura 5.9 – Freqüência do Rotor Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala, a direita ampliado.....	111
Figura 5.10 – Pressão na UH Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala, a direita ampliado.....	112
Figura 5.11 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (tracejado).....	113
Figura 5.12 – Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (tracejado).....	113
Figura 5.13 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	115
Figura 5.14 - Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	115
Figura 5.15 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (pontilhado), à esquerda em escala, a direita ampliado.....	116
Figura 5.16 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	117
Figura 5.17 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	117
Figura 5.18 – Freqüência do Rotor Medida (sólida) e Simulada (pontilhado), à esquerda em escala, a direita ampliado.....	118
Figura 5.19 – Pressão na UH Medida (sólida) e Simulada (pontilhado) , à esquerda em escala, a direita ampliado.....	119
Figura 5.20 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	120
Figura 5.21 – Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (pontilhado).....	121
Figura 5.22 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	122
Figura 5.23 – Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	122
Figura 5.24 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	123
Figura 5.25 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	124
Figura 5.26 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	125

Figura 5.27 – Freqüência do Rotor da Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-)....	125
Figura 5.28 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (-x-) à esquerda e Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (-x-).....	126

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Variáveis de Potência em diferentes domínios (SILVA, 2005).....	56
Tabela 3.2 – Classificação dos componentes em termos de transmissão de potência (SILVA, 2005).....	57
Tabela 3.3 – Descrição das Etapas de Modelagem e Simulação do Software AMESim – adaptado de Silva (2005).....	60
Tabela 4.1 – Parâmetros dos Fluidos do Modelo.....	92
Tabela 4.2 – Parâmetros do Conduto Forçado e Reservatório de Água.....	93
Tabela 4.3 – Parâmetros do Duto de Descarga.....	93
Tabela 4.4 – Parâmetros do Super-componente Rotor.....	94
Tabela 4.5 – Parâmetros do Eixo Rotor e Gerador.....	95
Tabela 4.6 – Parâmetros do Anel Distribuidor.....	96
Tabela 4.7 – Parâmetros do Anel Distribuidor (Continuação).....	97
Tabela 4.8 – Parâmetros do Sistema de Alimentação Óleo-Hidráulico.....	97
Tabela 4.9 – Parâmetros do Sistema de Alimentação Óleo-Hidráulico (Continuação).....	98
Tabela 4.10 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Válvulas).....	99
Tabela 4.11 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Tubulação).....	100
Tabela 4.12 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Atuadores).....	101
Tabela 4.13 – Parâmetros do Sistema de Controle Elétrico.....	102
Tabela 5.1 - Tabela comparativa dos pontos de Maior e Menor Diferenças entre as Curvas do Ensaio e do Modelo das Câmaras A e B de um dos atuadores.....	114

Simbologia

Símbolos Latinos

A	Seção de Saída do Reservatório da Turbina ou a Área da uma seção do conduto forçado (depende do contexto)	[m]
A_1	Área na seção de entrada do rotor	[m ²]
A_2	Área na seção de saída do rotor	[m ²]
A_t	Ganho de área de passagem do distribuidor da turbina	
b_0	Altura das pás do distribuidor	[m]
b_1	Altura do canal formado pelas pás do rotor	[m]
br	Altura do rotor da Turbina	[m]
B	Bulk Modulus efetivo da combinação duto/fluido	[bar]
B_e	Módulo efetivo de Bulk (Bulk modulus)	[bar]
c_1	Velocidade do fluido na entrada do rotor da Turbina	[m/s]
c_2	Velocidade do fluido na saída do rotor da Turbina	[m/s]
c_{1u}	Componente periférica da velocidade do fluido na entrada do rotor da Turbina	[m/s]
c_{2u}	Componente periférica da velocidade do fluido na saída do rotor da Turbina	[m/s]
c_A	Velocidade do fluido na saída do reservatório da Turbina	[m/s]
c_E	Velocidade do fluido na entrada da Turbina	[m/s]
c_S	Velocidade do fluido na saída da Turbina	[m/s]
c_Z	Velocidade do fluido na entrada do canal de sucção da Turbina	[m/s]
D_1	Diâmetro da seção de entrada do rotor	[m]
D_2	Diâmetro da seção de saída do rotor	[m]

dM	Varição do Momento resultante de todas das forças do rotor que agem sobre uma partícula do fluido	[N/m ²]
dQ	Varição da vazão do fluido no volume de controle	[m ³ /s]
E	Seção de Entrada da Turbina	
e_1	Espessura das pás na entrada do rotor	[mm]
F(s)	Função transferência	
f_1, f_2, g_1, g_2	<i>Formas de propagação de onda no conduto</i>	
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
\bar{g}	Sinal de posição unitária real do distribuidor	
\bar{g}_{FL}	A posição do distribuidor com carga total por unidade	
\bar{g}_{NL}	A posição do distribuidor sem carga por unidade	
\bar{G}	Sinal de posição ideal do distribuidor unitário	
H	Altura de queda líquida	[m]
H_{gr}	Altura de queda bruta	[m]
H_{int}	Perdas hidráulicas internas	[m]
H_{ldt}	Perdas por atrito no tubo de descarga	[m]
H_{IA-E}	Perdas no sistema antes da Turbina	[m]
H_{IS-Z}	Perdas no sistema depois da Turbina	[m]
H_{proj}	Altura de queda de projeto	[m]
H_s	Altura de sucção da turbina	[m]
H_u	Trabalho útil explorado pela Turbina	[m]
\bar{H}	Sinal de altura de queda líquida unitária	
I	Corrente elétrica no Gerador	[A]
K	Constante de proporcionalidade entre o $T_{elétrico}$	[N/m ² A]

	e I no Gerador	
K1,K2, K3 e K4	Constantes do controlador RVX-300	
K_s	Ganho do atuador hidráulico	
L	Comprimento do conduto forçado	[m]
l_1	Braço do vetor de velocidade c_1 em relação ao eixo da máquina	[m]
l_2	Braço do vetor de velocidade c_2 em relação ao eixo da máquina	[m]
M	Momento resultante de todas das forças do rotor que agem sobre uma partícula do fluido	[N/m ²]
N_{geral}	Rendimento geral, que representa os rendimentos mecânicos, hidráulicos e volumétricos do rotor	
n	Rotação do rotor	[rpm]
n_s	Velocidade específica do rotor	
Q	Vazão	[m ³ /s]
q_e	Vazão perdida através dos labirintos do rotor	[m ³ /s]
P_E	Pressão na seção de entrada da Turbina	[Pa]
P_i	Potência interna fornecida pelo fluido	[W]
P_n	Potência nominal da turbina	[MW]
$Pot_{elétrica}$	Potência elétrica no Gerador	[MW]
P_r	Potência unitária nominal da turbina	
P_s	Pressão na seção de saída da Turbina	[Pa]
P_u	Potência mecânica gerada ou Potência útil da Turbina	[cv] [MW]
\bar{P}_m	Sinal de potência mecânica unitária do sistema	

R_p	Constante de inclinação devido ao estatismo permanente	
R_T	Constante de inclinação devido ao estatismo transitório	
r_1	Distância entre a posição de entrada do rotor e o seu eixo	[m]
r_2	Distância entre a posição de saída do rotor e o seu eixo	[m]
S	Seção de Saída da Turbina	
s	Operador de Laplace	
T_{base}	Valor base do torque da turbina para conversão unitária	[MVA]
$T_{elétrico}$	Torque elétrico no Gerador	[N/m ²]
T_G	Constante de tempo do distribuidor (mecânico)	[s]
T_p	Constante de tempo do sistema válvula + atuador hidráulico	[s]
T_R	Tempo para reset do sistema	[s]
T_u	Torque útil da Turbina	[N/m ²]
\bar{T}_m	Sinal do torque mecânico unitário do mesmo	
T_w	Tempo de inércia (atraso) da água	[s]
U	Velocidade média da água no conduto forçado	[m/s]
U_r	Velocidade unitária nominal da água	[m/s]
\bar{U}	Sinal de velocidade unitária	
\bar{U}_{NL}	Velocidade nominal da água no sistema sem carga	[m/s]
u_1	Velocidade periférica do rotor da Turbina	[m/s]
u_2	Velocidade periférica do rotor da Turbina	[m/s]
V	Tensão de trabalho do Gerador	[V]
v	Velocidade de propagação da onda ao longo do conduto forçado	[m/s]
w_1	Velocidade relativa da entrada do rotor da Turbina	[m/s]

Y	Energia Específica	[J/kg]
Y_p	Energia de pressão estática fornecida pelo rotor	[J/kg]
Y_u	Trabalho de Euler (energia específica entre o fluido e rotor)	[J/kg]
Z	Seção de Entrada do Canal de Sucção da Turbina	
z	Número de pás do rotor	
z_A	Altura avaliada entre a cota de referência e a seção de saída do reservatório da Turbina	[m]
z_E	Altura avaliada entre a cota de referência e a seção de entrada da Turbina	[m]
z_S	Altura avaliada entre a cota de referência e a seção de saída da Turbina	[m]
z_Z	Altura avaliada entre a cota de referência e a seção de entrada do canal de sucção da Turbina	[m]

Símbolos Gregos

α_0	Posição de abertura do anel distribuidor	
α_1	Ângulo da velocidade do fluido na entrada do rotor	[°]
α_2	Ângulo da velocidade do fluido na saída do rotor	[°]
β_2	Ângulo de saída da pá do rotor	[°]
θ_0	Ângulo da velocidade do fluido na saída do distribuidor	[°]
Δx	Variação do comprimento	[m]
$\partial P / \partial t$	Variação da Pressão em relação ao tempo	[Pa/s]
$\partial Q / \partial x$	Variação da vazão em relação a uma posição do duto	[m ² /s]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
η_h	Rendimento hidráulico da Turbina	
η_m	Rendimento mecânico da Turbina	
η_t	Rendimento total da Turbina	

η_{tot}	Eficiência total do sistema	
σ	Grau de reação do rotor	
ω, Ω	Velocidade angular do rotor	[rad/s]
ω_r	Rotação unitária nominal da turbina	

Termos e Abreviações

AMESim [®]	Software de Simulação Numérica 1D que utiliza fluxo de potência
ASCII	Tipo de arquivo utilizado para transporte de dados numéricos
CLP	Controlador Lógico Programável
DOE	Design of Experiment
FE	Fundo de escala
PCHs	Pequenas Centrais Hidrelétricas
PID	Controlador proporcional, integrativo e derivativo
RVX-300	Regulador de Velocidade construído pela REIVAX Autom. e Controle
Trip	Situação em que o equipamento deve ser desligada (emergência)
UH	Unidade Hidráulica

Resumo

Introdutoriamente este trabalho apresenta um contexto a respeito do projeto de usinas hidrelétricas, dando ênfase aos seus componentes, como conduto forçado e duto de descarga da turbina, turbina, gerador, sistema distribuidor e sistema regulador de velocidade, o qual é composto pelos sistemas de alimentação e atuação óleo hidráulico e de controle elétrico-eletrônico. Estes componentes são expostos os fenômenos físicos que podem ocorrer durante o funcionamento da usina hidrelétrica e que devem ser previstos pelo projeto. Após apresentar os detalhes de projeto dos componentes, inserem-se conceitos a respeito da modelagem e simulação em projeto, vinculados às abordagens via fluxo de sinal, muito utilizada pela teoria de controle, e via fluxo de potência, baseada na teoria de *Bond-graphs* e indicada na modelagem de sistemas mecânicos complexos. O objetivo deste trabalho é modelar um regulador de velocidade para usina hidrelétrica utilizando a modelagem via fluxo de potência, apresentando assim a sua vantagem comparada à modelagem via fluxo de sinal, atualmente utilizada. Para isso, construiu-se os modelos dos componentes usando o software AMESim[®], que utiliza o fluxo de potência para modelar e simular sistemas dinâmicos. Os componentes são então modelados e parametrizados, conforme as suas condições e características de uso. Para a simulação, utilizou-se de três ensaios típicos de comissionamento a fim de validar o modelo. Os mesmos ensaios foram realizados no sistema físico usado para validação teórico-experimental. O diferencial deste trabalho, em relação a outros que utilizam fluxo de sinal, está nos resultados do modelo que expõe além das variáveis de saídas dos componentes, as variáveis de estado do mesmo. Além disso, esta comparação entre os resultados do sistema físico e do modelo permite aperfeiçoar tanto os modelos como os parâmetros utilizados e conseqüentemente os resultados obtidos. O trabalho conclui que o modelo construído foi validado e pode ser usado na etapa de análise de concepção de projeto de uma usina hidrelétrica, desde que devidamente parametrizado. Com isso, o modelo utilizado pelo projetista apresenta um maior número de variáveis para avaliação na fase de tomadas de decisão do projeto de uma usina hidrelétrica e do seu regulador de velocidade.

Abstract

This work presents the context related to the design of hydroelectric plants, emphasizing their components, such as penstock, draft tube, turbine, generator, distributor and governing systems, composed of fluid power and control systems. These components are exposed to physical phenomena that may occur during operation of the hydroelectric plant and that should be evaluated during the design phase. After presenting the details of the components, the work introduces the modeling and simulation concepts, related to signal flow, widely used by the theory of control, and to the power flow approaches, based on the theory of Bond-graphs and more adequate to model complex mechanical systems. The aim of this work is to build a model of governing system for hydroelectric power plant using the power flow approach, to show its advantage compared to modeling using signal flow approach, which is currently used by the industry. In order to do that, the component models were developed in the software AMESim[®], which applies the power flow approach to model dynamic systems. The components parameters are defined according to their conditions and characteristics of use. In simulation, three typical commissioning tests were used to validate the model. The same tests were carried out on the real system that was used for experimental validation. The main point of this work, when compared to others that use signal approach, is that the model provides results besides the common outputs, i.e. the model gives access to the system state variables. Indeed, this comparison between the results of the physical system and the model can be used to improve the models as well as their parameters and therefore the results obtained. In doing so, this work concludes that the model built and validated could be used in the analysis stage of design of a hydroelectric power plant, if the adequate parameters are set. Hence, the model used by the designer presents a great number of variables to facilitate the decision-making phase of the design of hydroelectric power plant and its governing system.

1. Introdução

A humanidade busca por fontes de energias limpas para equilibrar os problemas que o petróleo e derivados tem causado sobre o meio em que se vive. Como se sabe, há várias fontes de energia limpa a serem exploradas, dentre elas, a energia eólica e a energia hidráulica são as que mais se destacam. A energia hidráulica, apesar de ser considerada uma fonte importante de energia limpa, pode mesmo assim acarretar em impactos ambientais severos caso seja explorada de forma inconseqüente. Logo, a melhor alternativa utilizada é adaptar o projeto da unidade de produção de energia hidráulica ao ambiente, e não mais o contrário, como ocorria há algumas décadas.

Desta forma, pequenas centrais hidrelétricas (PCHs) têm sido instaladas em vários pontos de rios do país, a fim de suprir a demanda local por energia. Outra opção muito utilizada nos dias de hoje é melhorar o rendimento dos equipamentos já instalados. Muitos deles, com projetos das décadas de 30 até 70, podem ter seu rendimento acrescido em até 30 a 40% com o uso das novas tecnologias. É baseado nestes tipos de problemas de engenharia que se deseja inserir os conceitos apresentados por este trabalho. O projeto ou re-projeto dos reguladores de velocidade de turbinas são os principais responsáveis pelo acréscimo da eficiência produzida pela unidade hidrelétrica.

O projeto não consiste apenas em sintetizar o conjunto de tarefas que se deve fazer. Nos últimos tempos foram inseridas algumas ferramentas de análise para facilitar a vida das equipes de projeto, a fim de prever antecipadamente problemas e atrasos, além de comparar os resultados parciais gerados com os objetivos iniciais do projeto. Com a divisão do projeto em fases, cada uma dessas possui as suas ferramentas adequadas para avaliação e retorno das informações pertinentes. No caso do projeto preliminar, o objetivo é realizar a definição do conceito escolhido adequando-o à situação real de trabalho (PAHL et al, 2005). Nesta fase, normalmente se realizam os ensaios que confirmam as escolhas tomadas no projeto conceitual, e deste modo o modelo (concepção adotada) começa a tomar uma forma definida.

Um modelo é a representação de um dado sistema, onde é dedicada uma maior ênfase sobre alguns aspectos em relação a outros. Assim, se expõem as variáveis e parâmetros importantes às condições específicas de contorno para sua

avaliação. A modelagem e simulação dinâmica tratam da representação de sistemas físicos, que sofrem alteração de suas variáveis e parâmetros com o tempo. A simulação destas mudanças ajuda o projetista a verificar se o comportamento dinâmico do sistema está condizente com o seu ajuste inicial ou desempenho desejado. As melhorias vão sendo realizadas e assim o modelo começa a apresentar as características que o sistema real deve ter ao final do projeto. Desta forma, este estudo é na verdade um roteiro detalhado de como construir um modelo que representa o regulador de velocidade de uma turbina do tipo Francis, e aponta quais são os sistemas da turbina que influenciam e que sofrem influência do mesmo.

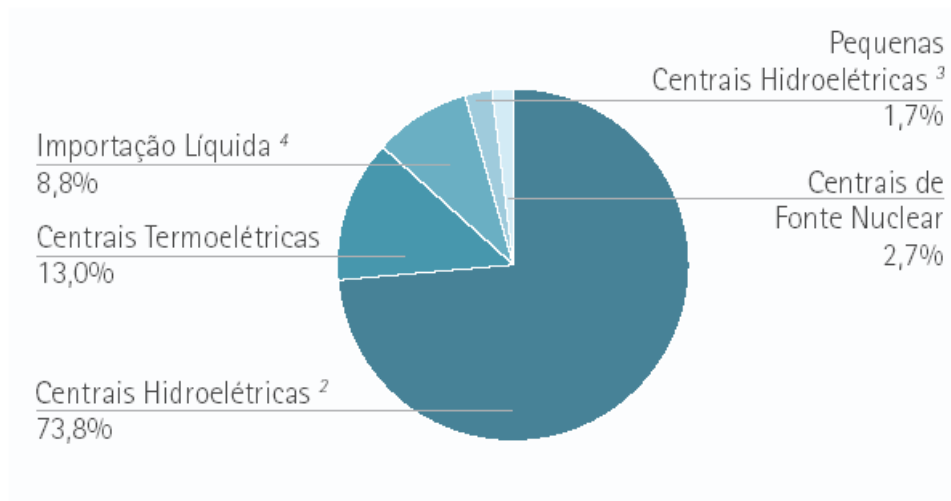
1.1. Panorama Geral e Justificativa

Segundo dados do Ministério de Minas e Energia, cerca de 73,8 % da produção nacional de energia elétrica do país é obtida através de centrais hidrelétricas (médio e grande porte) e mais 1,7 % referente a pequenas centrais hidrelétricas, conforme apresenta a Figura 1.1. Isso sem contar a parcela de importação de energia realizada pelo país, que na sua grande maioria também provém de hidrelétricas (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2005).

■ Gráfico 1 | Energia Elétrica

Estrutura da oferta interna segundo a natureza da Fonte Primária de Geração ¹

Brasil 2004



¹ Inclui centrais elétricas autoprodutoras.

² Centrais hidroelétricas são aquelas com potência superior a 30 MW.

³ Pequenas centrais hidroelétricas são aquelas com potência igual ou inferior a 30 MW.

⁴ A importação inclui a parcela paraguaia de Itaipu.

Figura 1.1 – Gráfico de Distribuição da Produção de Energia Elétrica no Brasil - Ano base 2004 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2005)

Devido à demanda de energia do país, e a sua extensão territorial, produzir energia elétrica com qualidade e confiabilidade provoca alguns desafios. O primeiro é gerar energia elétrica possuindo características técnicas aceitáveis, em termos mais específicos, uma frequência-padrão de 60 Hz, com variação de $\pm 1\%$, sendo distribuída a toda a rede de energia. O outro desafio está ligado à confiabilidade do sistema mecânico. Para cumprir estes desafios no projeto da máquina, é necessário definir uma frequência de rotação como ponto ótimo de trabalho compatível com a rede em que está interligada, e ainda projetar os componentes mecânicos capazes de suportar os esforços máximos que agem sobre a mesma nesta condição.

James Watt, em meados do século XVII, criou o primeiro regulador de velocidade de uma máquina motriz, tendo como problema de partida o rendimento das máquinas a vapor da época. O seu conceito apesar de ser um modelo mecânico-hidráulico simples, resultou em um aumento significativo da eficiência do

sistema em que foi introduzido, dando assim, início ao controle da produção de energia das máquinas motrizes. Hoje, a necessidade do regulador de velocidade é maior ainda, principalmente nas grandes centrais, pois ele não só tem a finalidade primária de manter a frequência (mantendo assim o rendimento de uma máquina independente da mesma), mas também de controlar a potência gerada (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

1.2. Objetivos

Após uma verificação do quadro nacional, percebeu-se que a grande maioria da energia elétrica produzida no país provém de turbinas do tipo Francis (aproximadamente 80 % da energia produzida em hidrelétricas é com este tipo de máquina), assim o tema escolhido deste trabalho visa desenvolver a modelagem dinâmica de um regulador de velocidade para turbinas do tipo Francis. Além disso, como este princípio do regulador de velocidade é geral, ou seja, se aplica também a outros tipos de turbina, com futuras adaptações o trabalho permitirá um posterior estudo sobre o sistema de controle nas turbinas do tipo Kaplan, que são semelhantes a Francis, mas que tem como adendo o controle do ângulo de pás do rotor da turbina.

O trabalho fará uso de um software, chamado AMESim[®], para a modelagem e simulação do sistema. O mesmo permite, pela versatilidade que dispõe, modularizar os subsistemas e manipular as variáveis e parâmetros do mesmo. E em função disso, desenvolver modelos de reguladores com as características desejadas (desde que se tenha criado os modelos) e ainda, após as simulações realçar os principais parâmetros do sistema, melhorando e facilitando a análise dos modelos construídos. O trabalho de pesquisa também objetiva desenvolver um sistema virtual que seja capaz de simular o funcionamento do regulador de velocidade em conjunto com o sistema hidráulico-mecânico de turbinas do tipo Francis, levando em consideração os esforços elétricos, mecânicos e hidráulicos do sistema como um todo.

A partir da pesquisa sobre o tema, notou-se que o projeto de reguladores de velocidade em sua grande maioria trabalha com controladores que utilizam o conceito de fluxo de sinal para desenvolver os modelos representativos do anel distribuidor da turbina. A contribuição deste trabalho é então caracterizada aqui, com a introdução da modelagem dinâmica utilizando o conceito de fluxo de potência,

tornando análise do sistema mais compreensível ao engenheiro, pois desta forma, este começa a visualizar os esforços resultantes que o sistema do regulador de velocidade impõe sobre a turbina, anel distribuidor e seus componentes separadamente. Estes dois conceitos acima aludidos são detalhados nos capítulos 2, 3 e 4 desta dissertação.

1.3. Motivação

Este trabalho é tratado como desafio, uma vez que ele demonstrará o fluxo de potência e suas variáveis relacionadas por diversos domínios: elétrico, hidráulico, controle e automação, além das diferentes áreas da mecânica (mecânica dos fluídos, estática e dinâmica de componentes, projeto), e assim representará as suas interdependências, trazendo um panorama do sistema como um todo aos engenheiros da área.

A fim de conferir maior consistência aos modelos é sempre necessário realizar validações com base em dados experimentais ou reais. Com este intuito, foi abordada uma empresa que desenvolve o sistema de controle de velocidade para turbinas. Assim, a REIVAX Automação e Controle S. A., foi parceira no desenvolvimento deste projeto. Seus modelos atualmente são baseados no conceito de fluxo de sinal. A mesma tem um amplo conhecimento sobre sistemas controladores de velocidades de turbina, porém, utiliza-se de modelos simples, em que toda a turbina é visto como uma função transferência característica, que apenas apresenta saídas em função das entradas. Como a REIVAX presta serviço de projeto, re-projeto e instalação de reguladores de velocidade a várias empresas do ramo de geração de energia, decidiu-se por explorar a modelagem dinâmica utilizando fluxo de potência de sistemas reguladores de velocidade em turbinas, baseando os resultados dos modelos em ensaios de campo que a empresa realiza. Assim, a REIVAX desempenhou o papel de um laboratório de pesquisa, e durante um dos seus trabalhos de comissionamento, realizou uma bateria de testes em uma unidade de um dos seus clientes (Usina de San Francisco, localizada no Equador) para que o primeiro modelo dinâmico de turbina pudesse ser validado e testado experimentalmente. Logo, os resultados de simulações dos modelos dinâmicos construídos neste projeto puderam ser refinados, acrescentando ao modelo um aspecto teórico-experimental, através da validação de mesmo. Através da validação,

a dinâmica do sistema pode ser estudada mais a fundo, apresentando assim, os esforços que este impõe ao sistema de acordo com as entradas do controlador.

1.4. Organização do Trabalho

Após uma breve introdução do tema neste capítulo, mostrando a importância do trabalho e a sua relação com os objetivos do mesmo, são apresentados no capítulo 2, os conceitos que tratam dos vários componentes da turbina, detalhando algumas partes do projeto da mesma e explicando a influência que componentes como: rotor, distribuidor, regulador de velocidade, conduto forçado e duto de descarga da turbina têm para o sucesso do projeto. Além disso, é apresentada a teoria a respeito dos fenômenos de golpe de aríete, sobre-velocidade e cavitação a fim de analisar a interferência destes fenômenos nos resultados dos ensaios.

No capítulo 3 é realizado um comparativo entre as modelagens dinâmicas via fluxo de sinal e fluxo de potência, e assim, explicitam-se as vantagens que a última pode trazer em relação ao projeto, quando comparada à modelagem dinâmica utilizando apenas fluxo de sinal.

Já o capítulo 4 trata da construção dos modelos representando o sistema da unidade de potência. Iniciando pela modelagem da entrada e saída da turbina, ou seja, o conduto forçado e o tubo de sucção (descarga) respectivamente. Depois partindo para o rotor da turbina, exposto através de um modelo matemático linear. A saída deste modelo alimenta um modelo representativo do que seria o eixo solidário da turbina ao gerador. Em conjunto com o modelo da turbina apresentado acima é vinculado o sistema do regulador de velocidade. A ênfase desse modelo é na representação do sistema de alimentação (reservatório, bomba e acumulador), sistema de atuação e medição (servo válvula proporcional, atuadores e sensores), do objeto de controle (anel distribuidor) e no controlador responsável pelo comportamento de todo o sistema (CLP). Na apresentação desses modelos também se explicita os principais parâmetros que o modelo necessita para as simulações. A integração destes sistemas, com todas as suas interconexões, são avaliadas a fim de encontrar interferências que as partes causam ao sistema como um todo, através de uma análise do modelo.

No capítulo 5 são apresentados as simulações e os resultados obtidos, fazendo comparação do mesmo com os testes de campo, para avaliação e validação

dos modelos construídos. Os resultados comparados são referentes aos ensaios de tomada, retirada e tomada e retirada em degraus de potência do sistema.

No capítulo 6 são discutidas as conclusões sobre a efetividade da pesquisa, e os devidos comentários relativos aos modelos, simulações e resultados obtidos.

2. Usinas Hidrelétricas

O intuito deste capítulo é apresentar ao leitor uma base teórica necessária para a compreensão dos principais componentes que fazem parte de uma central hidrelétrica. Na primeira parte, é apresentada uma breve introdução dos principais componentes de uma usina hidrelétrica, bem como uma noção da sua principal característica, a altura de queda líquida. Além disso, será apresentada uma classificação das máquinas de fluxo segundo diferentes critérios como: direção da vazão no rotor, grau de reação da turbina e velocidade específica. Em seguida, será exposto o conceito de similaridade entre turbinas hidráulicas, e também as curvas características mais importantes para o estudo e posterior desenvolvimento do projeto de uma turbina.

Na segunda parte há um detalhamento dos principais componentes que fazem parte de uma turbina hidráulica do tipo Francis (este tipo de turbina foi o escolhido para a modelagem devido a sua grande utilização nas usinas hidrelétricas do país), permitindo que o leitor aumente a sua capacidade de compreensão e análise dos conceitos apresentados nos capítulos posteriores deste trabalho.

Já na terceira e última parte, haverá uma explanação sobre as perdas hidráulicas, volumétricas e mecânicas que ocorrem neste tipo de sistema. Estas perdas reduzem a eficiência da turbina e serão abordadas a fim de mostrar os elementos e principais parâmetros que interferem durante a etapa da modelagem. Além das perdas, serão abordados o fenômeno de cavitação, que influencia em especial na modelagem do rotor e do tubo de sucção, e os fenômenos de golpe de aríete e sobre-velocidade, que incidem diretamente sobre o projeto e modelagem dinâmica do sistema regulador de velocidade, distribuidor, conduto forçado e o conjunto rotor-gerador. Os problemas apresentados acima são comuns durante o projeto de usina hidrelétricas, e por isto tem importância sobre este trabalho.

2.1. Principais Componentes de uma Usina Hidrelétrica

A planta de uma usina hidrelétrica é constituída em geral pelas seguintes partes:

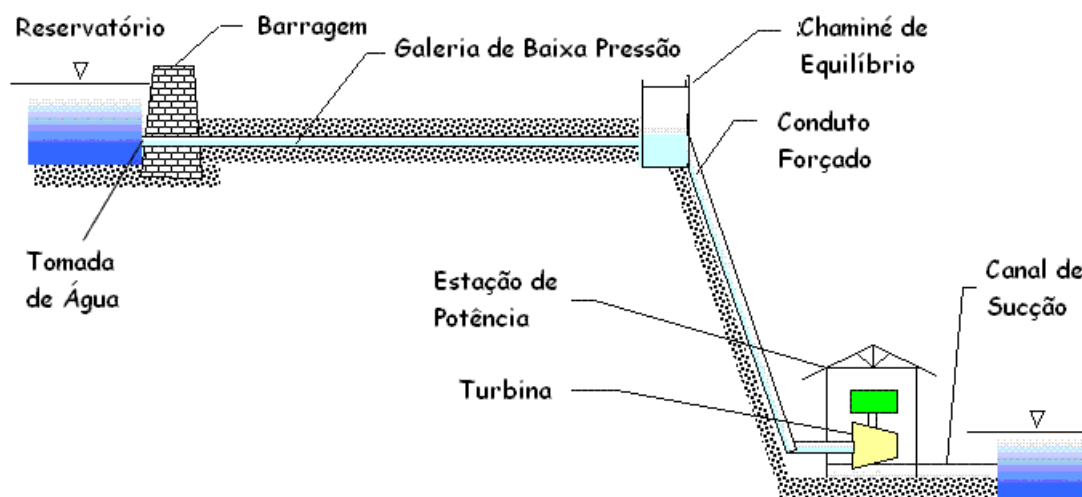


Figura 2.1 – Esquema da planta de uma hidrelétrica – (adaptado de SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983)

As barragens são barreiras construídas ao redor das margens parte de um rio, e tem por função bloquear a passagem de água. Desta forma, ela represa a água do rio, permitindo assim a sua captação e desvio. Além disso, elas elevam o nível das águas, proporcionando um desnível adequado ao aproveitamento hidrelétrico do mesmo. Esta elevação do nível também acaba formando um reservatório que ajuda na regularização da vazão para os diversos tipos de aproveitamento e/ou para o amortecimento das ondas de enchentes. Construídos em anexo das barragens há as tomadas d'águas, que iniciam o processo de condução de água para a turbina. Elas são dotadas de uma grade de proteção, capaz de evitar a entrada de árvores, raízes, detritos e pedras no conduto, e conseqüentemente no rotor da turbina. Há também nas tomadas d'águas comportas, capazes de cortar o abastecimento de água à usina em casos emergenciais. Além delas, há um sistema de vigas de vedação (chamado de "stop-logs"), permitindo o fechamento da tomada d'água para fins de manutenção. Em conjunto com a comporta principal, há sistemas de by-pass para facilitar o equilíbrio hidrostático em ambos os lados da comporta, reduzindo assim os esforços para a sua abertura. Em alguns, casos há tubos de aeração localizados após as comportas, capazes de permitir a entrada de ar quando se fecha o sistema rapidamente, prevenindo a

formação de depressão nas tubulações à jusante da adução, evitando assim o esmagamento das mesmas (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

Após a tomada, estão os condutos de adução de água. Eles ficam localizados entre a tomada de água e a turbina. A água é levada pelo conduto até a usina onde a turbina e o gerador elétrico estão instalados. Os condutos podem ser de baixa pressão ou forçados. Em grandes usinas hidrelétricas, ou no caso em que a usina fica distante do reservatório, há então uma galeria ou conduto de baixa pressão que leva a água até a entrada do conduto forçado. Estes condutos são construídos na própria rocha ou em galerias sobre a superfície, e não sofrem nenhum tipo de tratamento superficial. Além disso, são projetados de forma que a velocidade de escoamento neles seja econômica (entre 1 e 3 m/s), reduzindo assim as perdas por atrito da altura de queda líquida do sistema. Nos condutos forçados, a parte mais próxima da turbina é o objeto de aplicação das maiores pressões. Este fato ocorre em decorrência do fechamento do sistema distribuidor na entrada da turbina, fazendo com que as pressões cresçam partindo da turbina em direção ao reservatório. Por isso, o diâmetro e espessura dos condutos são diferentes ao longo de seu comprimento. Em muitos casos, o diâmetro é ligeiramente reduzido da entrada de água até a sua saída, e em função disso a espessura é acrescida. Esta solução é utilizada, pois nas regiões superiores da extensão do conduto, as pressões são menores, exigindo menor parede de tubo para suportar os esforços, e ainda, por questões de transporte, os tubos de menor diâmetro podem ser transportados dentro dos tubos de diâmetro maior. Os condutos são montados sobre fundações de blocos de concreto onde os mesmos podem deslizar de acordo com a sua expansão térmica.

As paredes dos condutos são dimensionadas em função da máxima pressão interna que ele deve suportar. Esta pressão interna é a pressão hidrostática do sistema, somada a sobre-pressão, devido a golpes de aríete (discutido no item 2.7) provocados pelo fechamento do distribuidor. Normalmente é também instalada uma válvula de isolamento na entrada do conduto forçado. Esta válvula é automaticamente fechada se houver uma ruptura da tubulação, ou se dispositivos de controle detectarem uma velocidade do fluido acima da faixa de projeto. Conseqüentemente, as válvulas são geralmente posicionadas próximas do duto de

aeração, para permitir a entrada de ar no conduto após um rápido fechamento (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

Em geral, entre o conduto de baixa pressão e o conduto forçado, existem as chaminés de equilíbrio. Posicionadas antes da entrada do conduto forçado, elas têm por objetivo reduzir as variações de pressão provenientes do fenômeno de golpe de aríete, e assim manter a oscilação de massa, que são causadas pelas mudanças de cargas no sistema dentro de limites aceitáveis, reduzindo as amplitudes destas oscilações o mais rápido possível. Além disso, elas previnem que as ondas de pressão sejam transferidas às tubulações de baixa pressão, que conectam o reservatório ao conduto forçado, e são construídas normalmente com materiais de baixa resistência. Por fim, a chaminé é capaz também de fornecer rapidamente água às turbinas em casos de rápido aumento da carga do gerador (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

Na usina hidrelétrica estão localizados a turbina, o gerador elétrico e os seus subsistemas. Apesar do gerador não ser detalhado neste trabalho, os componentes de uma turbina hidráulica serão expostos em detalhe no item 2.4.

2.2. Altura de Queda de uma Turbina

A água em um reservatório com determinada altura, possui uma energia potencial específica. Quando se escoar esta água através de um canal ou duto, parte desta energia é transformada em energia cinética. A soma destas energias resulta na energia hidráulica do sistema. Essa energia pode ser usada em usinas hidrelétricas através da sua conversão em energia mecânica no eixo na turbina. Porém, nestes sistemas é mais prático medir a potência do sistema do que a energia produzida, e desta forma, a literatura em geral define a potência do sistema em função da altura de queda da turbina. Além disso, algumas parcelas desta potência são parcialmente perdidas nos condutos e na turbina. Logo, segue uma definição da Altura de Queda Líquida do sistema, que representa a potência líquida que estes sistemas dispõem em um determinado espaço de tempo.

A energia específica de uma planta hidroelétrica é a quantidade de energia potencial e cinética que um quilograma de água entrega ao rotor enquanto passa pela usina desde o reservatório até a saída para o canal de sucção. A energia

específica Y é uma grandeza característica de todas as máquinas de fluxo (MACINTYRE, 1983).

No esquema de uma usina hidrelétrica, apresentado na figura abaixo, a energia hidráulica específica entre as seções E e S é a energia disponível para a turbina. Esta energia específica é a diferença entre a energia na entrada E e a saída S da turbina, e é medida em Nm / Kg ou em J / Kg (MATAIX, 1975).

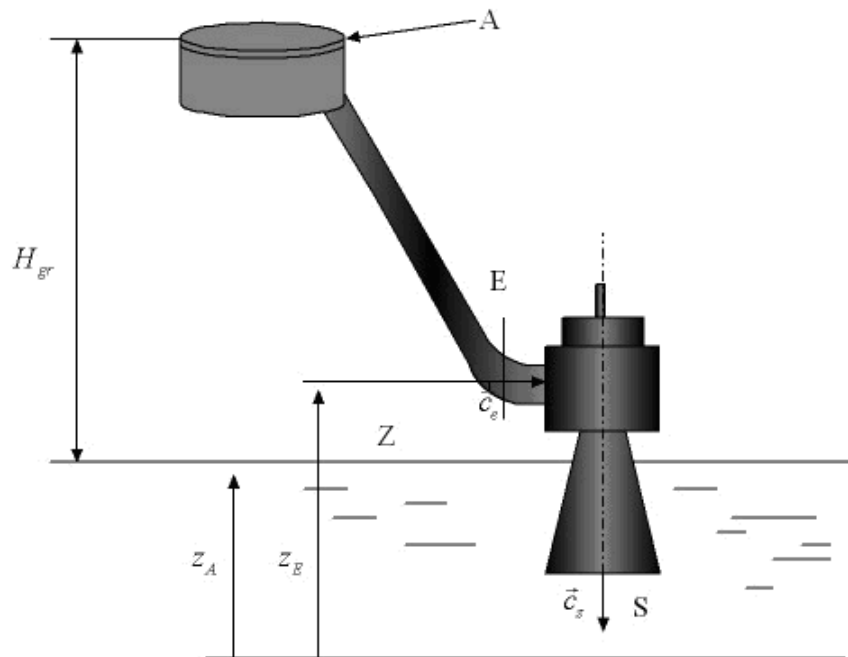


Figura 2.2 – Definição de altura de queda líquida e bruta (adaptado de MATAIX, 1975)

A aplicação da equação de Bernoulli entre estas seções gera a seguinte equação:

$$Y = \frac{p_E - p_S}{\rho} + (z_E - z_S) + \frac{c_E^2 - c_S^2}{2} \quad \text{Eq. (2.1)}$$

Lembrando que:

- $p_E, p_S \rightarrow$ São as pressões na entrada das seções E e S ;
- $\rho \rightarrow$ Massa específica do fluido;
- $z_E, z_S \rightarrow$ São os valores que representam a diferença de altura entre a cota de referência e a seção de entrada e saída respectivamente;

- $c_E, c_S \rightarrow$ São as velocidades do fluido na entrada e saída das seções;

Segundo MATAIX (1975), a altura de queda líquida H é uma grandeza equivalente à energia específica, porém é medida em metros (primeira expressão de uma altura de queda líquida):

$$H = \frac{Y}{g} \quad \text{Eq. (2.2)}$$

Considerando agora as perdas hidráulicas internas H_{int} para a turbina, tem-se a segunda expressão da altura de queda líquida (MATAIX, 1975):

$$H = H_u + H_{int} \quad \text{Eq. (2.3)}$$

Esta equação mostra que a altura de queda líquida é igual ao trabalho útil H_u explorado pela turbina mais as perdas internas da mesma. Ao se escrever a equação de Bernoulli entre o reservatório do sistema A e o canal (tubo) de sucção Z , tem-se (MATAIX, 1975):

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{c_A^2}{2g} - H_{IA-E} - H - H_{IS-Z} = \frac{p_Z}{\rho g} + z_Z + \frac{c_Z^2}{2g} \quad \text{Eq. (2.4)}$$

Onde H_{IA-E} e H_{IS-Z} são as perdas no sistema antes e depois da turbina. Se forem consideradas as pressões e velocidades no reservatório A e no canal de sucção Z iguais a zero, pode-se obter a terceira expressão da altura de queda líquida (MATAIX, 1975):

$$H = (z_A - z_Z) - H_{IA-E} - H_{IS-Z} = H_{gr} - H_{IA-E} - H_{IS-Z} \quad \text{Eq. (2.5)}$$

Onde H_{gr} é altura de queda bruta, ou seja, a diferença de níveis entre o reservatório z_A e a saída do canal de sucção z_Z (MATAIX, 1975). Estas definições serão utilizadas principalmente na modelagem do rotor da turbina deste trabalho.

2.3. Classificação das Usinas Hidrelétricas e das Turbinas Hidráulicas

As usinas podem ser do tipo de acumulação, quando possuem um reservatório de tamanho considerável, permitindo que as turbinas trabalhem com regularidade, e usinas a fio d'água, onde a região em que está instalada a turbina possui pouca declividade, não permitindo acumulação, e assim, esta trabalha com a

vazão que possui disponível no momento. Podemos também diferenciar as usinas em: usinas de desvio, onde a água é captada em um ponto do rio e levada por galerias ou condutos forçados (constituindo esta mudança de curso um desvio do curso natural do rio) e levada de volta ao mesmo curso da qual ela foi captada. O outro tipo de usina é de derivação, onde a água após passar pelas turbinas retorna para um curso diferente do qual foi captada (PEREIRA, 2000). A seguir serão apresentados os critérios de classificação a respeito das máquinas de fluxo.

Uma máquina de fluxo é um equipamento que troca energia com o fluido de trabalho. Essas máquinas podem ser classificadas em dois grupos. O primeiro, de máquinas volumétricas (roto-estáticas), onde o rotor da máquina troca energia de pressão estática com as mudanças de acordo com o volume de variação de uma ou mais câmaras (ex.: bombas volumétricas, cilindros hidráulicos e pneumáticos). O segundo de turbo-máquinas (roto-dinâmicas), as quais trocam energia através da variação do movimento cinemático do fluido passando pelos dutos formados pelas pás do rotor. O rotor então se move apenas devido a este fluxo. O espaço entre as pás que equipam o rotor forma os dutos por onde a vazão escoar. Uma corrente contínua de fluido passa pela máquina, ao contrário do que acontece nas máquinas volumétricas, onde a vazão é produzida de forma discreta (MATAIX, 1975).

O grupo das turbo-máquinas é ainda subdividido em dois outros grupos. O primeiro chamado de termo turbo-máquinas, onde o fluido que passa pelas máquinas varia a sua densidade (compressibilidade). Exemplos disso são: turbinas a vapor, turbo - compressores, etc. Já o segundo é conhecido como turbo-máquinas hidráulicas: onde a compressibilidade do fluido é desprezada (ex.: turbinas hidráulicas, bombas rotativas, ventiladores) (MATAIX, 1975).

Ao se classificar as turbo-máquinas de acordo com a orientação do fluxo de energia, podem-se dividi-las em motrizes e operadoras. As operadoras transferem a sua energia por meio do rotor ao fluido, enquanto as máquinas motrizes utilizam-se da energia do fluido para transferir, através de um rotor, a sua energia para a máquina. As turbinas hidráulicas pertencem a esse último grupo (PEREIRA, 2000).

2.3.1. Classificação pela Direção da Vazão no Rotor

De acordo com a direção da vazão no rotor, pode-se fazer uma classificação das turbinas em: radial (não há componente axial no vetor de velocidade absoluta); semi-axial e axial (onde ambas não apresentam componente radial no vetor de velocidade absoluta).

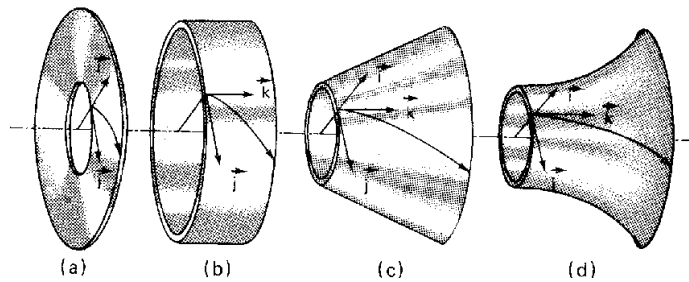


Figura 2.3 – Superfícies de vazão de turbo-máquinas (a) radiais; (b) axial; (c) cônica semi-axial; (d) semi-axial (MATAIX, 1975)

2.3.2. Equação de Euler

Antes de definir o conceito de reação, é necessário introduzir ao leitor a equação fundamental de uma turbo-máquina, também conhecida como equação de Euler. Esta equação permite calcular a potência que o fluido transmite ao rotor da turbina, em função das velocidades periféricas e absolutas do rotor na entrada e saída. Para facilitar o seu desenvolvimento, ela terá as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Condição de regime permanente (a vazão é constante com o tempo);
- O fluido é considerado ideal, e com vazão não rotacional.

Partindo da lei da conservação do momento em relação ao eixo da turbina, obtém-se (MATAIX, 1975):

$$-dM = dQ\rho(l_1\vec{c}_1 - l_2\vec{c}_2) \quad \text{Eq. (2.6)}$$

Sendo:

- $dM \rightarrow$ É o momento resultante (relativo ao eixo da máquina) de todas as forças do rotor que agem sobre uma partícula do fluido;
- $dQ \rightarrow$ É a vazão no volume de controle devido a uma partícula de fluido;

- $l_1, l_2 \rightarrow$ São os braços dos vetores de velocidade c_1 e c_2 em relação ao eixo da máquina, conforme a Figura 2.4 (b) apresenta.

