

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS

MODELAÇÃO NUMÉRICA DE TRANSIENTES
HIDRÁULICOS EM CIRCUITOS DE USINAS HIDRELÉTRICAS

NATALIA MARÍA BACCARDATZ SIMMARI

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Orientador: Marcelo Giulian Marques

Co-orientadora: Edith Beatriz Camaño Schettini

Banca Examinadora

Prof. Dr. Luiz Rafael Palmier - UFMG

Prof. Dr. Jorge Hugo Silvestrini – PUC/RS

Prof. Dr. Luiz Augusto Magalhães Endres - IPH/UFRGS

Porto Alegre, Janeiro de 2006

I. APRESENTAÇÃO

Este trabalho foi desenvolvido no Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, sob a orientação do professor Marcelo Giulian Marques e co-orientação da professora Edith Beatriz Camaño Schettini.

Utilizo este espaço para agradecer a todos aqueles que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

Ao Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, pela possibilidade de realizar o mestrado.

A FURNAS Centrais Elétricas, por disponibilizar os dados apresentados neste trabalho, pela bolsa de estudos e pela possibilidade de participar na campanha de ensaios realizada no modelo físico da UHE Serra da Mesa no Laboratório de Hidráulica Experimental e Recursos Hídricos (LAHE).

Aos meus orientadores, Marcelo Giulian Marques e Beatriz Camaño Schettini, pela dedicação e apoio fornecidos durante o processo de desenvolvimento deste trabalho.

À Valéria Brandão Canellas, engenheira de FURNAS Centrais Elétricas e coordenadora do projeto “Transientes em Circuitos de Usinas Hidrelétricas”, pela sua dedicação e apoio.

A todos os professores do programa de pós-graduação, às bibliotecárias e ao pessoal da secretaria do curso de pós-graduação.

Aos meus colegas da turma de mestrado e do projeto de pesquisa: Alexandre, Carlos, Cristiane, Cristiano, Christopher, Dani, Daniel, Diogo, Edgar, Fernando, Jaime, Jana, Manu, Márcio, Martín, Mauricio, Mônica, Nicolás, Nicolau, Rafael, Ricardo e Ruberto.

Ao pessoal do LAHE, em particular a Bruna Días de Souza Costa, Igor Fragoso e Oséias Sarmiento dos Santos, com quem tive o prazer de trabalhar no desenvolvimento dos ensaios realizados no modelo físico e na campanha de coleta de dados na UHE Serra da Mesa.

Especialmente ao professor Alejandro Borche, pela sua valiosa colaboração na transferência de conhecimentos, pelo curso de Métodos Numéricos ditado e pelo apoio e dedicação sempre que necessários durante o desenvolvimento do modelo numérico.

À Ruti e ao Daniel, pelos ânimos nos momentos difíceis, pelo apoio, pela amizade.

Ao Nicolás, pela iniciativa de realizar o mestrado, pela paciência e apoio em todo momento.

II. RESUMO

O conhecimento dos transientes hidráulicos em condutos sob pressão é de grande importância, uma vez que é geralmente nesses regimes que acontecem as pressões e velocidades extremas. Neste trabalho analisam-se os transientes que ocorrem em usinas hidrelétricas devido às manobras de operação nos grupos geradores (entrada ou saída de operação e aumento ou diminuição da potência gerada) e às rejeições de carga. Foi desenvolvido e verificado um modelo numérico para a simulação de transientes hidráulicos em circuitos de usinas hidrelétricas com configurações similares às da usina hidrelétrica (UHE) Serra da Mesa, implantada no rio Tocantins e pertencente a FURNAS Centrais Elétricas. O modelo desenvolvido foi verificado com dados teóricos tomados da bibliografia (Wylie *et al.*, 1993 e Abreu *et al.*, 1995), com dados obtidos numa estrutura de laboratório e na UHE Serra da Mesa. A estrutura existente no Laboratório de Hidráulica Experimental e Recursos Hídricos de FURNAS apresenta semelhança geométrica de 1:50 com a UHE Serra da Mesa. Os dados da UHE Serra da Mesa foram obtidos numa rejeição total de carga de três turbinas de 1180 MW, registrada em fevereiro de 1999, e numa rejeição total de carga de uma turbina de 350 MW, quando a usina se encontrava operando com duas unidades e gerando uma potência total de 643 MW, registrada em novembro de 2004. O modelo permite simular todas as possíveis manobras na usina como, por exemplo, a modelação de manobras independentes nas três turbinas. Foi concluído que, para se obter resultados corretos no sistema chaminé de equilíbrio-túnel de fuga, é importante considerar a variação do nível no canal de fuga, assim como determinar corretamente as perdas de carga no túnel de fuga. Da análise e da comparação dos resultados do modelo numérico com os dados obtidos na UHE Serra da Mesa, no modelo de laboratório e nos casos teóricos, verificou-se o bom desempenho do modelo no que se refere à boa reprodução das pressões, velocidades e níveis no circuito hidráulico, bem como a reprodução do comportamento das turbinas durante o transiente.