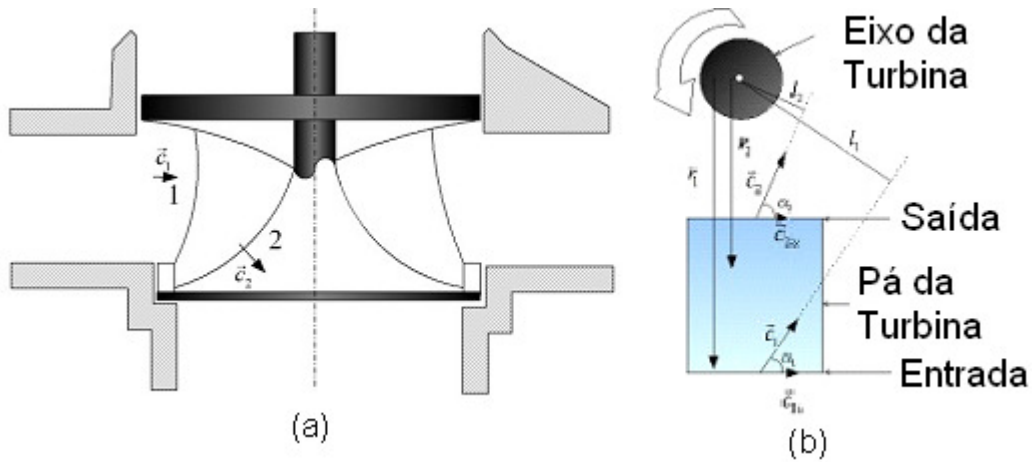


Figura 2.4 – (a) Corte vertical de uma seção de uma turbina; (b) Corte horizontal da mesma (adaptado de MATAIX, 1975)

Considerando as velocidades iguais em toda a seção de entrada do rotor a c_1 e da saída do rotor a c_2 , é possível integrar a equação acima para todos os volumes de controles, obtendo assim o momento que o fluido exerce sobre o rotor:

$$M = Q\rho(r_1c_1 \cos \alpha_1 - r_2c_2 \cos \alpha_2) = Q\rho(r_1c_{1u} - r_2c_{2u}) \quad \text{Eq. (2.7)}$$

Não são consideradas neste equacionamento as forças que dependem da pressão do fluido agindo sobre as superfícies de controle, pois o seu momento em relação ao eixo da turbina é nulo. Se for multiplicado o momento mencionado acima pela velocidade angular do eixo, o resultado é a potência mecânica que o fluido é capaz de transmitir ao rotor:

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(r_1c_1 \cos \alpha_1 - r_2c_2 \cos \alpha_2) \quad \text{Eq. (2.8)}$$

Sendo $\omega = 2\pi n/60$ a velocidade angular. E definindo-se Y_u como a troca de energia específica entre o rotor e o fluido, obtém-se assim a expressão de potência, através da multiplicação da energia específica pela vazão mássica:

$$P_u (W) = w \left(\frac{kg}{s} \right) Y_u \left(\frac{J}{kg} \right) = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) g \left(\frac{m}{s^2} \right) H_u (m) \quad \text{Eq. (2.9)}$$

E igualando as duas últimas equações de potência e simplificá-la, obtém-se:

$$Y_u = u_1c_{1u} - u_2c_{2u} \quad \text{Eq. (2.10)}$$

Sendo Y_u o trabalho de Euler (energia específica (J/kg)). Em turbinas hidráulicas, há a preferência em usar esta equação em função da altura de queda, como mostrado abaixo:

$$H_u = \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{Eq. (2.11)}$$

2.3.3. Classificação Segundo o Grau de Reação

O grau de reação de uma turbina é a razão da energia de pressão fornecida pelo rotor em relação ao total de energia trocada. Escrevendo a equação de Bernoulli entre a entrada e saída do rotor, têm-se a energia total fornecida ao rotor (MATAIX, 1975):

$$Y_u = \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho} + (z_1 - z_2)g + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) \quad \text{Eq. (2.12)}$$

A energia de pressão (estática) fornecida pelo rotor é então (MATAIX, 1975):

$$Y_p = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + (z_1 - z_2)g \quad \text{Eq. (2.13)}$$

O grau de reação de uma turbina se refere à condição da energia quando o rotor a absorve. Se ele absorver metade da energia na forma de energia estática e a outra metade na forma de energia dinâmica, o grau de reação da máquina é $\frac{1}{2}$. O grau de reação é um parâmetro característico de uma turbina, e é definido como (MATAIX, 1975):

$$\sigma = \frac{Y_p}{Y_u} = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho} + (z_1 - z_2)g}{\frac{p_1 - p_2}{\rho} + (z_1 - z_2)g + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}} = 1 - \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{Y_u} \quad \text{Eq. (2.14)}$$

Se não forem consideradas as perdas por atrito, têm-se o grau de reação como uma porcentagem da altura de queda bruta que é transformada em pressão no rotor:

$$\sigma = \frac{H_{gr} - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{H_{gr}} \quad \text{Eq. (2.15)}$$

Segundo MATAIX (1975), os tipos de turbinas normais em usinas hidrelétricas podem ser classificados em: turbinas de ação (grau de reação = 0), também

chamadas de turbinas de admissão parcial e turbinas de reação (grau de reação $\neq 0$) conhecidas como turbinas de admissão total.

A vazão e a altura de queda bruta para turbinas diferem consideravelmente de uma usina hidrelétrica para outra. Isto indica que não há apenas diferentes tipos de turbinas, mas também a necessidade de uma ampla variedade de tamanhos de turbinas. Os tipos usados mais comuns são, para turbinas de ação, as turbinas Pelton, e para turbinas de reação, as turbinas Francis, Kaplan e de Bulbo.

As turbinas Kaplan são similares às hélices de um navio, enquanto as turbinas Pelton são baseadas em modelos do século XIX e trabalham como um moinho. A turbina abordada neste trabalho será a turbina do tipo Francis, que é muito semelhante à turbina Kaplan, diferenciando-se apenas pelo fato que a Francis não possui uma vazão totalmente axial.

2.3.4. Classificação das Turbinas Segundo a sua Velocidade Específica

Tanto em turbinas de ação como em turbinas de reação, o formato do rotor muda muito de uma turbina para outra para se adaptar as diferentes condições de operação que trabalham (potência mecânica gerada P_u , altura de queda líquida H , vazão Q e rotação n). Assim a velocidade específica se torna um parâmetro fundamental no estudo de turbinas. Ela permite comparar turbinas geometricamente similares, e também esboçar características que podem ter relação. Com isso, é possível determinar se uma turbina é própria para certo tipo de exploração hidroelétrica, visto que é possível comparar ela com muitos projetos concluídos e considerar os seus estudos de aplicação. A velocidade específica de uma turbina é definida conforme MATAIX (1975) por:

$$n_s = \frac{n\sqrt{P_u}}{H^{5/4}} \quad \text{Eq. (2.16)}$$

Onde os dados de entrada são: a rotação n em (*rpm*), potência mecânica da máquina P_u em (*cv*) e a altura de queda líquida H em (*m*). Sendo $P_u = \rho g Q H \eta_t$, ou seja, a potência mecânica que a turbina fornece com a altura de queda líquida H nas condições de máxima eficiência η_t . Para uma estimativa é possível substituir a

altura de queda líquida H pela de queda bruta H_{gr} , mas assim, deve-se usar um coeficiente de eficiência menor, que leva em conta as perdas no sistema de adução.

O valor de velocidade específica n_s se refere ao ponto de operação nominal o qual é o ponto de máxima eficiência onde a turbina foi projetada. Os rotores das turbinas são classificados em: rápida, normal e lenta, de acordo com o valor de n_s , e não em relação a sua velocidade de rotação real n . As turbinas geometricamente similares têm a mesma velocidade específica n_s , sendo desta forma agrupada em famílias de máquinas com geometrias similares (MATAIX, 1975). A seguir serão apresentados alguns formatos possíveis de rotor:

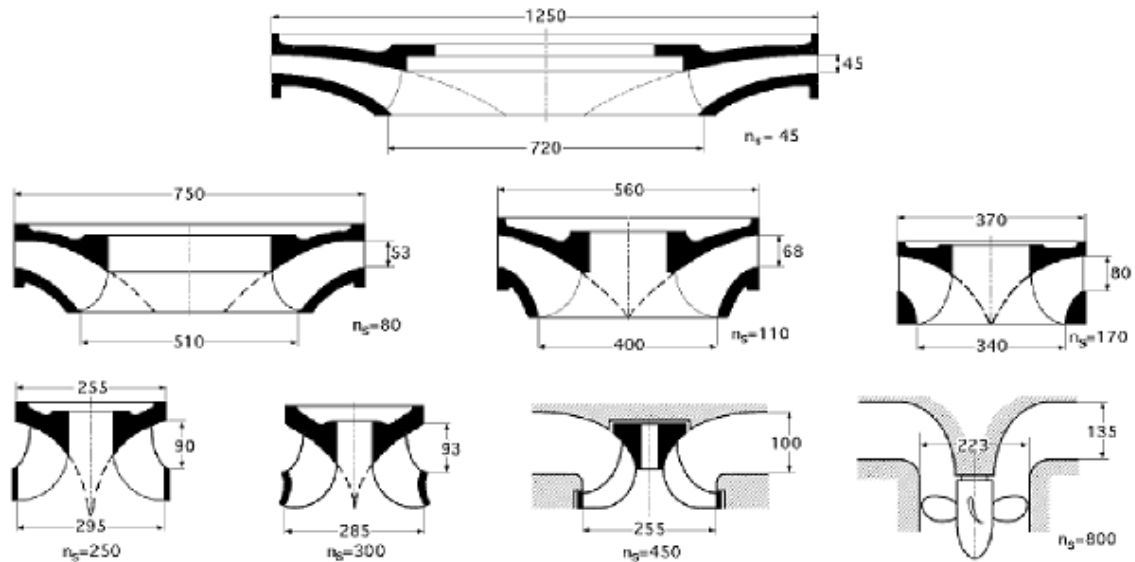


Figura 2.5 – Relação entre n_s e o formato do rotor (adaptado de MACINTYRE, 1983)

Na Figura 2.5 são apresentados seis cortes meridionais de rotores de turbinas de reação classificadas conforme a sua n_s , ressaltando assim as diferentes formas de rotor para cada tipo de velocidade específica da turbina.

Uma forma de especificação da turbina mais adequada para o seu trabalho pode ser obtida através da Figura 2.6, que mostra um diagrama de altura de queda líquida em função da velocidade específica n_s da máquina, indicando a faixa de aplicação das turbinas Francis, Kaplan e Pelton. Esta curva foi obtida através da realização de vários testes e mostra que a melhor faixa de desempenho para cada tipo de máquina (SCHREIBER, 1978).

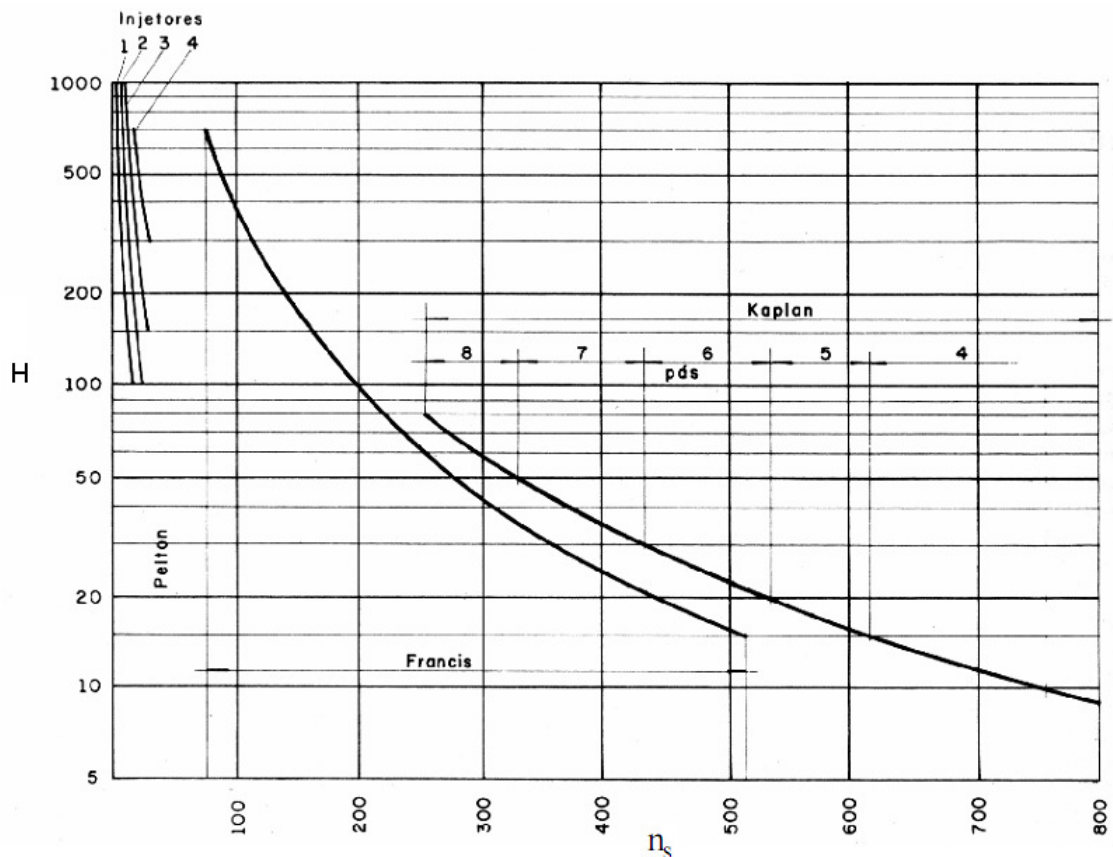


Figura 2.6 – Campos de aplicação de turbinas Pelton, Francis e Kaplan em função da sua velocidade específica n_s (SCHREIBER, 1978)

2.3.5. Curvas de Operação Características nas Turbinas de Reação

As máquinas de fluxo são projetadas para trabalhar em um determinado ponto (o ponto de operação nominal) que corresponde ao valor nominal de vazão, altura de queda líquida, potência útil e velocidade angular. Conseqüentemente, o comportamento de uma turbina para diferentes pontos de operação é definido pela sua superfície característica, que é uma função dependente da rotação da máquina, altura de queda líquida e vazão, e cujos pontos correspondem para todos os diferentes pontos de operação da máquina. Estas curvas permitem realizar testes aceitáveis para estabelecer as condições de conformidade da máquina para uma instalação específica (HENN, 2001). Variando apenas um parâmetro e considerando os demais constantes, se obtém diferentes curvas em função da posição de abertura do distribuidor como mostram os gráficos listados abaixo:

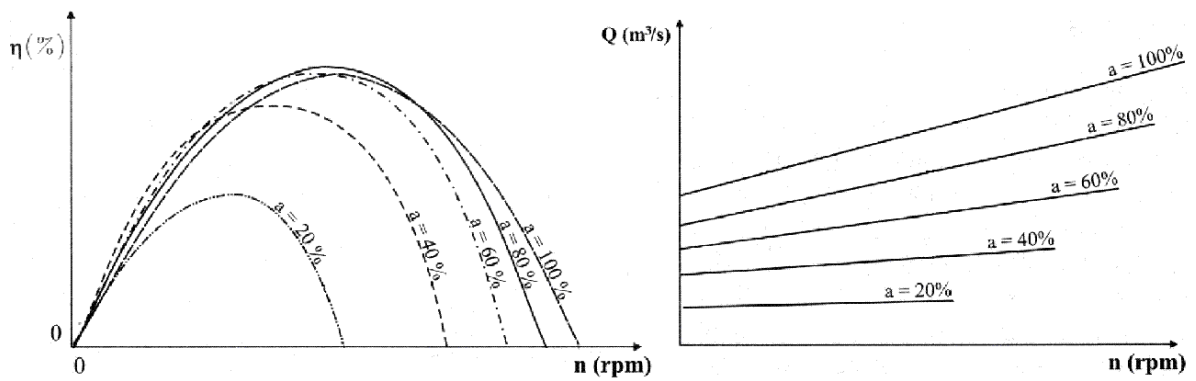


Figura 2.7 – Curvas características de eficiência e vazão em função da rotação da máquina para diferentes posições de abertura do distribuidor (HENN, 2001)

Estas curvas podem ser unificadas em uma só, conforme é mostrado abaixo.

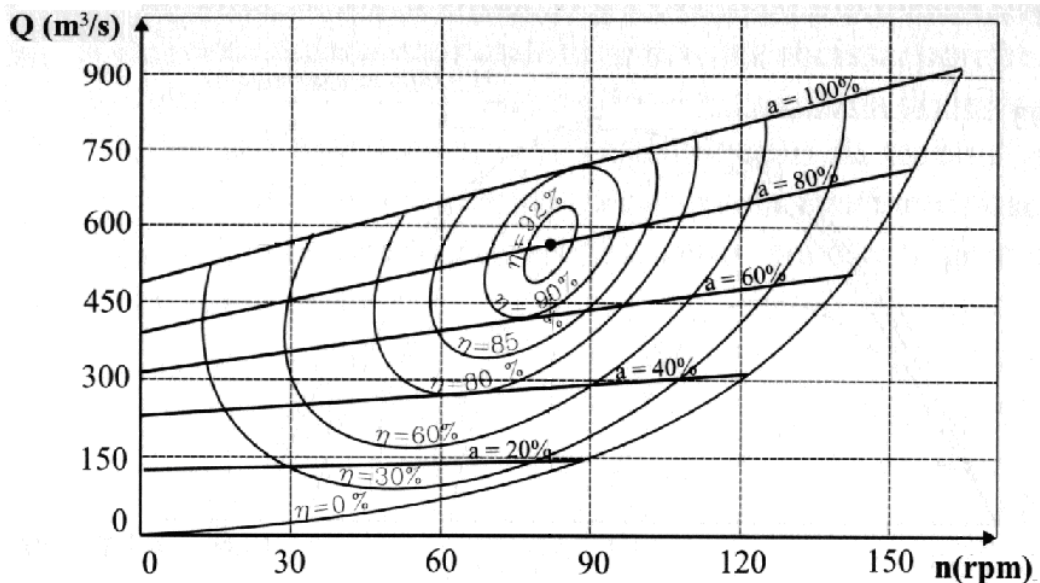


Figura 2.8 – Diagrama de Hill (HENN, 2001)

Esta configuração apresentada acima é chamada de diagrama de Hill, onde são desenhadas as curvas de nível de igual eficiência em função da variação da vazão e da rotação da máquina (HENN, 2001).

2.4. Turbinas Francis e seus Principais Componentes

As turbinas do tipo Francis são as unidades mais utilizadas em todo o país devido a suas características que se adaptam as condições da maior parte dos locais em que se pode instalar uma usina no Brasil.

O projeto deste tipo de equipamento é dividido em várias partes. Assim, a partir de agora este trabalho se deterá aos subsistemas mais importantes para o projeto e instalação das UH, e depois sobre as características importantes que as turbinas devem ter durante o seu funcionamento. As turbinas hidráulicas do tipo Francis são classificadas segundo a compressibilidade do fluido em turbo-máquinas hidráulicas, segundo o sentido de troca de energia em motrizes, segundo o grau de reação em reativas e segundo a direção de escoamento no rotor em semi-axial. Abaixo é apresentado um esquema representativo destas turbinas e seus subsistemas auxiliares.

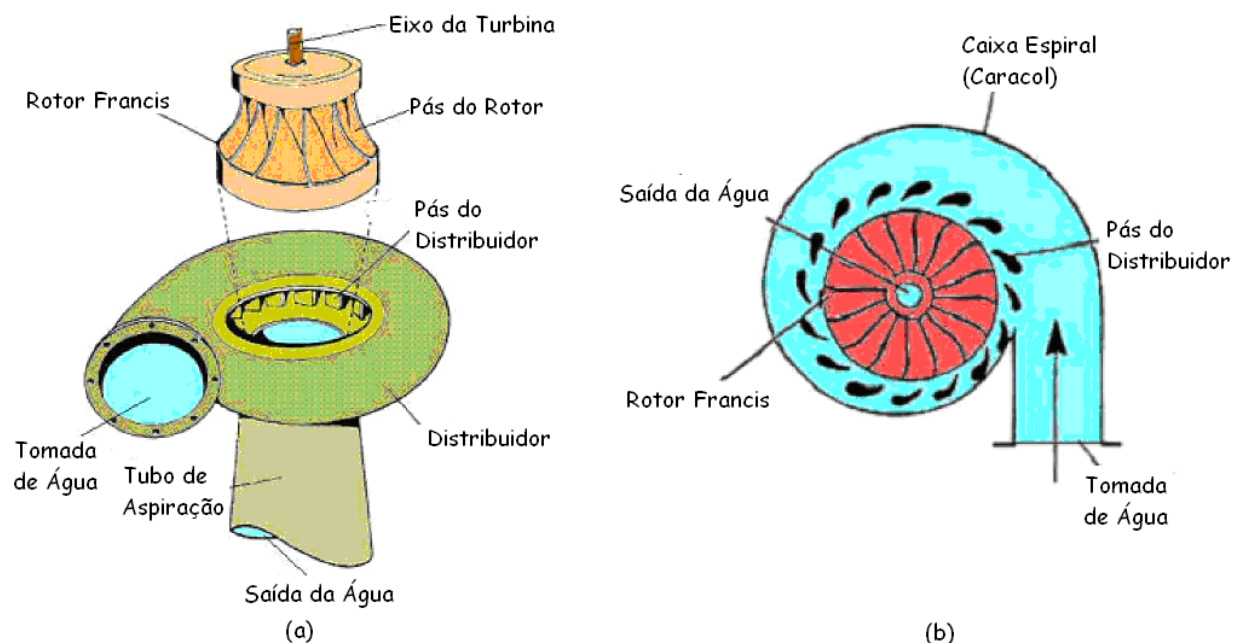


Figura 2.9 – (a) vista vertical e (b) seção horizontal de uma turbina do tipo Francis

Conforme a Figura 2.9 apresenta, o fluxo de água que passa pela turbina provém do conduto forçado, entrando na caixa espiral, sendo então direcionado pelas pás do distribuidor até atingir as pás do rotor, levando a água até tubo de sucção que drena a mesma para o canal de saída da turbina.

A principal função da caixa espiral é permitir que a vazão que passa pelo conduto forçado seja igualmente distribuída por toda a circunferência de entrada do distribuidor. Já o distribuidor, tem por objetivo direcionar o fluxo de água causando o mínimo de perdas possíveis ao corrigir o seu ângulo de entrada, e transformar parte (e não toda a energia do sistema, como nas turbinas de impulsão) da energia de

pressão em energia cinética. Há três modelos deste tipo de sistema. Um com pás fixas, outro com pás móveis, e um sistema duplo, primeiro constituído de pás fixas, e depois de pás móveis. O propósito das pás móveis é controlar e regular a vazão conforme a variação de carga do sistema exige, mantendo a eficiência do sistema o mais alto possível (reduzindo assim as perdas por atritos e impactos no sistema). O movimento das pás móveis do anel distribuidor é realizado por um anel de regulação, ligado as pás por um sistema biela-manivela, idealizado por Fink, o qual também originou o nome do sistema de regulação (anel de Fink).

Após a passagem da água pelo distribuidor, esta se choca diretamente com as pás do rotor, onde a potência hidráulica é transformada em potência mecânica. Ou seja, a força proveniente da pressão e da vazão da água sobre as pás do rotor e a inércia das partes rotativas do mesmo faz com que ele gire em torno do seu eixo. Este eixo é apoiado sobre mancais radiais e axiais para permitir o correto movimento de rotação do rotor da turbina (MATAIX, 1975).

O sistema regulador de velocidade é o responsável pelo controle de potência gerada pelo rotor da turbina. Ele controla a velocidade de rotação do mesmo, mantendo a frequência do sistema dentro de uma faixa de valores aceitáveis (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983). Para realizar este controle, o regulador de velocidade controla atuadores hidráulicos que atuam sobre o anel do distribuidor.

O tubo de aspiração localizado na saída do rotor conduz a vazão de saída do rotor da turbina para um canal de sucção. Este tubo tem por objetivo transformar a energia cinética remanescente em energia de pressão na saída do canal de sucção. Isto é possível, graças ao formato do tubo que tem a área da sua seção transversal crescente conforme vazão se desloca em direção à sua saída. Como a saída do tubo esta sob pressão atmosférica, cria-se uma depressão na saída do rotor, que aumenta a altura de queda líquida do sistema. Assim, nas turbinas do tipo Francis, e até mesmo nas turbinas Kaplan, a potência máxima gerada pela turbina também depende das condições de saída do sistema (MATAIX, 1975).

Após uma breve explanação sobre as funções dos principais subsistemas de uma turbina hidráulica, será apresentado abaixo, como é desenvolvido o projeto dos mesmos.

2.4.1. Caixa Espiral

Nas turbinas reativas de grandes vazões, o processo de admissão de água é realizado por uma caixa espiral instalada logo após o conduto forçado. Ela pode ser construída em concreto (baixa vazão e altura de queda inferior a 50 metros) ou em materiais metálicos com seção circular (altas vazões e alturas de queda superiores a 50 metros). Há diferentes tipos de caixas espirais, mas normalmente para médias e altas potências são usadas caixas espirais de seção circular, satisfazendo assim, os seguintes objetivos: direcionar convenientemente a vazão no distribuidor com o máximo de eficiência e manter a velocidade constante em todos os pontos do escoamento para evitar mudanças abruptas de velocidade. Isto é obtido reduzindo a seção conforme a vazão adentra o distribuidor (MATAIX, 1975).

A eficiência do distribuidor está intimamente ligada à magnitude e direção da vazão que passa pela caixa espiral. Para calcular a dimensão de uma caixa espiral, pode-se estimá-la com uma seção circular independente do formato de sua seção. A velocidade média tem de ser a mesma ao longo da trajetória, evitando assim, perdas ocasionais e mudanças bruscas de velocidade. Por outro lado, a água entrando na caixa espiral não pode ter uma velocidade muito alta, pois as perdas por atrito podem se tornar muito excessivas (para caixas de metal, próxima a 30 % da altura de queda bruta, e para caixas de concreto não superior a 15 %) (DÍEZ, 1996).

2.4.2. Distribuidor

O distribuidor é usado nas turbinas à reação e é formado por um conjunto de pás arranjadas ao redor do rotor da turbina, sendo as mesmas movimentadas por mecanismos interligados a atuadores hidráulicos que controlam a sua posição. Estas pás, chamadas de pás direcionais (ou diretrizes), são posicionadas a fim de prover a vazão o melhor ângulo de passagem da água diretamente ao rotor com o mínimo de perdas hidráulicas (Figura 2.10).

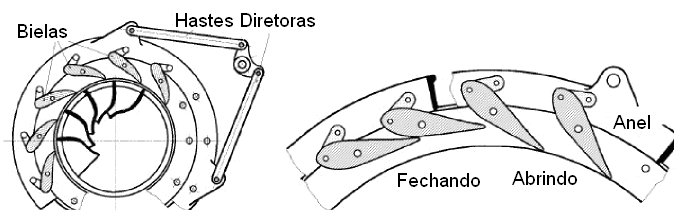


Figura 2.10 – Regulador de Velocidade (DÍEZ, 1996)

Muitos dos modelos também têm agrupado ao conjunto de pás móveis, um conjunto de pás fixas, formando assim um pré-distribuidor. Segundo MATAIX (1975), as principais funções do distribuidor são:

- Criar o campo mais favorável de velocidades em todas as regiões de entrada do rotor, em relação à magnitude do vetor velocidade do ângulo α_1 , para realizar a entrada da vazão sem choques nas pás do rotor;
- Regular a vazão, e com isto, a potência gerada pelo rotor em cumplicidade com a carga demandada;
- Fechar o fornecimento de água da turbina no caso de parada de máquina assim como no caso de rejeição de carga do sistema, evitando problemas de sobre-velocidade do rotor da turbina.

O distribuidor normalmente não se fecha totalmente, mas por questões de segurança, deve ser capaz de reduzir a vazão para um nível de operação sem carga prevista em projeto. A vazão Q pode ser expressa pelos seus parâmetros geométricos, cuja dedução de tal expressão pode ser encontrada em MATAIX (1975):

$$Q = \frac{\frac{D_2^2 \omega}{4} + \frac{\eta_h g H_{proj} \omega}{2\pi b_0 \operatorname{ctg}(\theta_0) + \frac{D_2}{2A_2} \operatorname{ctg}(\beta_2)}}{\operatorname{ctg}(\theta_0) + \frac{D_2}{2A_2} \operatorname{ctg}(\beta_2)} \quad \text{Eq. (2.17)}$$

Os seus principais parâmetros são:

- ω → Velocidade angular do rotor;
- g → Aceleração da gravidade;
- H_{proj} → Altura de queda de projeto;
- η_h → Rendimento hidráulico;
- θ_0 → Ângulo da velocidade do fluido na saída do distribuidor;
- β_2 → Ângulo de saída da pá do rotor;
- b_0, b_1 → Altura das pás do distribuidor e altura do canal formado pelas pás do rotor respectivamente;

- $A_1, A_2 \rightarrow$ Áreas na entrada e na saída do rotor, que para turbinas Francis (radial) se tornam: $A_1 = (\pi D_1 - z e_1) b_1$ and $A_2 = \% \pi D_2^2 / 4$;
- $D_1, D_2 \rightarrow$ Diâmetros de entrada e saída do rotor;
- $z \rightarrow$ Número de pás do rotor;
- $e_1 \rightarrow$ Espessura das pás na entrada do rotor;
- $\%$ \rightarrow Porcentagem de redução de área na saída do rotor devido à espessura das pás do rotor;

Esta equação demonstra que a vazão é reduzida pela redução de b_0 , α_0 e β_2 . Como a variação de b_0 não é tecnicamente viável, então se têm as seguintes três possibilidades: variar apenas α_0 ; variar de α_0 e β_2 simultaneamente; e a variar apenas de β_2 . A primeira alternativa é universalmente aplicada para regulação de vazão em turbinas do tipo Francis. A segunda é aplicada na maioria de turbinas do tipo Kaplan e a terceira é aplicada em turbinas do tipo Kaplan onde são usados distribuidores com pás fixas apenas (sistema pouco difundido) (MATAIX, 1975).

2.4.3. Rotor

Segundo DÍEZ (1996), há três tipos fundamentais de rotores de turbinas Francis, dependendo do tipo de ângulo entrada da pá do rotor β_1 : lento, normal, e rápido. Os rotores lentos são usados em grandes alturas de queda com o propósito de reduzir a velocidade de rotação da máquina, por causa do aumento do diâmetro externo do rotor. O ângulo de entrada é maior que 90° , e a velocidade específica fica entre 50 e 100. Estas turbinas são escolhidas para reduzir velocidades periféricas. As pás têm uma forma especial com um aumento da sua espessura conforme o sentido de escoamento da vazão, para que o fluido não se desprenda da pá, e cause vórtices e corrosão na pá do rotor (DÍEZ, 1996).

Os rotores normais têm um diâmetro um pouco maior do que o do tubo de aspiração. A água entra numa forma radial e saí axialmente. Sendo $\beta_1 = 90^\circ$, ($15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$) e a velocidade específica entre 125 e 200. Neste rotor, tem-se que (DÍEZ, 1996):

$$u_1^2 = \eta_t g H_u \quad \text{Eq. (2.18)}$$

Os rotores rápidos permitem atingir altas velocidades rotativas para valores de velocidade específica entre 225 e 500. O diâmetro do rotor D_1 é menor que o do tubo de aspiração, e a mudança de direção da vazão de água é mais brusca que nos rotores normais. O ângulo de entrada é inferior a 90° ($\alpha_1 < 45^\circ$). Em relação aos rotores normais, os rotores rápidos atingem menores valores de c_1 , resultando em maiores valores de u_1 . A passagem de água entre as pás acaba ficando mais longa e estreita, e assim as perdas por atrito são relativamente altas, reduzindo a eficiência do sistema. Estes rotores trabalham com altas sobre-pressões, produzindo assim altas acelerações nos canais do seu rotor (DÍEZ, 1996).

2.4.4. Sistema Regulador de Velocidade

O mecanismo regulador de velocidade tem por finalidade manter a velocidade constante do rotor da turbina, dentro de uma faixa de valores aceitáveis apesar das variações de carga, e manter o sistema todo em condições de segurança mesmo nos casos de extremas variações, como as rejeições elétricas de carga. A finalidade do regulador de velocidade não é apenas controlar a frequência, mas prevenir sobre-velocidades do rotor da turbina (problema discutido no item 2.8).

O sistema regulador de velocidade é uma combinação de dispositivos que detecta qualquer que seja a variação de velocidade e converte ele em uma forma oportuna, como por exemplo a variação de posição do atuador hidráulico. O atuador hidráulico (podendo ser mais de um) tem como função acionar os mecanismos que controlam a vazão, causando assim uma variação da vazão pelo rotor, conforme a energia elétrica é requerida para manter ao mesmo tempo a frequência (que está diretamente ligado à rotação do rotor) numa faixa de valor admissível. O controle de vazão em turbinas hidráulicas ocorre geralmente pela atuação dos cilindros hidráulicos sobre o anel do distribuidor, que está interligado as pás direcionais em turbinas do tipo Francis e Kaplan. A figura abaixo apresenta um desenho típico de um sistema de regulação de velocidade.

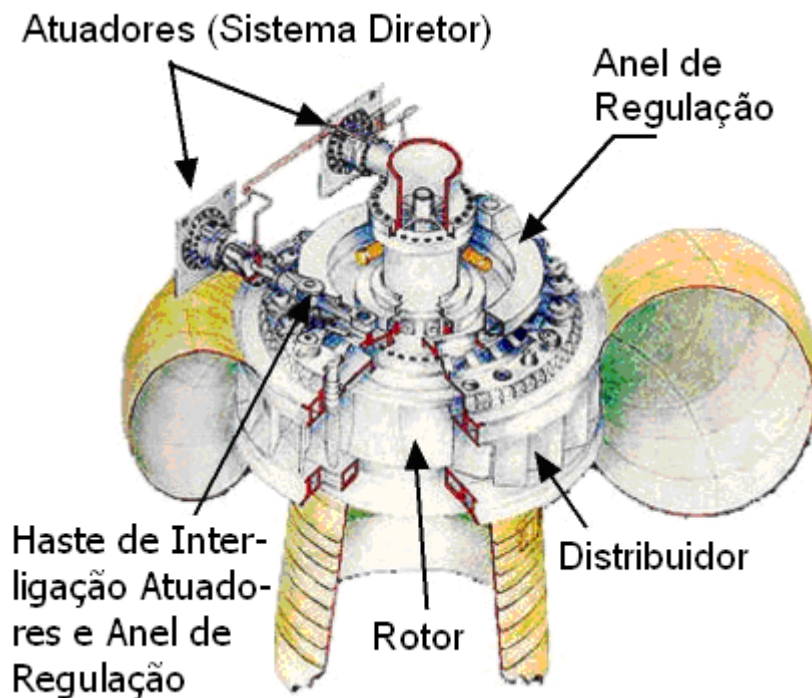


Figura 2.11 – Sistema Regulador de Velocidade

No projeto do regulador de velocidade, há um ponto específico de abertura das pás do distribuidor, previsto pelo projeto que determina o ponto onde o sistema gera a força suficiente apenas para vencer os esforços de atritos gerados pela rotação da turbina, este ponto é chamado de ponto de operação sem carga da máquina (VIVIER, 1966). Ele normalmente fica pré-determinado no projeto, e varia de máquina para máquina entre 05 a 25 % da máxima abertura admissível.

Sobre as pás do distribuidor atua uma força hidrostática devido à pressão da água agindo, que muda de direção e magnitude. Esta força gera um torque sobre o eixo destas pás. Este torque varia em magnitude e sua orientação depende da posição de abertura do distribuidor. VIVIER (1966) apresenta um diagrama experimental típico do torque (esforços) pela posição do atuador hidráulico, conforme mostra a figura abaixo.

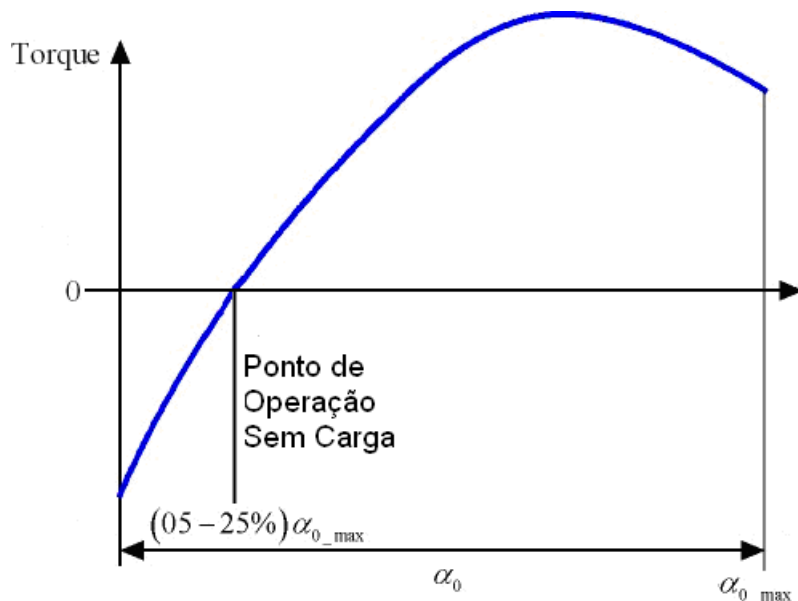


Figura 2.12 – Diagrama de esforços dos atuadores x posição do atuador (adaptado de VIVIER, 1966)

A explicação para este comportamento depende de condições de segurança definidas logo na fase de projeto. Ou seja, o torque devido à vazão da água pelo distribuidor deve ter uma tendência de fechamento, se a posição do distribuidor está acima do ponto de operação sem-carga. E uma tendência de abertura caso esteja trabalhando a um ponto abaixo deste último especificado. Isto significa que, caso o sistema de controle falhe, todos os sistemas mecânicos envolvidos com o distribuidor, o posicionem no ponto correspondente ao de operação sem carga, mantendo assim a velocidade num patamar aceitável e não entregando potências elevadas ao sistema elétrico.

O regulador de velocidade é composto principalmente por dois subsistemas: o sistema mecânico e o sistema diretor. A seguir, segue uma breve explanação sobre os mesmos.

2.4.5. O Sistema Mecânico do Distribuidor

O sistema mecânico do distribuidor é em geral constituído por um conjunto de bielas, manivelas, interligando o anel distribuidor as pás direcionais.

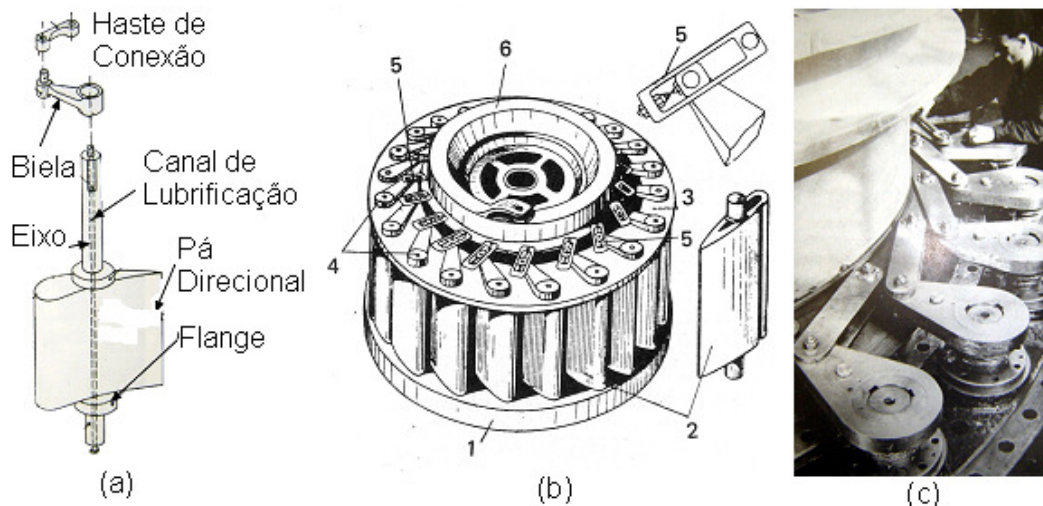


Figura 2.13 – (a) detalhes de montagem das pás; (b) sistema mecânico do distribuidor; (c) detalhe do esquema biela-manivela (adaptado de MATAIX, 1975)

Conforme a Figura 2.13 mostra, em (a) há um detalhe dos componentes que fazem parte do mecanismo que movimenta as pás direcionais. A Figura 2.13 (b) apresenta os elementos que fazem parte do sistema mecânico do anel distribuidor: 1 – Anel inferior onde são montadas as pás; 2 – Pás direcionais encaixadas entre os anéis inferior e superior; 3 – Anel superior; 4- Manivela soldadas as pás; 5 – Bielas ajustáveis ligadas em uma extremidade às manivelas e na outra ao anel distribuidor; 6 – Anel de regulação, responsável pela rotação e movimento simultâneo de todas as pás direcionais do distribuidor na mesma proporção; Na Figura 2.13 (c) é apresentado em detalhe um mecanismo biela-manivela real do sistema mecânico do regulador de velocidades (MATAIX, 1975).

2.4.6. O Sistema Hidráulico de Controle

O sistema de controle do distribuidor consiste em geral de vários equipamentos. Os principais componentes deste subsistema são os atuadores hidráulicos, a válvula direcional proporcional (às vezes em conjunto com uma válvula distribuidora), válvula de alívio, bomba, acumulador e filtros para controle da qualidade do óleo utilizado. Todos estes equipamentos estão interligados através de uma tubulação rígida. Os cilindros e válvulas de controle do sistema são apresentados abaixo como exemplo:

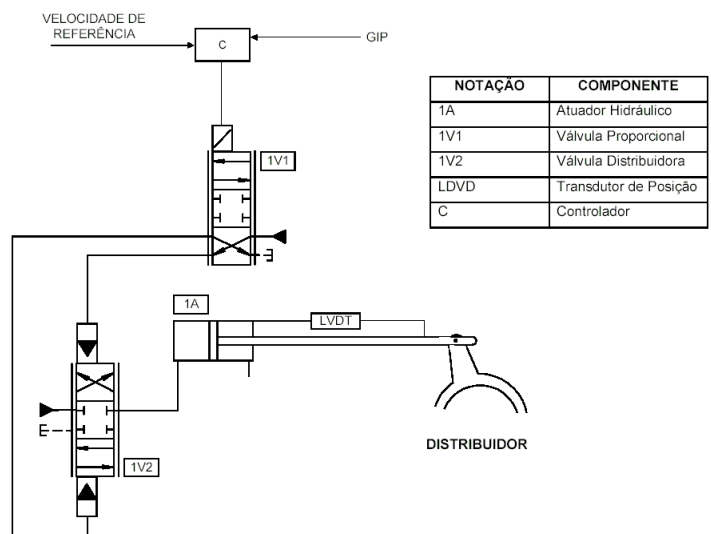


Figura 2.14 – Esquema de acionamento para atuadores hidráulicos (FURST, 2001)

O sinal de posição do transdutor colocado sobre o atuador é enviado a um controlador que por sua vez aciona uma válvula. Em alguns casos é utilizada uma válvula direcional proporcional em conjunto com uma válvula distribuidora, em outros uma servo-válvula. A razão para usar duas válvulas em cascata está ligada a limitação de força que o solenóide normalmente é capaz suportar enquanto este tipo de válvula está aberta totalmente. No caso dos atuadores para as hidrelétricas, são necessários grandes vazões, e um solenóide normal não é capaz de vencer as forças de escoamento do carretel causadas pelo escoamento nas câmaras da válvula. Então normalmente é usada uma válvula proporcional (piloto) acoplada a uma válvula distribuidora, ou mesmo uma servo-válvula para vencer estas forças que agem sobre o carretel, e ainda gerar a vazão necessária para movimentar o cilindro hidráulico. A válvula de controle proporcional recebe então uma tensão de entrada, transformando esta tensão em um deslocamento do seu carretel, que por sua vez alimenta uma câmara lateral do carretel da válvula distribuidora, fornecendo a força necessária para movimentá-lo e assim gerar o escoamento do fluido até o atuador, o qual é responsável pelo movimento do anel distribuidor, e conseqüentemente das pás do distribuidor. As câmaras laterais deste tipo de válvula normalmente têm áreas de atuação distintas, sendo que geralmente uma das laterais (a de menor área) está ligada diretamente à linha de suprimento. Em virtude

disso, o controlador atua apenas em um dos lados do sistema para pressurizar e controlar a posição da válvula.

2.4.7. Tubo de Descarga (Sucção ou Aspiração)

O tubo de descarga é um componente usado especificamente nas turbinas de reação e tem um papel relevante, que se torna fundamental conforme o crescimento da velocidade específica da máquina. Abaixo é apresentado um esquema típico de tubo de descarga.

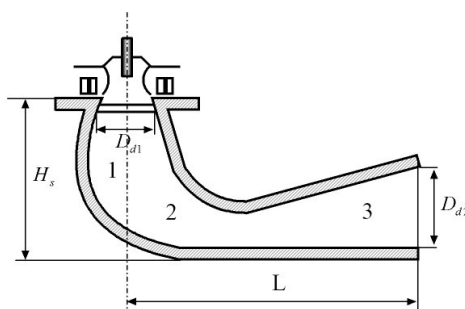


Figura 2.15 – Esquema de tubo de descarga: 1 – cone principal; 2 – curva; 3 – difusor (MATAIX, 1975)

As principais funções do tubo de descarga são: conduzir o fluido até o tubo de sucção depois do mesmo ter entregado energia ao rotor; compensar a altura de sucção estática, referente à diferença de altura da turbina até o canal de sucção (evitando o afogamento da usina hidrelétrica), assim um tubo cilindro conecta o tubo de sucção (que está à pressão atmosférica) até a saída do rotor criando uma depressão na saída do mesmo, fazendo com que o rotor acabe trabalhando com uma diferença de pressão maior; restaurar a energia cinética da vazão de saída do rotor, e para atingir este objetivo o tubo de descarga deve ter um formato de difusor cônico com uma seção transversal que deve crescer no sentido do escoamento (MATAIX, 1975).

Em turbinas lentas ($n_s \leq 120 \text{ rpm}$) é mais importante uma altura de sucção estática do que em turbinas rápidas ($n_s > 200 \text{ rpm}$), pois normalmente, estas últimas têm menor altura de queda, e é dominante a função de difusão. De fato, em turbinas lentas a energia cinética na saída do rotor não é maior que 1,5 % da energia hidráulica, enquanto que para turbinas rápidas (por exemplo, em turbinas Kaplan), este valor pode atingir até 50 %, e esta energia se torna um problema a ser

compensando. Em plantas com baixa altura de queda o uso de um bom projeto de tubo de aspiração pode acarretar no aumento da eficiência do sistema em até 50 % (MATAIX, 1975).

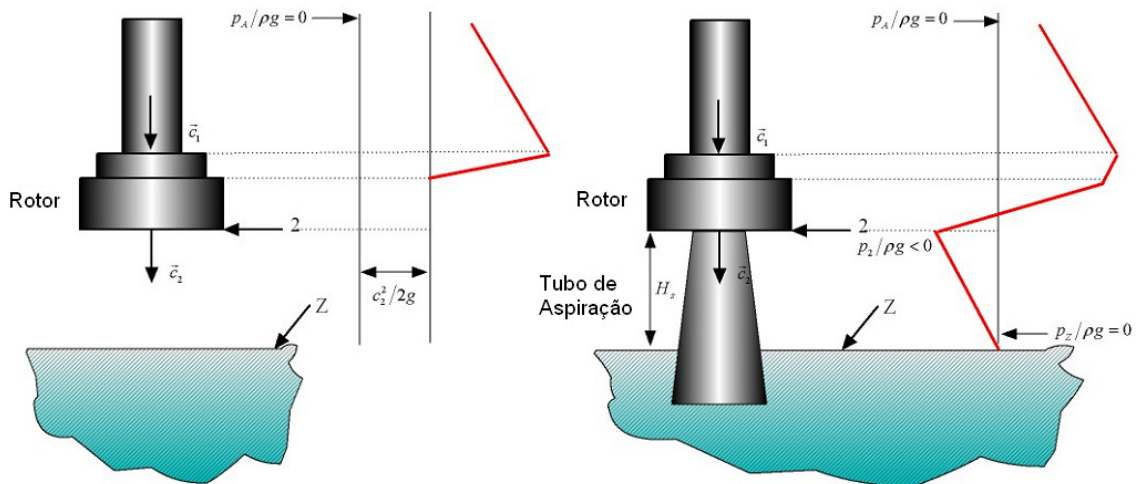


Figura 2.16 – Turbina (a) sem tubo de descarga (turbinas de ação); (b) com tubo de descarga (turbinas de reação) (adaptado de MATAIX, 1975)

De acordo com a figura acima, pode-se notar que existe uma diferença entre a turbina de ação e a turbina de reação. Na primeira, a saída do rotor está em contato com a pressão atmosférica. Na segunda, devido à presença do tubo de aspiração, há uma depressão na saída do rotor. Assim, aplicando estes princípios na equação de Bernoulli em um volume de controle entre a saída do rotor e o tubo de sucção, e considerando a velocidade da saída do tubo de sucção nula, tem-se segundo MATAIX (1975):

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{z(am)}}{\rho g} - (z_2 - z_z) - \frac{c_2^2}{2g} + H_{ldt} = \frac{p_{z(am)}}{\rho g} - H_s - \frac{c_2^2}{2g} + H_{ldt} \quad \text{Eq. (2.19)}$$

Onde:

$H_{ldt} \rightarrow$ Perdas por atrito no tubo de descarga;

$z_2 - z_z \rightarrow$ É a altura de sucção H_s ;

Com a presença do tubo de descarga, a pressão da saída do rotor passa a ser a pressão atmosférica menos o termo $-(z_2 - z_z) - c_2^2/2g$ da Eq.(2.21). Nessa equação há também as perdas por atrito no tubo de descarga que reduzem o aumento da pressão de saída do rotor, porém, devido à baixa velocidade de projeto

para o tubo de descarga, este termo pode ser desconsiderado na modelagem. Então a atenção durante a modelagem será concentrada na queda de pressão na saída do rotor, que leva a um aumento da altura de queda líquida da turbina (MATAIX, 1975).

Se a velocidade na saída do tubo de descarga não for igual à zero, esta queda de pressão será menor, pois a energia não será totalmente recuperada. Deve ser lembrado que uma das principais tarefas do tubo de descarga é manter esta velocidade a menor possível.

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{z(am)}}{\rho g} - H_s - \frac{c_2^2 - c_z^2}{2g} + H_{ldt} \quad \text{Eq. (2.20)}$$

Segundo MATAIX (1975), as perdas no tubo de descarga são classificadas em três tipos: atrito com as superfícies de contato da água; turbulência devido à presença do difusor; e por fim as perdas devido à separação da vazão das paredes do tubo, criando vórtices e absorção de energia pelo fluido.

A eficiência do difusor depende principalmente do formato do tubo de descarga. Se ele for projetado e construído corretamente, a eficiência pode atingir valores da ordem de 80 a 90 %. Se no canal cônico principal a água não se separar das suas paredes é possível atingir uma eficiência entre 50 e 60 %, e se o tubo de descarga for curvado (eixo de turbina horizontal) entre 40 e 50 % (MATAIX, 1975). A diferença entre um tubo de descarga eficiente e ineficiente é apresentada na figura abaixo:

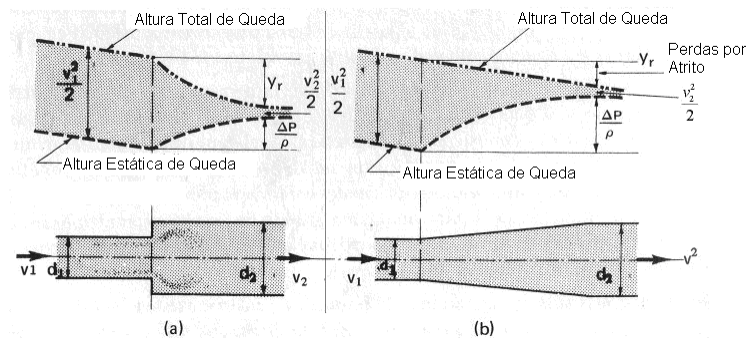


Figura 2.17 – Tubo de descarga (a) ineficiente (b) eficiente

A altura de sucção depende da altura representativa da pressão atmosférica onde é instalado o rotor, da velocidade de saída do mesmo, da eficiência do difusor e da altura relativa à pressão de saída do rotor. Para evitar problemas de cavitação em turbinas Francis lentas é conveniente que a altura da queda que representa a

pressão na saída do rotor não exceda a 2 metros de coluna d'água. Para adquirir uma estimativa mais detalhada da altura de sucção, podem-se usar as curvas de Rogers-Moody que consideram a dependência dela com a velocidade específica do rotor (DÍEZ, 1996).

2.5. Perdas de uma Turbina Hidráulica

A energia perdida destes sistemas pode ser classificada em interna e externa. A primeira é peculiar à máquina de fluxo. O objetivo de um bom projeto é reduzir estas perdas. As perdas externas são em geral perdas mecânicas e estão presentes em todas as máquinas. Dada à expressão da potencia hidráulica disponível para a turbina ($P_u = \rho Q g H$), as perdas podem ser segundo MATAIX (1975): hidráulicas, reduzindo a energia específica Y (ou altura de queda líquida H); volumétricas, reduzindo a vazão Q ; e mecânicas, reduzindo a potência mecânica gerada P_u .

Considerando apenas uma parte da vazão fornecida à turbina, através de um rendimento volumétrico η_v . E usando apenas a altura de queda líquida disponível no rotor, $H_u = \eta_h H$. E multiplicando esta altura de queda pela vazão e pelo rendimento volumétrico da mesma e pelo termo ρg obtém-se a potencia interna $P_i = Q \eta_v H \eta_h \rho g$ que é a potencia real fornecida pelo fluído. O sistema utiliza apenas uma parte desta potência. Ou seja, há um rendimento mecânico η_m . Assim, têm-se a equação (MATAIX, 1975):

$$P_m = P_i \eta_m = Q \eta_v H \eta_h \rho g \eta_m = T \Omega \quad \text{Eq. (2.21)}$$

Pode-se assim unir todas as eficiências acima citadas a fim de obter uma eficiência total do sistema η_{tot} :

$$\eta_{tot} = \frac{P_m}{P_u} = \frac{T \Omega}{\rho Q Y} = \frac{T \Omega}{\rho Q g H} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad \text{Eq. (2.22)}$$

2.5.1. Perdas Hidráulicas

As perdas hidráulicas são as mais importantes nas turbinas em consequência dos atritos causados pelas rugosidades das superfícies dos condutos ou pela mudança de velocidade do fluído em termos de direção e magnitude. Considerando que as perdas hidráulicas estão presentes apenas entre as seções E e S da Figura

2.2 têm-se: perdas ocorrendo no distribuidor, entre o mesmo e o rotor, no rotor e no tubo de aspiração (se existir na instalação). Como dito anteriormente, a sua ocorrência significa que nem toda a altura de queda líquida do fluido esta disponível para o rotor converter em trabalho de Euler gerando assim a rotação do mesmo (MATAIX, 1975).

2.5.2. Perdas Volumétricas

A água que escoa pelos labirintos da vedação é considerada como um vazamento da vazão e não é aproveitada pelo rotor. A figura abaixo mostra isso. Esta vazão depende do espaço livre das vedações. Em uma turbina nova, este espaço é pequeno e as perdas por vazamento são inferiores a 0,5 %. Contudo, durante a operação da turbina as vedações vão sendo consumidas, e os vazamentos aumentam, diminuindo assim a eficiência da turbina. Parte da vazão q_e é perdida nos espaços livres entre o rotor e o chassi (considerando a pressão de entrada maior que a de saída). A vazão q_e representa uma perda, pois ela não entrega a sua energia ao rotor (MATAIX, 1975).

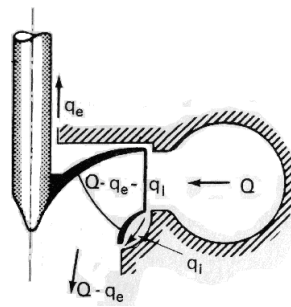


Figura 2.18 – Local em que há perdas volumétricas no rotor (MATAIX, 1975)

2.5.3. Perdas Mecânicas

Segundo MATAIX (1975), podem-se distinguir os diferentes tipos de perdas mecânicas em:

Perdas por Atrito do Rotor → Considerando o rotor como um disco que gira ao redor de um chassi, há um espaço entre eles onde fluido se movimenta. As forças centrífugas perturbam a camada fina próxima à superfície do disco e, desde que ele não possa sair, o fluido retorna ao longo de paredes estacionárias do centro, criando um efeito circulatório contínuo. Este movimento absorve parte da potência

transmitida ao rotor pela água. Normalmente quanto maiores forem os espaços livres, maiores são essas perdas (MATAIX, 1975).

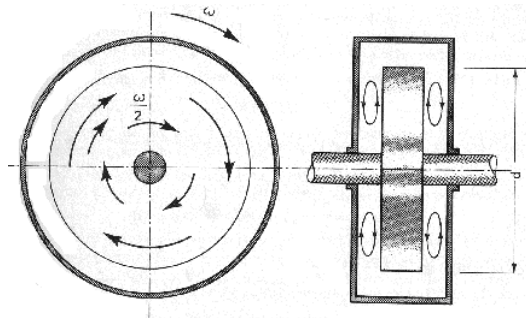


Figura 2.19 – Local em que há perdas por atrito no rotor (MATAIX, 1975)

As Perdas por Atrito em Geral → Elas estão em todas as máquinas giratórias. Elas estão localizadas nos rolamentos e nas transmissões. É muito difícil de estimá-las teoricamente. Em testes experimentais de protótipos e modelos reduzidos as perdas por atrito são medidas com uma precisão ao ligar uma máquina sem fluido com um motor e medindo a sua resistência ao torque. Em turbinas que trabalham com rotação constante, geralmente as perdas mecânicas mantêm um valor fixo apesar da carga. Se estas máquinas trabalham numa carga reduzida, estas perdas podem se tornar importantes (MATAIX, 1975).

2.5.4. Perdas por Choque

É interessante ressaltar uma perda hidráulica particular devido ao choque do fluido contra as pás do rotor. Quando a direção da velocidade relativa w_1 não é tangente à entrada das pás do rotor, há então perdas por choque. O tangenciamento em turbinas Francis ocorre apenas para os valores nominais de vazão, rotação da máquina e altura de queda líquida. Estas perdas causam uma baixa eficiência enquanto a turbina trabalha fora do seu ponto de projeto. Já as turbinas Kaplan mantêm uma alta eficiência indiferente da vazão, pois como uma consequência do seu diagrama de velocidade, ela muda a inclinação das pás do seu rotor, mantendo sempre a tangencia com a velocidade relativa w_1 (MATAIX, 1975).

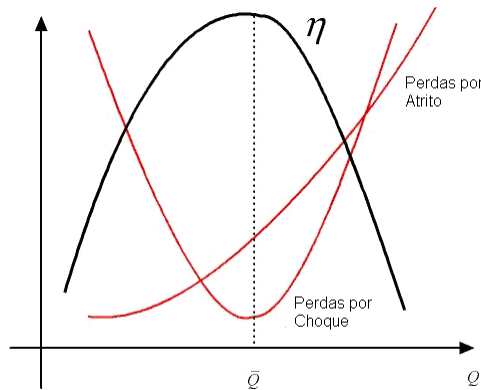


Figura 2.20 – Gráfico que apresenta a eficiência do sistema em função da vazão, quando há perdas por choque e por atrito – adaptado de (PEREIRA, 2000)

Em geral não há muitas variações de altura de queda líquida do sistema nem de rotação da máquina, logo as principais perdas por choque são devido à variação da vazão no sistema.

2.6. Principais Problemas no Projeto de Turbinas Hidráulicas

Nesta seção são apresentados alguns dos principais problemas no projeto de usinas hidrelétricas. O primeiro, interligado diretamente com o rotor, é o problema de cavitação. Os outros dois fenômenos, o golpe de aríete e a sobre-velocidade, são problemas causados pelo sistema regulador de velocidade, porém eles causam impacto sobre toda a usina e estão interligados. Abaixo segue um detalhamento dos mesmos.

2.6.1. Cavitação

No projeto das usinas, se a altura de sucção é muito grande, ou a velocidade de saída do rotor é alta, pode ocorrer que a pressão de saída do rotor seja maior que a pressão de saturação do gás dissolvido na água na temperatura ambiente. Ou seja, a pressão média no rotor for maior que a pressão de saturação em alguns pontos provocando assim o fenômeno conhecido como cavitação (MACINTYRE, 1983).

A cavitação é um problema sério para o projeto de turbinas, pois ele causa uma destruição do material por erosão ou corrosão química, diminuindo a eficiência e produzindo vibrações e ruídos intensos no sistema. Atualmente a orientação geral é construir turbinas com alta potência unitária, reduzindo os preços devido à redução

do peso e tamanho do sistema. Isto faz com que o sistema tenha uma alta velocidade específica e altas velocidades do fluido. Logo, o perigo da cavitação se torna realmente relevante.

É impossível evitar totalmente o fenômeno da cavitação, então o projeto é feito permitindo uma forma controlada do grau de cavitação da turbina, sofrendo o rotor uma erosão das suas pás tolerável, tornando o sistema dependente de manutenções periódicas. O objetivo é manter a cavitação bem reduzida, de forma a não desgastar rapidamente as pás do rotor, atingindo assim uma relação de compromisso entre a melhor eficiência do sistema e um nível razoável de manutenção. A condição ideal de operação para turbinas é quando a altura do tubo de sucção é tal que a pressão do rotor seja grande, mas não o suficiente para superar a pressão de saturação e assim evitar a cavitação. Em MACINTYRE (1983) há explicações de como determinar a máxima altura de queda em função da pressão de saturação do gás dissolvido no sistema. Pode-se também utilizar o coeficiente de cavitação de Thoma para este tipo de avaliação, também encontrado em MACINTYRE (1983).

Uma observação pertinente referente a este fenômeno é que quanto maior é a altura de queda, menor será a máxima altura de sucção, ou seja, na prática para colunas d'água não separadas das paredes do tubo de aspiração o valor de altura máxima de sucção deve ser menor que seis metros (para turbinas Francis) e menor que quatro metros (para turbinas Kaplan e Bulbo). Um detalhe importante é que em grandes altitudes, onde a pressão atmosférica barométrica é menor, podem-se obter valores ainda menores de altura de sucção máxima (MACINTYRE, 1983).

2.7. Golpe de Ariete

Considerando o fluido como real, deve-se atribuir a ele uma medida de compressibilidade e para as paredes do conduto forçado, uma medida de elasticidade. Assim, para o equacionamento matemático, cada secção do conjunto (conduto forçado e fluido) será considerada como a soma da compressibilidade do fluido com a elasticidade da parede na secção. Dado uma perturbação no duto (como um repentino fechamento do distribuidor), há uma variação do volume que entra e que sai do duto, e essa variação deve ser igual à quantidade de água que há na

seção avaliada, para um dado período de tempo. A energia de pressão do golpe de aríete transforma-se em energia de onda e esta exerce um trabalho de compressão sobre o fluido provocando assim deformação das paredes do conduto. Um exemplo deste fenômeno é representado na Figura 2.21.

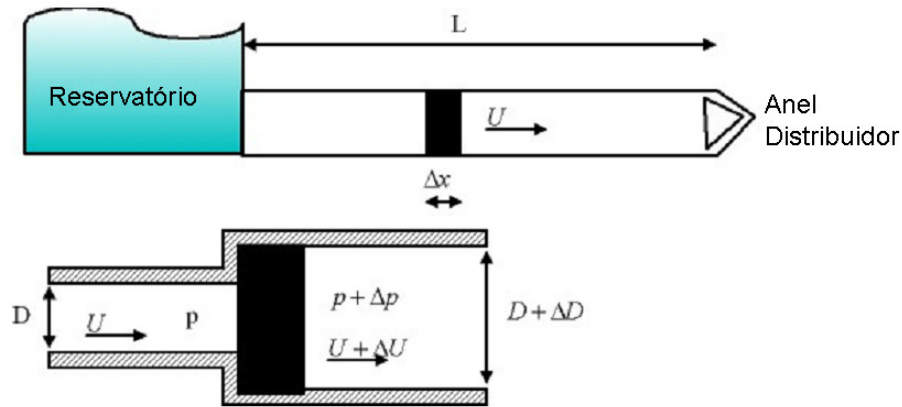


Figura 2.21 – Figura ilustrativa representando a ação do golpe de aríete (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993)

Segundo a equação da continuidade, chamando de B_e o módulo efetivo de elasticidade (Bulk modulus), pode-se considerar a variação do volume devido a uma variação de pressão, expressa pela relação (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{B_e} \quad \text{Eq. (2.23)}$$

Considerando agora uma fatia do conduto forçado, onde a área é A e o comprimento é Δx , a massa dentro da fatia pode ser expressa como (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

$$\Delta m = \rho A \Delta x \frac{\Delta p}{B_e} \Rightarrow \frac{\Delta m}{\Delta t} = -\rho \Delta Q = -\rho A \Delta x \frac{\Delta p}{B \Delta t} \quad \text{Eq. (2.24)}$$

E então a equação da continuidade se torna (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

$$\frac{\Delta Q}{\Delta x} = -A \frac{\Delta p}{B \Delta t} \Rightarrow \frac{\partial Q}{\partial x} = -\frac{A}{B_e} \frac{\partial p}{\partial t} \quad \text{Eq. (2.25)}$$

Já a equação do momento (proveniente da segunda lei de Newton) da água, desprezando efeitos de atrito na tubulação é (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

$$(A\Delta x\rho)\frac{\Delta U}{\Delta t} = -A\Delta p = \Delta F \quad \text{Eq. (2.26)}$$

Onde U é a velocidade média da água no conduto. Então se pode escrever a equação do momento linear como (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\Delta p}{\Delta x} \Rightarrow \frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{Eq. (2.27)}$$

Se forem relacionados os dois resultados e aplicado a eles um operador de Laplace, e depois de resolvida à equação, aplicado o operador inverso de Laplace será obtido como resultado a equação clássica da propagação de onda, típica de todos os fenômenos de propagação.

$$\begin{cases} \Delta Q(x,t) = f_1(x-vt) + f_2(x+vt) \\ \Delta P(x,t) = g_1(x-vt) + g_2(x+vt) \end{cases} \quad \text{Eq. (2.28)}$$

Onde $v = \sqrt{B_e}$ é a velocidade de propagação da onda ao longo do conduto forçado e f_1, f_2, g_1, g_2 são formas de onda. Em condutos forçados longos, onde há um fechamento brusco do distribuidor, será observado que a água na parte superior do reservatório irá perceber o evento de fechamento apenas depois de um tempo de propagação da onda de sobre-pressão ao longo do conduto forçado.

Quando a onda de sobre-pressão atingir o reservatório, onde há pressão atmosférica, uma onda de sub-pressão irá viajar na direção oposta, forçando o equilíbrio do sistema. Para esta onda atingir o final do conduto forçado leva-se um tempo semelhante que a onda de sobre-pressão levou para atingir o reservatório. Até que o sistema entre em equilíbrio novamente pode ser que os efeitos desta propagação causem danos mecânicos permanentes ao conduto. Desta forma, para evitar este problema, deve-se limitar a velocidade de fechamento (e de abertura) do distribuidor. Há outra solução estrutural que pode reduzir o golpe de aríete, é construir uma chaminé de equilíbrio na entrada do conduto forçado para amortecer estes tipos de ondas de pressão (MACINTYRE, 1983).

2.8. Fenômeno da Sobre-Velocidade

Sobre-velocidade é o fenômeno que ocorre, quando o rotor da turbina atinge uma velocidade de rotação muito acima da projetada (em torno de 10%), e a sua

tendência é que acelere cada vez mais, podendo causar situações catastróficas na usina hidrelétrica.

Quando a eficiência se torna nula, $\eta_t = 0\%$ (Figura 2.8), a velocidade do rotor da turbina dispara. Isto ocorre em geral quando há rejeições de carga no sistema. Esta velocidade de disparo muda conforme o grau de abertura das pás do distribuidor. Para conhecer o valor da sobre-velocidade máxima (distribuidor totalmente aberto), é útil desenvolver um modelo do sistema da turbina-gerador e analisá-lo. Assim é possível determinar os valores de máximo esforço das forças centrífugas geradas (que crescem com o quadrado da velocidade) suportadas pelos materiais das partes rotativas da turbina. Esta situação não ocorre normalmente, mas deve ser levada em consideração no caso de falha do sistema de controle (pode gerar uma falha catastrófica do sistema). Em geral, para uma abertura de 8 a 15 % do distribuidor (ponto de operação sem carga do sistema) a sobre-velocidade é igual à velocidade nominal do sistema. Por outro lado, o valor de sobre-velocidade máximo normalmente atinge valores ao redor de duas vezes a velocidade nominal (HENN, 2001).

2.9. Relação de Compromisso entre o Golpe de Aríete no Conduto Forçado e a Sobre-Velocidade no Rotor da Turbina

Como apresentado nos itens 2.7 e 2.8, estes dois fenômenos podem ocorrer em uma usina hidrelétrica. Eles estão ligados à forma de atuação do sistema regulador de velocidade. O projetista deve avaliar sempre nos ensaios, qual a melhor forma de atuação do controlador, já que se houver uma rejeição de carga, e o distribuidor fechar de forma lenta, para evitar que haja golpes de aríete no conduto forçado, o rotor pode disparar, e gerar problemas na usina toda. Contudo, neste mesmo caso, se o distribuidor fechar de forma rápida, o perigo de sobre-velocidade do rotor pode ser descartado, porém, dependendo da velocidade de fechamento o golpe de aríete no conduto forçado pode se danificar, causando até o seu rompimento.

Neste trabalho deseja-se apresentar ao leitor um modelo de como uma usina hidrelétrica funciona, sendo assim os fenômenos apresentados acima não ficarão fora da avaliação dos resultados obtidos através da simulação do modelo.

2.10. Organização do Trabalho sob o ponto de vista das Fases de Projeto

Nesta sessão será elucidada como foi desenvolvida a forma de modelagem de uma central hidrelétrica, sob o ponto de vista das fases de projeto. A idéia é explicitar como este trabalho transitou sobre as várias etapas do mesmo. Lembrando que o conceito de engenharia simultânea está presente no desenvolvimento deste projeto.

O diagrama da Figura 2.22 explora o procedimento apontado para a construção do modelo. O seu intuito é clarificar o leitor sobre as fases que este trabalho explorou e porque as mesmas foram importantes para a conclusão do modelo.

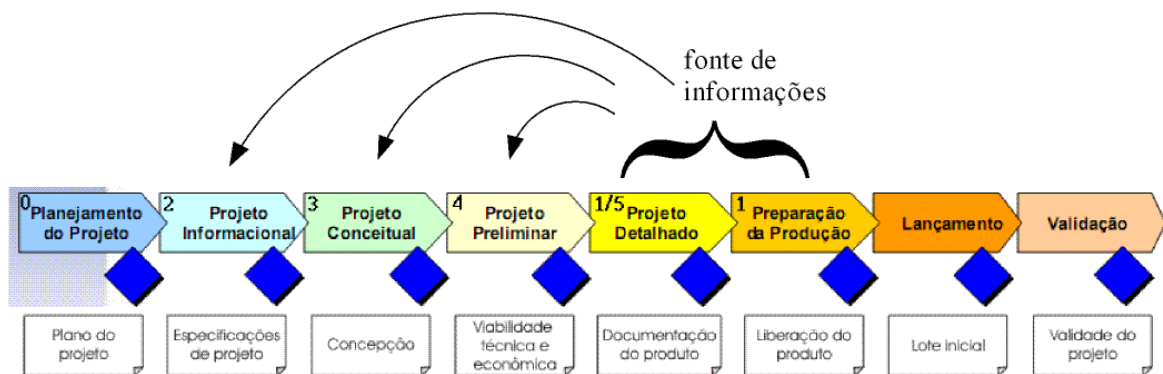


Figura 2.22 – Representação gráfica do modelo do processo de desenvolvimento integrado de produtos – PRODIP (adaptado de Romano, 2003).

Para o início deste trabalho, desenvolveu-se o planejamento (item 0 da Figura 2.22) de todas as etapas necessárias para conclusão do trabalho, assim como cronograma de entrega de cada uma.

Após o marco inicial, foi feita a pesquisa na documentação técnica da central hidrelétrica para adquirir os principais parâmetros necessários para a modelagem da mesma. Além disso, foi especificado no início deste trabalho, em conjunto com a empresa parceira, quais seriam os ensaios, e o que se desejava obter com os mesmos. Ou seja, a etapa inicial deste trabalho de modelagem, transitava sobre a fase de projeto detalhado do sistema (item 1) e de ensaios de comissionamento

(representado no diagrama pela etapa de preparação para produção), através das quais, pôde-se obter a maioria das informações pertinentes.

Esta etapa de coleta de informações faz parte da fase de projeto informacional (item 2), onde são listadas todas as informações úteis para o desenvolvimento de um conceito. Seguida a ela, é desenvolvida a etapa mais laboriosa do trabalho, que é o desenvolvimento de concepções (modelos) para utilização no projeto conceitual dos subsistemas (item 3), assim explora-se as várias opções de representação do sistema físico a fim de agregar apenas as informações mais importantes para modelo. Foram várias as iterações até conseguir chegar a um modelo robusto e condizente com a realidade do sistema físico.

Muitas destas concepções foram testadas em simulações do modelo do subsistema em separado, a fim de garantir a sua funcionalidade. Uma vez afirmada sua utilidade, é necessário escolher a melhor solução para o trabalho. Esta etapa de escolha é abordada pelo projeto preliminar (item 4), que tem por objetivo ratificar a melhor opção dentre as apontadas sob o ponto de vista técnico e econômico. Os modelos de todos os subsistemas passaram por estas duas fases (item 3 e 4) várias vezes até obter-se um modelo confiável, ou seja, que não gera um resultado fora das faixas de tolerâncias esperadas para um ensaio específico.

Uma vez o modelo definido e parametrizado, partiu-se então para as simulações do modelo geral. Estas estavam definidas previamente, já que os ensaios de campo foram realizados antes da construção do modelo, e serviriam de base comparativa. Assim, percebeu-se que o projeto detalhado da central hidrelétrica e os ensaios de comissionamento alimentaram com informações todas as fases anteriores de projeto, guiando o estudo para caracterização de um modelo eficaz no diagnóstico de falhas de projeto, principalmente na etapa de projeto preliminar, evitando então a produção e montagem de sistemas não otimizados.

E em função dos dados obtidos no projeto preliminar, este trabalho de documentou os modelos e resultados, o que é importante para a documentação do projeto. Essa atitude é sempre realizada na etapa de projeto detalhado (item 5) do diagrama exposto acima.

3. Modelagem Dinâmica

Depois de classificar as turbinas hidráulicas e apresentar todos os sistemas que compõem uma usina hidrelétrica, será dado início ao processo de modelagem dinâmica, apresentando primeiro as práticas atualmente adotadas no projeto destes sistemas, depois a necessidade de utilizar modelos analógicos (modelos estes capazes de representar alguns dos comportamentos do sistema real) e de fazer ensaios no período de comissionamento do equipamento para averiguação de parâmetros definidos no projeto (exigido por norma). Por fim, são expostos os conceitos sobre o qual este trabalho foi desenvolvido. Os mesmos serão aplicados em um estudo de caso nos próximos capítulos, com o objetivo de apresentar ao projetista a possibilidade de se ter mais informações nas fases iniciais de projeto para tomada de decisão.

3.1. Os Modelos Atuais e a Modelagem por Fluxo de Sinal

Aqui serão sistematizadas as idéias a respeito do comportamento dos reguladores de velocidades, também chamados de sistemas de regulação ou sistema governador, segundo autores que estudam tanto a teoria de controle como a de máquinas de fluxo.

Os sistemas de regulação têm por função controlar a potência gerada pela turbina, através de um sistema (constituído de controlador, sistema hidráulico e mecânico) que controla a vazão que passa pela turbina e conseqüentemente a sua potência (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983). Estes sistemas, apesar de terem o mesmo princípio físico de funcionamento, possuem parâmetros e variáveis específicas para cada sistema que controlam. Este fato é um problema recorrente de controle, e desta forma, cada sistema em que é instalado um controlador possui características diferentes dos outros. Isto faz com que o projetista tenha que definir alguns parâmetros da configuração do sistema físico em que será instalado o controlador, para só então estimar a forma mais adequada de controle. Além disso, ele deve enquadrar os requisitos do controlador aos equipamentos que o mercado dispõe para realizar tal função.

Os sistemas de regulação são classificados segundo sua forma de utilização. São chamados de sistemas isócronos, os sistemas ligados a equipamentos específicos, para suprir apenas a demanda do mesmo. Desta forma, este sistema

funciona desligado do sistema geral de distribuição de energia elétrica de um dado país. Já os sistemas assíncronos, são os responsáveis pelo controle da máquina quando a mesma está ligada paralelamente ao sistema geral de distribuição de energia elétrica do país, e alimenta em conjunto com outras máquinas a demanda das cidades do mesmo. (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

Além dessa classificação, há a definição de estatismo, pois é um conceito importante aplicado às máquinas assíncronas. Segundo SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983), o estatismo é a variação de velocidade do rotor, dada pela diferença entre a máquina quando está funcionando em potência máxima e sem carga, dividida pela rotação nominal da mesma. Ele pode ser de natureza permanente, quando o sistema sofre uma alteração de carga permanente, se readequando à nova demanda. E pode ser de natureza transitória, quando há uma variação tida como provisória no sistema, devido a uma variação temporária de carga. Porém ela é anulada pelo próprio sistema, quando este começa a se enquadrar na nova condição de trabalho. Logo, nas máquinas assíncronas, quando há uma variação de carga no sistema, há um estatismo inicial, composto pelo estatismo transitório e permanente, e no decorrer do tempo, a parcela devido ao estatismo transitório desaparece, conservando apenas o estatismo permanente (SOUZA; FUCHS; SANTOS, 1983).

A literatura de máquinas de fluxo costuma definir o tipo de modelagem dos sistemas de regulação de velocidade segundo um diagrama de blocos (conceitos estes, encontrados em OGATA (2005)), que pode se apresentar sob diversas formas. Estes diagramas podem ser simples, sem realimentação, utilizada em sistemas isócronos, como também mais completos, com realimentação de variáveis importantes para o sistema, tais como: frequência, potência e de posição do distribuidor, utilizado em sistemas assíncronos.

Para fins didáticos, modelos mais simples são empregados, a fim de propiciar ao estudante de engenharia a compreensão da modelagem deste tipo de equipamento. Contudo este trabalho não apresentará tais modelos. Caso o leitor pretenda adquirir mais conhecimento no que tange ao assunto, a teoria de controle é apresentada detalhadamente em OGATA (2005), e aplicada a turbinas hidráulicas em SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983) e KUNDUR, BALU e LAUBY (1993).

São apresentados os modelos utilizados pelas equipes de engenharia e controle para modelar o sistema regulador de velocidade. Este sistema é composto por vários equipamentos, desta forma o trabalho se concentra em algumas das opções mais utilizadas em modelagem.

3.1.1. Detalhes de modelagem de um regulador de velocidade

Em modelagem, deve-se sempre simplificar os modelos para que se possam avaliar algumas características importantes do conjunto, em detrimento de outras. Contudo, devido à falta de capacidade de processamento que os equipamentos dispunham apenas as variáveis essenciais eram utilizadas na modelagem dos reguladores a fim de facilitar o trabalho do projetista em prever problemas graves, que poderiam ocorrer no sistema devido a uma falha do projeto do controlador. Além disso, estes modelos utilizam técnicas de modelagem via fluxo de sinal, em que o projetista desenvolve uma função transferência (OGATA, 2005), que representa o comportamento do sistema ou do componente abordado. Então o projetista, para avaliar seu modelo, insere uma função de entrada nesta função transferência, e com base na saída gerada, ele consegue compreender o comportamento do sistema sob várias condições.

Assim, os comportamentos das válvulas, cilindros hidráulicos, mecanismos entre outros componentes são modelados através de uma ou várias funções transferência, enquanto os efeitos característicos de zona morta e histerese utilizam-se de blocos específicos. Desta forma é representado o comportamento característico que estes equipamentos possuem quando estão sob determinadas condições de uso. Entretanto, na medida em que seja necessário inserir uma nova característica ao modelo, a complexidade deste cresce. Além disso, neste tipo de modelagem não há modularidade do sistema, o que faz com que cada alteração do modelo construído exija um novo trabalho a ser desenvolvido e que controle apenas quantidade específica de variáveis. Ao se construir um modelo geral do sistema, representando vários comportamentos e componentes do sistema ao mesmo tempo, este acaba se tornando muito grande e complexo, e de difícil acessibilidade e flexibilidade, aumentando assim, a possibilidade de ocorrer erros durante a sua modelagem. Desta forma, a modelagem pode dificultar ainda mais o trabalho do engenheiro.

3.1.2. Típicos Modelos de Turbinas Hidráulicas

Nesta seção apresenta-se uma visão geral dos modelos utilizados pela literatura para representar o comportamento e alguns fenômenos de uma usina hidrelétrica. Estes modelos podem ter as seguintes considerações:

- Altura de queda de projeto e de sucção sem restrição;
- Uma chaminé de equilíbrio muito grande ou inexistente;
- Tubulação do conduto rígida;
- Fluido incompressível;
- Abertura do distribuidor ideal;

O primeiro modelo exposto é o de uma turbina hidráulica, onde se pode desprezar efeitos de golpe de aríete na tubulação. Desta forma, é exibido o diagrama de blocos representando uma turbina hidráulica com fluido ideal e tubulação rígida (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993):

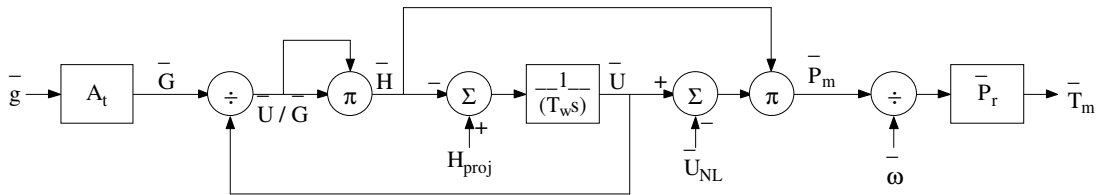


Figura 3.1 – Diagrama de blocos de uma turbina hidráulica, considerando fluido ideal e tubulação rígida (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993)

Sendo:

- $\bar{g} \rightarrow$ Sinal de posição unitária real do distribuidor;
- $s \rightarrow$ Operador de Laplace;
- $\bar{G}, \bar{U}, \bar{H}, \bar{P}_m, \bar{T}_m, \bar{\omega} \rightarrow$ Sinal de posição ideal do distribuidor unitário, da velocidade unitária, da altura de queda líquida unitária, da potência mecânica unitária do sistema, do torque mecânico unitário do mesmo, e rotação da máquina unitária, respectivamente;
- $A_t = \frac{1}{\bar{g}_{FL} - \bar{g}_{NL}} \rightarrow$ Ganho de área de passagem do distribuidor da turbina;

- $\bar{g}_{FL}, \bar{g}_{NL} \rightarrow$ A posição do distribuidor com carga total e sem carga, por unidade, respectivamente;
- $T_w = \frac{LU_r}{gH_{proj}} \rightarrow$ Tempo de inércia (atraso) da água;
- $L \rightarrow$ Comprimento do conduto forçado;
- $U_r \rightarrow$ Velocidade unitária nominal da água;
- $P_r = \frac{P_n(MW)}{T_{base}(MVA)} \rightarrow$ Potência unitária nominal da turbina;
- $P_n(MW) \rightarrow$ Potência nominal da turbina;
- $T_{base}(MVA) \rightarrow$ Valor base do torque da turbina para conversão unitária;
- $\bar{U}_{NL} = A_t \bar{g}_{NL} (H_{proj})^{1/2} \rightarrow$ Velocidade nominal da água no sistema sem carga.

Os resultados do diagrama são apresentados em uma relação unitária, para o projetista ter uma fácil visualização de várias curvas sob uma mesma escala. Outro detalhe interessante é que neste modelo a relação entre a posição real e ideal do distribuidor é linear e unitária (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).

Nos casos onde efeitos de golpe de aríete e da chaminé de equilíbrio têm relevância, o seguinte diagrama de blocos é utilizado:

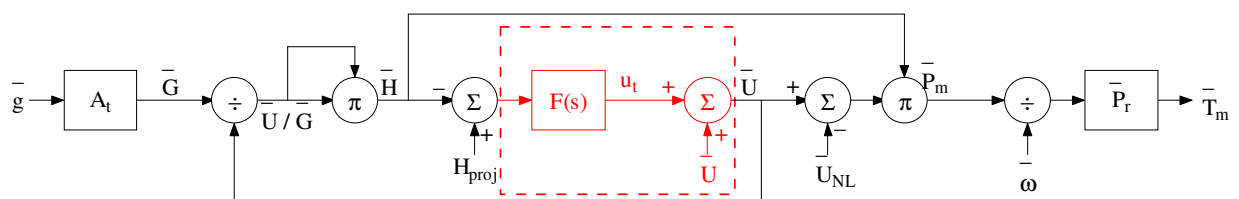


Figura 3.2 – Diagrama de blocos de uma turbina hidrelétrica, incluindo efeitos de golpe de aríete e de variação de nível da chaminé de equilíbrio (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993)

Na figura acima, o diagrama de blocos é praticamente igual ao da Figura 3.1, exceto pelos blocos dentro da linha tracejada, onde há uma função transferência $F(s)$ capaz de representar os efeitos de golpe de aríete e da variação de nível da chaminé de equilíbrio. Assim, o projetista pode adequar à função transferência que

desejar, seja para representar os dois efeitos em conjunto ou apenas um deles em específico. Contudo, deve-se lembrar que o equacionamento utilizando parâmetros distribuídos é complexo para o trabalho de modelagem, assim, uma aproximação por parâmetros concentrados é a mais adequada para estes modelos (KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993).

3.1.3. Típico Modelo do Sistema Regulador de Velocidade

Com relação ao sistema regulador de velocidade, o seguinte diagrama de blocos pode ser utilizado:

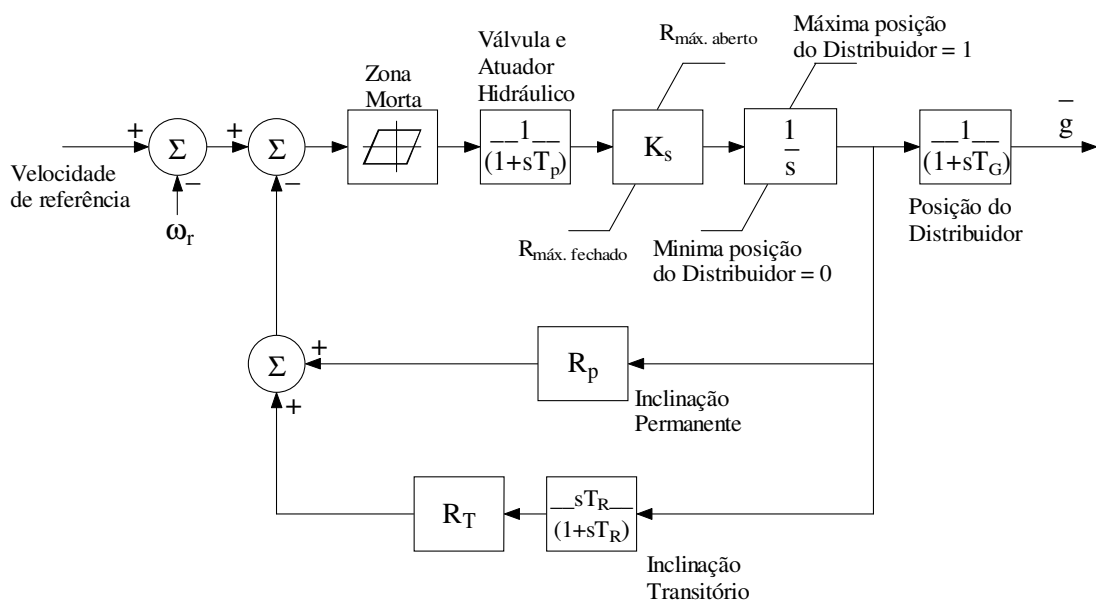


Figura 3.3 – Modelo de um sistema governador (adaptado de KUNDUR; BALU; LAUBY, 1993)

Sendo:

- $\omega_r \rightarrow$ Rotação unitária nominal da turbina;
- $T_p, T_G, T_R \rightarrow$ Constante de tempo do sistema válvula + atuador hidráulico, constante de tempo do distribuidor (mecânico) e tempo para reset do sistema, respectivamente;
- $K_s \rightarrow$ Ganho do atuador hidráulico;
- $R_p, R_T \rightarrow$ Constante de inclinação devido ao estatismo permanente e transitório, respectivamente.

Esta constante de inclinação serve para representar os efeitos de estatismo permanente e transitório do regulador de velocidade.

Há ainda a possibilidade de se usar um PID para controlar o sistema regulador de velocidade, apresentado em KUNDUR, BALU e LAUBY (1993). Este controlador é útil em sistemas que operam isolados, e que possuem em particular tempos elevados de inércia da água (acima de três segundos). O PID utiliza-se de três constantes para controlar o sistema: proporcional, integrativa, e derivativa. Os ganhos derivativos e possíveis ganhos de transientes elevados podem gerar oscilações excessivas, e assim tornar instável o sistema de geração quando este está interligado ao sistema de distribuição geral de energia elétrica. Logo, estes sistemas quando ligados em paralelo ao sistema geral têm ajustados o ganho derivativo para zero. Isto faz com que eles se comportem como um sistema regulador semelhante ao apresentado na Figura 3.3.

3.2.A Confirmação dos Parâmetros dos Modelos Matemáticos, através dos Modelos Analógicos e Ensaio em Campo

A seção anterior mostra que é possível produzir resultados simples (da relação de uma saída em função da entrada), que posteriormente devem ser testados e confirmados com ensaios físicos do sistema em modelos reduzidos (modelos analógicos em escala) ou no próprio sistema real, no período de comissionamento. O projetista por mais experiente que seja, ao optar por uma modelagem dinâmica por fluxo de sinal, utiliza um diagrama com fluxo unilateral das informações, não podendo visualizar o comportamento dos vários componentes do sistema em conjunto, sem construir um sistema complexo e que despendeu muito tempo de desenvolvimento. Ao se aplicar à modelagem via fluxo de sinal ao sistema governador, não é possível perceber durante a simulação se a parametrização utilizada no controlador implicará em uma atuação eficaz ou ineficaz sobre os demais componentes. Este fato ocorre devido ao modelo do governador ser visto como uma “caixa preta” em que normalmente uma função transferência faz o papel representativo de todos os componentes do sistema governador. Este tipo de abordagem é útil em sistemas de pouca complexidade, onde há poucos elementos que interferem no funcionamento do conjunto ou em modelagens que se deseja apenas obter um esboço inicial de como o sistema se comporta.

Conforme mostra a Figura 3.4, o diagrama de blocos apresenta várias caixas onde o projetista insere as funções transferência dos componentes do sistema, em

função das entradas nos blocos, estes apresentam as saídas, ficando a cargo do projetista avaliar se o que ele desenvolveu como bloco, ou seja, as funções transferência que relacionam as variáveis do sistema, estão corretas não apenas matematicamente, mas também sob o domínio da causalidade do sistema (conceito explicitado no item 3.3 deste trabalho).

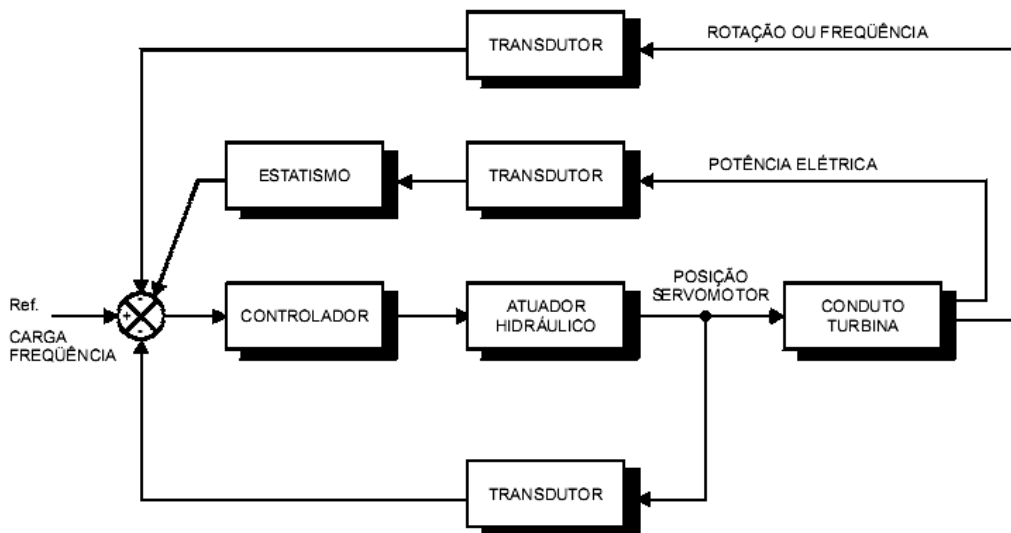


Figura 3.4 – Diagrama de blocos representando um regulador de velocidade (adaptado de OGATA, 2005)

O leitor deve também lembrar que dentro dos blocos pode existir um conjunto de blocos que representam outras funções transferências, estas mais específicas, referentes aos componentes. Isso dá uma noção que a manipulação do conjunto todo começa a tornar-se complexa.

Diante desses problemas, o projetista do sistema de regulação busca realizar a validação parcial dos seus modelos matemáticos em ensaios com modelos reduzidos ou a validação completa no período de comissionamento da turbina, se sujeitando a possíveis danos físicos ao equipamento.

Os ensaios de turbinas podem ser realizados de duas formas: para as unidades de pequeno porte, as turbinas são ensaiadas em laboratório, enquanto que para as turbinas de médio e grande porte, são realizados ensaios em modelos reduzidos, e posteriormente testes de campo para comprovação dos resultados dos ensaios em modelo reduzido. Nestes ensaios, o fabricante da turbina deve dar duas garantias: a principal, que diz respeito à potência e ao rendimento da máquina, e a complementar, que diz respeito à velocidade de disparo (onde ocorre a sobre-

velocidade) e a influência da cavitação sobre o rotor da turbina. Estas e as demais solicitações para o ensaio de turbinas são regulamentadas pelas normas, NBR 6412 (1988) e NBR 9581 (1986).

Outro fator importante nos ensaios com modelos reduzidos é a questão da semelhança. O modelo da turbina deve ter desde a entrada até a saída da máquina todos os componentes geometricamente semelhantes. Além disso, no ensaio de aprovação da máquina, o modelo deve apresentar: rotor, distribuidor, tubo de sucção e caixa espiral. Outros componentes como válvulas, ramificações e tubulações devem ser incluídos no modelo, se exercerem influência significativa sobre o mesmo. As rugosidades da tubulação devem ser respeitadas, mantendo-se a mesma comparada ao sistema real. E para garantir todas as especificações, a verificação do modelo é realizada com gabaritos cuidadosamente projetados e construídos (MACINTYRE, 1983).

Um dos problemas destes projetos é que a empresa contratada para ser responsável pela fabricação e montagem da turbina, pode não ser a mesma contratada para projetar o sistema regulador de velocidade. Desta forma, apenas nos ensaios em campo, é que o projetista do sistema de regulação pode confirmar os parâmetros por ele utilizados nos seus modelos matemáticos e assim corrigir possíveis erros provenientes de especificidades físicas que surgiram na fabricação do sistema. Além disso, a equipe de projeto do regulador de velocidade tem que assegurar outras características da máquina:

- Velocidade de disparo (relativa ao fenômeno da sobre-velocidade) inferior à velocidade que o projetista da máquina estipulou;
- Velocidade de fechamento e abertura do sistema distribuidor rápida o suficiente, sem que danifique a tubulação do conduto forçado durante esta movimentação (esta velocidade tem relação direta com a sobrepressão máxima de projeto que o conduto forçado suporta);
- Funcionamento da turbina próximo da sua melhor faixa de rendimento, independente da demanda de potência exigida;
- Garantia do fechamento do distribuidor da turbina em caso de falha geral no sistema, mesmo com falta de alimentação de energia ao sistema hidráulico do distribuidor.