III. ABSTRACT

The knowledge of hydraulic transients in pressure pipes is of great importance, once that it's generally in such regimes that occur extreme pressures and velocities. In this work, the occurring transients in power plants caused by turbine-generator groups operation (start or finish of generation and increase or decrease of the generated power) and by load rejections are analyzed. A numerical model was developed and verified for the simulation of hydraulic transients in hydroelectric power plant circuits with similar configurations to the Serra da Mesa hydroelectric power plant, implanted in Tocantins river, owned by "FURNAS Centrais Eléctricas". The developed model was verified by theoretical cases taken from the bibliography (Wylie *et al.*, 1993 and Abreu *et al.*, 1995), by data obtained in a laboratory structure and field data from the UHE Serra da Mesa. The scaled model, located at the "Laboratório de Hidráulica Experimental e Recursos Hídricos" of FURNAS, is a 1:50 ratio representation of the UHE Serra da Mesa. The data from the UHE Serra da Mesa were obtained in a total load rejection of 1180 MW (three turbines), registered in February 1999, and a total load rejection of 350 MW (one turbine), at which time the plant was operating with two units and generating a total power of 643 MW, registered in November 2004. The model allows the simulation of all possible plant maneuvers, for example, independent maneuver of all three turbines simulation. It was concluded that to obtain the correct results in the system surge tank - outlet tunnel, it is important to consider the variation of the outlet canal level and to determine correctly the charge losses in the outlet tunnel. Analyzing and comparing the results of the numerical model with the data of Serra da Mesa hydropower plant, with the data of the laboratory model and with the theoretical cases, it was verified the good performance of the model, referred to the good reproduction of pressures, velocities and levels in the hydraulic circuit and it was also verified the good reproduction of the turbines data during the transient.

IV. ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
2.	OBJETIVOS	4
2.1	OBJETIVO GERAL.....	4
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1	INTRODUÇÃO	5
3.2	BREVE RESENHA HISTÓRICA.....	5
3.3	CONCEITOS GERAIS	6
3.4	EQUAÇÕES DO TRANSIENTE HIDRÁULICO EM CONDUTOS SOB PRESSÃO	12
3.4.1	<i>Introdução</i>	12
3.4.2	<i>Modelo Inercial Elástico</i>	12
3.4.3	<i>Modelo Inercial Rígido</i>	18
3.5	TRABALHOS ANTECEDENTES SOBRE MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA UHE SERRA DA MESA	22
4.	METODOLOGIA	25
5.	MODELO DESENVOLVIDO	26
5.1	INTRODUÇÃO	26
5.2	JUSTIFICATIVA DA ESCOLHA DOS MODELOS.....	29
5.3	MODELO INERCIAL ELÁSTICO	30
5.3.1	<i>Introdução</i>	30
5.3.2	<i>Método das características</i>	31
5.4	MODELO INERCIAL RÍGIDO.....	40
5.4.1	<i>Introdução</i>	40
5.4.2	<i>Método iterativo proposto por Pressel</i>	41
5.5	PARTICULARIDADES DOS MODELOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS.....	42
5.5.1	<i>Escoamento em regime permanente</i>	42
5.5.2	<i>Dados da turbina</i>	42
5.5.3	<i>Válvula</i>	43
5.5.4	<i>Perdas de carga</i>	43
5.5.5	<i>Passo de tempo de cálculo</i>	43
5.5.6	<i>Ajuste da celeridade</i>	43
5.5.7	<i>Nível no reservatório e no canal de fuga</i>	43
6.	VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	44
6.1	INTRODUÇÃO	44
6.2	VERIFICAÇÃO DO SETOR DOS CONDUTOS FORÇADOS	44
6.2.1	<i>Introdução</i>	44
6.2.2	<i>Dados do sistema e manobra a simular</i>	44
6.2.3	<i>Modelação numérica</i>	45
6.3	VERIFICAÇÃO DO SISTEMA CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO-TÚNEL DE FUGA	47
6.3.1	<i>Introdução</i>	47