Estas são todas características que influenciam sobre o bom desempenho do equipamento durante o seu funcionamento. E o modelo apresentado neste trabalho tem capacidade para avaliar estes aspectos, depois de devidamente parametrizado.

A seção a seguir busca apresentar o conceito de modelagem via fluxo de potência, permitindo assim ao projetista do sistema governador realizar ensaios dinâmicos com modelos matemáticos mais completos em relação à modelagem via fluxo de sinal, averiguando não só os valores das entradas e saídas dos modelos, mas também das variáveis internas ao modelo (como por exemplo: pressão, posição e velocidade nos atuadores hidráulicos, e em válvulas e pressão e vazão em tubulações do sistema), variáveis estas que permitem a transmissão de potência.

3.3. Introdução do Fluxo de Potência em Modelagem Dinâmica

A construção de modelos dinâmicos traz vários benefícios para o desenvolvimento do estudo dos problemas que o projeto de um equipamento apresenta na fase preliminar. Assim, a representação dos mesmos requer do projetista além dos conhecimentos de engenharia, os conhecimentos físicos e a habilidade de manipulação matemática das equações de governo do sistema e ainda habilidade para interpretar os resultados.

A abordagem segundo fluxo (porta) de sinal é amplamente utilizada em sistemas de controle. Ela consiste em um sistema formado por blocos, que possuem ligação entre si através de portas, sendo que cada porta é uma via de mão única no transporte de um simples valor ou uma lista de valores, (Figura 3.5 (a)). Estas limitações no transporte da informação aumentam a complexidade das conexões entre os componentes do modelo, de tal forma que qualquer simples modelo que não envolva essencialmente sistemas de controle, acaba se tornando muito complexo de se entender, e conseqüentemente mais difícil de ser ensinado (LEBRUN, 1997).

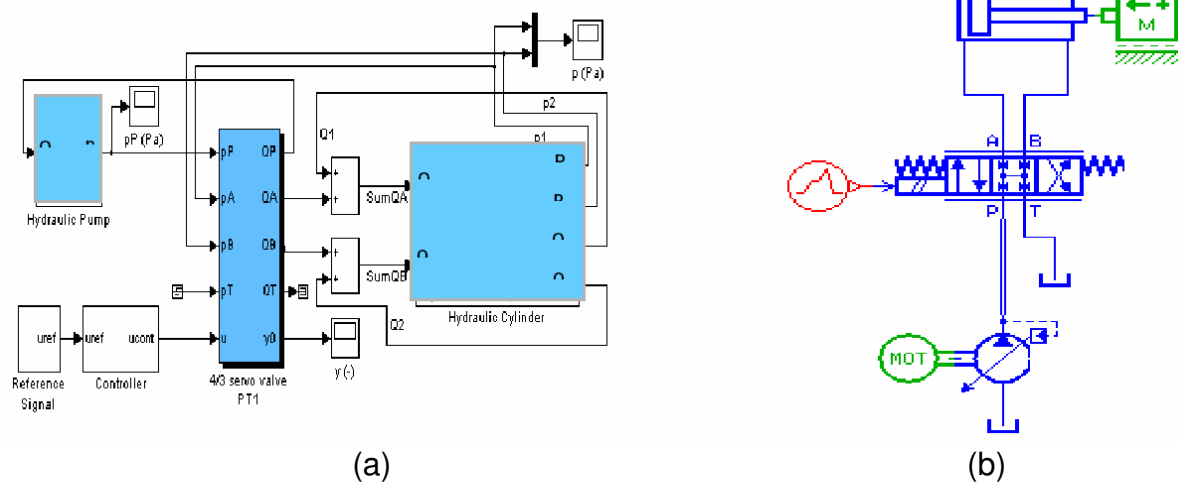


Figura 3.5 – Circuito hidráulico modelado via fluxo de sinal (a), e o mesmo modelado via fluxo de potência utilizando a interface AMESim (b), (LEBRUN, 1997)

A abordagem aplicando fluxo de potência não é semelhante à de fluxo de sinal, pois ao contrário das portas de sinal, há geralmente uma via de mão-dupla de fluxo de informação ligando os blocos, (Figura 3.5 (b)). Isto faz com que o diagrama do sistema se torne muito parecido com o sistema físico. A fundamentação desta abordagem está fortemente ligada à teoria de *Bond Graphs*, que contém uma base de conceitos completa sobre a relação entre os valores das variáveis e a transmissão de potência em sistemas. Com intuito de auxiliar o leitor a se familiarizar com a teoria supracitada, o conceito de causalidade será elucidado para que seja possível compreender o princípio da abordagem segundo fluxo de potência.

A causalidade é uma definição física dos fenômenos dinâmicos em que a saída de um sistema é sempre em função da integração das entradas, o que caracteriza causalidade integral comum na natureza. Sendo assim, considerando a modelagem via espaço de estado, as derivadas das variáveis de estado são descritas como funções das próprias variáveis, dos parâmetros e das entradas do sistema. Então, através da integração destas derivadas, obtêm-se os novos valores das variáveis de estado. Desta forma, os componentes de um sistema qualquer seguem as regras de conexão segundo as leis de causalidade do sistema. Ou seja, quando um usuário está construindo um modelo, ele deve averiguar se os componentes que estão sendo interligados através das suas portas têm relação física, obedecendo à causalidade dos fenômenos modelados.

Na abordagem por fluxo de potência, a análise de causalidade é realizada segundo método de espaço de estados. Conforme OGATA (2005), este método coloca de um lado as variáveis de estado do sistema, e do outro as equações que regem o comportamento e a ligação das variáveis entre si. Através de matrizes algébricas e das entradas e saídas do sistema é montando o modelo, o qual é compacto e coerente com o sistema físico que se deseja representar.

O fluxo de sinal, devido as suas características, tem sido extensamente usado para modelar os sistemas de controle, onde cada entrada ou saída de sinal corresponde a uma única variável a ser controlada, como por exemplo: posição, velocidade, entre outras. Contudo, se no modelo existir sistemas que envolvam a transferência de potência, muitas dificuldades surgirão. Sabe-se que muitos dos softwares de modelagem e de simulação já possuem blocos pré-definidos que facilitam a construção completa de sistemas. No entanto, é necessária uma considerável base de conhecimento para representar fisicamente o sistema com blocos, especialmente sob o foco da causalidade entre os componentes. Estes tipos de problemas podem ser rapidamente compreendidos por profissionais com experiência no domínio dinâmico e sistemas. Todavia, a experiência do ensino em engenharia comprova que estes conceitos são consideravelmente complexos para serem explicados a alunos de engenharia ou até mesmo a engenheiros com pouco conhecimento sobre modelagem dinâmica (SILVA, 2005).

Na abordagem de fluxo de potência (também conhecida como abordagem de multi-porta), blocos funcionais, isto é, componentes, são criados e fundamentados em termos de transmissão de potência na sua própria natureza física, representando a interação de suas portas através de variáveis de potência, como as representadas abaixo na tabela.

Tabela 3.1 – Variáveis de Potência em diferentes domínios (SILVA, 2005)

Domínio de Energia	Hidráulico, Pneumático	Mecânico Linear	Mecânico Rotacional	Elétrico
e(t) - Variável de esforço	P - Pressão	F - Força	T - Torque	V - Voltagem
f(t) - Variável de fluxo	Q - Fluxo	v - Velocidade	ω - Velocidade Angular	I - Corrente Elétrica

Esta tabela mostra que o produto destas variáveis resultará sempre em potência independente do domínio de energia. Assim, cada componente é classificado de acordo com a forma que ele trata a potência. Já os elementos descritos na Tabela 3.2, formam a base para entender a transmissão de potência, e conseqüentemente o comportamento físico no sistema técnico.

Tabela 3. 2 – Classificação dos componentes em termos de transmissão de potência (SILVA, 2005)

Os exemplos são apresentados em diferentes domínios, respectivamente:	
Mecânico / Hidráulico-Pneumático / Elétrico / Térmico	
C - Elemento Capacitivo	Rigidez da mola e rotacional / câmara volumétrica / capacitor / capacitância térmica
I - Elemento Indutivo	Inércia da massa e rotacional / fluxo de massa transportada em um tubo / indutor / fluxo de calor
R - Elemento Resistivo	Atrito viscoso / orifício ou restrição de fluxo / resistor / resistência térmica
TF - Transformador	Este elemento transforma a potência entre dois domínios mantendo uma relação proporcional entre as variáveis de esforço e fluxo correspondentes. $e_2 = K.e_1$; $f_2 = (1/K).f_1$ - Onde os índices 1 e 2 representam a entrada e saída. Por exemplo, uma bomba hidráulica converte potência, mantendo a relação entre torque e pressão, e velocidade rotacional e vazão.
GY - Girador	Este elemento realiza uma operação similar a do transformador. Contudo, ele dá a relação entre as variáveis de esforço de entrada e saída de fluxo. Por exemplo, em um solenóide existe uma relação entre a sua força de saída (variável de esforço) e a corrente de entrada (variável de fluxo).
0-Junção	Este elemento é conhecido como uma junção de fluxo. Ele fornece a lei relativa a soma das variáveis de fluxo em uma junção. Por exemplo, de acordo a lei de Kirchoff, no circuito elétrico, a soma de todas as correntes passando por um nó é igual a soma das correntes depois dele.
1-Junção	Este elemento é conhecido como uma junção de esforço. Ele fornece a equação que todas as variáveis de esforço conectadas a junção são devidamente divididas entre os elementos conectados a ele. Por exemplo, considerando um eixo, o torque de entrada é calculado pela soma de todos os torques de saída transmitidos ao elemento conectado ao eixo e seus mancais. A junção mantém que todos os elementos conectados a ele irão ter a mesma variável fluxo, no exemplo do eixo, todos os elementos tem a mesma velocidade de rotação.
SE - Fonte de Esforço	Ele fornece uma variável específica de esforço ao sistema, que pode ser constante ou qualquer outra função, indiferente da demanda de fluxo do sistema. Por exemplo, em um circuito elétrico, a fonte de voltagem fornece uma voltagem constante indiferente a demanda de corrente do sistema.
SF - Fonte de Fluxo	Ele representa um elemento fornecendo uma variável de fluxo específica indiferente da demanda de esforço do sistema. Por exemplo, em um sistema hidráulico, uma bomba hidrostática é geralmente modelada como uma fonte de fluxo, porque ela fornece o fluxo independentemente da pressão de saída do sistema (variável de esforço).

A causalidade do sistema é baseada na adequada manipulação destes elementos. Dos conceitos apresentados acima, percebe-se uma clara vantagem do uso da abordagem de multi-porta para ensinar a modelagem de multi-domínios dentro de sistemas de transmissão de potência. Contudo, o uso de elementos na forma direta, como os apresentados na Tabela 3.2, acarretam outros problemas, como os discutidos em LEBRUN (1997).

Nos sistemas modelados através do fluxo de potência, o equacionamento físico-matemático do sistema é levado em consideração e incoerências físicas grosseiras são diagnosticadas e corrigidas no começo da modelagem. Outro detalhe importante, é que ao utilizar a abordagem via fluxo de potência, o desempenho de qualquer componente pode ser estudado em funcionamento com o conjunto. Caso ele demonstre alguma interferência negativa enquanto conectado ao sistema, o

projetista diagnostica rapidamente qual componente especificamente gera o problema. Um exemplo dos problemas apontados acima ocorreu neste trabalho de modelagem, em que parâmetros incorretos utilizados nos modelos dos atuadores hidráulicos somado ao conjunto incompleto de modelos que formaram o sistema de atuação do anel distribuidor levavam a um comportamento físico errôneo do sistema. Durante a simulação do sistema, percebeu-se a falta de um modelo de um componente. O componente ausente era a alavanca de interligação dos atuadores (componente este apresentado no item 4.4 do próximo capítulo). A sua necessidade só foi detectada, após realizar uma simulação e averiguar que o anel distribuidor deslocava-se mais que o curso dos atuadores hidráulicos podia mover. Assim percebeu-se que a ausência deste componente de interligação entre os atuadores fazia com que o anel girasse sem fim de curso. Como este comportamento não é real, foi necessária a correção do modelo para extinguir com esse erro de conceito. Ao utilizar a alavanca foi possível sincronizar o movimento dos atuadores hidráulicos com o do anel distribuidor, e desta forma, restringir também o movimento do mesmo. Mesmo com essa alteração, o modelo do sistema não parecia coerente. Num estudo dos componentes do modelo, percebeu-se que os parâmetros dos atuadores estavam errados. Este problema foi resolvido e pode-se dar prosseguimento ao desenvolvimento do modelo do sistema de atuação.

O caso acima exemplifica o fato do projetista ter direcionado a busca de uma nova alternativa para a solução do problema. Esta avaliação realizada ainda na concepção não é tão simples de se diagnosticar na modelagem via fluxo de sinal, e muitas vezes só é perceptível quando o protótipo já está em fase de construção e testes. Ao encontrar este tipo de problema em fases posteriores de projeto, o retrabalho da equipe de projeto é grande e custoso para a calibração correta do sistema, após diagnosticar estes erros de construção do sistema.

3.3.1. O Software Utilizado para Modelagem Dinâmica Via Fluxo de Potência

Fica claro que a principal função da modelagem segundo fluxo de potência é dar uma visão geral ao projetista de como o sistema comporta-se nos vários domínios que ele representa enquanto está em funcionamento. Com o objetivo de mostrar a vantagem da modelagem via fluxo de potência, este trabalho utilizará para modelagem e simulação dinâmica dos sistemas construídos o software AMESim[®], o

qual, conforme demonstram outras pesquisas (CASTELANI et al, 2002), (SILVA et al, 2004), (SILVA; PORCIÚNCULA, 2003), (SILVA; SILVA JUNIOR, 2002), (EGER, 2008), (KOGA, 2007) (RETZLAFF, 2007)), tem mostrado sua versatilidade e facilidade de manipulação e emprego das técnicas de modelagem.

Na figura abaixo é exibido um modelo do sistema de atuação hidráulico de uma turbina do tipo Francis, interligado ao controlador (representado neste modelo por um PID), e ao anel de distribuição da turbina.

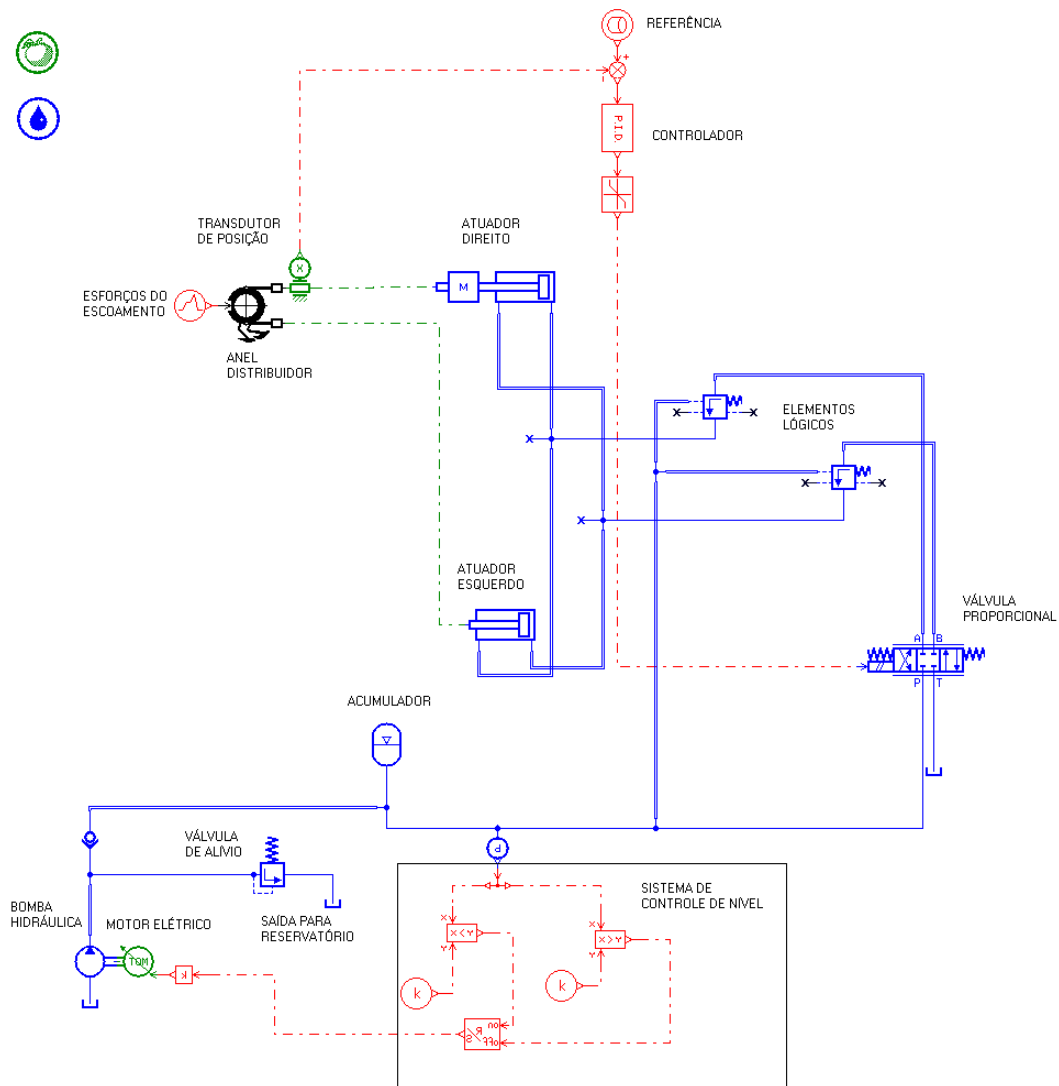


Figura 3.6 – Esboço de um modelo construído no AMESim de um distribuidor de turbina ligado ao sistema de atuação hidráulico

Pode-se perceber segundo a Figura 3.6, pela forma de ligação dos componentes do modelo, que este modelo utiliza fluxo de potência. O leitor deve lembrar que há várias equações e variáveis que regem este modelo, de forma que,

se fosse representado via fluxo de sinal, o nível de complexidade das ligações cresceria de forma exorbitante, fazendo com que o modelo perca a característica de representar graficamente o sistema físico. Vale lembrar, que durante a modelagem é possível alterar os modelos que regem o comportamento dos componentes e também os parâmetros dos componentes separadamente, e assim averiguar a sua influência sobre o conjunto após a simulação.

Para construir o modelo acima, o projetista passou pelas quatro etapas que o software utiliza para o desenvolvimento do modelo. Na tabela abaixo é apresentado às etapas e suas respectivas funções:

Tabela 3.3 – Descrição das Etapas de Modelagem e Simulação do Software AMESim – adaptado de Silva (2005)

1 – Desenho (Sketch)	Constrói-se o diagrama do sistema baseado em ícones de bibliotecas já existentes ou definido pelo usuário.
2 – Sub-modelos	Define o modelo adequado para cada ícone, já que os ícones têm vários modelos associados a si. O projetista tem o papel de analisar as diferentes implicações das hipóteses do modelo para definir o mais apropriado. Há modelos principais para acelerar este processo de escolha, eles são usados como opções padrão do software.
3 – Parametrização	Define os parâmetros para todos os modelos. O sistema também apresenta parâmetros padrão para agilizar o trabalho.
4 – Simulação	Define os parâmetros de simulação, como tempo, erro, tolerância, simulações padrão ou em batch. Efetua as simulações e analisa os resultados de gráficos.

Além das etapas de modelagem e simulação do modelo, o software também permite que o projetista faça simplificações na modelagem, baseando suas escolhas nos resultados de ferramentas importantes, como a de calcular o índice de atividade dos componentes e a do “contador de estados” do sistema. A primeira é utilizada como auxílio para realizar a simplificação do modelo. Ela avalia o índice de atividades dos elementos, e os classifica segundo uma porcentagem. Esta classificação auxilia o projetista na seleção dos componentes com menor índice de atividade e cujos modelos possuem elevada ordem de complexidade para substituição dos mesmos por modelos de menor ordem. Assim o modelo do sistema fica mais compacto, pois representa apenas os componentes mais importantes com elevado grau de detalhamento. Já o “contador de estados” tem por objetivo estimar o nível de esforço feito pelo integrador da simulação, visando satisfazer a tolerância de uma variável de estado particular.

Outra opção dada ao projetista é a possibilidade de utilizar ferramentas de análise linear, como a de resposta em frequência e a de lugar das raízes (*root*

locus). Ou ainda ferramentas de exploração do modelo como: otimização de parâmetros, projeto para experimento e método estatístico de Monte Carlo.

A utilização da modelagem via fluxo de potência no sistema governador permite que as variáveis de estado do mesmo se tornem explícitas. Assim, a análise de variáveis como a posição do distribuidor, pressão de suprimento nas câmaras do cilindro, frequência de rotação do rotor da turbina, vazão turbinada, potência gerada, etc., possibilitam uma abordagem mais aprofundada dos componentes, melhorando a qualidade dos resultados obtidos nas simulações. Este tipo de modelagem também permite construir todo o sistema em módulos, facilitando a construção dos modelos dos componentes e subsistemas, possibilitando assim corrigir os problemas específicos de cada subsistema modelado.

Após a fase de construção, é necessário construir as interfaces entre os vários subsistemas relativos ao sistema governador. Nesta etapa, os parâmetros desconhecidos que foram estimados durante a construção dos módulos são alterados ou corrigidos, quando necessário, na simulação do sistema como um todo.

De posse destes resultados, pode-se comparar o comportamento dos subsistemas quando simulados em separado e quando estão trabalhando conectados. Desta forma se diagnostica possíveis interferências, e a relação de dependência e independência entre as variáveis do sistema.

Assim, conclui-se que este tipo de abordagem permite ao projetista ter ao mesmo tempo a visualização micro e macro do sistema. Sem que o mesmo necessite de várias simulações para averiguar isso.

A teoria apresentada até aqui serviu de alicerce para que o leitor entenda a mudança na forma de abordagem, e comece a compreender os modelos construídos e as devidas simplificações para modelagem. Os conceitos apresentados acima têm por objetivo mostrar os procedimentos utilizados na construção de modelos complexos de sistemas, e assim, descrever as conexões entre os vários componentes de domínios diferentes que existem no sistema regulador de velocidade, bem como os fenômenos que ocorrem sobre o mesmo, juntamente com suas implicações sobre os demais sistemas.

4. Sistema Hidráulico-Mecânico e o Sistema Regulador de Velocidade

Este capítulo aborda a modelagem dos subsistemas da turbina e o do regulador de velocidades. Durante o projeto da usina hidrelétrica, esses sistemas são modelados e testados de forma exaustiva até a sua instalação e correta operação. Neste capítulo é descrito o esquema de hipóteses simplificativas dos modelos de componentes adotados e definição dos parâmetros utilizados. Por fim, apresenta-se um resumo com os mais importantes parâmetros dos sistemas utilizados neste trabalho.

Um breve esboço do trabalho é mostrado abaixo, em que o diagrama da Figura 4.1 apresenta como foi a divisão do trabalho em subsistemas para então aprofundar os estudos sobre seus modelos de componentes, seleção e definição de parâmetros a serem utilizados.

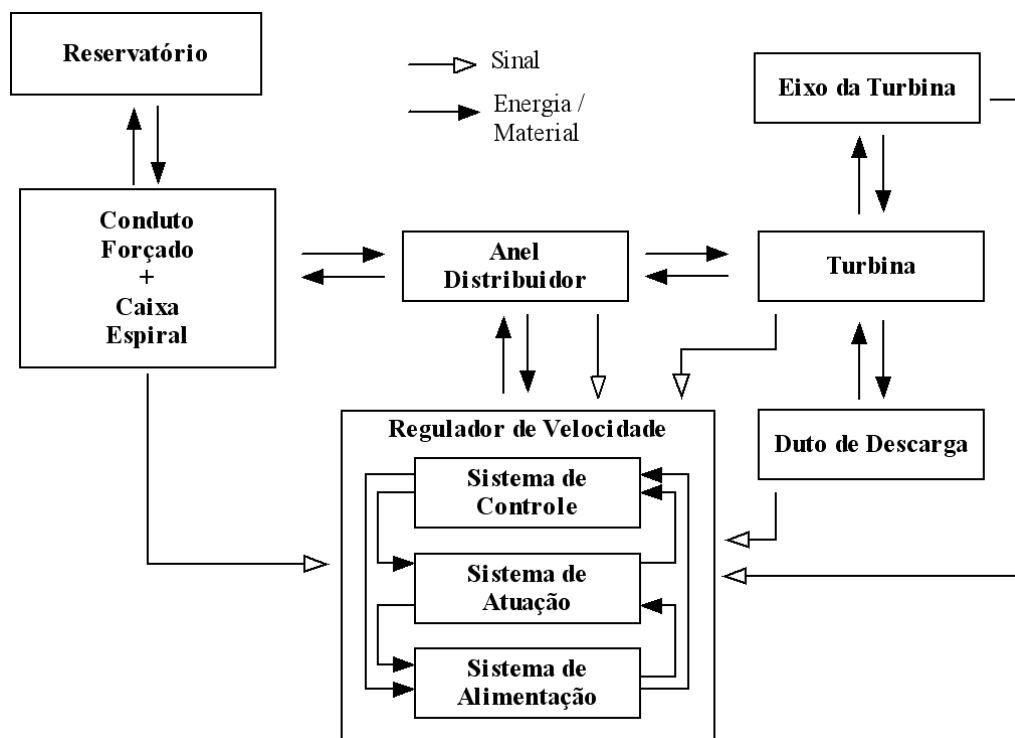


Figura 4.1 – Diagrama representando o Modelo Completo de uma Turbina e Regulador de Velocidade

Assim, neste capítulo, primeiramente são abordados os modelos de reservatório, conduto forçado e caixa espiral, a fim de apresentar os dados de entrada que serão inseridos no modelo de turbina. O subsistema seguinte é o de

duto de descarga, que tem o intuito de fornecer os dados de saída da turbina. De posse dos dados acima, é apresentado o modelo de turbina, o qual fornece o torque mecânico necessário para movimentar o eixo do rotor-gerador (eixo da turbina), e conseqüentemente produzir energia elétrica. Depois de obter as variáveis e parâmetros que regem a turbina, é apresentado o modelo que representa o comportamento do anel distribuidor, relativo à sua parte mecânica. Com todos os subsistemas pertinentes apresentados, é explicitado então o modelo do regulador de velocidade, que foi dividido em três subsistemas para melhor descrever o seu comportamento. Desta forma, têm-se a definição dos modelos e componentes dos subsistemas de alimentação, atuação e controle do regulador de velocidade. Todas as informações aqui sintetizadas serão agora explanadas com os devidos comentários.

4.1. Modelo de Conduto Forçado

No sistema hidráulico de uma unidade de geração, normalmente existe um conduto de adução da água, levando-a da barragem até a turbina. O objetivo deste modelo é explorar as diversas situações para o qual foi projetado o conduto forçado, ou seja, para absorver os impactos transientes e pressões permanentes do sistema durante o seu funcionamento.

Os condutos forçados são fechados, e durante o seu escoamento a pressão cresce de montante para jusante, sendo que a parte inferior está submetida à pressão máxima do aproveitamento.

O conduto forçado é projetado levando em consideração a máxima pressão interna a qual deve resistir somado à sobrepressão decorrente do golpe de aríete. Maiores informações a respeito do conduto forçado podem ser encontradas em SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983). Para a construção do modelo dinâmico que represente o comportamento de um conduto forçado foi considerada a teoria apresentada tanto em SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983), quanto em MACYNTIRE (1983) e KUNDUR, BALU e LAUBY (1993). Desta forma, optou-se pela seleção de um tubo que leve em conta os efeitos capacitivos, indutivos e resistivos do sistema real, ou seja, é modelado o efeito inercial do escoamento, a dinâmica de pressão e as perdas de carga no duto.

Na construção do conduto forçado pode haver variações de parâmetros, contudo, o AMESim permite a correta correlação dos parâmetros do sistema físico com o modelo. Ou seja, se for necessário, pode-se dividir o conduto em várias partes, cada uma com os seus próprios parâmetros (ex.: diâmetro, espessura e comprimento). Outra característica importante, é que a barragem na entrada do conduto normalmente é aberta para atmosfera, permitindo que um simples modelo de reservatório a pressão constante, represente este comportamento. Abaixo é apresentado o esquema (sketch) do modelo utilizado.

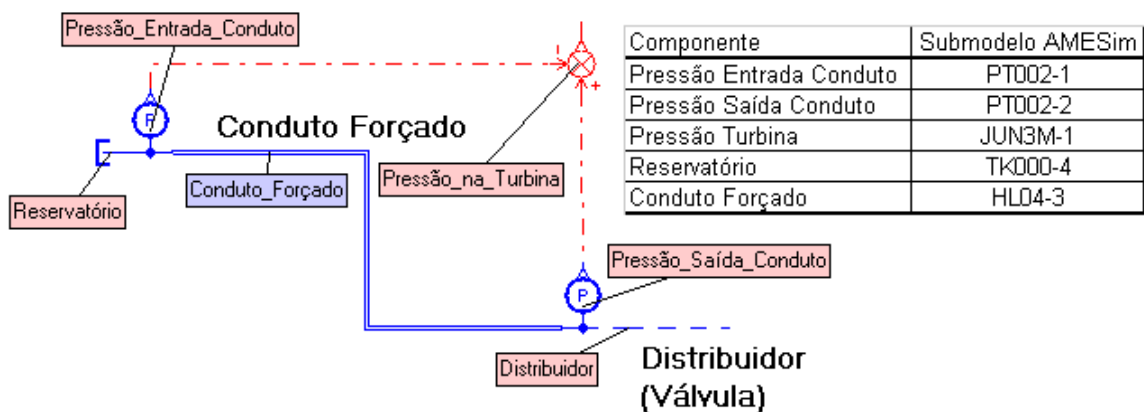


Figura 4.2 – Modelo do conduto forçado construído no AMESim

O modelo do conduto forçado escolhido é apropriado, uma vez que dispõe das características acima citadas para que o projetista avalie corretamente o estudo. Além disso, o modelo conta com uma boa aproximação para as simulações realizadas de tomada e retirada de potência (erros próximos de 10%, quando comparado aos resultados dos testes de campo da usina utilizada para construção do modelo). Os principais parâmetros do componente Conduto_Forçado são: o comprimento, inclinação, área e espessura do duto. O atrito depende da rugosidade relativa do material (em geral aço) enquanto os efeitos de compressibilidade são calculados segundo a equação abaixo:

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{\beta}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} \quad \text{Eq. (4.1)}$$

Sendo:

$\partial P/\partial t \rightarrow$ Variação da Pressão em relação ao tempo;

$\partial Q/\partial x \rightarrow$ Variação da vazão em relação a uma posição do duto;

$A \rightarrow$ Área da seção transversal do duto;

$\beta \rightarrow$ Bulk Modulus efetivo da combinação duto/fluido.

Maiores detalhes a respeito da mesma podem ser encontrados em IMAGINE (2004), esta equação faz parte da própria biblioteca do modelo de componente selecionado. O mesmo vale para o cálculo do valor do Módulo efetivo de Bulk utilizado pelo modelo.

4.2. Modelo de Duto de Descarga (Sucção)

Após descrever a entrada do rotor, é tratado da saída do mesmo, assim, o duto de descarga tem papel importante na recuperação de parte da energia que o rotor das turbinas de reação utiliza. A sua modelagem é mais simples em relação ao condutor forçado. Contudo, como a forma construtiva varia de turbina para turbina, deve-se sempre estar atento ao projeto da mesma, para então construir o modelo mais coerente. Para a unidade de potência de San Francisco, utilizou-se um sistema parecido com o apresentado no item 2.4.7. A seguir é exposto o modelo construído.

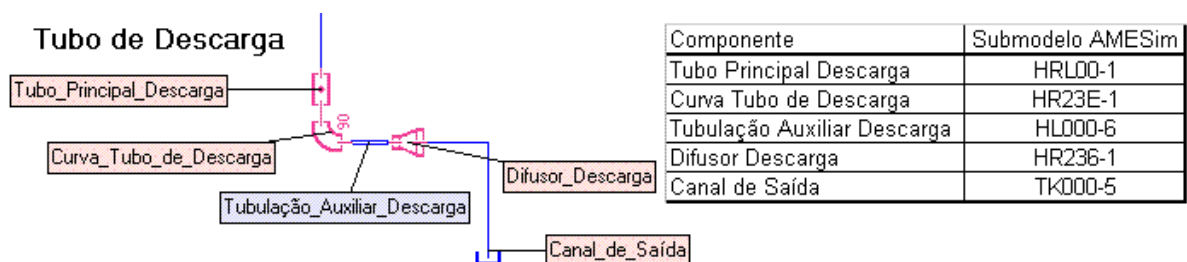


Figura 4.3 – Modelo do Duto de Descarga

Este modelo é formado por 3 componentes da biblioteca de resistência hidráulica e dois da biblioteca hidráulica padrão do AMESim. O primeiro é apenas um componente de escoamento, podendo ser em formato cilíndrico ou de cone, cujos principais parâmetros são o diâmetro e o comprimento do duto. Este componente possui apenas efeito capacitivo. Em seguida há uma curva que tem efeito resistivo sobre o modelo. Seus parâmetros principais são o diâmetro da

tubulação e o raio de curvatura da mesma. Seguida a curva, há um novo trecho de tubulação (com efeito capacitivo) necessário para alinhar o escoamento após a mesma. Os principais parâmetros aqui novamente são o diâmetro e o comprimento da tubulação. O último elemento da biblioteca de resistência hidráulica é o difusor, utilizado para reduzir a velocidade da água na saída do tubo (efeito resistivo), e assim transformar a energia cinética do rotor em energia potencial na saída da turbina. Seus principais parâmetros são os diâmetros de entrada e saída e o comprimento. Este modelo ainda necessita de um reservatório na saída, tendo como único parâmetro a pressão de saída do tubo de descarga. Após descrever os modelos referentes à entrada e saída da turbina, é descrito o modelo de seu rotor.

4.3. Modelo do Rotor

O rotor é um dos componentes mais importantes dentro da turbina. Por isso no projeto é dada à devida atenção tanto à parte estrutural, como também a parte aerodinâmica. Contudo, ele é um dos componentes mais complexos para se modelar matematicamente. Assim, será utilizada a teoria disponível na literatura (MATAIX, 1975) para construção do seu modelo matemático, já que o AMESim não dispõe de uma biblioteca específica para este componente. O super-componente do rotor e suas portas de alimentação são apresentados abaixo:

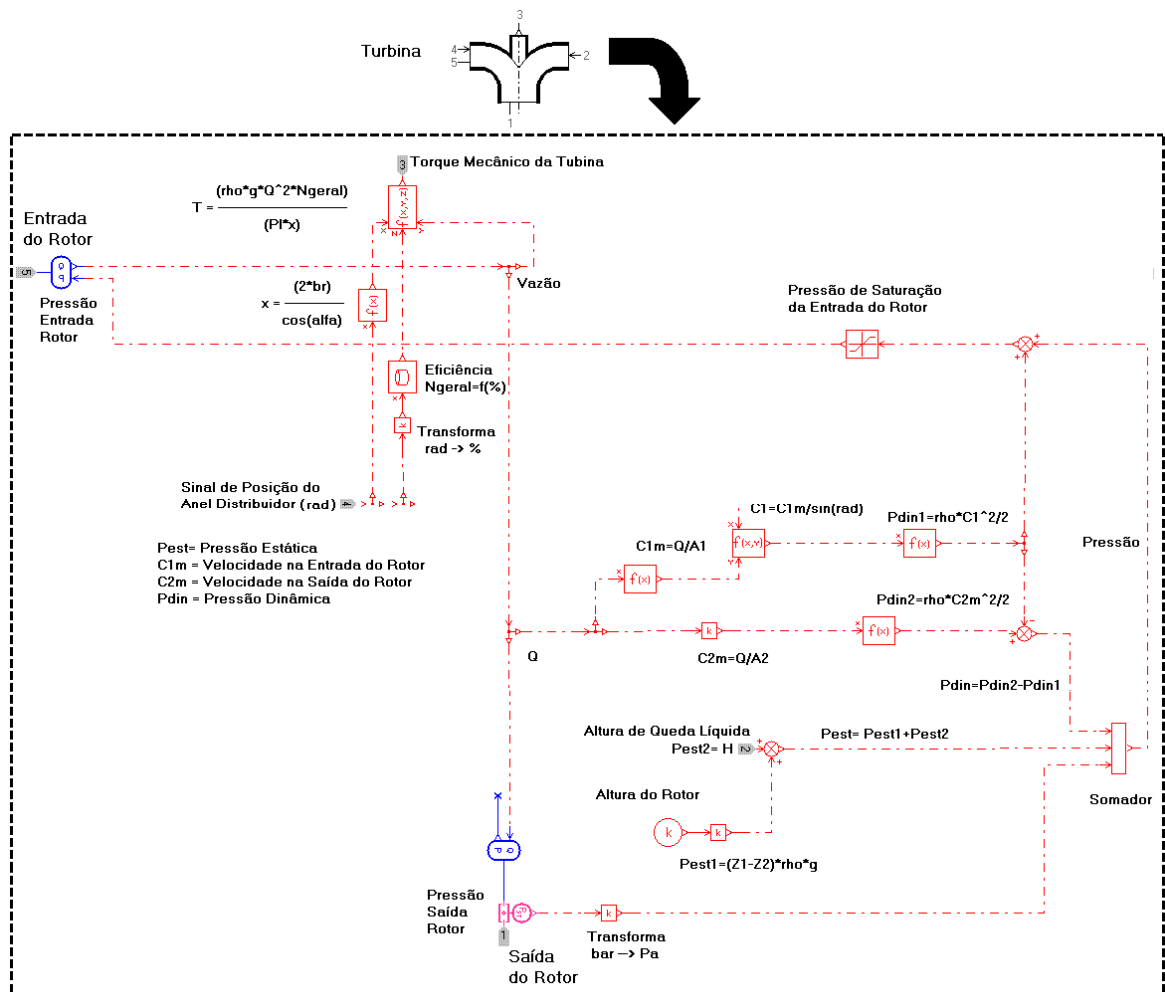


Figura 4.4 – Super-componente representando a Turbina

As portas 5 e 1 deste super-componente representam a entrada e saída do escoamento da água pelo rotor. A porta 4 representa a entrada de sinal da posição de abertura do distribuidor, enquanto que a porta 2 representa a pressão total no final do conduto forçado que alimenta o rotor. A porta 3 é uma porta de saída, referente ao torque que o rotor fornece devido ao escoamento da água. Este super-componente do rotor da turbina é baseado em duas equações:

A primeira é a equação da potência do eixo do rotor, conforme apresentada abaixo:

$$P_u = T_u \omega = \rho g Q H_u N_{geral} \quad \text{Eq. (4.2)}$$

Sendo:

$P_u, T_u, H_u \rightarrow$ Potência útil, Torque útil e Altura útil da turbina, respectivamente;

N_{geral} → Rendimento geral, que representa os rendimentos mecânicos, hidráulicos e volumétricos do rotor.

Deve-se lembrar que, conforme mostrado na equação 2.11 do item 2.3.2:

$$H_u = \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{Eq. (4.3)}$$

E ainda que:

$$\begin{aligned} u_1 &= r_1 \omega \\ u_2 &= r_2 \omega \end{aligned} \quad \text{Eq. (4.4)}$$

Porém, como na saída do rotor, a velocidade periférica é praticamente nula (escoamento axial), desta forma, o termo $u_2 c_{2u}$ é retirado da equação. Assim, a equação do torque, que é o objetivo deste modelo fica:

$$T_u = \rho Q r_1 c_{1u} N_{geral} \quad \text{Eq. (4.5)}$$

Como a velocidade é em função da vazão, conforme apresentado abaixo:

$$\begin{aligned} c &= \frac{Q}{A} \\ c_u &= c \cos \alpha \end{aligned} \quad \text{Eq. (4.6)}$$

E ainda A na entrada do rotor é em função do seu diâmetro:

$$A_1 = \pi D_1 b_r \quad \text{Eq. (4.7)}$$

Podemos substituir os termos da equação 4.6 na equação 4.5, e então substituir essa na equação 4.4. Desta forma, temos:

$$T = Q \rho \left(\frac{D_1}{2} \frac{Q}{\pi D_1 b_r} \cos \alpha \right) N_{geral} = \frac{\rho Q^2 \cos \alpha}{2 \pi b_r} N_{geral} \quad \text{Eq. (4.8)}$$

Este resultado é o obtido na porta 3 do modelo apresentado na Figura 4.4.

A segunda equação trata do balanço de energia no rotor, através do uso da equação de Bernoulli em um volume de controle traçado sobre o rotor, tendo como entrada e saída do volume de controle as próprias regiões de entrada e saída do rotor.

Como é conhecida a pressão de saída do rotor, o trabalho do rotor e a vazão de entrada no rotor, é possível estimar qual será a pressão na entrada do rotor. Assim a equação de Bernoulli re-arranjada fica:

$$\underbrace{P_e}_{\substack{\text{Press\~{a}o} \\ \text{Entrada}}} = \underbrace{P_s}_{\substack{\text{Press\~{a}o} \\ \text{Sa\~{i}da}}} + \underbrace{\rho g H}_{\substack{\text{Trabalho} \\ \text{Rotor}}} + \underbrace{\rho g (z_s - z_e)}_{\substack{br \\ \text{Altura} \\ \text{Rotor}}} + \rho \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} \quad \text{Eq. (4.9)}$$

Como:

$$c_m = c \text{sen} \alpha \quad \text{Eq. (4.10)}$$

Podemos substituir o primeiro termo da equação (4.5) na equação (4.9) e esta na equação (4.8). Assim, a sa\~{i}da do Somador do modelo da Figura 4.4 fica:

$$\underbrace{P_e}_{\substack{\text{Sa\~{i}da} \\ \text{Somador}}} = \underbrace{P_s}_{\substack{\text{Parcela3}}} + \underbrace{\rho g (H + b_r)}_{\substack{\text{Parcela2}}} + \underbrace{\rho \frac{[\frac{Q}{A_2} - (\frac{Q}{A_1}) (\frac{1}{\text{sen} \alpha})]}{2}}_{\substack{\text{Parcela1}}} \quad \text{Eq. (4.11)}$$

Sendo que as parcelas apresentadas na equação (4.10) são os termos de entrada do Somador na mesma figura, ordenadas de cima para baixo.

Após calcular o valor da pressão esttica de entrada do rotor, segue a equação para o cálculo da pressão total na entrada do mesmo, segundo:

$$P_{etotal} = P_e + \rho g z_e + \frac{\rho c_e^2}{2} \quad \text{Eq. (4.12)}$$

Definindo $z_e = 0$, a equação da pressão total de entrada do rotor torna-se:

$$P_{etotal} = P_e + \frac{\rho c_e^2}{2} \quad \text{Eq. (4.13)}$$

Que  o termo utilizado para definir a pressão total na entrada do rotor, definido na porta 5 do super-componente.

O super-componente do rotor  então adicionado ao modelo geral a fim de gerar informações a cerca da pressão total de entrada do rotor, assim como da freqncia, rotação, torque e potência produzida pelo mesmo. Sendo que o torque gerado pelo super-componente é uma variável de entrada para o sub-modelo do eixo do rotor e gerador, modelo este apresentado a seguir.

4.3.1. Eixo do Rotor e Gerador

Após apresentar as equações que regem o super-componente do rotor, é dado continuidade ao trabalho de cálculo do torque devido aos esforços das ps sobre o rotor. Esse torque calculado pela equação (4.7)  enviado ao eixo do rotor

fazendo com que o mesmo gire e assim gere energia elétrica ao sistema. Logo, este subsistema do rotor é apresentado conforme mostra a figura abaixo.

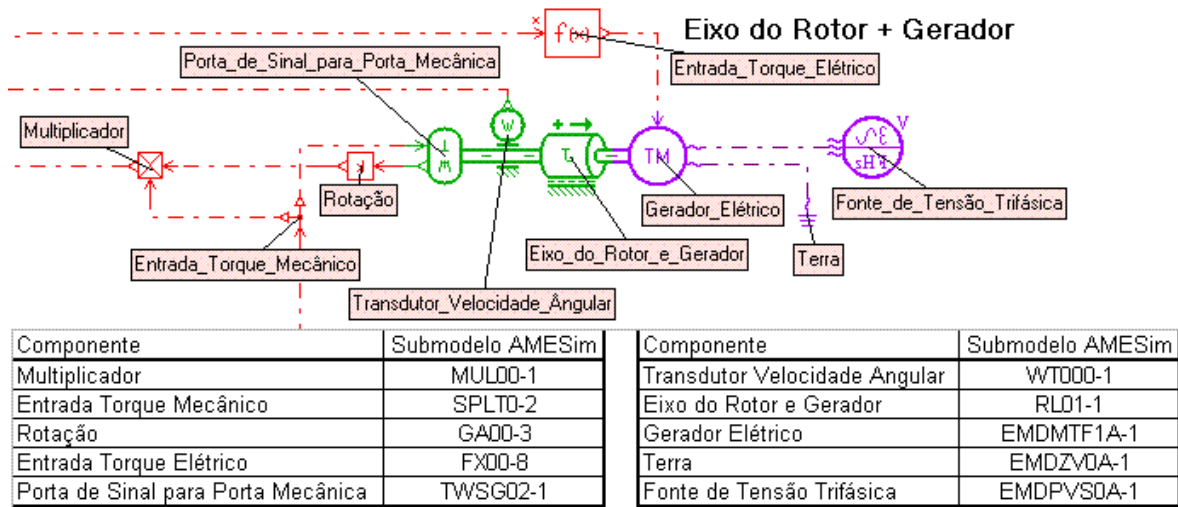


Figura 4.5 – Componentes do conjunto Eixo do Rotor e Gerador

Pode-se notar segundo a Figura 4.4 que o torque do super-componente do rotor que saí através da porta 3 deve agir sobre o eixo do rotor e conseqüentemente do gerador (estes eixos são solidários) para gerar energia. Porém, no modelo do eixo e gerador é necessário converter a porta de sinal em uma porta mecânica permitindo assim a atuação do torque sobre o rotor. Além do torque devido ao escoamento (Entrada de Torque Mecânico), há o torque devido à demanda do sistema geral que a turbina deve suprir (Entrada de Torque Elétrico). Assim, a outra porta do Eixo do Rotor e Gerador é ligada ao componente que representa o Gerador Elétrico da turbina. Este gerador trabalha com uma Fonte de Tensão Trifásica constante e é aterrado (Terra). Além disso, ele necessita de um sinal que represente o torque de demanda do sistema geral (entrada superior do Gerador Elétrico). Assim o modelo do Gerador Elétrico, através de planilhas, especifica a potência elétrica perdida e os torques da demanda mínimo e máximo possíveis neste modelo. Como nos ensaios reais foi fornecida apenas a potência elétrica produzida, utilizou-se ela como base para o cálculo do torque elétrico no gerador, conforme as equações abaixo mostram:

$$T_{elétrico} = \frac{Pot_{elétrica} \cdot K}{V} \quad \text{Eq. (4.14)}$$

Uma vez que:

$$\begin{aligned}
 Pot_{elétrica} &= V.I \\
 T_{elétrico} &= K.I
 \end{aligned}
 \tag{4.15}$$

Sendo:

$T_{elétrico}, Pot_{elétrica} \rightarrow$ Torque e Potência elétrica no Gerador;

$I \rightarrow$ Corrente elétrica no Gerador;

$K \rightarrow$ Constante de proporcionalidade entre o $T_{elétrico}$ e I no Gerador;

$V \rightarrow$ Tensão de trabalho do Gerador.