6.3.2	<i>Dados do sistema e manobra a simular.....</i>	47
6.3.3	<i>Modelação numérica.....</i>	47
6.4	VERIFICAÇÃO DA MODELAÇÃO DAS TURBINAS.....	49
6.4.1	<i>Introdução.....</i>	49
6.4.2	<i>Dados do sistema e manobra a simular.....</i>	49
6.4.3	<i>Modelação numérica.....</i>	50
7.	MODELAÇÃO DOS TRANSIENTES REGISTRADOS NA UHE SERRA DA MESA E NA ESTRUTURA DE LABORATÓRIO DO LAHE.....	52
7.1	INTRODUÇÃO.....	52
7.2	MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA ESTRUTURA DO LABORATÓRIO DO LAHE.....	53
7.2.1	<i>Informação geral.....</i>	53
7.2.2	<i>Descrição da estrutura do LAHE e dos ensaios realizados.....</i>	54
7.2.3	<i>Comparação com a modelação numérica.....</i>	68
7.3	MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA UHE SERRA DA MESA.....	82
7.3.1	<i>Informação geral.....</i>	82
7.3.2	<i>Aquisição de dados na UHE Serra da Mesa.....</i>	87
7.3.3	<i>Dados utilizados na modelação numérica.....</i>	87
7.3.4	<i>Comparação com a modelação numérica.....</i>	93
8.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	112
	BIBLIOGRAFIA.....	116
	ANEXO 1.....	124
	ANEXO 2.....	127

V. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Fotografias dos condutos forçados que colapsaram na UHE Oigawa, em função do vácuo.....	1
Figura 3.1. Evolução das características do fluido durante o transiente gerado pelo fechamento instantâneo da válvula no extremo do conduto.....	8
Figura 3.2. Sistema para o qual foi desenvolvido o critério da fronteira entre os modelos inercial rígido e elástico, segundo Abreu <i>et al.</i> (1995).....	11
Figura 3.3. Fronteira entre os modelos inercial elástico e rígido para um fechamento linear da válvula da figura 3.2 ($\varphi_0=0$) (Fonte: Abreu <i>et al.</i> , 1995).....	13
Figura 3.4. Fronteira entre os modelos inercial elástico e rígido para um fechamento linear da válvula da figura 3.2 ($\varphi_0=1$) (Fonte: Abreu <i>et al.</i> , 1995).....	14
Figura 3.5. Diagrama de corpo livre de um volume de fluido de comprimento infinitesimal contido no conduto.....	17
Figura 3.6. Volume de controle que acompanha a deformação do conduto.....	18
Figura 3.7. Balanço de corpo livre no volume contido no conduto e de comprimento δx	19
Figura 3.8. Esquema da chaminé de equilíbrio - túnel de fuga.....	20
Figura 5.1. Esquema do circuito hidráulico a modelar.....	27
Figura 5.2. Idealização física do circuito hidráulico a modelar.....	28
Figura 5.3. Retas características.....	32
Figura 5.4. Malha de cálculo.....	33
Figura 5.5. Condição de contorno - união entre dois condutos.....	35
Figura 5.6. Condição de contorno - válvula de fechamento.....	35
Figura 5.7. Interpolação na malha de cálculo.....	40
Figura 6.1. Configuração do sistema utilizado para a verificação do modelo dos condutos forçados.....	45
Figura 6.2. Vazão junto à válvula durante o transiente tomada da literatura e modelada numericamente.....	46
Figura 6.3. Carga Piezométrica junto à válvula durante o transiente tomada da literatura e modelada numericamente.....	46
Figura 6.4. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de adução modelados numericamente.....	48
Figura 6.5. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de adução tomados da bibliografia.....	48
Figura 6.6. Parâmetros da turbina e do regulador durante a manobra, apresentados na bibliografia, obtidos do modelo numérico desenvolvido por Wylie <i>et al.</i> (1993). (Fonte: Wylie <i>et al.</i> , 1993).....	51
Figura 6.7. Parâmetros da turbina e do regulador durante a manobra, obtidos mediante o modelo TRANS_IPH.....	51
Figura 7.1. Vista parcial da estrutura do LAHE utilizada para a campanha de ensaios.....	54
Figura 7.2. Plano geral da estrutura do LAHE.....	55