Uma curva de potência requerida é inserida na entrada equação 4.13, representada por um bloco de função no modelo (Sinal de Torque Elétrico), e este bloco é então ligado à entrada superior do bloco do Gerador Elétrico, alimentando o gerador com o torque elétrico da demanda do sistema geral. Este modelo também possui um Transdutor de Velocidade Angular, que é o responsável pela medição da velocidade do eixo. Tanto a velocidade como a potência aferida no eixo solidário do rotor-gerador são utilizados como dados de entrada para o sistema de controle, que será apresentado na seção 4.5.3.

4.4. Modelo do Distribuidor

Após a descrição da turbina, tem-se a apresentação dos órgãos que controlam a sua potência. O anel distribuidor é o componente mecânico responsável pelo controle da vazão que passa pelo rotor, e assim, da potência gerada pela turbina. Em geral, ele possui o aspecto semelhante ao apresentado abaixo:

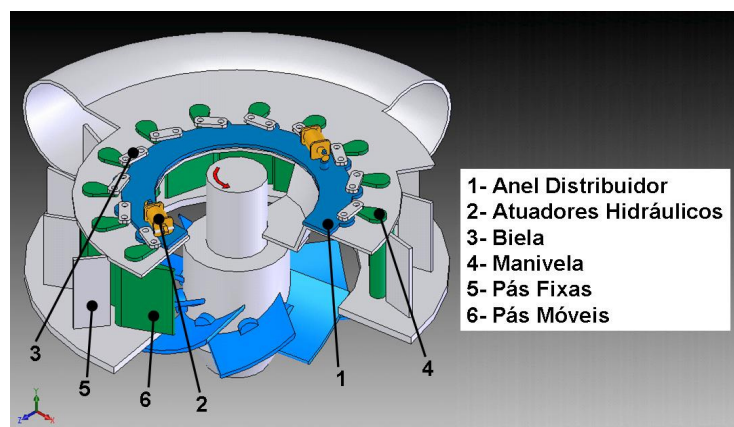


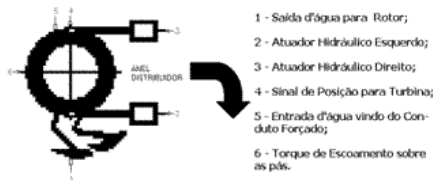
Figura 4.6 – Anel distribuidor de uma turbina do tipo Kaplan – adaptado de (RODRIGUEZ e DE NEGRI, 2004)

O anel de regulação do distribuidor é representado pelo item 1 (parte superior da Figura 4.6), e os atuadores pelo item 2 na mesma figura. Para interligar o anel de regulação ao eixo das pás, há um mecanismo de biela-manivela (representando a haste pelo item 4 e biela pelo item 3 na parte superior da Figura 4.6). Este mecanismo é que permite que o movimento do anel seja transmitido ao eixo das pás. Ainda nesta figura podem-se visualizar além das pás móveis de regulação (item 6), as pás fixas (item 5 representado na parte externa ao anel). Deve-se lembrar que esta é uma das possíveis configurações, e não a única.

Este conjunto de componentes são os responsáveis pelo controle da vazão de água que atinge o rotor da turbina. Contudo, para realizar esta tarefa, o anel distribuidor acaba transmitindo aos atuadores hidráulicos os esforços que agem sobre as suas pás provenientes do escoamento da água pela suas seções. O controle da vazão ocorre pela variação da área formada entre as pás diretrizes (móveis) do mesmo, que podem girar e assim, permitem segundo a ação sobre o anel distribuidor, aumentar ou diminuir a área de passagem de água e conseqüentemente variar potência elétrica conforme a demanda do sistema.

O anel de regulação do distribuidor tem um comportamento muito semelhante ao de uma massa inercial rotativa, colocada sobre um eixo, que sofre a ação de dois torques. O primeiro proveniente da força de escoamento que é transmitido através das pás do anel distribuidor direto ao anel de regulação. O segundo se dá pela atuação dos cilindros hidráulicos, que estão sujeitos à pressão do fluido hidráulico, e atuam sobre o anel de regulação conforme a válvula de controle proporcional reage devido à ação do controlador da malha fechada. A modelagem deste conjunto de componentes é simplificada a princípio. Para atingir o objetivo deste trabalho, foi desenvolvido um modelo construído a partir do conjunto de componentes mecânicos que podiam representar o sistema do anel de regulação do distribuidor.

A Figura 4.7 elucida o resultado deste trabalho, uma vez que, os componentes envolvidos na moldura pertencem ao super-componente chamado anel distribuidor, conforme está caracterizado pelo ícone em preto na parte superior da mesma. Seguindo a estrutura da Figura 4.7, pode-se apresentar como de fato funciona este super-componente.



Componente	Submodelo AMESim
Massa Inercial Rotativa Distribuidor	RLD4-1
Conversor de Movimento Linear em Angular	WTX01-1
Raio	CONS0-7
Porta de Sinal para Porta Mecânica	FVSG02-1
Rigidez da Haste de Ligação Atuador Esquerdo	SPR000A-2
Alavanca de Interligação dos Atuadores	LML002-1
Porta Mecânica para Porta de Sinal	FVSG11-1
Rigidez da Haste de Ligação Atuador Direito	SPR000A-1
Duplicador de Portas Mecânicas	LCON13-1
Posição Anel Distribuidor	DT010-1
Porcentagem para Radianos	FX00-6
Posição Distribuidor para Turbina	SPLT0-12
Abertura do Anel Distribuidor	FX00-5
Distribuidor Hidráulico	VOR00-1

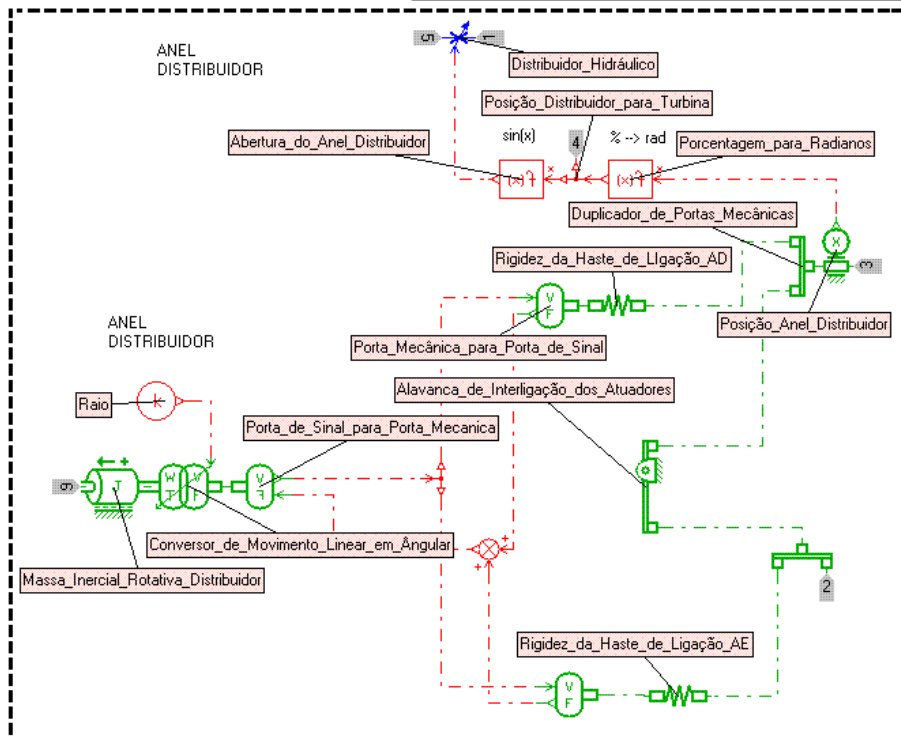


Figura 4.7 – Super-componente do Anel Distribuidor

Analisando a figura a partir da porta esquerda da massa inercial rotativa, observa-se a porta de entrada de um torque que representa os esforços que as pás do sistema recebem do escoamento e transmitem ao anel. Estes esforços serão apresentados no item 4.4.2 deste trabalho, onde o modelo do momento hidráulico experimental foi detalhado. Ligada à porta de entrada há uma inércia rotacional que têm por objetivo caracterizar a soma de todos os elementos inerciais do sistema real (ou seja, pás, mancais, bielas-manivelas, e anel distribuidor). Esforços de atrito estático e viscoso podem ser parametrizados neste componente. Ligado à outra porta da massa há um componente que tem exclusivamente como tarefa fazer a conversão das forças provenientes dos atuadores em um torque agindo sobre a

inércia rotativa, e para isso, é necessária a especificação da distância que representa a interligação de um dos atuadores ao centro do anel.

Após este conversor de força e velocidade linear em torque e velocidade angular, há outro conversor, agora do domínio de sinais para o domínio mecânico. Este último pode transferir tanto para um domínio como para o outro, sendo que o componente é diferenciado apenas pela definição dos parâmetros das suas portas de entrada e saída. Estes conversores de domínio servem para desacoplar as variáveis esforço e fluxo que estão juntas nas portas em que se transfere potência, de forma que estas variáveis sejam manipuladas adequadamente conforme o modelo exige. Logo, pela própria Figura 4.7 pode-se identificar que há um somador que interliga as portas de força dos conversores, e objetiva representar a soma dos esforços dos atuadores que agem sobre o anel. No mesmo trecho também é identificado um duplicador de sinais na porta referente de velocidade dos conversores, e tem por objetivo mostrar que a velocidade com que o anel gira angularmente além de proporcional à velocidade linear, é igual em módulo para os dois atuadores (porém tem sentido oposto, pois os atuadores trabalham assim).

Ligados aos outros dois conversores de domínio há dispositivos representando a rigidez das hastes de alongamento dos braços mecânicos ligados aos atuadores. Em seguida há um duplicador de portas mecânicas de cada lado do anel. Esse duplicador foi inserido, pois era necessário correlacionar no modelo à ligação mecânica entre os atuadores hidráulicos. Com uma aproximação bastante confiável, esta ligação é modelada por um componente que representa uma alavanca de movimento linear, fixa pelo centro e interligada em suas extremidades pelos atuadores. Como este modelo com alavanca exige a definição de um dos atuadores como diretor do movimento do outro, foi selecionado o atuador direito para esta função. Este detalhe construtivo não influencia em nada sobre os resultados da modelagem do sistema.

Além da representação mecânica do distribuidor, o trabalho explorou a representação hidráulica do mesmo, permitindo assim interconectá-lo com o conduto forçado e o rotor. Desta forma, a entrada de água que passa pela caixa espiral e depois pelo distribuidor é simplificada como a entrada de água em um orifício de diâmetro variável. Esta é uma grande aproximação, porém as principais variáveis que importam neste modelo são a pressão e vazão de entrada no distribuidor

(representado pelo orifício), os quais o modelo representa com um nível de aproximação aceitável (erro inferior a 10% em regime, conforme é visto na comparação teórico-experimental).

A área de abertura do distribuidor (tratado como orifício de diâmetro variável no modelo) tem relação com a variação do deslocamento da haste de um dos atuadores hidráulicos que o movimenta. Esta relação é evidenciada através de uma porcentagem que representa tanto o máximo ângulo de abertura como o máximo deslocamento do atuador. Logo, para interligar estes dois mecanismos insere-se um transdutor de posição em um dos lados do anel distribuidor e o seu sinal de saída é transformado em uma porcentagem. Este sinal é convertido em um ângulo (em radianos) que representa o deslocamento angular do anel distribuidor. Este ângulo é inserido em uma função seno, utilizada para representar o comportamento da área de abertura do distribuidor. A variação da área do orifício do modelo é semelhante ao comportamento da variação da área no anel distribuidor do sistema real.

4.4.1. Os esforços nas pás do distribuidor

Até este ponto foram apresentados os componentes que fazem parte do modelo representando o sistema de regulação. Contudo, há de se ressaltar que é necessário expressar uma forma de estimar os esforços de escoamento que agem sobre as pás do anel distribuidor durante o seu funcionamento.

Uma busca pela literatura da área, e através da interação com alguns especialistas permitiu selecionar o livro de VIVIER (1966) como base, já que ele possuía uma formulação simples, mas consistente para representar os esforços.

Os esforços de regulação podem ser representados em função do deslocamento dos atuadores conforme mostra o diagrama da Figura 4.8. Este diagrama expressa que o esforço é essencialmente variável e que pode alterar de sentido durante o seu curso de operação, ou seja, ele não é o mesmo para a abertura e para o fechamento, e a defasagem das duas curvas deve-se aos atritos gerados segundo os sentidos de escoamento a favor e contrário ao movimento das pás. A curva intermediária define o esforço hidráulico. O trabalho exigido ao atuador hidráulico para assegurar a abertura corresponde à área do diagrama acima do eixo horizontal de curso do atuador e o trabalho de fechamento à área abaixo do mesmo eixo. Segundo VIVIER (1966), não é o valor destes trabalhos que intervém no

dimensionamento do atuador, mas sim, o esforço máximo que é expresso no diagrama, representado por uma das ordenadas localizadas em A ou B.

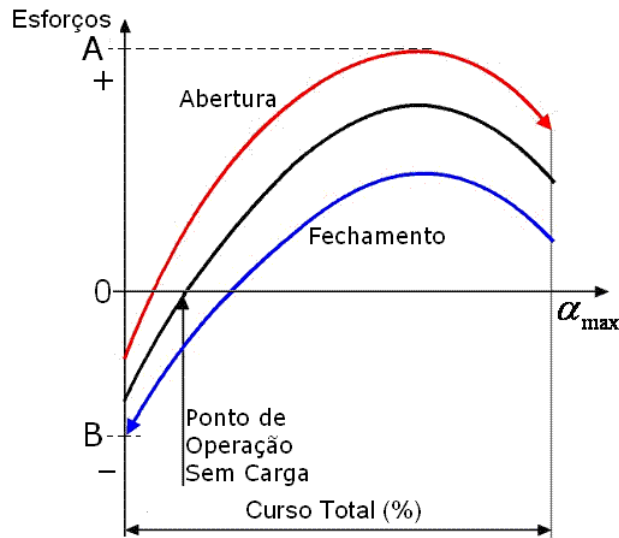


Figura 4.8 – Diagrama de esforços de regulação de uma turbina a reação exercido pelas pelos atuadores do anel distribuidor em função do seu deslocamento – adaptado de VIVIER (1966)

Em VIVIER (1966) também é apresentado uma forma simplificada para se calcular qual a amplitude dos esforços durante a abertura e fechamento do distribuidor. Porém, devido à dificuldade de se estimar a ordem de grandeza de parâmetros pouco conhecidos, decidiu-se por utilizar na modelagem uma curva experimental que represente o esforço da água sobre as pás do anel distribuidor em função da posição do mesmo, seja na abertura como no fechamento.

4.4.2. Modelo do Momento Hidráulico Experimental

Este modelo é simples, e representa o trabalho provocado pelo esforço da água durante o seu escoamento sobre as pás do anel distribuidor. Abaixo segue uma figura esquemática do modelo.

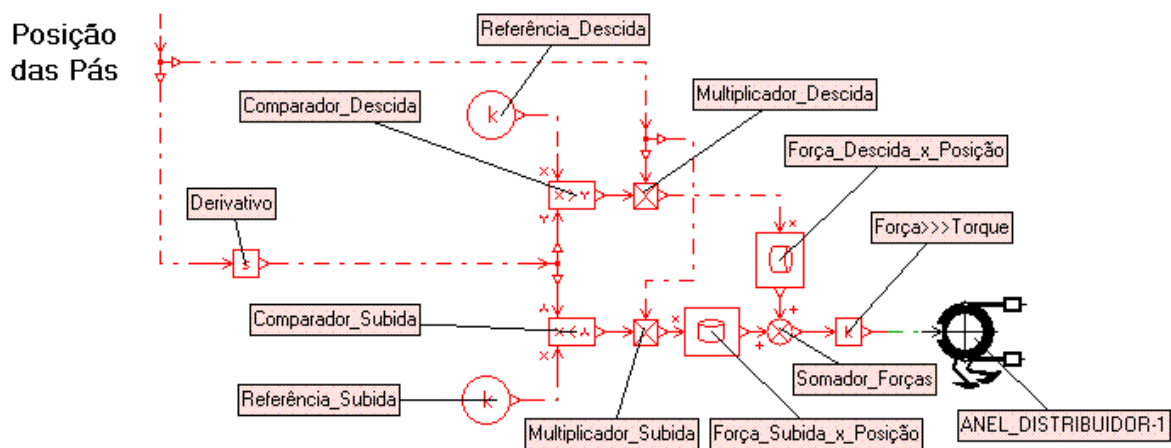


Figura 4.9 – Modelo do Trabalho Hidráulico Experimental

Em função da tendência da posição das pás do distribuidor (saída do derivativo), é realizado um comparativo para averiguar se o movimento é de abertura ou fechamento do anel distribuidor (chamado de subida e descida respectivamente no modelo). O ponto de referência, tanto da descida como de subida é o mesmo e arbitrado como zero. Desta forma, o modelo utiliza a curva correta para cada ação, seja ela de abertura ou fechamento do anel distribuidor, em função da análise dos comparadores. Esta curva é lida através de um arquivo ASCII criado a partir dos ensaios realizados na própria unidade hidráulica de potência. Estas curvas são dos esforços nas pás do anel distribuidor pela posição do mesmo, seja na subida ou descida. Elas estão inseridas nos componentes de Força_Subida_x_Posição e Força_Descida_x_Posição. Após estes componentes existe um somador de forças, que apresenta o esforço real que há sobre as pás. Este esforço é convertido em torque e ligado diretamente ao super-componente do anel distribuidor.

4.5. Modelo do Sistema Regulador de Velocidade

O sistema regulador de velocidade é o responsável pelo controle de potência gerada pela turbina. Em função da demanda do sistema, o sistema regulador da turbina atua sobre a posição das pás do distribuidor controlando a abertura e conseqüentemente a vazão que chega ao rotor, gerando apenas a energia necessária para o consumo.

Entretanto, quando a turbina começa a operar pela primeira vez, a mesma passa por ensaios de campo, conhecidos como período de comissionamento, para atestar suas condições e provar que está apta a gerar energia com qualidade a rede

elétrica de um dado país. Logo, é nesta etapa que o sistema projetado passa pelo seu exame final, onde necessariamente não pode apresentar problemas, já que o sistema opera praticamente com a carga que trabalhará no seu dia-a-dia.

Em virtude disto, a fase de modelagem deste sistema antes da sua fabricação tem por objetivo mostrar aos engenheiros da área, não apenas o sinal de resposta da posição do distribuidor segundo o sistema regulador de velocidade, mas também deseja mostrar como as variáveis de estado do mesmo se comportam, e assim diagnosticar, os possíveis problemas graves, ou prematuros que uma incorreta definição dos parâmetros e / ou erros no projeto da malha de controle pode provocar sobre o sistema.

Nesta etapa, é possível projetar o sistema do regulador de velocidade utilizando uma vasta variedade de componentes. De acordo com as concepções escolhidas, o projetista seleciona as melhores para o início do processo de análise. A usina hidrelétrica de San Francisco, que é utilizada como objeto de estudo neste trabalho, possui um sistema regulador de velocidade já definido, e através da concepção real, será construído um modelo representativo para demonstrar que o processo de modelagem é vantajoso nas fases iniciais de projeto, principalmente quando se deseja avaliar o comportamento do sistema todo diante de perturbações do meio. A modelagem dividirá os componentes em subsistemas para facilitar a compreensão do leitor, conforme é apresentado abaixo:

- Sistema de alimentação óleo-hidráulico;
- Sistema de controle hidráulico (válvulas e atuadores);
- Sistema de controle elétrico (CLP e malha de controle).

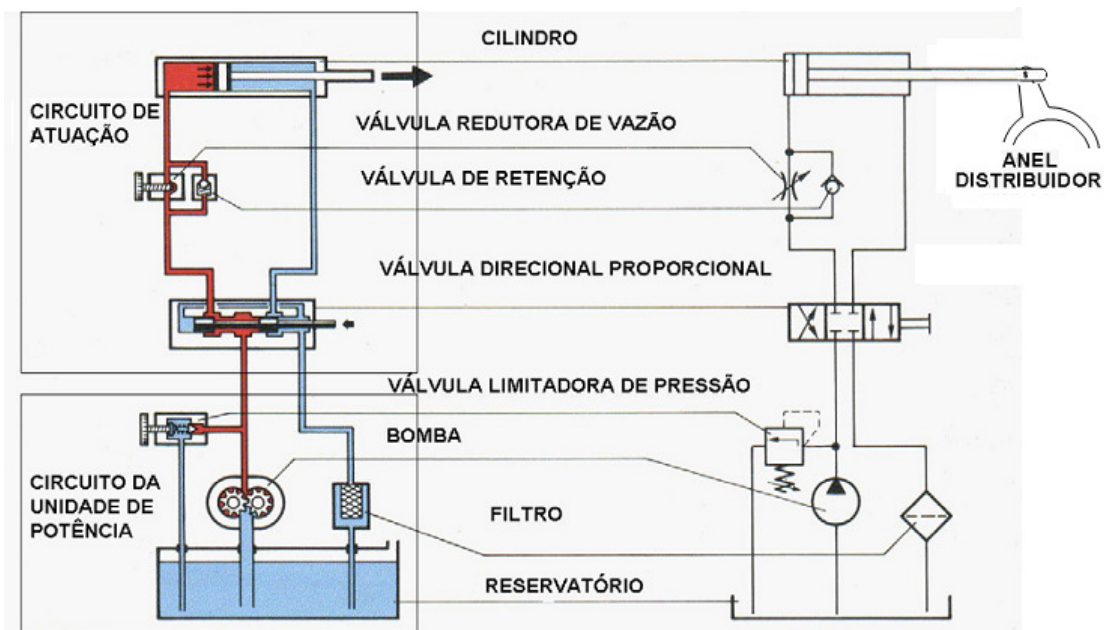


Figura 4.10 – Circuito hidráulico de potência e de atuação - adaptado de (BOSCH, 1989)

A Figura 4.10 expõe de forma mais geral como é composto o sistema regulador, exceto pela malha de controle, não representada. A seguir, será discutido como decorrerá a modelagem dos subsistemas que compõem o sistema regulador de velocidade desta usina.

4.5.1. Sistema de alimentação óleo-hidráulico

Este sistema fornece a energia hidráulica ao sistema de controle hidráulico. Os componentes que fazem parte deste sistema geralmente em uma usina hidrelétrica são: reservatório de óleo hidráulico, filtros para limpeza do óleo hidráulico, bomba hidráulica, motor elétrico, acumulador, válvulas, e tubulação para transporte do fluido entre os componentes. No trabalho de modelagem, os filtros e tubulação proporcionam perda de carga, e conseqüentemente perda de potência hidráulica no sistema, contudo, inicialmente não serão representadas estas perdas de carga, até que se comprove a necessidade da mesma no modelo, já que os valores de perda de carga em alguns trechos são desprezíveis.

Logo, este subsistema é composto a principio apenas da bomba hidráulica e o seu motor elétrico, válvula de alívio, válvula anti-retorno e acumulador, além do controlador da pressão da linha de alimentação, como é mostrado na figura a seguir.

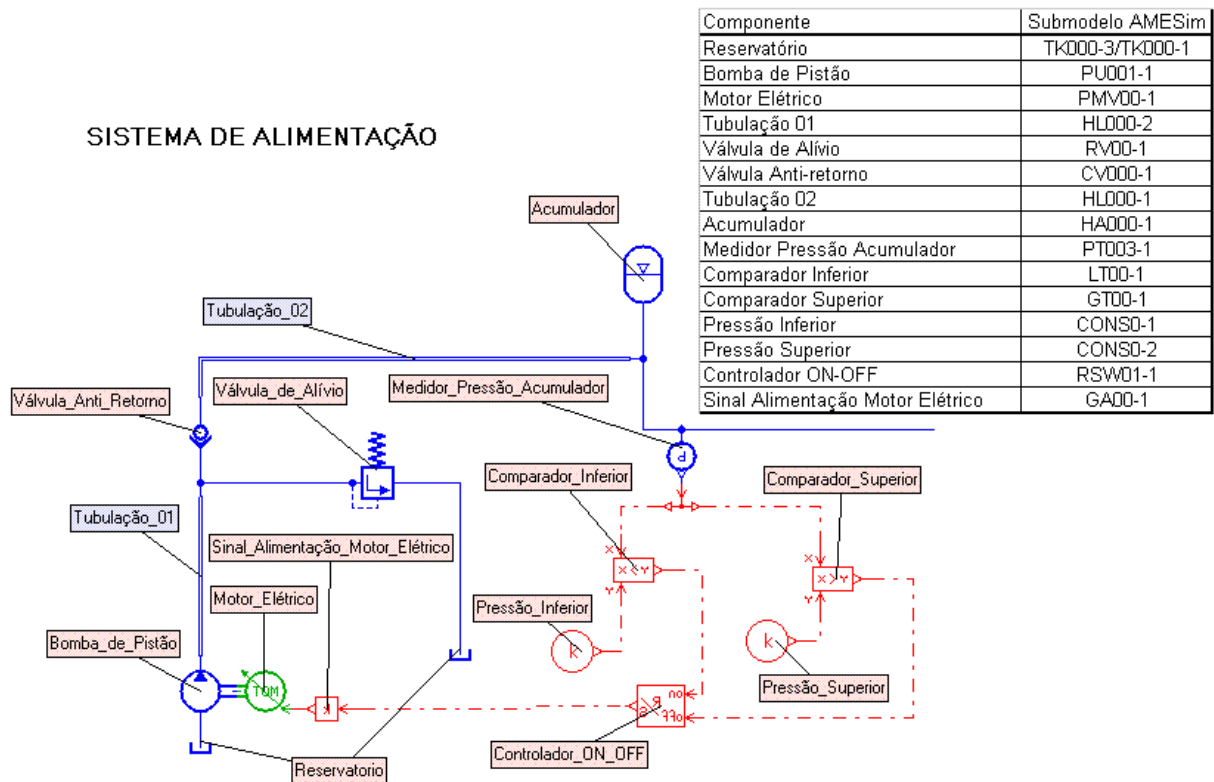


Figura 4.11 – Sistema de Alimentação Óleo Hidráulico

A bomba hidráulica do sistema real é uma bomba de pistão. Contudo, devido a dificuldades de acesso ao manual da mesma, para aquisição dos seus parâmetros, ela foi representada com um modelo de bomba padrão do AMESim. Este tipo de aproximação não gera problemas, uma vez que o objetivo do modelo da bomba é garantir os valores de vazão e pressão especificados no ensaio. Ou seja, o modelo deve acompanhar o comportamento do sistema como um todo, já que este trabalho não possui dentro de seu escopo o intuito de estudar o comportamento da bomba e os seus componentes internos.

Um detalhe deste sistema é o controle de pressão e nível de óleo no acumulador. Sensores inseridos no acumulador têm interligação com a bomba, permitindo que a mesma entre em funcionamento caso a pressão mínima ou o nível de óleo no acumulador fique abaixo do valor pré-determinado e interrompa o funcionamento da mesma, caso a pressão máxima ou o nível de óleo no acumulador fique acima de outro valor pré-determinado. A coordenação destas atividades é realizada pela malha de controle e o CLP do sistema, e representada pelo Controlador_ON_OFF do modelo, conforme mostra a Figura 4.11.

A bomba também possui duas portas hidráulicas, das quais, uma está interligada diretamente ao reservatório do sistema para sua alimentação e a outra porta a uma tubulação para transporte do fluido sob pressão até o acumulador, passando pela válvula de retenção. Nesta mesma tubulação há uma ramificação para a válvula de alívio antes da válvula anti-retorno. A mesma tem a função de não permitir sobre-pressão na linha do sistema, e se abre assim que a pressão da linha sobe acima de um valor pré-definido. A válvula anti-retorno, localizada na linha de ligação da bomba ao acumulador, é utilizada para proteção das bombas contra os golpes de aríete, resultantes da cessação brusca do escoamento, especialmente por falta de energia elétrica. Esse posicionamento é o mais adequado, pois facilita inspeções e consertos eventuais.

O acumulador é um componente de grande relevância neste subsistema, permitindo que o sistema hidráulico adquira uma autonomia, e trabalhe por um período de tempo longo, sem que seja necessária a atuação da bomba hidráulica constantemente (período este válido enquanto a demanda do sistema exige uma pequena amplitude de movimento dos atuadores). O mesmo também permite no caso de uma emergência, chamado “*trip*” da máquina, que os atuadores trabalhem o tempo suficiente para fechar o distribuidor e assim permitir a parada do rotor da turbina sem causar impactos no sistema.

4.5.2. Válvula e atuadores

Além das válvulas citadas acima, há muitas outras válvulas no sistema. Em geral elas podem ser utilizadas para sistemas de intermitência (definindo o caminho e condições de retorno do fluido hidráulico ao reservatório), na entrada e saídas de equipamentos (para manutenção) e no sistema de emergência. A válvula de emergência é a principal válvula do sistema, já que uma falha nela, pode levar a uma catástrofe dentro da hidrelétrica. Contudo, além dela, pode-se afirmar que há outra válvula importantíssima para o funcionamento da malha de controle e conseqüentemente a produção de energia da usina, ela é a válvula de controle proporcional do sistema.

Esta válvula é a responsável pelo controle e direcionamento do fluido hidráulico que alimenta os atuadores e assim, controla o esforço que é gerado pelos mesmos para movimentar o anel distribuidor do sistema. Como acontece em

sistemas de controle de grande capacidade onde a válvula necessita fornecer grandes vazões para suportar a demanda dos atuadores, um solenóide de tamanho normal não é capaz de suportar a força de escoamento gerada pela válvula quando há altas vazões passando por ela, assim como o custo de um solenóide muito grande se torna inviável. Para superar este problema, as válvulas de dimensões maiores começaram a ser fabricadas com duplo, ou até mesmo, triplo estágio, e assim, há um acoplamento de válvulas dentro do sistema (MERRITT, 1967). A válvula de acionamento, ou de forma mais genérica, o sistema de acionamento é interligado diretamente a outra válvula (distribuidora) no mesmo bloco, porém esta última de porte maior, que se torna responsável pelo escoamento. No sistema abordado como exemplo é utilizada uma válvula de controle proporcional com eletrônica embarcada conforme é mostrado na Figura 4.12. Esta válvula funciona da seguinte forma:

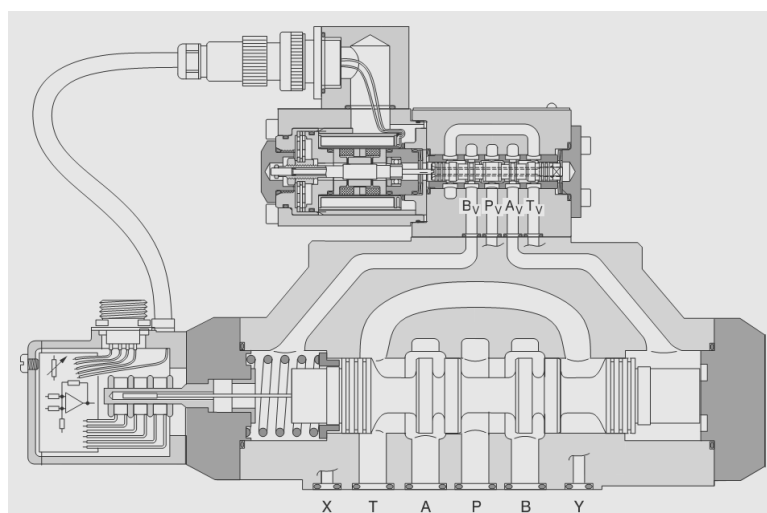


Figura 4.12 – Esquema representando o interior da válvula de duplo estágio com controle de posição utilizada na hidrelétrica de San Francisco – Válvula MOOG D684

Um sinal elétrico (tensão ou corrente) da malha de controle é enviado ao servo-solenóide e o mesmo transforma este sinal em uma força magnética que posiciona o carretel do primeiro estágio ao qual está acoplado no local desejado. Esta posição propicia vazão pelo primeiro estágio da válvula. A vazão preenche uma câmara de volume variável e que trabalha como um êmbolo, sendo que uma das paredes deste êmbolo faz parte de uma das extremidades do carretel do segundo estágio. Esta câmara se pressuriza e acaba gerando uma força que age sobre uma

das laterais do carretel do segundo estágio posicionando-o no local desejado. Esta posição de abertura do carretel do segundo estágio da válvula é o responsável pela passagem da vazão desejada para os atuadores. Maiores detalhes a respeito de servo-válvulas e controle proporcional estão em LINSINGEN (2003).

Não é interesse deste modelo se aprofundar sobre a forma de funcionamento interno da válvula, já que essa seria uma função específica para o projeto e fabricação da mesma. Logo, o intuito é verificar o papel da válvula no sistema e conseqüentemente a influência que exerce sobre ele. Sendo assim, decidiu-se por utilizar no modelo uma válvula de quatro vias, três posições com centro fechado, controle proporcional e centragem por mola para representar a válvula de controle proporcional apresentada na Figura 4.12. Maiores detalhes a respeito da válvula utilizada no modelo (conforme mostra a Figura 4.13) podem ser encontrados em LINSINGEN (2003) e MERRITT (1967).

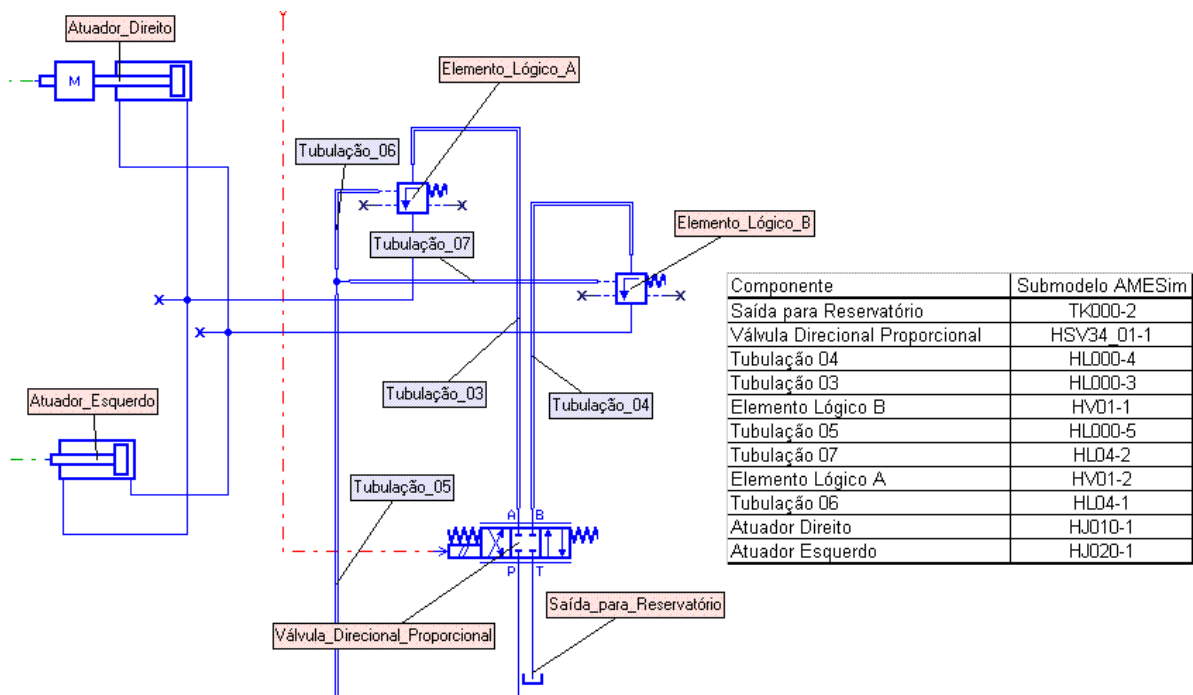


Figura 4.13 – Sistema de atuação (modelo construído no AMESim)

A válvula de controle proporcional da planta de San Francisco trabalha com o auxílio de válvulas cartuchos, também conhecidas como elementos lógicos de bloqueio proporcional, e têm como característica auxiliar no controle de pressão e vazão do sistema. A sua forma de funcionamento pode ser encontrada na literatura, como em LINSINGEN (2003). Nesta planta em especial é utilizado dois pares de

válvulas cartuchos, um deles para auxiliar o controle das altas vazões escoando durante o funcionamento normal do sistema e o outro é acionado automaticamente quando o sistema entra no estado de emergência. Nesta situação, o sistema segue uma lei de fechamento em que, 65% do curso de fechamento é percorrido na primeira manobra que dura 5 segundos e os 35% restantes são percorridos na segunda manobra em 30 segundos. Este procedimento tem por objetivo evitar o fenômeno de sobre-velocidade do rotor da turbina em caso de rejeição de carga, e também do fenômeno de golpe de aríete no conduto forçado devido ao rápido fechamento do distribuidor. Na Figura 4.13 apenas um dos pares de elementos lógicos é representado, já que eles trabalham de forma exclusiva, e as simulações do sistema normal e de emergência são realizadas em separado, alterando então, os parâmetros dos modelos de elemento lógico e incluindo a ligação de um destes ao sistema que rege a segunda lei de manobra durante o fechamento do distribuidor no estado de emergência.

A válvula de controle proporcional atua sobre dois cilindros hidráulicos que estão ligados ao anel distribuidor da turbina (Atuador_Direto e Atuador_Esquerdo expostos na Figura 4.13). Estes atuadores com hastes diferenciais foram instalados um em cada lado do anel, e as suas câmaras de acionamento estão interligadas de forma invertida, ou seja, enquanto uma câmara acionada é a que possui haste num cilindro, a do outro é a que não possui. Assim, o tempo para abertura e fechamento do sistema não depende da geometria do mesmo, conforme mostra a Figura 4.14.

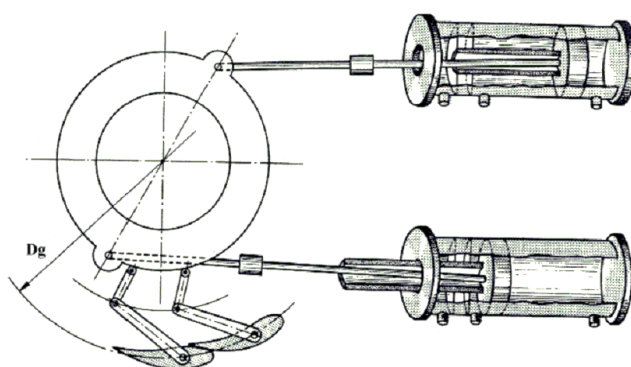


Figura 4.14 – Sistema de atuação dos cilindros hidráulicos diferenciais dispostos em paralelo sobre o anel distribuidor (vista superior do anel) (MATAIX, 1975)

No modelo (Figura 4.13), o cilindro hidráulico utilizado em um dos lados é representado com uma massa ligada a sua haste. Essa massa compreende a massa

total sendo movida pelo atuador. Por questões de compatibilidade das portas que fazem a ligação dos componentes no modelo (entre os atuadores hidráulicos e o anel distribuidor) a única configuração capaz de resolver os problemas de causalidade nesta situação é utilizando um cilindro com massa acoplada em um dos lados do anel e sem a mesma no outro lado. Isso decorre, pois o modelo durante a simulação define como condições de contorno do problema um dos atuadores como mestre (primário) e o outro como escravo (secundário) já que há, além da ligação hidráulica, uma ligação mecânica entre os atuadores através do anel de regulação do distribuidor. As portas hidráulicas de cada cilindro hidráulico comunicam-se com a válvula de controle proporcional através de uma tubulação, e a porta mecânica do mesmo é ligada ao anel distribuidor, transferindo força ao mesmo, conforme explicado anteriormente na descrição do anel distribuidor.

A tubulação de ligação da válvula de controle proporcional até os elementos lógicos e dos elementos lógicos até os atuadores neste caso deve ser representada no modelo (Tubulação 03, 04, 06 e 07 da Figura 4.13), já que os tubos possuem longo comprimento e pequeno diâmetro, e assim, acrescentam características importantes no sistema, como inércia, massa aparente e até mesmo compressibilidade do fluido ou da tubulação. Já a tubulação 05 representa a linha de piloto dos elementos lógicos A e B do sistema, esta linha é responsável pelo controle de abertura, e conseqüentemente de vazão da válvula direcional proporcional.

Após apresentar todos os subsistemas mecânicos e hidráulicos, segue a apresentação da central controladora dos dispositivos apresentados.

4.5.3. Sistema de Controle (CLP)

Todos os componentes que exercem alguma função dentro do sistema do regulador de velocidades estão direta ou indiretamente ligados à malha de controle e ao CLP, o qual é o responsável pelo monitoramento, funcionamento e controle do sistema regulador de velocidade. Permitindo assim, controlar a potência gerada pela turbina, segundo o ângulo de abertura do anel distribuidor. Esse ângulo é medido segundo um transdutor de posição linear colocado em uma haste de um dos atuadores hidráulicos. O seu sinal é então tratado pelo CLP e transformado em uma porcentagem, o que permite relacioná-lo diretamente com o ângulo de abertura do

anel distribuidor e a potência gerada pela turbina. Abaixo é apresentado um diagrama de blocos típicos do controlador utilizado:

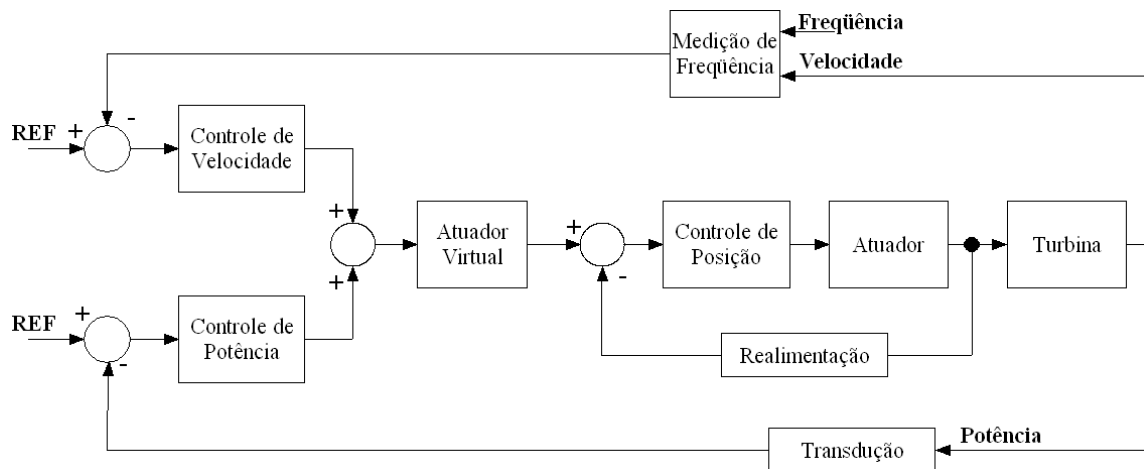


Figura 4.15 – Diagrama de Blocos de um Regulador de Velocidade

O diagrama apresentado acima controla não só a velocidade angular do rotor da turbina (e conseqüentemente a sua freqüência) como também controla a potência gerada pela turbina, comparando com um sinal de referência da demanda do sistema, e ainda compara a posição do anel distribuidor, com um gráfico que correlaciona à potência gerada pela turbina com a posição do distribuidor. Assim, ao passar através dos blocos do diagrama, o sinal é tratado, corrigido e então enviado a válvula distribuidora, responsável pela abertura do anel distribuidor. A seguir é exposta uma elucidação a respeito do diagrama construído no AMESim para representar o controlador utilizado nos ensaios de campo. Neste caso, o CLP que é utilizado pelo regulador de velocidade RVX-300 da REIVAX Automação e Controle.

O Controlador CLP do RVX-300, abaixo representado, recebe os sinais de potência da demanda do sistema e da turbina e através de fatores de potência, os convertem em sinais padrão do controlador. Estes sinais passam por funções transferências de primeira ordem e então são comparados. O seu resultado passa através do bloco de Estatismo Permanente (detalhes a respeito do termo estatismo são encontrados no capítulo 3 desta dissertação) para ser somado então aos outros sinais. Somado a este resultado há o sinal de posição, que utiliza do sinal de potência da demanda para ramificar um sinal de entrada para uma planilha que representa a posição adequada do anel distribuidor em função da sua potência. Assim este sinal de posição da demanda é comparado com o sinal de posição do

atuador, medido através de um transdutor de posição colocado na haste de um dos atuadores hidráulicos. O resultado da comparação passa por um bloco de Estatismo transitório e é então somado ao anterior. Além de comparar a posição do distribuidor e potência da turbina, são comparados também os sinais de frequência (ou rotação) da turbina com a do sistema elétrico geral. Assim é possível controlar a rotação da turbina, mantendo dentro de valores aceitáveis. Este sinal passa por uma função transferência específica e é somado aos demais sinais do controlador. A soma destes três sinais tratados alimenta um controlador do tipo PID. O seu resultado passa por um limitador de sinal, que controla a saída do controlador. Por fim o sinal é multiplicado por um ganho, referente ao ganho da válvula distribuidora.

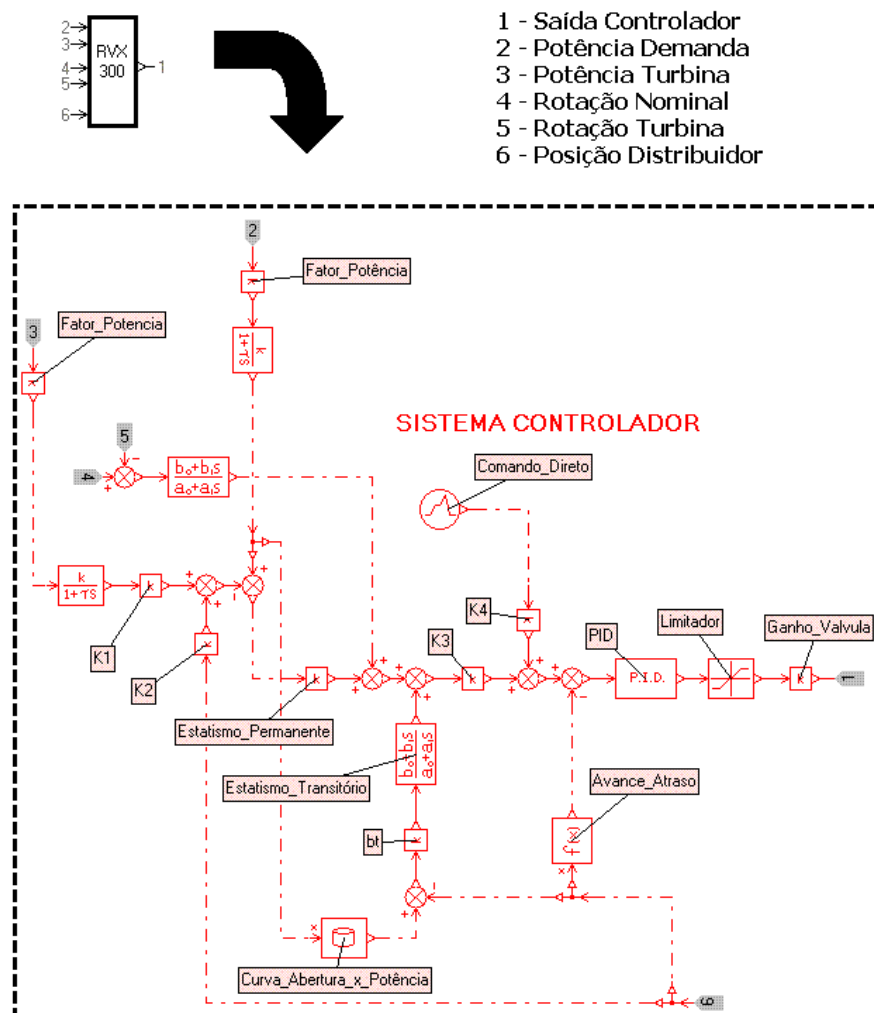


Figura 4.16 – Super-componente RVX-300, controlador de malha fechada

Além dos componentes citados, há ainda dois blocos importantes neste controlador, que são responsáveis pelo comando direto do anel distribuidor quando

se deseja operar em modo manual. Sinal de comando direto, e bloco de Avanço e Atraso. Estes blocos são desligados do controlador nos ensaios deste trabalho, mas nada impede que o projetista os utilize para representar outras situações com o modelo. Para habilitar o controle em malha aberta (comando direto) é necessário habilitar as constantes K2 e K4 (K2 e K4 igual a 1, e K1 e K3 igual a 0). No caso do controle em malha fechada (sistema síncrono), as constantes K1 e K3 são habilitadas (K2 e K4 igual a 0, e K1 e K3 igual a 1).

Os parâmetros deste controlador não serão expostos neste trabalho, por se tratar de informações restritas da empresa. Mas é garantido que o controlador é fielmente reproduzido em seus componentes e parâmetros, exceto pelo uso dos filtros na saída da função transferência da frequência da turbina. Decidiu-se por não utilizar filtros no modelo, uma vez que o sinal medido em campo sofre ação de outros equipamentos que estão interligados a rede elétrica da usina, problema este inexistente neste modelo.

Depois de apresentar todos os subsistemas abordados pelo modelo geral, este trabalho apresenta o modelo completo e a tabela com todas as suas variáveis de estado.

4.6. Modelo Geral e Variáveis de Estado

Ao apresentar todos os subsistemas que fazem parte do trabalho, detalhando os modelos de componentes que foram utilizados para este trabalho com suas hipóteses simplificativas, ficou a lacuna a respeito da interconexão dos mesmos para que o sistema completo funcione. Mesmo com o esboço do diagrama da Figura 4.1, não fica claro a forma de interligação dos componentes e subsistemas do modelo geral.

Assim a Figura 4.17 apresenta além da interligação dos componentes, os parâmetros externos retirados do comissionamento (enumerados na figura). O primeiro parâmetro externo que alimenta o modelo é a potência elétrica produzida pela turbina, e que foi exposto no item 4.3.1. O segundo parâmetro é a frequência de rotação do rotor, que na verdade é a mesma frequência de funcionamento do sistema elétrico do Equador (60 Hz). O terceiro parâmetro é a posição das pás do distribuidor durante os ensaios de comissionamento, que por sua vez, através da explanação do item 4.4.2 expõe a magnitude do torque sobre o anel distribuidor.

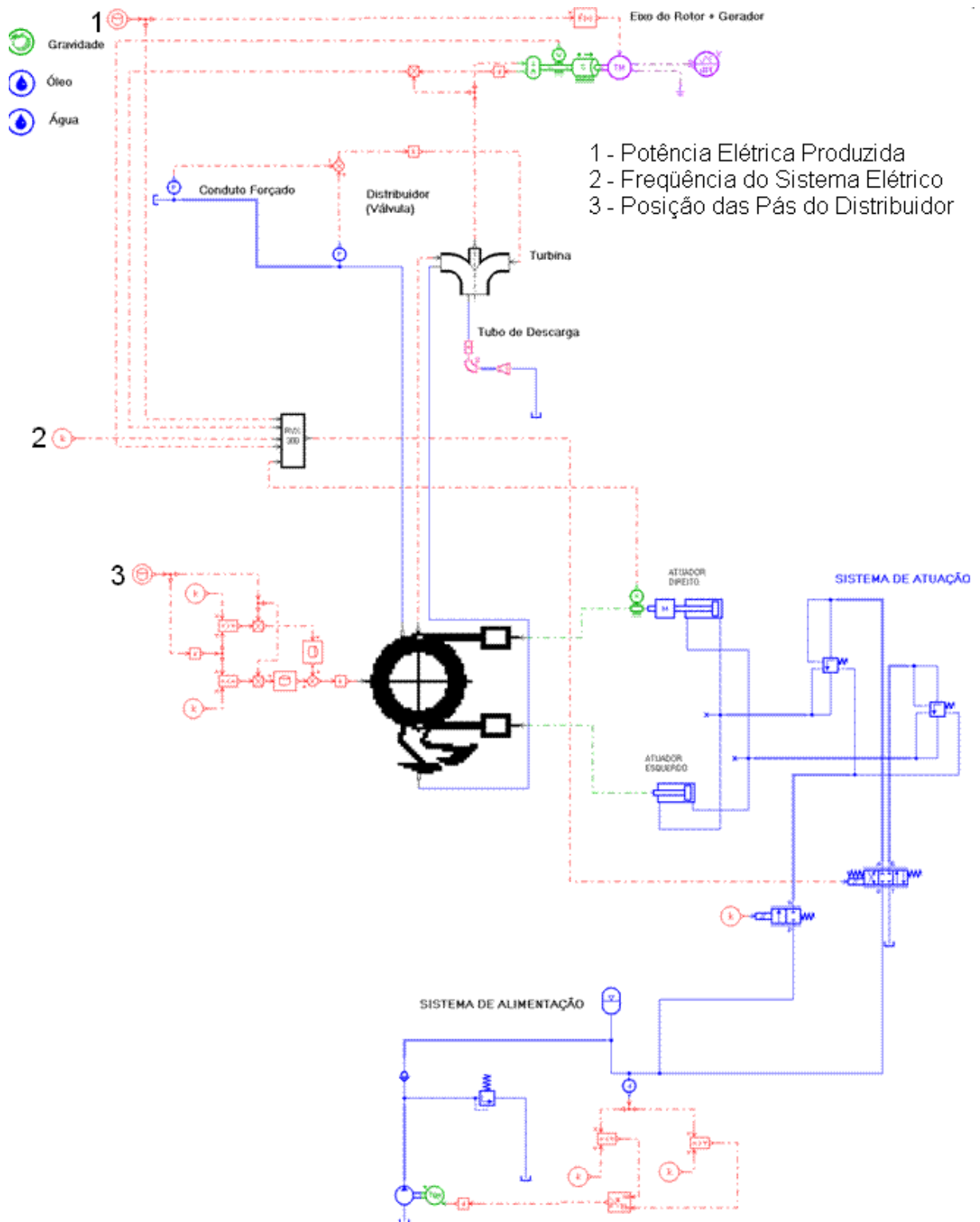


Figura 4.17 – Modelo Completo da Turbina e Regulador de Velocidade (representado no AMESim)

Uma vez apresentado o modelo geral do sistema, é possível obter a quantidade de variáveis de estado que o modelo utiliza para desenvolver as suas

simulações. Este número é definido não só pelos números de componentes utilizados, mas também pelo tipo de modelo de componente que foi inserido no trabalho. Na Figura 4.18 são listados o número e nome das variáveis de estado:

State Count file: SanFrancisco

Summary of which state variables controlled the integration step size:

State No	Controlled	Submodel	Variable	Unit
1	0	Acumulador	gas pressure	bar
2	0	Atuador_Direito	rod velocity	m/s
3	0	Atuador_Direito	rod displacement	m
4	0	Atuador_Direito	internal hydraulic pressure port 1 end	bar
5	0	Atuador_Direito	internal hydraulic pressure port 2 end	bar
6	0	Válvula_Direcional_Proporcional	fractional spool position	
7	0	Válvula_Direcional_Proporcional	fractional spool velocity	1/s
8	0	Tubulação_01	pressure at port 1	bar
9	0	Tubulação_02	pressure at port 1	bar
10	0	Atuador_Esquerdo	pressure at port 1	bar
11	0	Atuador_Esquerdo	pressure at port 2	bar
12	0	Tubulação_07	flow rate at port 2	L/min
13	0	Tubulação_06	flow rate at port 2	L/min
14	0	Tubulação_03	pressure at port 1	bar
15	0	Tubulação_07	pressure at port 1	bar
16	0	Tubulação_04	pressure at port 1	bar
17	0	Tubulação_06	pressure at port 1	bar
18	0	Tubulação_05	pressure at port 1	bar
19	0	Valvula_Emergencial	normalized spool displacement	
20	0	Valvula_Emergencial	spool velocity	1/s
21	0	HL04-3	flow rate at port 2	L/min
22	83496	EMDMTF1A-1	motor torque at port 1	Nm
23	0	Eixo_do_Rotor	shaft speed port 2	rev/min
24	1	Tubo_Principal_Descarga	total pressure	bar
25	2	Tubulação_Auxiliar_Descarga	pressure at port 1	bar
26	0	DIF1-1	dummy state variable	1/s
27	0	RL04-1	shaft speed at port 2	rev/min
28	0	RL04-1	shaft angle at port 2	degree
29	0	FVSG11-1	output displacement at port 3	m
30	0	FVSG11-2	output displacement at port 3	m
31	0	TF011-1	dummy state variable	
32	0	LAG1-1	output from first order lag	
33	0	LAG1-2	output from first order lag	
34	0	TF011-2	dummy state variable	
35	0	PID000-1	dummy state variable for estimating derivative part	1/s
36	0	PID000-1	state variable for integral part	1/s
37	0	HL04-3	pressure at port 1	bar
38	6055	LCON13-1	force at port 3	N
39	0	PQSG4-1	flow rate signal output at port 1 in m ³ /s	
40	12377	VOR00-1	flow rate at port 2	L/min

Time: 8.2 s

Automatic update

Figura 4.18 – Lista de Variáveis de Estado do Modelo Completo

O número de variáveis de estado utilizadas em cada modelo de componente varia conforme a definição do seu equacionamento físico-matemático. Por isso, alguns componentes apresentam quatro variáveis de estado e outros nenhuma.

Neste trabalho foram utilizadas 40 variáveis de estado. Este número reflete o grau de complexidade do modelo, que neste caso é considerado alto.

O próximo item apresenta os principais parâmetros utilizados nos modelos, especificando quais deles foram obtidos através dos dados de projeto da turbina e quais foram estimados durante a construção do modelo para este trabalho.

4.7. Principais Parâmetros Utilizados no Modelo

Nesta seção são apresentados apenas os parâmetros dos componentes mais importantes ao modelo. Além disso, há comentários sobre quais parâmetros foram obtidos do projeto e quais são estimados através do modelo. Além dos estimados e de projeto, há os parâmetros default do AMESim. Estes parâmetros muitas vezes são pouco precisos, mas são mantidos default, para permitir que seja possível executar a simulação. Em modelos de grande porte, como o apresentado neste trabalho, nem todos os parâmetros são conhecidos. Desta forma, os parâmetros desconhecidos que fazem parte dos modelos pouco solicitados pela simulação do AMESim são mantidos default. Já os parâmetros desconhecidos, mas que tem papel importante sobre os resultados do modelo são então estimados e depois comparados com os resultados do ensaio real. Conforme estes resultados se aproximam, maior a certeza sobre o valor do parâmetro desconhecido.

Este trabalho segue com a exposição dos parâmetros dos subsistemas, seguindo a ordem apresentada neste capítulo.

4.7.1. Fluidos

Os Fluidos hidráulicos utilizados no modelo exigem alguns parâmetros de entrada para que seja possível realizar os cálculos das equações dos modelos.

Os parâmetros da água e do óleo hidráulico foram retirados de tabelas a respeito de suas propriedades. Tanto a temperatura de trabalho e conseqüentemente, as propriedades dos fluidos variam durante a operação do sistema, porém como não foi monitorada a amplitude de variação dos mesmos durante os testes, pode-se valer dos valores constantes utilizados para suprir os

parâmetros dos modelos. Abaixo segue a lista com os principais parâmetros dos fluidos utilizados no trabalho:

Tabela 4.1 – Parâmetros dos Fluidos do Modelo

Componente:		Água	Componente:		Óleo	
Sub-Modelo:		FP04-2	Sub-Modelo:		FP04-1	
Função:		Indexa as propriedades do fluido	Função:		Indexa as propriedades do fluido	
Parâmetros	Default	Valor	Parâmetros	Default	Valor	
	Tipo de Propriedade do Fluido	Elementar		Tipo de Propriedade do Fluido	Elementar	
	Bulk Modulus	21500 bar		Bulk Modulus	17000 bar	
	Viscosidade absoluta	51 cP		Viscosidade absoluta do ar/gás	0,02 cP	
	Viscosidade absoluta do ar/gás	0,02 cP		Pressão de Saturação	0 bar	
	Pressão de Saturação	0 bar		Conteúdo de ar/gás	0,10%	
	Conteúdo de ar/gás	0,10%		Temperatura	27 °C	
	Índice politrópico para gases	1,4		Índice politrópico para gases	1,4	
	Estimados	Valor		Estimados	Valor	
	Temperatura	25 °C		viscosidade absoluta	38,4 cP	
	De Projeto	Valor		De Projeto	Valor	
	Índice do fluido hidráulico	0		índice do fluido hidráulico	1	
	Nome do fluido	água		Nome do fluido	ISO VG 46	
	Densidade	997 kg/m ³		densidade	879 kg/m ³	

O parâmetro Índice do fluido hidráulico apresentado acima nada mais é um artifício utilizado pelo simulador para reconhecer qual fluido está circulando por determinada parte do circuito. Ele é muito útil nos casos em que se trabalha com mais de um fluido dentro do modelo, o qual se adequa ao sistema utilizado nesta dissertação.

4.7.2. Conduto Forçado

Os parâmetros do Conduto Forçado não foram colhidos durante as etapas de testes do sistema. Desta forma, em virtude da altura de projeto, e de dados de ensaios de golpe de aríete, foi possível realizar uma estimativa dos valores dos seus principais parâmetros. Mesmo utilizando-se de estimativas, pode-se perceber conforme apresenta o próximo capítulo, que o modelo apresenta comportamentos semelhantes ao do sistema real. Abaixo é apresentada uma tabela com os parâmetros do Conduto e do Reservatório.

Tabela 4.2 – Parâmetros do Conduto Forçado e Reservatório de Água

Parâmetros	Componente:	Conduto Forçado	Componente:	Reservatório de Água
	Sub-Modelo:	HL04-3	Sub-Modelo:	TK000-4
	Função:	Equação da onda simplificada para tubos e mangueiras	Função:	Fonte de Pressão do Sistema (Constante)
	Default	Valor	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Módulo de Young para o material	2,06E+06	Pressão do tanque	0,77 bar
	Estimados	Valor		
	Temperatura	25 °C		
	Diametro da tubulação	4570 mm		
	Comprimento da tubulação	850 m		
	Rugosidade relativa	0,3		
Ângulo de inclinação	15 °			
Parede da tubulação	54 mm			

Deve-se lembrar que no caso do reservatório, o modelo do componente possui apenas uma variável externa, que na verdade auxilia o modelo do conduto a simular os parâmetros em função desta variável de entrada.

4.7.3. Duto de Descarga

O mesmo acontece com o duto de descarga, o qual não teve seus dados colhidos durante os testes e assim, foi parametrizado em função de estimativas sobre o sistema real e as simulações.

Tabela 4.3 – Parâmetros do Duto de Descarga

Parâmetros	Componente:	Tubo Principal Descarga	Componente:	Difusor Descarga
	Sub-Modelo:	HRL00-1	Sub-Modelo:	HR236-1
	Função:	Equação de parâmetros concentrados representando o escoamento em tubulação	Função:	Equações que representam as perdas de pressão em tubos em expansão ou contração
	Default	Valor	Default	Valor
	Comprimento	1 m	Número de Reynolds crítico	1,00E+03
Estimados	Valor	Histerese	1,00E-09 bar	
Diametro da tubulação	2300 mm	Estimados	Valor	
		Diametro na porta 2 (Entrada)	2300 mm	
		Diametro na porta 1 (Saída)	3700 mm	
		Comprimento	2300 mm	

Parâmetros	Componente:	Curva Tubo de Descarga	Componente:	Canal de Saída
	Sub-Modelo:	HR23E-1	Sub-Modelo:	TK000-5
	Função:	Equações que representam as perdas de pressão em curvas de tubulação	Função:	Fonte de Pressão do Sistema (Constante)
	Default	Valor	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Número de Reynolds crítico	1,00E+03	Pressão do tanque	0,75 bar
Estimados	Valor			
Diametro da tubulação	2300 mm			
Raio de Curvatura	3450 mm			

Este modelo com parâmetros estimados permitiu simular a curva estática do duto de descarga com bom nível de aproximação, quando comparada aos resultados dos testes de campo. Contudo, os parâmetros dos componentes deste

subsistema devem ser mais precisamente definidos, para melhorar o nível de confiabilidade do modelo.

4.7.4. Rotor

Como comentando anteriormente, o rotor é super-componente construído com a biblioteca de sinais do AMESim. Desta forma, a parametrização do modelo utilizou de parâmetros globais, facilitando a identificação dos mesmos nos sistemas de equações utilizados.

Tabela 4.4 – Parâmetros do Super-componente Rotor

Componente:		Super-Componente Rotor da Turbina	
Sub-Modelo:		Turbina	
Função:		Equações que representam o funcionamento de uma turbina	
Parâmetros	Default	Especificação	Valor
	rho	Massa específica	996 kg/m ³
	g	Aceleração da gravidade	9,80665 m/s ²
	Estimados	Especificação	Valor
	br	Altura do rotor	0,15 m
	D1	Diametro da entrada do rotor	2,45 m
	D2	Diametro da saída do rotor	2,30 m
	A1	Área de entrada do rotor	$\pi * D1 * br$
	A2	Área de saída do rotor	$(\pi/4) * D2^2$
	Ngeral	Curva de rendimento de turbina Francis normal	Tabela ASCII
	De Projeto	Especificação	Valor
	Dt	Diametro entre os eixos das pás	3,334 m
	H	Altura de Projeto	213 m

Apenas 4 parâmetros foram estimados, e são referentes à forma geométrica do super-componente rotor. Para estimativa destes parâmetros foram utilizados tabelas de livros (MATAIX, 1975) e dados do desenho do anel distribuidor, que foi fornecido pela empresa parceira deste trabalho.

4.7.5. Eixo Rotor e Gerador

Um dos principais componentes é o eixo do rotor gerador. Desta forma, utilizou-se de simulações *batch*, em que se definem vários valores para o mesmo parâmetro, e a cada simulação este valor do parâmetro é alterado, a fim de encontrar o valor mais coerente do parâmetro. Isto apenas foi possível/válido porque se conhecia de antemão curvas/comportamentos que puderam ser tomados como base.

Tabela 4.5 – Parâmetros do Eixo Rotor e Gerador

Componente:		Fonte de Tensão Trifásica
Sub-Modelo:		EMDPVS0A-1
Função:		Fonte de alimentação trifásica do Gerador
Parâmetros de Projeto		Valor
Tensão		13800 V
Frequencia		60 Hz
Componente:		Eixo do Rotor e Gerador
Sub-Modelo:		RL01-1
Função:		Representa a Inercia do Gerador e Rotor da Turbina
Parâmetros	Default	Valor
	Atrito de Coulomb	0 Nm
	Atrito Estático	0 Nm
	Estimados	Valor
	Coefficiente de Atrito Viscoso	400 Nm (rev/min)
	De Projeto	Valor
	Momento de Inércia	2,64E+06 kgm ²
	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Velocidade do eixo na porta 2	327,27 rpm
	Componente:	
Sub-Modelo:		EMDMTF1A-1
Função:		Representação no dominio linear de um motor ou gerador elétrico funcionando em modo estático
Parâmetros	Default	Valor
	Manipulação de descontinuidades	inativo
	Tratamento de dados fora das curvas do modelo	valores extremos
	Estimados	Valor
	Constante de tempo que determina o torque	0,001 s
	Torque máximo	(Tabela ASCII)
	Torque mínimo	(Tabela ASCII)
	Potência perdida	(Tabela ASCII)

Este procedimento foi utilizado para a estimativa do coeficiente de atrito viscoso do rotor. Este parâmetro tem uma função importantíssima quando se deseja representar fenômeno de sobre-velocidade no rotor, e por isso foi dada atenção especial a sua parametrização.

O torque de entrada no componente Gerador Elétrico é calculado em função de uma equação linear que possui como entrada a Potência Elétrica Produzida pela Turbina. Este dado foi aferido nos testes de campo, e permitiu produzir uma estimativa dos valores de torque necessários ao gerador, para que o conjunto rotor-gerador do modelo da turbina produza a potência exigida pelo sistema real, sem que a rotação deste conjunto trabalhe fora da faixa aferida nos ensaios.

4.7.6. Anel Distribuidor

Neste componente, os seus parâmetros geométricos são facilmente aferidos. Entretanto, dentre os parâmetros que o modelo utiliza, apenas a distância entre a haste do atuador até o centro do anel distribuidor e a vazão do mesmo em abertura máxima é que foram inseridos no modelo. Os parâmetros que tratam do atrito, momento de inércia e rigidez da haste do anel distribuidor foram estimados de forma que o conjunto mecânico do sistema tivesse um comportamento semelhante ao do sistema real.

Tabela 4.6 – Parâmetros do Anel Distribuidor

Parâmetros	Super-Componente:	Super-Componente Anel Distribuidor
	Sub-Modelo:	DISTRIBUIDOR_GRANDE-1
	Função:	Equações que representam o comportamento hidráulico e mecânico do anel distribuidor
	Componente:	Inércia Rotacional Distribuidor
	Sub-Modelo:	RL04-1
	Função:	Representa a Inercia do Anel Distribuidor e os componentes móveis conectados a ele
	Estimados	Valor
	Atrito de Coulomb	10000 Nm
	Atrito Estático	10000 Nm
	Coefficiente de Atrito Viscoso	1000 Nm (ver/min)
	Momento de Inércia	6400 kgm ²
	Variável Externa (default)	Valor
	Velocidade do eixo na porta 2	0 rpm
	Ângulo do eixo na porta 2	0 °
	Componente:	Raio Anel Distribuidor
Sub-Modelo:	CONS0-8	
Função:	Constante que representa o raio do anel distribuidor em (m)	
Parâmetro de Projeto	Valor	
Valor da Constante	1,6	
Componente:	Alavanca de Interligação entre as Hastes	
Sub-Modelo:	LML002-1	
Função:	Componente responsável pela ligação linear	
Parâmetro de Projeto	Valor	
Distância do centro a haste esquerda	1,6 m	
Distância do centro a haste direita	1,6 m	
Componente:	Rigidez das Hastes de Ligação	
Sub-Modelo:	SPR000A-1 e SPR000A-2	
Função:	Componente que permite a representação dos componentes de forma linear e angular	
Parâmetro de Projeto	Valor	
Amortecimento	1E+06 N/m	
Força de Mola com deslocamento nulo	0 N	

Outro parâmetro crucial foi o diâmetro hidráulico equivalente utilizado na área equivalente de abertura do distribuidor representado por um orifício de diâmetro variável no modelo. Detalhes de construção do modelo, abordado no Item 4.7.6 deste capítulo.

Tabela 4.7 – Parâmetros do Anel Distribuidor (Continuação)

Componente:		Distribuidor Hidráulico
Sub-Modelo:		VOR00-1
Função:		Orifício de Diâmetro Variável que representa o comportamento hidráulico do anel distribuidor
Parâmetros	Default	Valor
	Valor do Sinal Máximo	1
	Valor do Sinal Mínimo	0
	Número de Reynols Crítico (Laminar->Turbulento)	1000
	Coefficiente de Vazão Máxima	0,7
	Estimados	Valor
	Diâmetro do Orifício na máxima abertura	3020 mm
	De Projeto	Valor
	Vazão máxima	3,72E+06 L/min
	Queda de Pressão Correspondente	21,5 bar

4.7.7. Sistema Regulador de Velocidade

Este sistema é o mais completo em termos de parâmetros, uma vez que a empresa parceira é a responsável pelo desenvolvimento e instalação deste equipamento na Usina Hidrelétrica de San Francisco. Desta forma, a maioria dos parâmetros foi determinada de forma confiável, possibilitando que este sistema possua o maior nível de confiabilidade entre os subsistemas apresentados neste trabalho.

Como o regulador de velocidade é um sistema grande, cada subsistema do mesmo possui seus parâmetros específicos, desta forma, o primeiro sistema apresentado, no caso, sistema de alimentação óleo hidráulico. Abaixo segue a relação dos seus parâmetros mais importantes:

Tabela 4.8 – Parâmetros do Sistema de Alimentação Óleo-Hidráulico

Componente:	Reservatório de Óleo
Sub-Modelo:	TK000-3
Função:	Fonte de Pressão do Reservatório de Óleo
Variável Externa (de Projeto)	Valor
Pressão do tanque	1 bar

Componente:	Bomba de Pistão
Sub-Modelo:	PU001-1
Função:	Simula o funcionamento de uma bomba de deslocamento fixo
Parâmetros De Projeto	Valor
Deslocamento volumétrico	68,5714 cm ³ /rev
Rotação da bomba	1750 rpm

Dentre os parâmetros estimados deste modelo, as vazões das válvulas de alívio e anti-retorno são retiradas de catálogos, segundo gráficos, por isso a sua estimativa. A tabela abaixo apresenta os parâmetros dos equipamentos restantes.

Tabela 4.9 – Parâmetros do Sistema de Alimentação Óleo-Hidráulico (Continuação)

Parâmetros	Componente:	Tubulação 01 Saída Bomba e 02 Acumulador
	Sub-Modelo:	HL000-2 e HL000-1
	Função:	Equação de parâmetros concentrados representando o escoamento em tubulação
	Default	Valor
	Módulo de Young para o material	2,06E+06
	Estimados	Valor
	Comprimento do Tubo	4 m
	De Projeto	Valor
	Diâmetro do Tubo	76,2 mm (3 pol)
	Parede do Tubo	5,48 mm
	Momento de Inércia	2,64E+06 kgm ²
Variável Externa (de Projeto)	Valor	
Pressão na porta 1	0 bar	
Componente:	Válvula de Alívio	
Sub-Modelo:	RV00-1	
Função:	Representação simples de uma válvula de alívio com comportamento linear	
Parâmetros de Projeto	Valor	
Pressão de Abertura da Válvula de Alívio	71 bar	
Vazão da Válvula conforme o gradiente de pressão	200 (bar*L)/min	
Componente:	Válvula Anti-retorno	
Sub-Modelo:	CV000-1	
Função:	Representa o comportamento linear da válvula com histerese incorporada	
Default	Valor	
Histerese para Abertura/Fechamento	0 bar	
Projeto	Valor	
Pressão de Abertura da Válvula de Alívio	0,66 bar	
Vazão da Válvula conforme o gradiente de pressão	120 (bar*L)/min	
Componente:	Acumulador	
Sub-Modelo:	HA000-1	
Função:	Modelo dinâmico que obedece a lei dos gases (politrópico)	
Default	Valor	
Índice Politrópico	1,4	
Número de Reynolds Crítico	1000	
Coefficiente de Vazão para o Orifício	0,7	
Estimados	Valor	
Diâmetro do orifício do acumulador	19,05 mm	
De Projeto	Valor	
Pressão de Pré-carga do gás	41 bar	
Volume do Acumulador	1400 L	
Variável Externa (de Projeto)	Valor	
Pressão do gás	61 bar	

O comprimento das tubulações que fazem a interligação entre os componentes do sistema de alimentação não foram medidos durante os ensaios de campo e não faz parte do memorial de cálculo apresentado. Por isso neste modelo se fez uso de estimativas do comprimento da tubulação em função de fotos tiradas do sistema. Porém os diâmetros das tubulações empregadas no sistema estão

descritas em uma tabela contida no fluxograma do sistema regulador de velocidade desta usina.

O acumulador tem papel importante para o funcionamento do sistema regulador de velocidade. Contudo, o seu único parâmetro desconhecido era o tamanho do bocal de entrada. Decidiu-se então, por utilizar o mesmo diâmetro da tubulação utilizada na comunicação do acumulador com o resto do sistema hidráulico, pois esta opção é a mais próxima da realidade do sistema.

Para o sistema de controle hidráulico, as válvulas possuem o seu catálogo entre a documentação técnica da empresa, assim todos os seus parâmetros no modelo foram preenchidos.

Tabela 4.10 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Válvulas)

	Componente:	Válvula Direcional Proporcional
	Sub-Modelo:	HSV34_01-1
	Função:	Modelo que representa o funcionamento de uma válvula de 4 vias 3 posições de centro fechado
Parâmetros	Default	Valor
	Amortecimento da válvula	0,8
	De Projeto	Valor
	Vazão por porta	550 L/min
	Queda de pressão por porta	5 bar
	Número de Reynolds crítico (laminar <-> turbulento)	1000
	Frequência Natural	75 Hz
	Tensão Máxima (no modelo na forma de corrente)	10 V (10 mA)
	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Fração da posição do carretel	0
	Fração da velocidade do carretel	0 1/s
	Componente:	Elemento Lógico A e B
	Sub-Modelo:	HV01-2 e HV01-1
	Função:	Modelo que representa o funcionamento de uma válvula em função da pressão
Parâmetros	Default	Valor
	Histerese para Abertura/Fechamento	0 bar
	De Projeto	Valor
	Tensão da mola	4 bar
	Pressão piloto para abrir a válvula totalmente	4 bar
	Vazão nominal	406 L/min
	Diferença de pressão nominal	1,6 bar
	Área adimensional da pressão piloto da porta 2	1,5
Área adimensional da pressão piloto da porta 5	0,5	
	Área adimensional da pressão piloto da porta 4	1

Entretanto, nas tubulações, há um parâmetro desconhecido no modelo. Este parâmetro é o comprimento das tubulações que saem da válvula distribuidora em direção aos elementos lógicos e em seguida na direção aos atuadores. Esta estimativa é baseada no comprimento equivalente da tubulação que interliga estes componentes. Ela foi utilizada a fim de proporcionar mais realidade aos resultados do modelo construído.

Tabela 4.11 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Tubulação)

Componente:		Tubulação 06 e 07 na saída dos Elementos Lógicos A e B
Sub-Modelo:		HL04-2 e HL04-1
Função:		Equação de parâmetros concentrados representando o escoamento em tubulação, em que o atrito a inércia do fluido são importantes
Parâmetros	Default	Valor
	Módulo de Young para o material	2,06E+06
	Estimados	Valor
	Rugosidade relativa	1,00E-05
	Comprimento do Tubo	18 m
	De Projeto	Valor
	Ângulo que a Linha faz com a Horizontal	0 °
	Diâmetro do Tubo	50,8 mm (2 pol)
	Parede do Tubo	3,91 mm
	Momento de Inércia	2,64E+06 kgm ²
	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Pressão na porta 1	0 bar
Vazão na porta 2	0 L/min	
Componente:		Tubulação 03 Porta A e 04 Porta B da Válvula
Sub-Modelo:		HL000-3 e HL000-4
Função:		Equação de parâmetros concentrados representando o escoamento em tubulação
Parâmetros	Default	Valor
	Módulo de Young para o material	2,06E+06
	Estimados	Valor
	Comprimento do Tubo	2 m
	De Projeto	Valor
	Diâmetro do Tubo	50,8 mm (2 pol)
	Parede do Tubo	3,91 mm
	Momento de Inércia	2,64E+06 kgm ²
	Variável Externa (de Projeto)	Valor
	Pressão na porta 1	0 bar

Já nos atuadores hidráulicos, percebeu-se que há alguns parâmetros desconhecidos. O primeiro é o diâmetro do bocal de entrada dos atuadores nas portas 1 e 2, o qual foi estimado segundo o desenho do atuador hidráulico. O segundo é a massa total sendo movida pelo atuador, que foi considerada como a metade da massa estimada para o componente anel distribuidor. O último é apresentado após a tabela dos principais parâmetros destes componentes.

Por ser o mais difícil de se estimar, o atrito viscoso dos atuadores foi considerado nulo no início das simulações. Como não houve ensaio dos atuadores em vazio, e esse tipo de parâmetro não é encontrado em catálogos, optou-se por parametrizar apenas em um dos lados o atrito viscoso, conforme as simulações do subsistema foram sendo realizadas. Como o sistema é interligado, há uma aproximação do atrito viscoso que o conjunto de atuadores deve vencer para movimentar o anel distribuidor, já que ele é representado em apenas um dos atuadores.

Tabela 4.12 – Parâmetros do Sistema de Controle Hidráulico (Atuadores)

Componente:		Atuador Hidráulico Esquerdo
Sub-Modelo:		HJ020-1
Função:		Conjunto de equações que representam um cilindro hidráulico com duas câmaras e uma haste
Parâmetros	Default	Valor
	Coeficiente de Atrito Viscoso	0 N/(m/s)
	Taxa de vazamento do pistão	0 bar*L/min
	Constante da mola no fim de curso	100000 N/mm
	Coeficiente de deformação no fim de curso	100000 N/(m/s)
	Deformação no fim de curso em que a taxa de amortecimento é alta	0,001 mm
	De Projeto	Valor
	Diâmetro do pistão	400 mm
	Diâmetro da haste	180 mm
	Curso do cilindro	0,23 m
	volume morto na porta 1	647 cm ³
	volume morto na porta 2	516 cm ³
	Variável Externa (Estimada)	Valor
	Posição inicial do Atuador	0,1879 m
	Variável Externa (Default)	Valor
	Pressão hidráulica interna na porta 1 e 2	0 bar
	Componente:	
Sub-Modelo:		HJ010-1
Função:		Conjunto de equações que representam um cilindro hidráulico com duas câmaras e uma haste (incluindo fatores de inércia)
Parâmetros	Default	Valor
	Número de Reynolds Crítico na porta 1 e 2 do orifício	1000
	Coeficiente de Vazão para o Orifício na porta 1 e 2	0,7
	Taxa de vazamento do pistão	0 bar*L/min
	Atrito Estático	0 N
	Atrito de Coulomb	0 N
	Ângulo que a haste faz com a horizontal	0 °
	Estimados	Valor
	Diâmetro do orifício, portas 1 e 2	34,25 mm
	Coeficiente de Atrito Viscoso	1000 N/(m/s)
	Massa Total sendo movida	3200 kg
	De Projeto	Valor
	Diâmetro do pistão	400 mm
	Diâmetro da haste	180 mm
	Curso do cilindro	0,23 m
	volume morto na porta 1	647 cm ³
	volume morto na porta 2	516 cm ³
Variável Externa (Estimada)	Valor	
Posição inicial do Atuador	0,0421 m	
Variável Externa (Default)	Valor	
Pressão hidráulica interna na porta 1 e 2	0 bar	
Velocidade da haste	0 m/s	

Apesar da estimativa deste valor ser conservadora, nas simulações dinâmicas, ela gerou resultados próximos dos obtidos nos testes de campo. E por isso o valor apresentado na tabela acima deste parâmetro foi mantido no componente. Outros dois parâmetros que foram determinados, e não estimados, segundo a documentação técnica, são os parâmetros da posição inicial dos atuadores hidráulicos. A definição deles possibilitou posicionar de forma correta os atuadores para o início das simulações.

Finalmente, no sistema de controle elétrico, têm-se os seguintes parâmetros:

Tabela 4.13 – Parâmetros do Sistema de Controle Elétrico

Componente:		Super-Componente Controlador RVX-300	
Sub-Modelo:		TVX_300-1	
Função:		Controlador da potência e velocidade do rotor da turbina	
Parâmetros	De Projeto	Especificação	Valor
	Tn	Constante de tempo da função transferencia da frequencia	1 s
	Tf	Constante de tempo da função transferencia da potencia medida	3 s
	Td	Constante de tempo da função transferencia do estatismo transitório	10 s
	Tg	Constante de tempo da função transferencia da referencia de potencia	1 s
	ep	Constante de tempo do estatismo permanente	0,05
	Kp	Ganho Proporcional do PID	45
	Ki	Ganho Integrativo do PID	15
	bt	Constante de tempo do estatismo transitório	0,4
	LS	Limite superior	1
	LI	Limite inferior	-1

Os parâmetros utilizados pelo controlador são todos retirados do relatório de comissionamento da unidade hidrelétrica de San Francisco. Desta forma decidiu-se por não alterá-los, já que o objetivo deste trabalho é representar o comportamento físico da unidade hidrelétrica segundo a ação do controlador utilizado pela empresa parceira.

Após apresentar a construção dos modelos, e dos principais parâmetros que constituem os mesmos, o próximo capítulo trata das simulações, e dos seus resultados, fazendo os devidos comentários a respeito dos tópicos mais importantes expostos neste trabalho.

5. Simulações e Comparações com Testes de Campo

Após apresentar e detalhar os modelos, sub-modelos e parâmetros dos componentes utilizados, este capítulo dará início a exposição dos resultados das simulações realizadas com o modelo geral.

As simulações deste modelo têm por objetivo gerar dados para comparação com os testes de campo realizado pela empresa. Assim, as simulações visam utilizar a maior quantidade possível dos parâmetros de testes de campo para não gerar dados duvidosos. Contudo, como este trabalho utiliza um modelo, nem todos os parâmetros de campo poderão ser representados, porém, o autor se compromete em utilizar o máximo de parâmetros possível para fornecer uma validação coerente com o trabalho. Assim, os parâmetros estimados serão comentados quando influentes sobre os resultados dos ensaios apresentados abaixo.

Os testes de campo realizados para validação do modelo são os seguintes:

- Ensaio 1: Tomada de Potência da turbina de 4 a 100 MW.

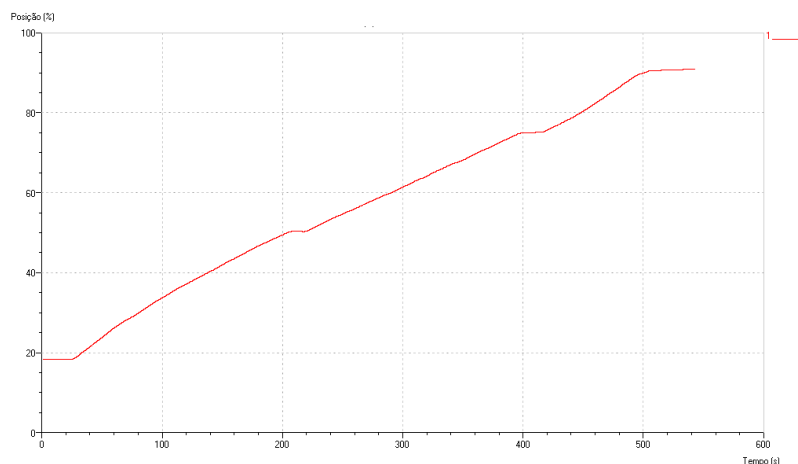


Figura 5.1 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor em Tomada de Potência de 4 a 100 MW

Este sinal de comando é o valor medido no transdutor de posição de um dos atuadores hidráulicos e convertido em porcentagem de abertura do anel distribuidor. Este ensaio é importante para avaliar o comportamento da turbina e o controlador durante a tomada de carga.

- Ensaio 2: Retirada de Potência da turbina de 100 a 3 MW.

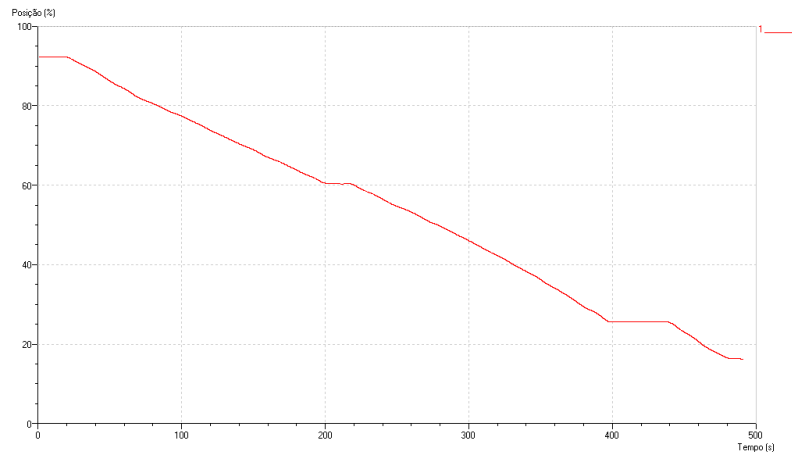


Figura 5.2 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor em Retirada de Potência de 100 a 3 MW

A avaliação do comportamento do sistema regulador de velocidade e da turbina também devem ser avaliados durante a retirada de carga do sistema. E é por isso que este ensaio também foi utilizado no modelo.

- Ensaio 3: Tomada e Retirada de Potência, com degraus de 10 % da posição, indo de 3 até 100 e depois retornando a 3 MW.

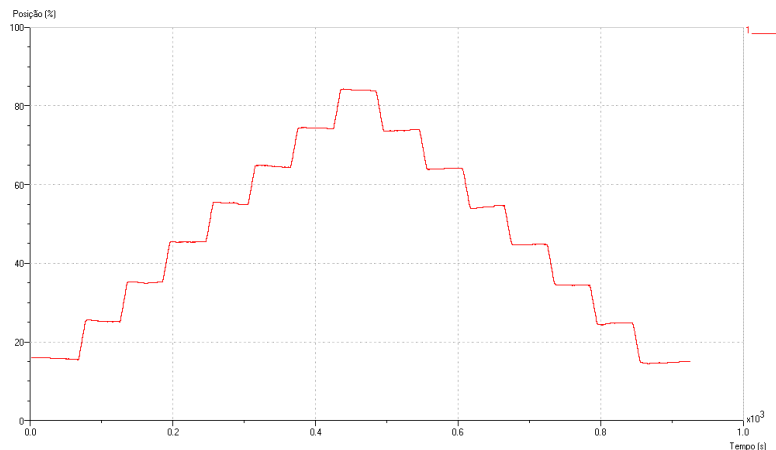


Figura 5.3 – Sinal de Posição do Anel Distribuidor na Tomada e Retirada de Potência em degraus de 10 % da posição indo de 3 a 100 e retornando a 3 MW

Este ensaio foi inserido no trabalho, pois é importante avaliar como o sistema se comporta entre intervalos de acréscimo e decréscimo de potência.

As curvas Figura 5.1 a Figura 5.3 representam os sinais de posição do anel distribuidor em três ensaios de campo realizados durante o período de

comissionamento do equipamento. O sinal de comando é uma das variáveis avaliadas pelo controlador. Além deste sinal, o sinal de velocidade angular, ou frequência do rotor também é avaliado. Contudo, o sinal mais importante a ser avaliado pelo sistema é a potência elétrica demandada pelo sistema geral de energia elétrica. Desta forma, este é o sinal responsável pelas variações de posição do anel distribuidor durante o seu funcionamento. Assim, as curvas de potência foram inseridas no modelo através do componente Potência, que alimenta tanto a função que determina o torque da demanda do sistema, como o controlador do regulador de velocidade. Deve-se ressaltar que a potência inserida no modelo é a potência elétrica produzida pelo sistema, e não a potência de demanda. Isso ocorre porque não foi possível fazer a leitura da potência de demanda nos ensaios. Ficando os resultados deste modelo em função da potência produzida pela turbina.

A configuração dos ensaios apresentados acima foi definida pela direção da empresa responsável pelo comissionamento. Além disso, a mesma foi a responsável pelo levantamento das curvas durante os testes em campo.

5.1. Validação do Modelo

Para validação do modelo, serão avaliadas as curvas sob diferentes critérios. Assim, segue abaixo a relação destes, primeiro para a Turbina:

- Potência Gerada;
- Vazão Turbinada;
- Pressão na Caixa Espiral (Final do Conduto Forçado);
- Pressão no Duto de Sucção (Descarga).

Já para o Regulador de Velocidade, será avaliado:

- Posição do Anel Distribuidor;
- Frequência do Rotor;
- Pressão na Unidade Hidráulica (UH) do Regulador de Velocidade;
- Pressão na Câmara A e na Câmara B de um dos atuadores hidráulicos.

Em função dos resultados apresentados será possível avaliar se o modelo teve o resultado esperado considerando os parâmetros e modelos de componentes utilizados.

Segue para cada ensaio os parâmetros de simulação, os gráficos de resposta do sistema e os comentários sobre o mesmo.

5.1.1. Ensaio 1: Tomada de Potência da turbina de 4 a 100 MW

Este ensaio será representado pelos gráficos da Figura 5.4 até a Figura 5.12. Ele tem como condição de simulação do modelo o gráfico da Figura 5.1 e um período de 543 segundos, com a coleta de informações a cada 0,1 segundo. É um ensaio realizado em *dynamic run mode*, sendo assim, utilizam-se os parâmetros iniciais do modelo para começar a simulação. Como o sistema está em regime quando no início dos ensaios de comissionamento, foi necessário realizar simulações de estabilização do modelo nas condições iniciais específicas de cada ensaio de comissionamento. Após isso, é especificado nos parâmetros de simulação do AMESim que o modelo utilize *old final values*, ou seja, os valores de saída da simulação anterior (de estabilização) para o início da simulação do ensaio desejado. A primeira curva apresentada é a de Potência Gerada, conforme segue abaixo:

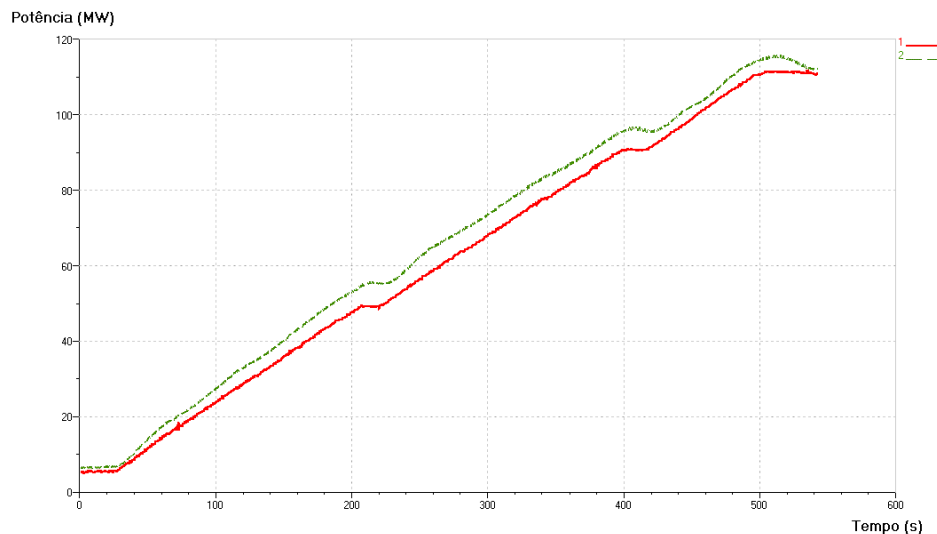


Figura 5.4 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

A Figura 5.4 apresenta o comportamento do sistema real no ensaio e do modelo. Percebe-se que o resultado do modelo fica acima da curva real durante todo o ensaio. Alguns dos parâmetros estimados deste modelo têm relação com a potência gerada. Os principais são a altura do rotor, atrito viscoso do eixo do rotor, e a constante de torque magnético aplicado no gerador. De posse do primeiro e ultimo parâmetro citado, é possível utilizar de um *Design of Experiment* (Projeto para

Experimento) para estimar de forma mais precisa o valor do atrito viscoso no eixo do rotor. Porém, além de corrigir os parâmetros, a variável externa de entrada vazão tem forte influência sobre o comportamento da potência. Assim, conforme será apresentado na Figura 5.5, correções nos parâmetros da vazão influenciaram diretamente sobre o comportamento da potência.