Figura 7.3. Válvula e servomotor.....	57
Figura 7.4. Equipamento para a aquisição de dados na estrutura do LAHE.....	59
Figura 7.5. Fator f de perda de carga distribuída nos condutos forçados.....	61
Figura 7.6. Fator K_v de perdas localizadas na válvula em função da vazão.....	62
Figura 7.7. Vazão na válvula em função da percentagem de abertura da válvula.....	63
Figura 7.8. Perda de carga distribuída no túnel de fuga obtida a partir de dados experimentais.....	64
Figura 7.9. Nível na chaminé de equilíbrio (o instante $t=0$ corresponde ao início do fechamento das válvulas).....	65
Figura 7.10. Carga piezométrica registrada nos 7 ensaios nas tomadas a montante dos condutos forçados.....	66
Figura 7.11. Carga piezométrica registrada na tomada do conduto forçado do centro, no centro.....	67
Figura 7.12. Carga piezométrica registrada na tomada do conduto forçado do centro, a jusante.....	67
Figura 7.13. Dados descartados - carga piezométrica registrada nas tomadas dos condutos forçados a montante.....	68
Figura 7.14. Chaminé de equilíbrio - níveis registrados em laboratório e modelados numericamente.....	69
Figura 7.15. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.....	70
Figura 7.16. Chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.....	71
Figura 7.17. Vazão e fator de atrito no túnel de fuga.....	71
Figura 7.18. Nível na chaminé de equilíbrio registrado em laboratório e modelado numericamente, considerando o nível no canal de fuga das seguintes formas: a) variável e como registrado no ensaio de laboratório; b) constante e igual ao nível anterior ao transiente; e c) constante e igual ao nível posterior ao transiente.....	72
Figura 7.19. Fator de perda de carga e vazão na válvula.....	73
Figura 7.20. Conduto forçado – cargas piezométricas registradas e modeladas numericamente.....	74
Figura 7.21. Nível na chaminé de equilíbrio registrado nos ensaios de laboratório para abertura total das válvulas (0%-100%).....	76
Figura 7.22. Piezométricas nos transdutores a montante dos condutos forçados para abertura total das válvulas (0%-100%).....	77
Figura 7.23. Piezométrica nos transdutores do conduto forçado instalados no centro e a jusante para abertura total das válvulas (0%-100%).....	77
Figura 7.24. Chaminé de equilíbrio - níveis registrados em laboratório e modelados numericamente.....	78
Figura 7.25. Chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.....	78
Figura 7.26. Chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.....	79
Figura 7.27. Fator de perda de carga e vazão circulando pela válvula.....	79
Figura 7.28. Vazão circulando pela válvula após a abertura total da mesma.....	80
Figura 7.29. Conduto forçado - piezométrica registrada e modelada numericamente: a) nos três transdutores a montante (um em cada conduto); b) no centro; e c) a jusante nos condutos forçados.....	81
Figura 7.30. Esquema do circuito hidráulico da UHE Serra da Mesa.....	83