Apesar das diferenças entre as curvas, acredita-se que o modelo representa bem a variável da Potência Gerada pela Turbina.

Já para o gráfico da Vazão Turbinada temos:

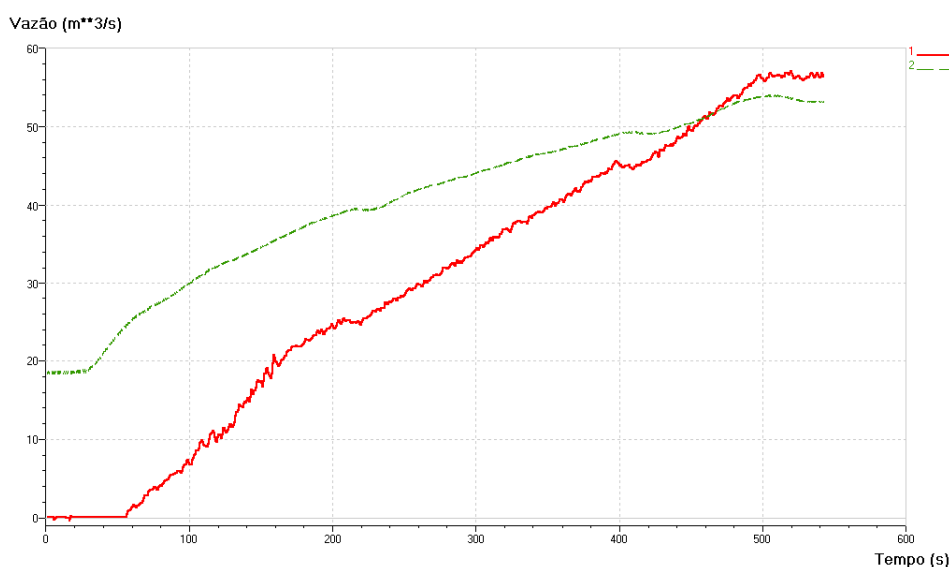


Figura 5.5 – Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

Este gráfico apresenta uma diferença muito grande entre as curva real e do modelo no início da simulação. Contudo, é sabido que o medidor de vazão não possui precisão na medição de valores baixos, segundo o catálogo, sua precisão é de 5% do FE (fundo de escala), sendo o fundo de escala deste medidor de 100 m³/s. Por isso, nos casos onde a vazão é baixa não é possível mensurar, ou é medido um valor errôneo da vazão da turbina. O trecho do gráfico até aproximadamente 55 segundos exemplifica o fato citado acima. A vazão aproximada linearmente para uma potência de 3 MW é de 1 m³/s. Porém, este valor é apenas estimativo, já que não é possível afirmar que na região de baixa potência a vazão varie linearmente com a potência. Como este modelo aproximou a variação da área de abertura no distribuidor como uma tabela que relaciona a porcentagem do deslocamento do atuador hidráulico do distribuidor com o ângulo de máxima abertura do mesmo,

conforme citado no item 4.4 desta dissertação, serão necessários estudos a respeito da variação desta área em função da posição percentual de abertura do anel distribuidor para gerar uma equação coerente a respeito. Em função destas incertezas, apenas a característica da curva é avaliada neste gráfico. Desta forma, pode-se afirmar que o modelo representou satisfatoriamente o resultado que se esperava.

Agora, em relação à Pressão no Conduto Forçado temos o seguinte gráfico:

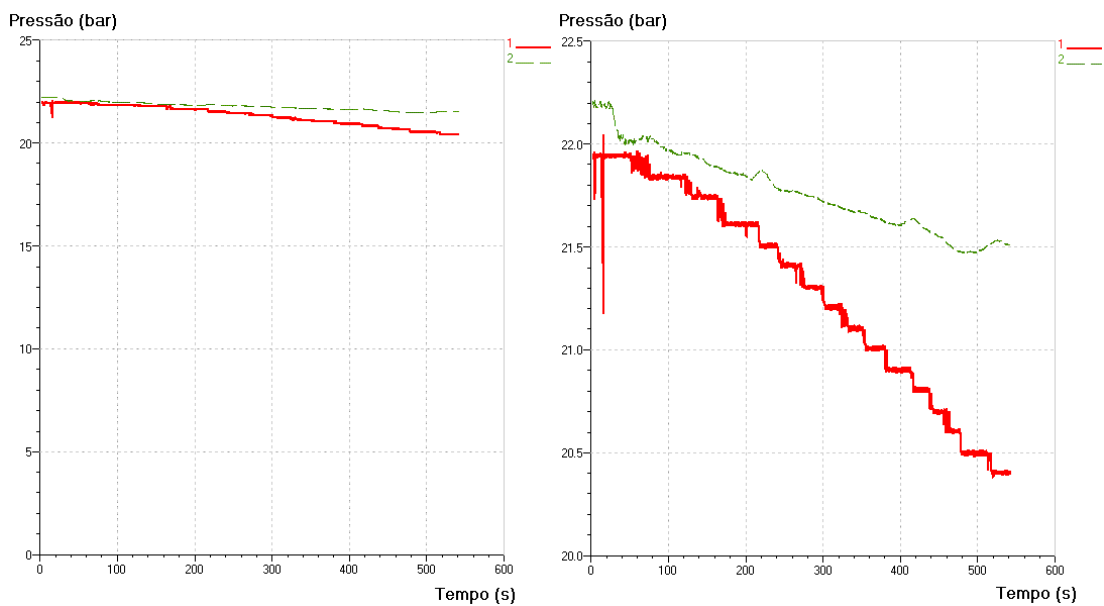


Figura 5.6 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala ampliada, a direita reduzida

Este gráfico mostra que a curva do modelo tem uma queda menos acentuada, provavelmente devido ao menor efeito da perda e carga associada aos componentes do conduto. Os parâmetros utilizados para modelar o conduto forçado foram todos estimados a partir da altura de queda de projeto do modelo. Assim, há infinitas configurações para construção do conduto em função da sua inclinação e comprimento. Além disso, o diâmetro do mesmo foi estimado em função da vazão que passa no distribuidor, variável essa aproximada pelas medições em campo. Há também a questão do conduto que foi modelado como um duto inclinado perfeitamente linear, o que fisicamente não acontece. Todos estes fatores citados acima têm influência sobre o resultado apresentado pelo modelo. Outro detalhe perceptível na ampliação (gráfico à direita) é o medidor de pressão do conduto

forçado, que tem resolução de apenas 0,2 bar e acaba gerando degraus na curva real do sistema.

Em termo de valores, no início, a diferença absoluta que era de apenas 0,2 bar (correspondendo a um valor 0,91% maior que o valor real), no final chega a 1,2 bar (correspondendo a um valor 5,88% maior que o valor real). Mesmo com essa diferença, pode-se pelo menos retirar uma estimativa do modelo, o que para este trabalho foi fundamental para alimentação de outros componentes do modelo.

Por fim, com relação ao modelo da turbina, segue o ultimo gráfico a respeito da Pressão no Duto de Descarga (Sucção) da turbina.

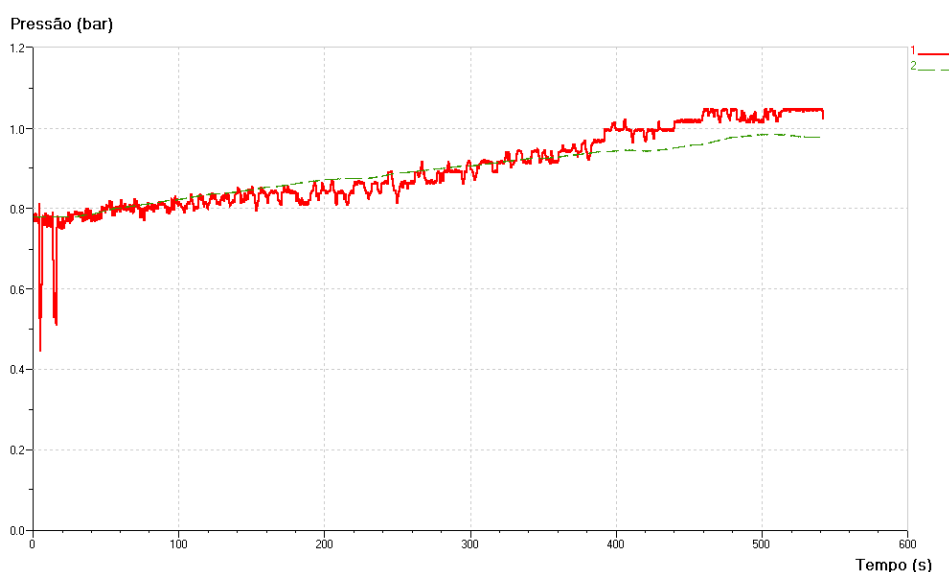


Figura 5.7 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

Este gráfico é o que tem o melhor resultado dentre os gráficos apresentados neste ensaio. Contudo, para esta parte do modelo foi necessário definir como variável externa, a pressão na região de saída do duto de descarga, e desta forma, ela acaba sendo tendenciosa com o resultado.

Após apresentar os gráficos referentes à turbina, seguem os gráficos que dizem respeito ao regulador de velocidade. Neste contexto, cinco variáveis foram avaliadas, a posição do anel distribuidor, a frequência de rotação do rotor, a pressão na unidade hidráulica do regulador (UH) e as pressões nas câmaras A e B de um dos atuadores hidráulicos. Segue abaixo o primeiro gráfico, que trata a respeito da posição do Anel Distribuidor:

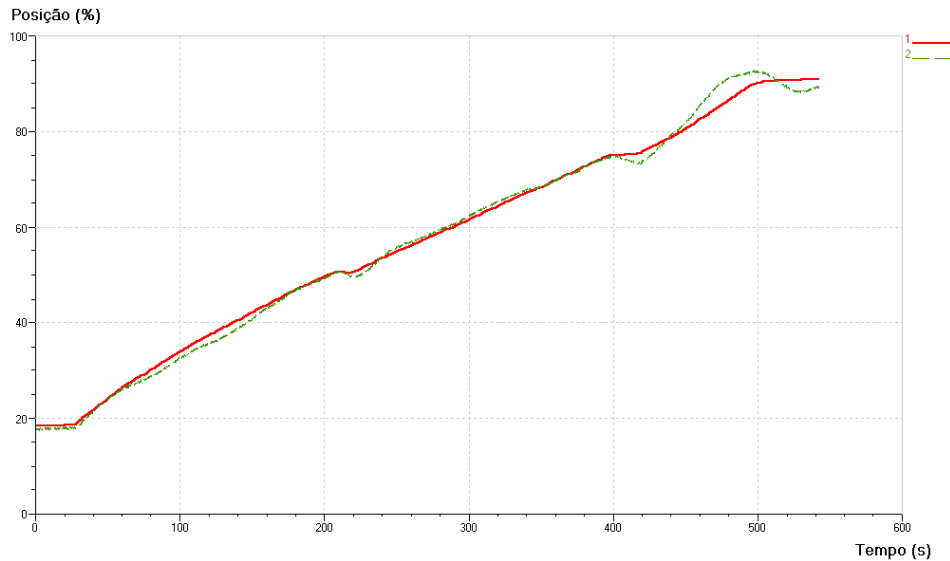


Figura 5.8 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

Percebe-se segundo a Figura 5.8 que a posição do anel distribuidor no modelo varia mais que a posição estabelecida pelo sistema físico. O principal responsável por isso é o controlador, que tenta manter a frequência do rotor dentro de uma faixa de tolerância aceitável, e para isso necessita mudar várias vezes a posição do anel distribuidor. Porém, para reduzir a variação do posicionamento do anel distribuidor do modelo é preciso investigar e otimizar os parâmetros estimados de atrito viscoso no rotor, de geometria do conduto forçado, além é claro das equações utilizadas para modelar a turbina.

Como citado acima, o controlador também deve manter a frequência dentro de valores aceitáveis, ou seja, variação máxima de 1% da frequência padrão da rede, o que no Brasil corresponde a 60 Hz. Este é o principal requisito que garante que energia elétrica de seja entregue com qualidade ao sistema elétrico geral. Abaixo segue o gráfico da frequência do rotor:

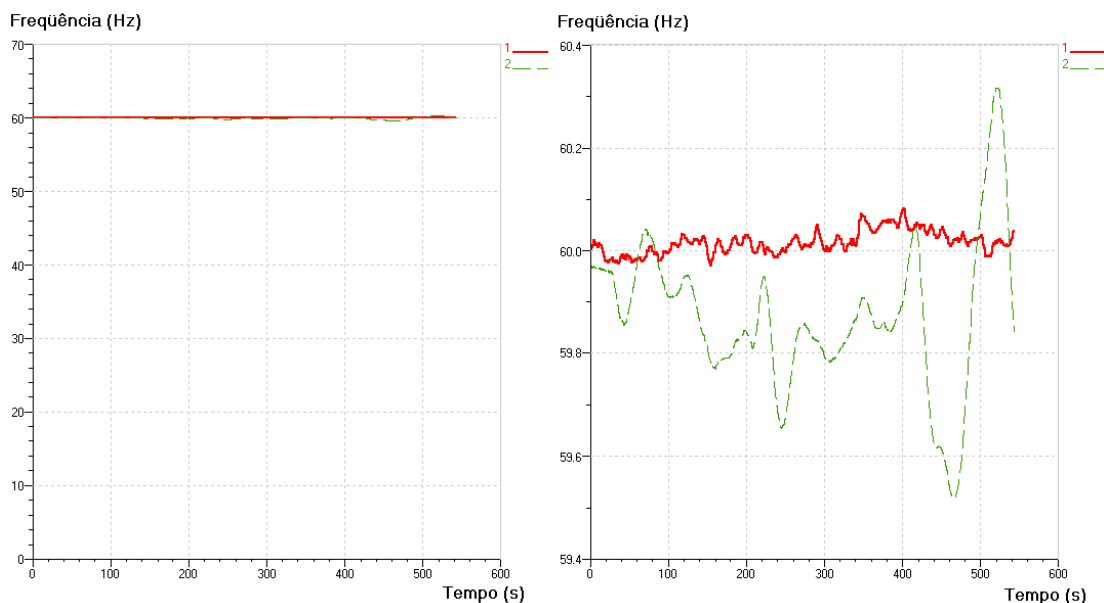


Figura 5.9 – Frequência do Rotor Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala, a direita ampliado

Como se percebe, o controlador não mantém a frequência do rotor exatamente sobre o patamar de 60 Hz, mas muito próximo disso. Para se aproximar o resultado do modelo com o do sistema físico é necessário corrigir os parâmetros estimados relatados no gráfico de posição do distribuidor, pois estes parâmetros também têm influência sobre a frequência do rotor. Outro fator que pode alterar o resultado acima, mas foi descoberto apenas após as simulações, se refere ao peso aparente da água que passa ao redor do rotor da turbina. A variação de vazão que passa através do rotor, faz com que a massa inercial presente nos canais do rotor varie. No modelo utilizado nas simulações, este comportamento não foi previsto, o que provavelmente gerou as maiores oscilações de frequência do rotor no resultado apresentado pelo modelo, quando comparado ao sistema físico.

Partindo agora para os gráficos de pressão na UH do Regulador de Velocidade. O comportamento do modelo é semelhante ao do ensaio real. A UH avaliada tem um controle que mantém a pressão variando entre 59 e 61 bar. Porém fica claro pelo gráfico, que a capacidade da unidade hidráulica de manter a linha pressurizada é maior do que a do modelo. Assim, além do modelo ser mais rápido, há um pico súbito de pressão no sistema quando a pressão na UH chega próximo de 61 bar. Este problema pode ser decorrente da forma de construção do modelo

utilizado, da incorreta parametrização dos subcomponentes, ou ainda, do uso de uma resolução muito espaçada para simulação do modelo (10 pontos por segundo).

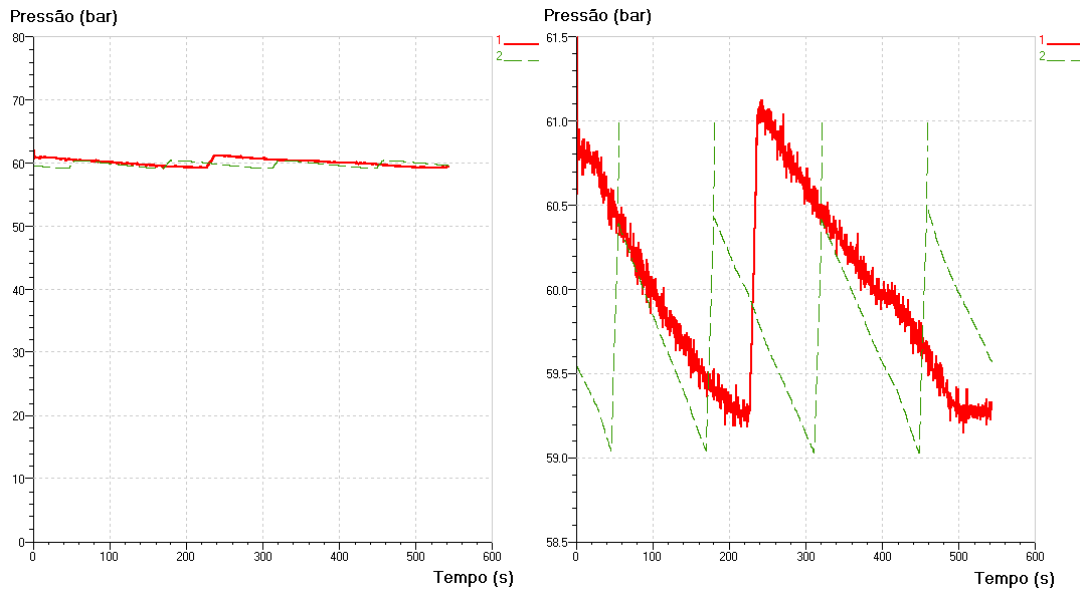


Figura 5.10 – Pressão na UH Medida (sólida) e Simulada (tracejado), à esquerda em escala, a direita ampliado

Para finalizar a análise do primeiro ensaio, serão expostos os dois gráficos mais importantes a respeito do regulador de velocidade. Ele avalia os esforços que os atuadores hidráulicos enfrentam durante o processo de abertura e fechamento do distribuidor, através da medição da pressão das câmaras A e B do distribuidor, que uma vez multiplicadas pelas suas respectivas áreas apresentam a força que o atuador deve vencer, devido ao escoamento da água através das pás do distribuidor. Segue abaixo o gráfico com a pressão da câmara A Real e do Modelo:

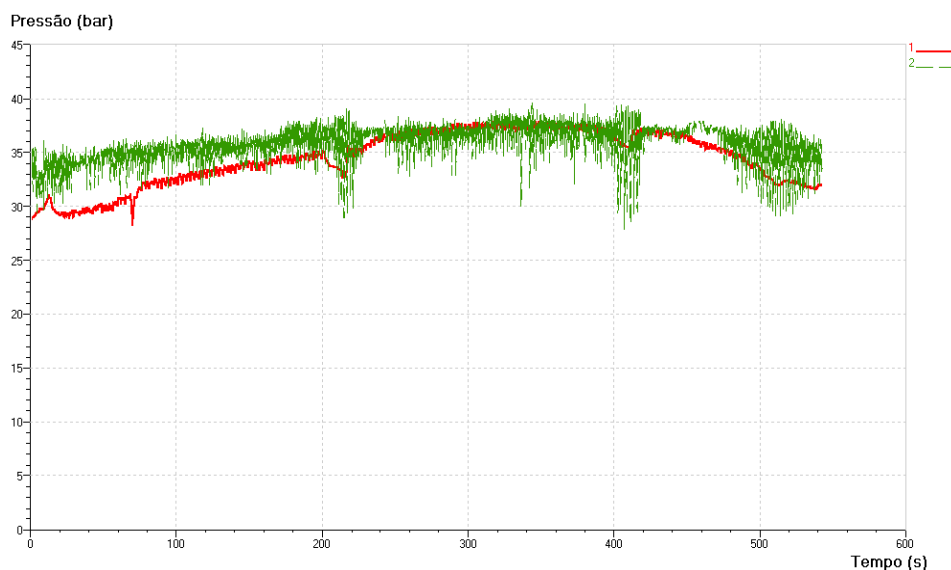


Figura 5.11 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

Este gráfico apresenta como varia a pressão nas câmaras A de um dos atuadores hidráulicos durante o ensaio. Percebe-se que a pressão na câmara A no modelo é um pouco maior que a real.

Para a câmara B, apresentado na Figura 5.12 tem-se:

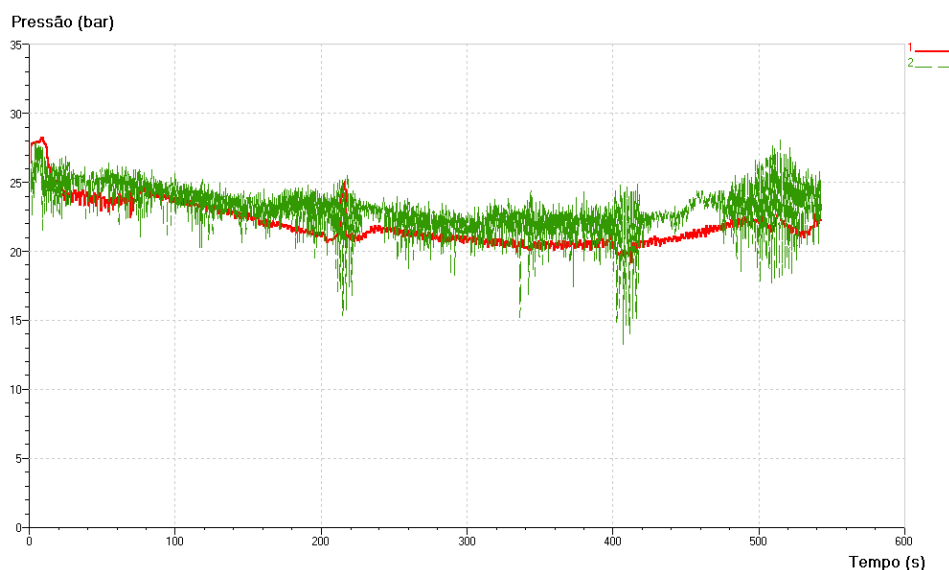


Figura 5.12 – Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (tracejado)

O comportamento semelhante ao da câmara A, ou seja, a pressão na câmara B do modelo é um pouco maior no sistema físico. Desta forma, pode-se afirmar que as curvas das câmaras A e B, tanto a real como a do modelo têm comportamento

semelhante. Abaixo há uma tabela comparativa da maior e menor diferença de pressões das câmaras A e B no sistema real e no modelo.

Tabela 5.1 - Tabela comparativa dos pontos de maior e menor diferenças entre as curvas do ensaio e do modelo das câmaras A e B de um dos atuadores

Pressão Câmara A	Maior Diferença	Menor Diferença	Pressão Câmara B	Maior Diferença	Menor Diferença
Real (bar)	29,5	37,6	Real (bar)	21,5	24,4
Modelado (bar)	34,5	37,6	Modelado (bar)	24	24,6
Diferença (bar)	-5	0	Diferença (bar)	-2,5	-0,2
%	-16,95%	0,00%	%	-11,63%	-0,82%

Através dos dados numéricos percebe-se que a diferença percentual de pressão nas curvas varia de 0% (iguais) para até 16,95% (5 bar) na câmara A e de 0,82% (0,2 bar) para até 11,63% (2,5 bar) na câmara B. A diferença entre os comportamentos da câmara A e B do sistema físico e real se deve, aos parâmetros estimados nos atuadores hidráulicos, principalmente o parâmetro de atrito viscoso. Além disso, o comprimento da tubulação do sistema hidráulico foi representado com base em dados empíricos dos técnicos da empresa responsável pelo comissionamento. Por fim, os parâmetros do anel distribuidor relativos ao seu Momento de Inércia e atrito viscoso também foram estimados, e sabe-se que eles têm papel importante no resultado apresentado. Desta forma, deve-se buscar pelas incertezas dos parâmetros estimados para reajuste, ou mesmo redefinir o sub-modelo a fim de gerar um resultado mais próximo do sistema real.

5.1.2. Ensaio 2: Retirada de Potência da turbina de 100 a 3 MW

Este ensaio será representado pelos gráficos da Figura 5.13 até a Figura 5.21 deste capítulo. Ele tem como condições de simulação do modelo o gráfico da Figura 5.2 e um período de 491 segundos, com a coleta de informações a cada 0,1 segundo. Os outros detalhes da simulação são idênticos aos da seção 5.1.1.

O primeiro gráfico a ser apresentado é o gráfico de Potência Gerada. Conforme pode-se perceber no gráfico abaixo, a maior disparidade entre as curvas encontra-se no meio da simulação (em torno de 220 segundos de simulação). Nesta região a diferença chega a ser de 7 MW (diferença absoluta) entre a curva real e do modelo, o que corresponde a um erro de 10%.

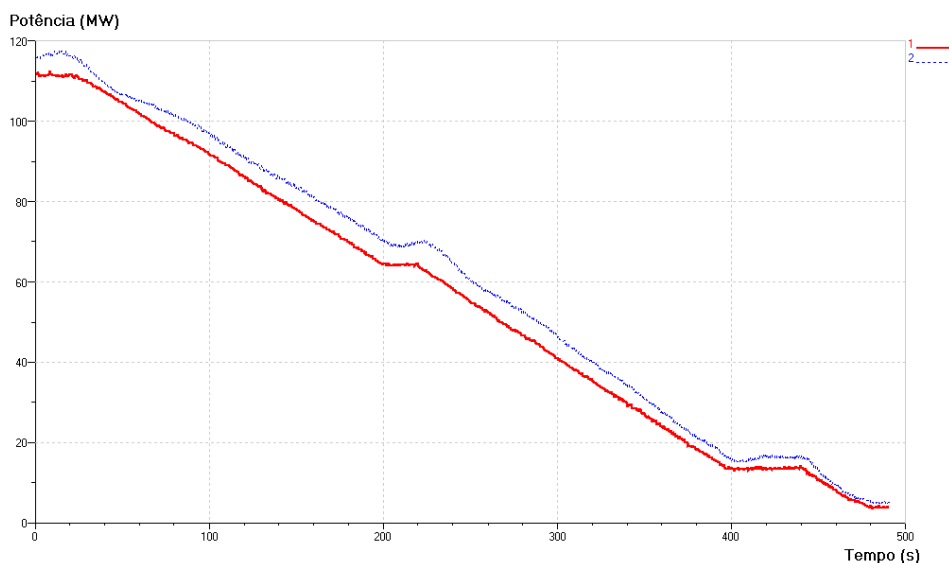


Figura 5.13 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

Deve-se lembrar que os parâmetros dos componentes utilizados nesta simulação são os mesmos da simulação de tomada de potência. O que permite avaliar que o modelo em relação à potência mecânica comporta-se adequadamente para o trabalho.

Abaixo segue o gráfico de Vazão Turbinada:

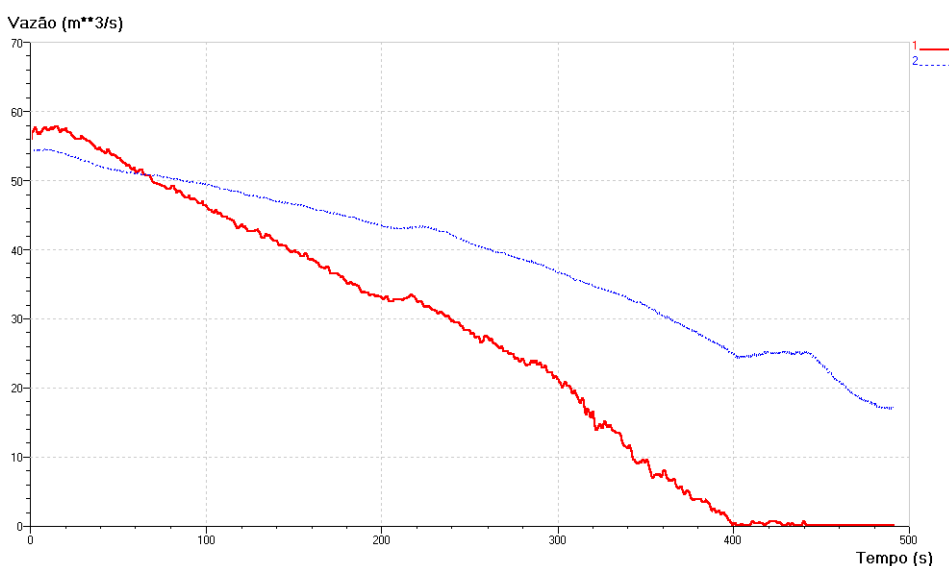


Figura 5.14 - Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

Deve-se lembrar ao analisar este gráfico o comentário exposto na seção 5.1.1 a respeito do medidor de vazão do sistema real que possui um erro de 5% do FE, sendo o fundo de escala de 100 m³/s. Além disso, ao se analisar este gráfico em

conjunto com o gráfico da Figura 5.2 percebe-se que em torno de 400 segundos, o medidor de vazão real do sistema no gráfico acima julga como nula a vazão na turbina. Contudo, a posição do distribuidor no mesmo ponto da Figura 5.2 é de aproximadamente 26% de abertura. O que garante que há vazão na turbina e que o medidor de vazão do sistema não é capaz de aferir.

Com relação à Pressão no Conduto Forçado no ensaio de retirada de potência pode-se perceber conforme o gráfico abaixo que:

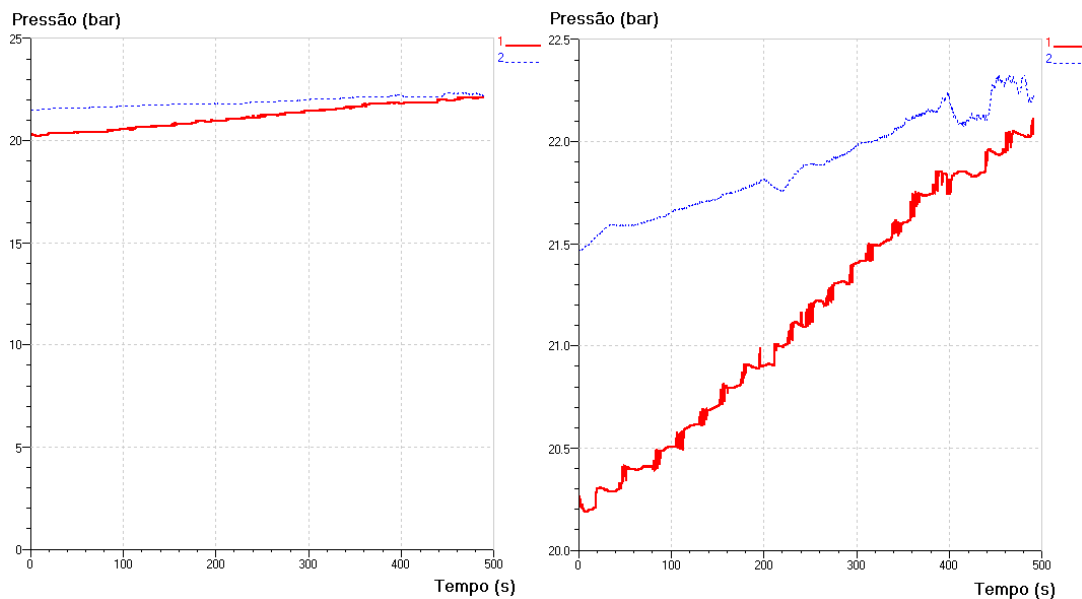


Figura 5.15 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (pontilhado) , à esquerda em escala, a direita ampliado

Tanto na tomada, como na retirada de potência, o modelo se comporta de forma semelhante, ou seja, quanto maior for à potência produzida pela turbina e maior à abertura do distribuidor, a diferença absoluta entre as curvas do modelo e do sistema real aumenta. Este comportamento é mesmo do ensaio de tomada de potência, e esta ligada aos problemas apontados na seção anterior a respeito do gráfico da Figura 5.6.

Para o gráfico de Pressão no Duto de Sucção temos:

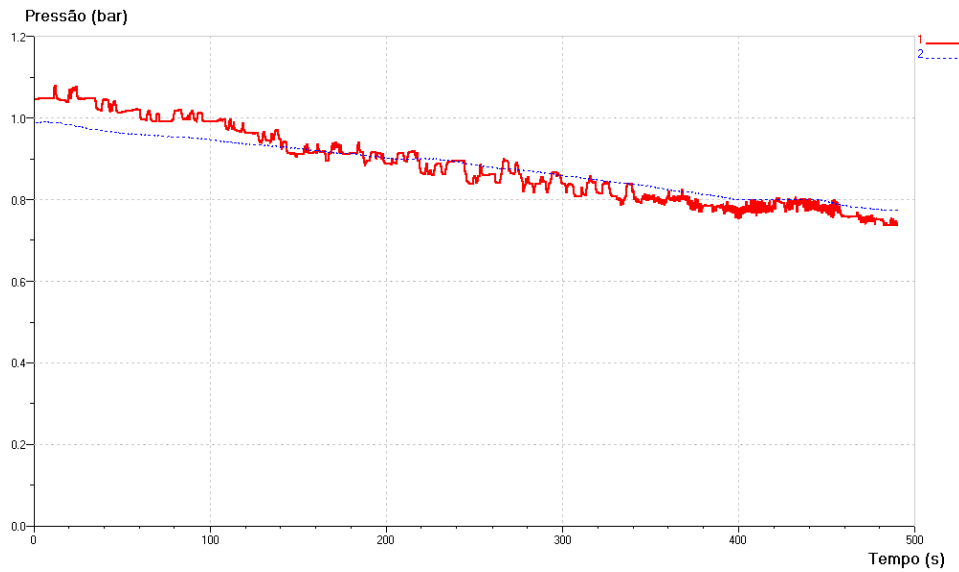


Figura 5.16 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

Assim como no gráfico de pressão no duto de sucção para ensaio de tomada de potência, o resultado da curva é a que melhor se enquadra dentro dos resultados experimentais utilizados para comparação.

Partindo agora para os gráficos do regulador de velocidades, têm-se primeiramente o gráfico da posição do anel distribuidor, conforme mostra a Figura 5.17.

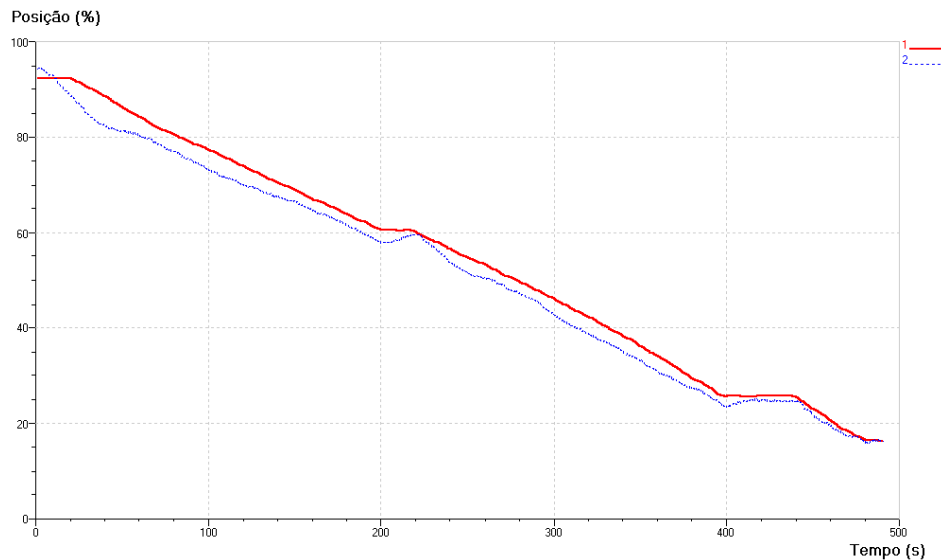


Figura 5.17 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

O super-componente RVX-300 que controla a posição do anel distribuidor, a potência elétrica produzida e a frequência do rotor, é o responsável pelas curvas acima. Mas como foi citado no item 5.1.1, aqueles parâmetros estimados no modelo é que de fato geram o comportamento diferenciado entre a posição do anel distribuidor no ensaio e na simulação, uma vez que os parâmetros do controlador são iguais tanto nos ensaios quanto na simulação. Contudo a curva da posição no modelo é muito parecida com a curva real, o que permite afirmar que o modelo se comporta de forma semelhante ao sistema real.

Abaixo é apresentado o gráfico da frequência do rotor. Neste gráfico fica claro que o regulador de velocidade ao controlar mais de uma variável, pode priorizar uma delas em relação às outras.

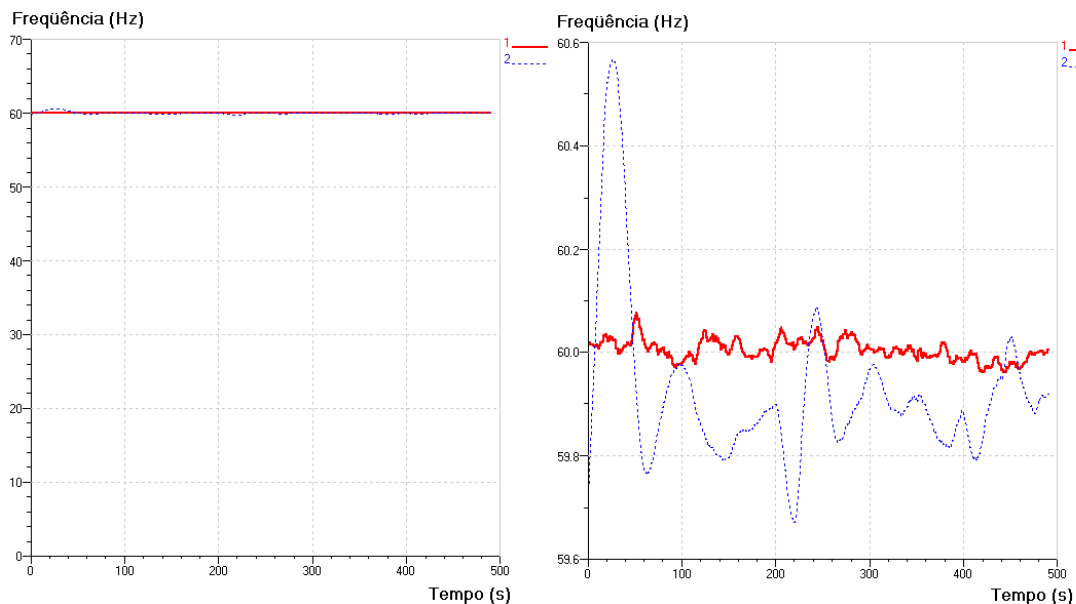


Figura 5.18 – Frequência do Rotor Medida (sólida) e Simulada (pontilhado), à esquerda em escala, a direita ampliado

No modelo utilizado, a variação da frequência do rotor tem prioridade, comparado à variação da potência e posição do anel distribuidor. Assim percebe-se que enquanto a frequência é mantida próximo do esperado, porém abaixo da curva ideal, a curva de potência trabalha acima da curva estipulada, a fim de compensar a variação negativa das curvas de frequência. Por sua vez a curva de posição trabalha abaixo da sua curva ideal, a fim de compensar a variação positiva da potência como a variação negativa da frequência. Em OGATA (2005), pode-se ter uma melhor explanação a respeito das formas de controle de variáveis em sistemas dinâmicos.

Após visualizar os gráficos do controlador, é apresentado o gráfico a respeito da UH do regulador. Este tem o mesmo comportamento do gráfico da UH do regulador perante o ensaio de tomada de potência, ou seja, há uma região de picos de pressão próxima a faixa de 61 bar. Em função disso, o tempo necessário entre recargas do acumulador no modelo é menor que o tempo normalmente gasto pelo sistema real, quando exposto sob o mesmo tipo de ensaio. Este comportamento diferenciado se deve a vários fatores. Dentre eles, pode-se apontar sobre o controlador da pressão do acumulador, que no modelo foi inserido após o acumulador, medindo assim a pressão na linha, e não no equipamento. Para correção deste problema pode ser que seja necessário aumentar a pressão máxima suportável no acumulador do modelo, corrigindo assim o déficit de pressão que há no acumulador. Outra possível solução é reduzir o espaço de amostragem nas regiões onde ocorrem os picos de pressão, pois talvez a resolução de apenas 10 pontos por segundo seja muito grande e assim o modelo não tem a devida sensibilidade para avaliar as variações de pressão que ocorrem nesta faixa de trabalho do sistema de alimentação.

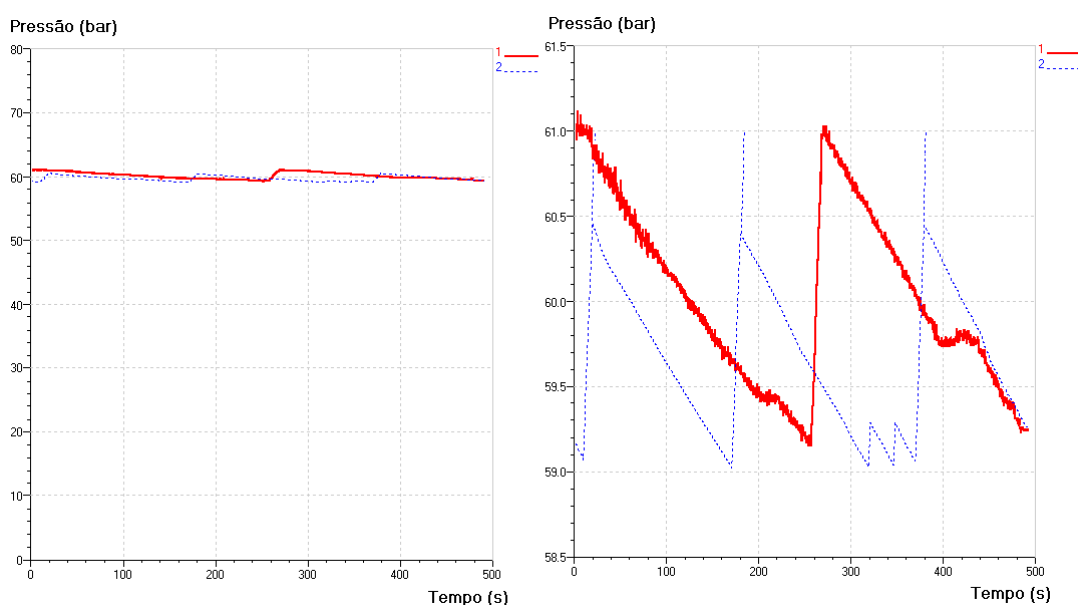


Figura 5.19 – Pressão na UH Medida (sólida) e Simulada (pontilhado) , à esquerda em escala, a direita ampliado

Porém esta diferença entre o ciclo de variação da pressão real e do modelo não interfere na avaliação da pressão das câmaras A e B dos atuadores hidráulicos.

A Figura 5.20 e Figura 5.21 apresentam as curvas do sistema ensaiado e simulado destas câmaras, respectivamente.

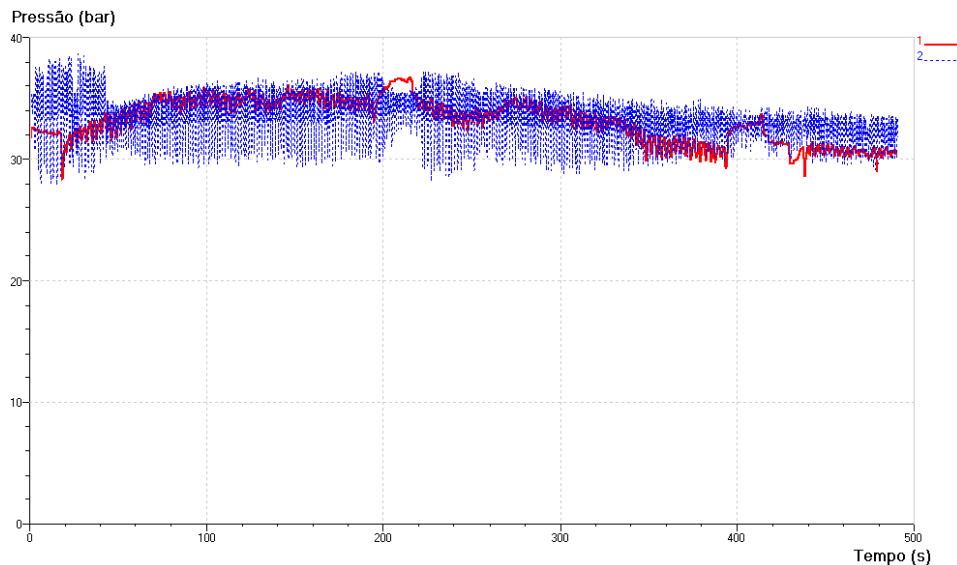


Figura 5.20 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

O comportamento averiguado no ensaio de tomada de potência é diferente deste ultimo ensaio. Enquanto que a pressão da câmara A da simulação na Figura 5.11 mantém-se acima da pressão do sistema ensaiado, nesta simulação ela fica exatamente sobre a curva.

Já para o gráfico da pressão na câmara B, conforme se pode notar, na câmara B há uma inversão da posição relativa da pressão simulada em relação à pressão ensaiada, nos ensaios de tomada e retirada da potência. No primeiro, a pressão da câmara B da simulação fica acima da curva do ensaio. Já neste gráfico ela fica abaixo. Além disso, conforme o anel distribuidor está se fechando (final da simulação) há um aumento da discrepância entre os valores das pressões ensaiada e simulada. Fica evidente que o modelo apesar de apresentar comportamento próximo ao do sistema físico ainda necessita de calibração, Pois parâmetros incertos como de atrito viscoso no cilindro, área das portas de entrada e saída de fluido, vazamento e até mesmo a massa total que ele move interferem no seu comportamento.

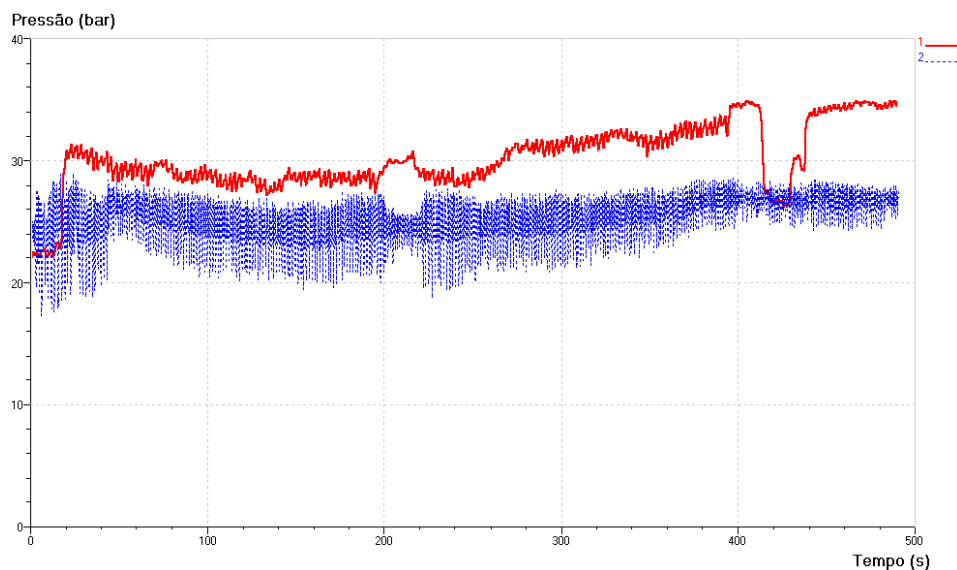


Figura 5.21 – Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (pontilhado)

Além disso, como citado no item 5.1.1, os parâmetros de comprimento de tubulação da ligação da válvula distribuidora, passando pelos elementos lógicos e indo até os atuadores também foi estimado. A análise deste subsistema em separado utilizando simulações em *batch* ou mesmo DOE (*Design of Experiment*) deve desvendar os parâmetros que não podem ser aferidos diretamente no sistema ensaiado.

Após explorar os ensaios de tomada e retirada de carga no sistema, será apresentado um ensaio de tomada e retirada, mas com degraus de 10 % da posição do anel distribuidor, para avaliação do modelo.

5.1.3. Ensaio 3: Tomada e Retirada de Potência, com degraus de 10% na posição, indo de 3 até 100 e depois retornando a 3 MW

Este é o ultimo ensaio utilizado para validação do modelo. Ele será representado pelos gráficos da Figura 5.22 até a Figura 5.28 deste capítulo. Além disso, tem como condições de simulação do modelo o gráfico da Figura 5.3 e um período de 927 segundos, com a coleta de informações a cada 0,1 segundo. Os outros detalhes da simulação são idênticos aos da seção 5.1.1 e 5.1.2. O gráfico de Potência Gerada será o primeiro a ser apresentado. Como dito no começo deste capítulo, a diferença entre a potência gerada real e do modelo se torna explícita neste gráfico.

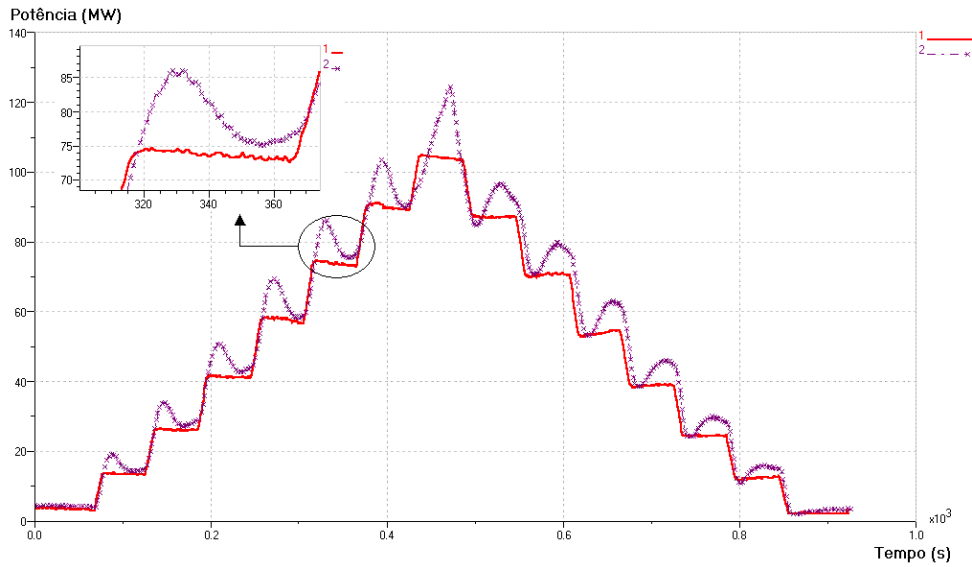


Figura 5.22 – Potência Gerada pela Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-)

Ela se deve em função dos parâmetros utilizados no desenvolvimento do modelo hidráulico do distribuidor, já que comportamento das curvas é semelhante, porém o grau de sensibilidade da curva do modelo é maior, conforme se percebe no detalhe da figura acima.

A Figura 5.23 apresenta a curva da vazão do sistema durante o mesmo ensaio.

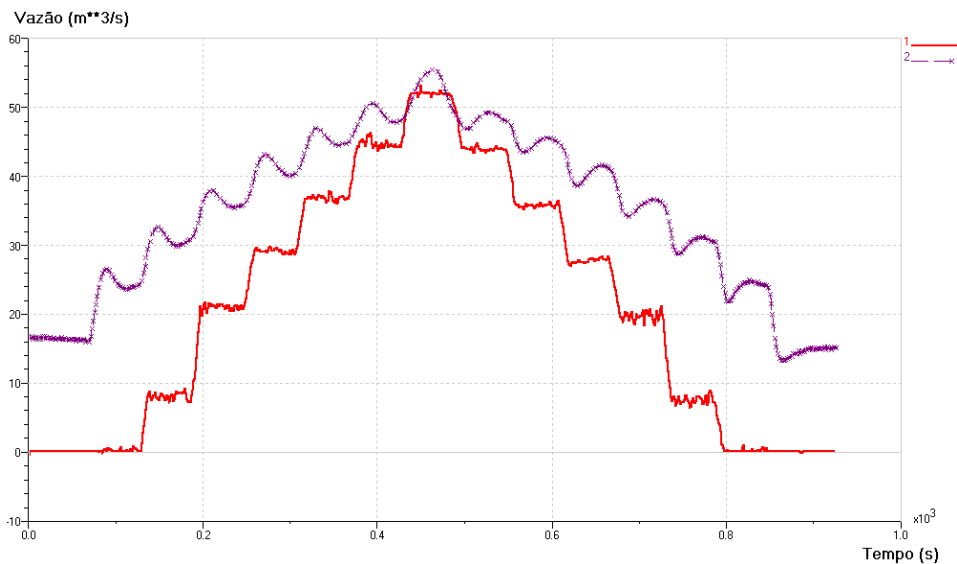


Figura 5.23 – Vazão Turbinada da Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-)

Como a vazão é parâmetro de entrada do cálculo do torque que o rotor necessita pra gerar potência ao sistema, o comportamento da vazão no modelo é o principal responsável pelo comportamento da potência no gráfico anterior.

Para o gráfico da Pressão no Conduto Forçado, o comportamento do mesmo é semelhante aos outros apresentados anteriormente, como se pode notar abaixo.

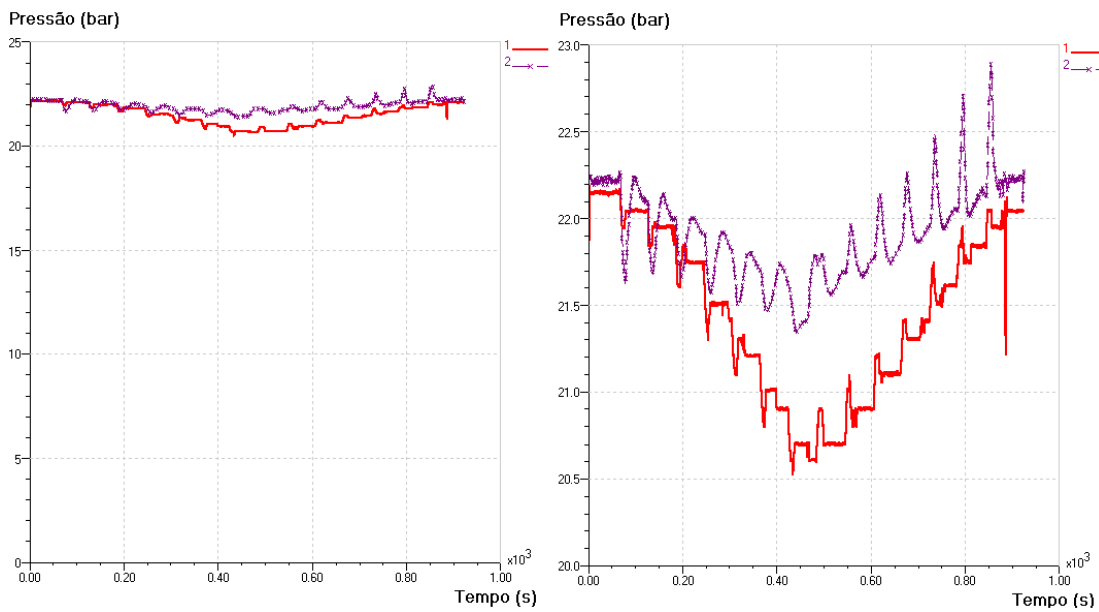


Figura 5.24 – Pressão no Conduto Forçado Medida (sólida) e Simulada (-x-)

Este gráfico permite ressaltar novamente a diferença entre as curvas do modelo e do sistema medido. Deve-se lembrar que esta diferença se deve principalmente aos parâmetros estimados utilizados durante a simulação. E que apesar disso o modelo e o sistema medido tem um comportamento similar.

Já para o gráfico de Pressão no Duto de Sucção, temos:

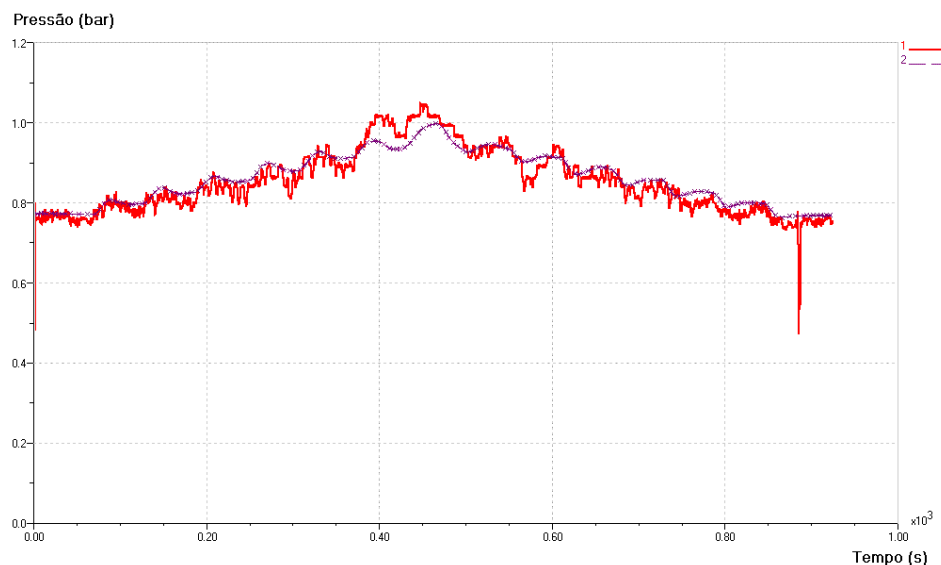


Figura 5.25 – Pressão no Duto de Descarga Medida (sólida) e Simulada (-x-)

A pressão do modelo se comporta como a do sistema real, porém, conforme o distribuidor abre há uma diferença pequena entre o modelo e o sistema real. Além disso, nos últimos dois patamares de subida a pressão do sistema real supera a do modelo. Isto pode estar associado a componentes não representados pelo modelo e que influenciam no aumento da perda de carga no duto devido à vazão mais elevada. Mesmo assim, pode-se dizer que o modelo de duto de descarga representa de forma satisfatória o sistema real.

Partindo agora para o sistema do regulador de velocidade da turbina, as curvas de Posição do Anel Distribuidor, Frequência do Rotor, Pressão na UH e a Pressão da Câmara A e B de um dos atuadores são apresentadas em seqüência e discutidas.

O gráfico da posição do anel distribuidor (apresentado a seguir) revela que o sistema medido tem um comportamento mais estável, ou seja, quando se define uma posição para o mesmo, o anel permanece próximo da posição definida no ajuste. Enquanto isso, no modelo, a posição do distribuidor devido às equações que influenciam no seu comportamento e aos parâmetros aproximados de alguns dos componentes levam o modelo a um comportamento ondulatório, quando se exige que o sistema se auto-regule após perturbações em pequenos espaços de tempo (cerca de 1 minuto).

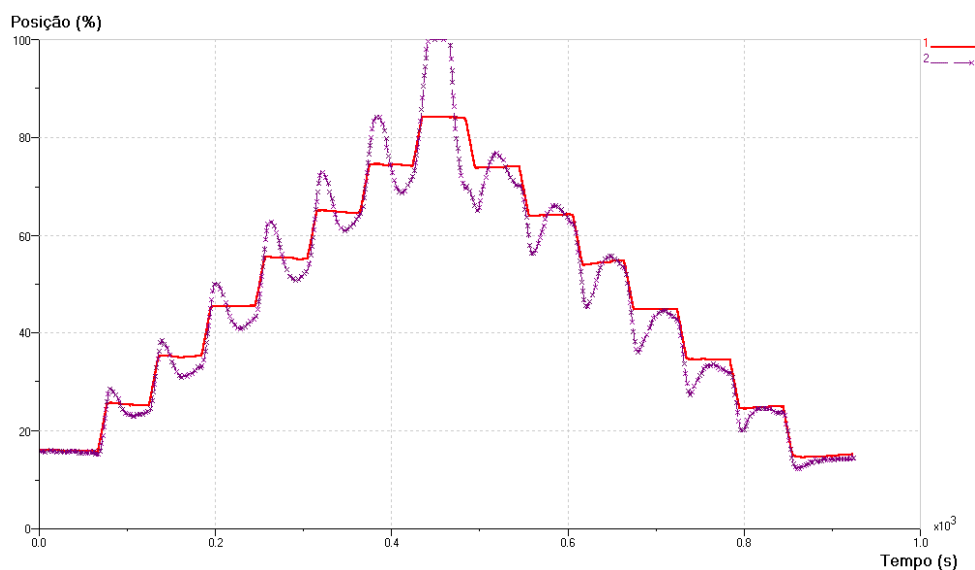


Figura 5.26 – Posição do Anel Distribuidor Medida (sólida) e Simulada (-x-)

Através deste gráfico fica perceptível que o modelo necessita de otimização, uma vez que ele leva um tempo muito maior para estabilizar do que o sistema medido.

Em se tratando do gráfico da freqüência, pode-se afirmar conforme a figura abaixo mostra que:

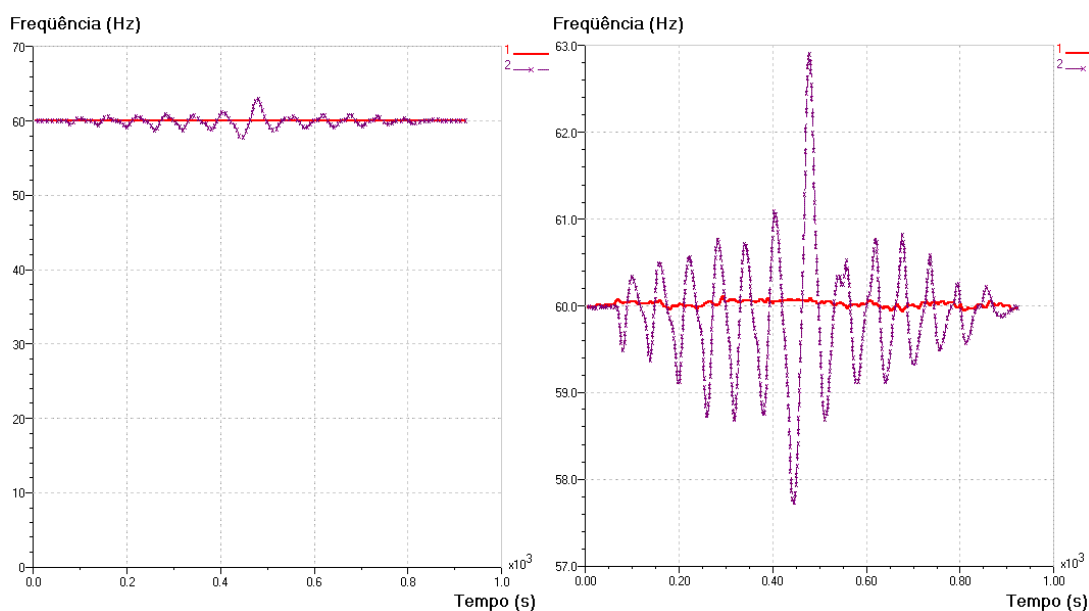


Figura 5.27 – Freqüência do Rotor da Turbina Medida (sólida) e Simulada (-x-)

O comportamento da freqüência do rotor da turbina é o responsável pelo comportamento apresentado tanto pela curva de potência como pela curva de

posição do anel distribuidor neste ensaio. Uma vez que a frequência é a variável crítica quando é solicitado ao sistema que ele se abra e se feche conforme uma curva em degraus de 10% da posição do anel distribuidor a cada um minuto. Esse tipo de ensaio provoca no modelo um comportamento indesejado. E pela característica da curva apresentada no gráfico acima à direita, o modelo tem uma inércia muito maior comparada o sistema medido. Possíveis correções nos parâmetros do modelo e nas equações que regem o mesmo podem melhorar o resultado obtido acima. O principal parâmetro a ser corrigido provavelmente será a massa inercial do rotor, que considera apenas a massa do rotor, e que deveria considerar também a massa de água que passa pelo mesmo. Para avaliação deste e de outros fatores, será necessário a definição de ensaios a fim de calibrar estes parâmetros de acordo com a realidade do sistema.

O gráfico da Pressão na UH deste ensaio não difere de comportamento dos dois gráficos dos ensaios de tomada e retirada de potência, sendo assim, não será necessário expor o mesmo neste ensaio, evitando a repetição de gráficos parecidos.

Por fim, as últimas variáveis do terceiro ensaio são apresentadas abaixo. Trata-se das curvas de pressão na câmara A e B de um dos atuadores hidráulicos.

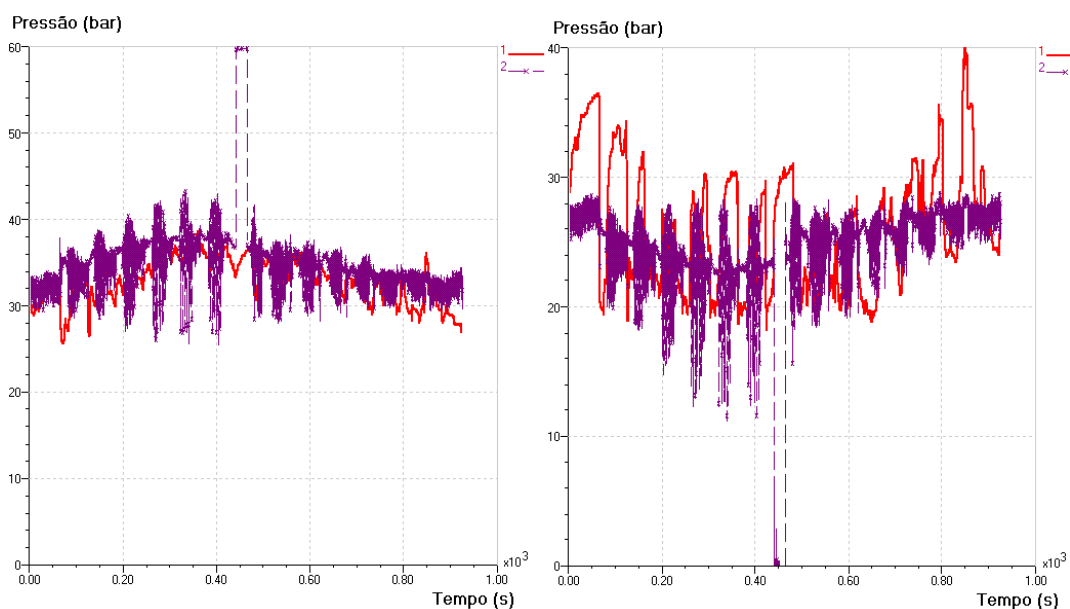


Figura 5.28 – Pressão na Câmara A Medida (sólida) e Simulada (-x-) à esquerda e Pressão na Câmara B Medida (sólida) e Simulada (-x-)

Conforme o gráfico acima expõe, se torna perceptível que não há regularidade na curva do sistema medido, principalmente na câmara B do atuador.

Possivelmente devido ao sinal de entrada em degrau submetido ao controlador. A pressão na câmara A tem um comportamento um pouco mais regular, mas mesmo assim o modelo acaba tendo um comportamento semelhante, mas não próximo do que se vê no sistema ensaiado. Outro detalhe importante é que enquanto a curva da câmara A simulada segue o comportamento das simulações anteriores, a curva da câmara B simulada apresenta o padrão da simulação de tomada de potência.

Em função dos resultados obtidos com o modelo durante os três ensaios expostos acima, pode-se dizer que ele foi válido para as condições normais de funcionamento da usina avaliada. Para ensaios de emergência, será necessário desenvolver o modelo contendo os componentes que fazem parte do sistema de emergência da turbina e do sistema regulador de velocidade permitindo assim a correta simulação do mesmo em tais condições.

Além disso, serão necessários alguns ensaios para calibração do modelo, dentre eles, pode-se apontar:

- Construção de um submodelo e simulação do mesmo para avaliar a variação da área de abertura do anel distribuidor em relação ao seu atuador;
- Construção de um submodelo e simulação para avaliar a importância da massa aparente de água que passa pelo rotor, a fim de determinar de forma exata o comportamento do rotor da turbina, conforme varia a vazão na mesma.

O trabalho e resultados apresentados acima exigem um detalhado estudo dos subsistemas da turbina e regulador de velocidade que se deseja projetar. A sua aplicação em um novo projeto pode ocorrer, desde que o projetista tenha a devida maturidade dos conceitos utilizados para a determinação de seu modelo.

A seguir, este trabalho segue para a conclusão a respeito do modelo, simulação e resultados obtidos.

6. Conclusões e Trabalhos Futuros

Este capítulo visa expor as devidas conclusões a respeito da documentação que foi produzida pelo trabalho de pesquisa. Assim, as próximas páginas ressaltam quais pontos foram positivos ao trabalho e que devem servir de base para trabalhos futuros, bem como os devidos incrementos característicos em todo trabalho de modelagem. Esse levantamento é apresentado em função dos pilares deste trabalho, que é o estudo da literatura sobre o tema e o uso da ferramenta de trabalho, a construção do modelo, e as condições da simulação e dos resultados obtidos.

6.1. Literatura e Ferramenta de Trabalho

O trabalho de pesquisa teórica sobre o tema foi uma tarefa extensa. Muitas vezes a literatura sobre o anel distribuidor e turbina trata da questão da dinâmica do fluido em condições não realistas, o que é usual para o ensino de graduação. Um exemplo disso é desconsideração da compressibilidade do conjunto fluido e conduto forçado, encontrado em alguns modelos de KUNDUR, BALU e LAUBY (1993) e SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983). Outro é a consideração da velocidade do fluido igual para toda uma seção específica seja do conduto forçado, da caixa espiral ou do anel distribuidor e turbina. Sendo que apenas DIÉZ (1996) gerou uma solução para o escoamento que passa pela caixa espiral. Em outro cenário a teoria foca mais na questão de controle de potência do anel distribuidor, explorando as mais variadas formas de construção de diagramas de blocos para representar o comportamento do sistema e assim explorar as formas de controlador que se adequam ao mesmo, como em OGATA (2005). O modelo apresentado, acabou limitado pela forma de representação do comportamento da turbina, onde as equações que constituem o modelo (conforme pode ser visto no item 4.3 do capítulo 4) são lineares, e foram retiradas de MATAIX (1975) , PEREIRA (2000) e DIÉZ (1996), que objetivam explorar um modelo simplificado para avaliação do comportamento global do escoamento pelo rotor da turbina. Os modelos construídos por KUNDUR, BALU e LAUBY (1993) e WORKING GROUP ON PRIME MOVER AND ENERGY SUPPLY MODELS FOR SYSTEM DYNAMIC PERFORMANCE STUDIES (1992) já focam sobre o aspecto de reproduzir uma função transferência representando os componentes constituintes da turbina e assim simular o mesmo comportamento do

sistema em situações específicas de ensaio. Outra restrição encontrada foi a forma de representar o cálculo do torque que o anel distribuidor sofre em função do escoamento que passa pelo mesmo. Tanto MATAIX (1975) como VIVIER (1966) apresentam uma equação para esta estimativa, porém alguns dos parâmetros da mesma não foram apresentados, o que torna o uso das mesmas inviáveis no trabalho. A melhor opção neste caso foi o uso de uma tabela que relaciona a força que o atuador hidráulico faz quando necessita posicionar o anel distribuidor. Porém, este tipo de solução só é viável diante de resultados experimentais anteriores do sistema modelado.

O uso de referências clássicas neste trabalho teve por objetivo partir de princípios básicos para a representação do sistema modelado. E apesar de algumas das referências terem mais de 30 anos, são encontradas como referências em trabalhos atuais a respeito deste tema, pois sua fundamentação foi bem articulada para a aplicação de estudo de casos.

Quanto à abordagem utilizada, este trabalho não permitiu que se pudesse comparar o modelo construído com os encontrados na literatura, pois os apresentados em artigos e livros normalmente eram mais simples e trabalham com menos variáveis e componentes ao mesmo tempo para simular o comportamento de uma turbina, exemplo destes modelos podem ser encontrados em SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983), e KUNDUR, BALU e LAUBY (1993). Este tipo de situação faz com que os resultados obtidos nas referências sejam restritos a um número menor de informações quando comparado ao que acontece em ensaios de campo.

Mesmo assim, a literatura possibilitou que a construção do modelo fosse determinada de forma coerente, deixando alguns aspectos específicos difíceis de modelar (como por exemplo, o torque produzido pelo escoamento de água que age sobre as pás do anel distribuidor durante o processo de abertura de fechamento do mesmo) para estudos posteriores. Além disso, ela facilitou a análise e seleção dos principais parâmetros pertinentes ao modelo durante a sua construção.

Quanto à ferramenta utilizada, o software AMESim se mostrou muito eficaz na construção do modelo, devido à investigação das causalidades na ligação entre os componentes, ou seja, qualquer tipo de interligação entre componentes que não pudesse ser representada fisicamente já era alertada pela ferramenta. Já no que tange a visualização da resposta da simulação, o tempo de trabalho foi otimizado,

uma vez que os resultados de qualquer variável simulada estavam sempre disponíveis. Este fato normalmente não é tão simples de se apresentar com a abordagem via fluxo de sinal, pois nesta é sempre necessário especificar todos os pontos que se deseja estudar, ou adquirir um resultado, antes da simulação. Esta abordagem via fluxo de sinal é utilizada pela maioria das fontes de pesquisa do trabalho, como KUNDUR, BALU e LAUBY (1993), SOUZA, FUCHS e SANTOS (1983), OGATA (2005), KJØLLE (2001) e WORKING GROUP ON PRIME MOVER AND ENERGY SUPPLY MODELS FOR SYSTEM DYNAMIC PERFORMANCE STUDIES (1992).

6.2. Os Modelos e Parâmetros

Conforme citado no primeiro capítulo desta dissertação, um modelo compreende o estudo de um determinado sistema onde algumas características são priorizadas em relação a outras a fim de concluir um objetivo. No processo de construção dos modelos, pode-se dizer que houve uma grande evolução desde a perspectiva do primeiro modelo de cada subsistema até a configuração final destes apresentados neste trabalho.

A partir dos resultados obtidos, constatou-se que o super-componente que representa o anel distribuidor é coerente com o sistema físico, necessitando apenas de ajustes no equacionamento da forma de abertura do anel distribuidor hidráulico em função de sua posição. Já nos sistemas de alimentação e atuação do regulador de velocidade, a falta de ensaios em vazio do sistema hidráulico utilizado na turbina reduziu o número de informações a respeito dos parâmetros do modelo, ficando estes sistemas modelados apenas em função dos parâmetros apresentados pelos manuais técnicos dos equipamentos. Além disso, estes sistemas sofreram simplificações em sua representação, mas nada disso provocou uma mudança perceptível no comportamento dos mesmos.

No conduto forçado e no duto de descarga, pode-se dizer que o formato final do modelo obtido necessita apenas de ajuste dos parâmetros estimados, os quais foram apresentados nos itens 4.6.2 e 4.6.3 desta dissertação. Caso seja necessário construir um modelo diferente do abordado neste trabalho, para uma nova configuração de conduto forçado e duto de descarga o sistema AMESim[®] é capaz de realizar as devidas modificações sem comprometer o modelo. Ou seja, se a

configuração do conduto exige maior número de seções, com diferentes diâmetros, ou de número de componentes que fazem parte do duto de descarga, não há empecilho para a ferramenta de trabalho em determinar a nova configuração do formato do conduto forçado ou do duto de descarga. Isso porque o software dispõe em sua biblioteca de vários modelos prontos para as soluções mais usuais como as apontadas neste exemplo. Quanto ao super-componente da turbina, os resultados obtidos foram satisfatórios, contudo estes podem ser aprimorados através da substituição do mesmo por uma concepção mais detalhada que aborde as não linearidades deste componente, como os efeitos de compressibilidade do fluido na turbina e das perdas que ocorrem no sistema, e que influenciam na equação do torque sobre o eixo do rotor-gerador, conforme foi apontado no item 2.5 deste trabalho. Todavia, recomenda-se manter o modelo do subsistema eixo do rotor-gerador, pois sua representação é coerente com a realidade física do modelo.

O modelo do controlador (CLP) não deve ser alvo de modificações, a não ser que se deseje explorar outro tipo de controlador para o sistema.

Através das soluções e dificuldades apontadas acima, pode-se afirmar que o nível de detalhamento apresentado por este tipo de abordagem na modelagem dinâmica explora uma quantidade maior de parâmetros e variáveis externas que a utilizada pelo fluxo de sinal, e com isso, pode-se concluir que o objetivo de facilitar o trabalho do projetista é atingido. Mesmo o modelo sendo mais complexo, o tempo de construção do mesmo, assim como o tempo destinado ao tratamento das informações, compara-se ao mesmo modelo construído via fluxo de sinal, obviamente dependendo do conhecimento sobre o ambiente de modelagem. Além disso, talvez a viabilidade da construção de tal modelo via fluxo de sinal não fosse possível devido a restrições técnicas, seja de software ou de hardware.

Deve-se ressaltar que as interfaces entre os subsistemas foi uma tarefa fácil, e reduziu muito o tempo de projeto do sistema como um todo, já que software avalia e indica de antemão quais os modelos que devem ser usados em conjunto na ligação entre os vários subsistemas utilizados no trabalho. O mesmo não seria possível ao se trabalhar em um modelo construído segundo a abordagem de fluxo de sinal, pois a mesma requer a construção por completo do modelo antes de sua simulação.

6.3. Simulação

A simulação dos modelos foi a etapa mais extensa do trabalho de dissertação, uma vez que era necessário simular várias vezes alguns subsistemas até que se atingisse o comportamento esperado para o mesmo. Os parâmetros de simulação foram obtidos segundo os ensaios de campo do sistema, bem como a seleção das informações que eram pertinentes para os resultados do modelo (número de variáveis avaliadas, intervalo de comunicação, etc.). Abaixo segue uma explanação a respeito da validação do modelo.

O modelo apresentou resultados coerentes com os obtidos em campo, conforme pôde ser visualizado no capítulo anterior. Porém, em algumas situações o modelo acabou não se comportando da forma esperada (por exemplo, a curva de vazão no anel distribuidor do modelo apresenta diferença em relação à obtida pelo sistema físico). Mas a maioria dos ensaios e dos resultados obtidos pode ser classificada como satisfatória. Deve-se lembrar também que o modelo em alguns pontos carecia de parâmetros do projeto do sistema, já que a Usina de San Francisco se encontra no Equador, e a coleta de informações e parâmetros a respeito da mesma foi realizada apenas durante a realização dos ensaios para validação deste modelo. Assim, mesmo com o levantamento de uma lista prévia de parâmetros necessários antes dos ensaios, alguns dos mesmos não foram citados, já que o modelo que representa o sistema não estava concluído na época em que os ensaios foram realizados.

O destaque na simulação do modelo ficou por conta do super-componente representando o distribuidor da turbina. Este modelo funcionou de forma muito próxima ao sistema físico. Detalhes de desenvolvimento do torque sobre as pás do distribuidor, devido ao escoamento da água devem ser estudados para que se possa elaborar um modelo capaz de estimar o torque sobre as pás do mesmo, sem que sejam necessários testes experimentais. Contudo a simulação deste modelo segundo fluxo de potência produz muito mais informações que a apresentada pelo fluxo de sinal, pois dados como: torque no anel distribuidor devido ao escoamento, vazão no anel distribuidor, pressão antes e depois do mesmo, são variáveis apresentadas como resultado pelo modelo, enquanto que no modelo via fluxo de sinal apenas a posição do anel distribuidor é apresentada. Este tipo de comparação

pode ser expandido para todo o modelo do sistema, dando ao mesmo uma importância impar quando comparada à abordagem via fluxo de sinal.

6.4. Resultados Obtidos

Os resultados obtidos neste modelo serão apresentados segundo as variáveis analisadas, assim, seguem os comentários a respeito do que foi averiguado no modelo.

6.4.1. Potência e Vazão

As curvas de potência geradas pelas duas primeiras simulações tiveram comportamento semelhante com o obtido pelo ensaio de campo. Entretanto no ensaio em degrau o resultado apresentou uma disparidade entre o comportamento do modelo e do sistema físico. Esta diferença se deve aos parâmetros utilizados no modelo do rotor e do eixo do rotor-gerador (apresentados nos itens 4.6.4 e 4.6.5 respectivamente), que foram estimados e não confirmados segundo o projeto da Usina avaliada.

Além disso, deve-se lembrar que a vazão tem uma grande parcela de importância sobre o resultado da potência. Assim, a dificuldade em modelar o comportamento da vazão durante a abertura e fechamento do anel distribuidor contribuiu para o resultado obtido neste conjunto de curvas. Mesmo assim, o modelo gera um resultado de vazão estimada que passa pelo anel distribuidor para gerar a potência esperada pelo rotor da turbina, e assim pode-se estimar os esforços que o anel distribuidor deve suportar com isso. Porém, como ressaltado no capítulo anterior, os valores de vazão medidos na faixa inicial de abertura do anel distribuidor são considerados como nulo pelo medidor de vazão da turbina ensaiada. O que reduz a faixa de avaliação e comparação dos resultados apenas aos valores de vazão que foram estabelecidos com a abertura mínima de 30 % da abertura total do anel distribuidor.

6.4.2. Pressão no Conduto Forçado e no Duto de Descarga

A diferença na curva de pressão do conduto forçado no modelo e no sistema físico também se deve ao uso de parâmetros estimados do sistema (parâmetros estes apresentados nas seções 4.6.2 e 4.6.3 desta dissertação). O mesmo é válido para o duto de descarga. A vantagem advinda com este modelo é que a simulação

tanto do modelo do conduto forçado como do duto de descarga, exibe os resultados das pressões destes subsistemas durante a mesma simulação das outras variáveis, seja nos ensaios de tomada, retirada ou em degrau. Sem o uso da abordagem via fluxo de potência, os resultados iniciais do modelo eram calculados através de equações para condições de regime, e só eram confirmados em ensaios de campo ou em modelos em escala, uma vez que o modelo do regulador via fluxo de sinal é bem mais simplificado.

Assim esta abordagem fornece mais subsídios para avaliação do projetista durante as etapas de projeto, reduzindo a necessidade de construção de modelos ou nos ensaios para avaliação de parâmetros do regulador de velocidade da turbina.

6.4.3. Freqüência

A freqüência é a variável mais importante para o controlador. Nas curvas obtidas das simulações, pode-se perceber que o modelo teve um comportamento mais irregular do que o apresentado pelo sistema físico. Mesmo assim, variação da curva obtida ficou dentro da faixa de tolerância (± 1 % da freqüência padrão) estipulada pela literatura (SOUZA, 1983). Isso se deve a parâmetros desconhecidos de alguns dos componentes do sistema que acabam tendo influência sobre o modelo. Entre eles podem-se citar os valores de atritos estático e de Coulomb no componente que representa o rotor-gerador da turbina.

6.4.4. Pressão na Unidade Hidráulica do Regulador de Velocidade e nas Câmaras A e B dos Atuadores Hidráulicos

O comportamento da UH do regulador de velocidade no modelo é próximo do obtido pelo sistema físico. Porém apenas com análise do sistema de alimentação é que será possível diagnosticar o responsável pela diferença entre as curvas da simulação e do ensaio.

O mesmo não se pode dizer a respeito das curvas de pressão do modelo e do sistema físico das câmaras A e B dos atuadores hidráulicos. Estas variáveis apresentaram um resultado muito próximo do esperado, principalmente quando comparadas entre si (modelo e sistema físico) nos ensaios de retirada e tomada de potência da turbina. Já no ensaio em degrau, percebeu-se que em condições de maior intermitência do sistema, o modelo necessita de um estudo mais detalhado.

Em função do que foi exposto acima, o modelo realmente explorou a capacidade de modelagem e simulação do software utilizado, apresentando vários caminhos para trabalhos futuros. Assim, a próxima seção sugere alguns dos possíveis rumos que se pode explorar.

6.5. Trabalhos futuros

O trabalho desta dissertação abordou como é possível construir um modelo de um regulador de velocidade utilizando a abordagem via fluxo de potência. Entre os trabalhos que podem ser explorados posteriormente, têm-se:

O estudo do distribuidor hidráulico, apresentado uma solução mais aprimorada, seja na forma de tabela ou de curva, que represente a abertura de um anel distribuidor;

Um modelo de rotor mais complexo, onde as variáveis de pressão de entrada e torque no eixo do rotor-gerador não sejam apenas em função de equações matemáticas lineares;

Um estudo sobre a estimativa dos atritos do anel distribuidor e do eixo rotor-gerador nas turbinas também é uma frente a ser avaliada, já que estas variáveis são de difícil acesso por parte da comunidade acadêmica;

A construção de um modelo que represente o comportamento de uma turbina Kaplan para validação do mesmo;

A realização de um ensaio de rejeição de carga do modelo, após a melhor determinação dos parâmetros desconhecidos para avaliação da eficiência do controlador e do sistema regulador de velocidade.

A contribuição dos trabalhos científicos transcende a produção dos resultados e constatações, já que uma pesquisa é sempre incompleta, e os novos rumos e sugestões de futuros trabalhos fomentam a própria expansão da área de estudo.

6.6. Conhecimento Adquirido Através do Trabalho

Este trabalho permitiu ao autor expandir a sua base de conhecimento sobre alguns temas explorados no trabalho, como: o desenvolvimento de projetos de sistemas de controle para utilização na indústria; a respeito dos vários componentes, subsistemas e parâmetros que fazem parte do projeto de usinas hidrelétricas e quais problemas de projeto podem atrapalhar a conclusão dos objetivos do mesmo.

Quanto à questão do uso da ferramenta, o trabalho permitiu explorar algumas funcionalidades do AMESim que otimizam os resultados em aplicações de projetos de grande porte, como DOE, simulações em batch entre outras. Os resultados obtidos com isso permitiram estimar alguns parâmetros desconhecidos com a devida segurança para a construção do modelo.

Sob o ponto de vista da modelagem dinâmica, foi possível perceber que a causalidades dos modelos são importantes em sistemas deste porte, já que muitas variáveis estão interligadas, e a inadequada interpretação física delas, pode levar a resultados incompatíveis com o comportamento físico do sistema. Desta forma percebe-se a vantagem em se estipular tempo necessário para a construção das interfaces do sistema e a correta seleção dos modelos utilizados nele.

Quanto ao projeto de sistemas, o tempo destinado a seleção das variáveis úteis para análise dos resultados foi importante, aumentando o foco em informações importantes a ser retiradas do modelo. A definição também dos ensaios e simulações para a pesquisa permitiu ao autor verificar qual é a capacidade do modelo atual (que utiliza fluxo de sinal) abordado pela empresa parceira no que tange aos resultados obtidos, e quais os ganhos que a abordagem via fluxo de potência utilizada neste trabalho proporciona sobre o modelo apresentado na dissertação. Este tipo de informação permite concluir que a abordagem mais adequada para o projeto de reguladores de velocidade em turbinas é a utilizada na construção do modelo deste trabalho, pois apesar do tempo gasto no desenvolvimento da concepção, os resultados obtidos são sem dúvida muito mais amplos do que os apresentados pela literatura.

Sob o aspecto de projeto, percebe-se que o uso de engenharia simultânea é uma obrigação dentro do projeto de sistemas, já que a melhor concepção só pode ser atingida através do processo de iteração entre as fases de análise (projeto preliminar) e de concepção (projeto conceitual). O desenvolvimento de projetos modulares também é compatível com a aplicação abordada, pois há muitos componentes interligados neste tipo de sistema, e a definição dos grupos (subsistemas) e de suas funções é facilita o processo de construção do sistema como um todo.

Referências Bibliográficas

- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas – NB 6412 / 80 – Recepção em modelos de turbinas hidráulicas – ensaios – procedimentos. 1988.
- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas – NB 9581 / 86 – Turbinas hidráulicas – Testes de verificação da erosão por cavitação. 1986.
- BOSCH. Electrohydraulic proportional valves and closed loop control valves theory and application. Stuttgart – Germany: Robert Bosch GmbH, 1989, 149 p.
- CASTELANI, Márcio Ricardo ; MAMANI, Luis Alberto Galaz ; SILVA, Jonny C. . Sistemas Especialistas Para o Gerenciamento Operacional de Redes de Distribuição de Gás Natural. In: Décimo Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, 2002, Santiago. Décimo Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica - COCIM 2002, 2002. v. 1. p. 1-6.
- DE NEGRI, Victor Juliano. Sistemas hidráulicos e pneumáticos para Automação e controle PARTE III, Florianópolis, março de 2001.
- DE NEGRI, V. J. Introdução aos Sistemas para Automação e Controle Industrial. Florianópolis, 2005. 52 p.
- DÍEZ, Pedro Fernández; Turbinas Hidráulicas. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria, Espanha, 1996. Disponível em <<http://libros.redsauce.net/>> . Acesso em 15 novembro 2007.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA; Balanço Energético Nacional 2005: Ano base 2004. Relatório final. Ministério de Minas e Energia. Rio de Janeiro, 2005. 189p.
- FOCCHI, Michele; MAZZORANA, Rafael H. F. Dynamic Modeling of an Hydraulic Power Plant Using Signal Approach. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2007. Brasília, DF.
- FURST, Fernando Luiz; Universidade Federal de Santa Catarina. Dissertação de Mestrado. Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição. Florianópolis, 2001. 132p.
- HENN, Érico Lopes. Máquinas de fluido. Santa Maria: Editora UFSM, 2001.
- IMAGINE S. A., Hydraulic Library – User Manual, Version 4.2. September, 2003. 80p.

- KJØLLE, Arne. Hydropower in Norway, Norwegian University of Science and Technology Trondheim, 2001.
- KUNDUR, P. (Prabha); BALU, Neal J.; LAUBY, Mark G. Power system stability and control. New York: McGraw-Hill, 1993. 1176p.
- LEBRUN, Michel.; RICHARDS, Claude. How to create Good Models without Writing a Single Line of Code. Paper presented at the 5^a Scandinavian International Conference on Fluid Power at Linköping, Sweden, 28th May 1997.
- MACINTYRE, Archibald J.. Máquinas Motrizes de Hidráulicas. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Hidráulicas – Turbinas hidráulicas • Bombas • Ventiladores. Madrid: Editorial ICAI, 1975. 1371p.
- MAZZORANA, Rafael H. F.; Silva, Jonny C. Modelagem Dinâmica de Reguladores de Velocidade para Turbinas do Tipo Francis Utilizando uma Abordagem Via Fluxo de Potência. In: V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2008. Salvador, BA.
- MERRITT, Herbert E. Hydraulic control systems. New York: J. Wiley, 1967.
- MOOG, D680 Series – Proportional Control Valves with Integrated Electronics – ISO 4401 – Size 05 to 10. Revision 2. 2004. 42p.
- OGATA, Katsuhiko. Engenharia de controle moderno. 4^a edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005. 787p.
- PAHL, Gerhard. et al. Projeto na Engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações. São Paulo: Edgard Blucher, 2005. 412p.
- PEREIRA Filho, Dylton. Apostila de Máquinas de Fluxo - EMC 5429. Depto de Eng. Mecânica. UFSC, Florianópolis, Brazil, 2000.
- REIVAX. – Regulador de Velocidade – RVX300/F05014. Florianópolis: Reivax Automação e Controle, 2005. [CHE San Francisco – Pré-Relatório de Comissionamento – Unidade Geradora 02];
- RODRIGUES, Luiz A. H.; et al. Análise Téorico-Experimental de um Circuito Hidráulico de Controle de Velocidade de Turbina em Central Hidrelétrica. XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. 2001. 9p.

- RODRIGUES, L. A. H., DE NEGRI, V. J. Projeto Preliminar para Modernização total dos Reguladores de Velocidade da CHE JACUÍ-RS. Florianópolis, 2004.
- SCHREIBER, Gerhard P. Usinas Hidrelétricas, Editora Edgard Blucher Ltda, 1978.
- SILVA, Jonny C. ; HIRANO, Eduardo Wulff ; MOURA, Newton Reis de ; FREIRE, Luiz Gustavo de Melo . Sistema Especialista para Gerenciamento de Redes de Gás Natural- SEGRED. In: Rio Oil & Gas Conference and Exposition, 2004, Rio de Janeiro. Proceedings Rio Oil & Gas Conference and Exposition. Rio de Janeiro : Instituto Brasileiro do Petróleo, 2004. v. 1. p. 1-8.
- SILVA, Jonny C. ; PORCIÚNCULA, Gilson Simões . SISTEMA ESPECIALISTA PARA GERENCIAMENTO DE REDES DE TRANSPORTE DE GÁS NATURAL. In: Rio Pipeline 2003- Conference & Exposition, 2003, Rio de Janeiro. Anais Rio Pipeline 2003- Conference & Exposition. Rio de Janeiro : IBP - Instituto Brasileiro de Petróleo, 2003. v. 1. p. 1-8.
- SILVA, Jonny C. ; SILVA JUNIOR, Alvinho Cesário da . Integração entre Sistemas Especialistas e Simulação para o Monitoramento de Redes de Transporte de Gás Natural. In: II CONEM- Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2002, João Pessoa. ANAIS II CONEM, 2002. v. 1. p. 1-10.
- SILVA, Jonny C.. Virtual Environment for Dynamic Modeling of Multi-domain Systems . In: 18th International Congress of Mechanical Engineering, 2005, Ouro Preto. Proceedings of COBEM 2005. Rio de Janeiro: ABCM <http://www.abcm.org.br>, 2005. v. 1.
- SOUZA, Zulzy de; FUCHS, Rubens Dario; SANTOS, Afonso Henriques Moreira. Centrais, hidro e termelétricas. São Paulo: E. Blücher/Centraís, 1983. 241p.
- VINADE, Cesar Augusto do Canto; Universidade Federal de Santa Catarina. Tese de Doutorado. Sistematização do processo de projeto para confiabilidade e manutenibilidade aplicado a sistemas hidráulicos e implementação de um sistema especialista. Florianópolis, 2003. 217p.
- VIVIER, Lucien. Turbines Hydrauliques et leur régulation, Editions Albin Michel, 1966.
- WORKING GROUP ON PRIME MOVER AND ENERGY SUPPLY MODELS FOR SYSTEM DYNAMIC PERFORMANCE STUDIES, Hydraulic Turbine and Turbine

Control Models for System Dynamic Performance Studies, IEEE Trans. Power Sys., 7, 1992, 167–179.