Figura 7.31. Corte longitudinal do circuito hidráulico da UHE Serra da Mesa.....	84
Figura 7.32. Fator f de atrito estimado a partir de dados de campo.....	88
Figura 7.33. Curvas adimensionais correspondentes às turbinas da UHE Itaipu e às da UHE Serra da Mesa, para diferentes aberturas das pás do distribuidor (y).....	90
Figura 7.34. Curvas adimensionais correspondentes às turbinas da UHE Itaipu e as da UHE Serra da Mesa e pontos de operação das turbinas durante a rejeição ocorrida em Serra da Mesa em 1999.....	92
Figura 7.35. Comparação do nível registrado no canal de fuga na UHE Serra da Mesa na rejeição de 410 MW (ano 2002) e o registrado em laboratório durante a sua reprodução.....	94
Figura 7.36. Oscilação do nível na chaminé de equilíbrio, registrado na usina e modelado numericamente para a rejeição de 1180 MW (linha que une dados registrados somente para visualização).....	95
Figura 7.37. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no conduto forçado na seção imediatamente a montante das turbinas, para a rejeição de 1180 MW.....	96
Figura 7.38. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no tubo de sucção na seção imediatamente a jusante das turbinas, para a rejeição de 1180 MW.....	97
Figura 7.39. Carga piezométrica durante o transiente no tubo de sucção na seção imediatamente a jusante das turbinas para a rejeição de 1180 MW.....	98
Figura 7.40. Evolução da vazão, da abertura do distribuidor e da rotação da turbina adimensionalizadas durante o tempo em que acontece o fechamento do distribuidor. para a rejeição de 1180 MW.....	99
Figura 7.41. Oscilação do nível na chaminé de equilíbrio, registrada na usina e modelada numericamente para a rejeição de 350 MW.....	100
Figura 7.42. Vazão no túnel de fuga para a rejeição de 350 MW.....	101
Figura 7.43. Carga piezométrica ao longo do transiente, no conduto forçado 1, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW.....	103
Figura 7.44. Carga piezométrica ao longo do transiente, no conduto forçado 1, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW.....	103
Figura 7.45. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no conduto forçado 2, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW.....	104
Figura 7.46. Carga piezométrica em tubo de sucção 1, na seção junto à turbina para a rejeição de 350 MW.....	105
Figura 7.47. Carga piezométrica em tubo de sucção 2, na seção junto à turbina para a rejeição de 350 MW.....	105
Figura 7.48. Abertura das pás do distribuidor da turbina 1 para a rejeição de 350 MW.....	106
Figura 7.49. Abertura das pás do distribuidor da turbina 2 para a rejeição de 350 MW.....	107
Figura 7.50. Vazão e rotação adimensionalizadas para a turbina 1 para a rejeição de 350 MW.....	107
Figura 7.51. Vazão e rotação adimensionalizadas para a turbina 2 para a rejeição de 350 MW.....	108
Figura 7.52. Potência fornecida à rede elétrica registrada na usina e potência da turbina modelada numericamente para a turbina 1 para a rejeição de 350 MW.....	109
Figura 7.53. Potência fornecida a rede elétrica registrada na usina e potência da turbina modelada numericamente para a turbina 2 para a rejeição de 350 MW.....	110
Figura 7.54. Potência gerada pela turbina 2 e nível na chaminé de equilíbrio registrados na usina para a rejeição de 350 MW.....	110

VI. ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Coeficiente C_I para condutos de parede fina ($D/e < 25$).....	16
Tabela 3.2. Resultados das diferentes simulações apresentados por Vieira <i>et al.</i> (1992).....	23
Tabela 5.1. Parâmetros adimensionais para a determinação da validade do modelo rígido propostos por Abreu <i>et al.</i> (1995).....	29
Tabela 6.1. Características do circuito a modelar.....	45
Tabela 6.2. Características do circuito a modelar.....	47
Tabela 6.3. Características do circuito a modelar.....	49
Tabela 6.4. Condição inicial do circuito hidráulico.....	50
Tabela 7.1. Características dos transdutores e sondas instalados na estrutura do LAHE.....	58
Tabela 7.2. Listagem dos ensaios 100%-0%.....	65
Tabela 7.3. Listagem dos ensaios 0%-100%.....	75
Tabela 7.4. Rejeições registradas na usina.....	86
Tabela 7.5. Rugosidades absolutas consideradas nos condutos forçados e tubo de sucção.....	88
Tabela 7.6. Comparação de três pontos de operação obtidos a partir das curvas adimensionais das turbinas de Itaipu e das turbinas de Serra da Mesa.....	89
Tabela 7.7. Parâmetros utilizados na modelação das turbinas – regulador.....	91
Tabela 7.8. Principais dados registrados em campo.....	93
Tabela 7.9. Níveis máximos e mínimos observados e modelados na chaminé de equilíbrio.....	96
Tabela 7.10. Principais dados registrados em campo para a rejeição de 350 MW.....	100
Tabela 7.11. Níveis máximos e mínimos na chaminé de equilíbrio para a rejeição de 350 MW.....	102

VII. LISTA DE SÍMBOLOS

A	seção transversal do conduto
A_{ch}, A_{cf}	áreas transversais da chaminé de equilíbrio e do canal de fuga
a	celeridade de propagação das ondas de pressão
Ca, Cp, Cn	constantes das retas características positiva e negativa
C^+, C^-	reta característica positiva; reta característica negativa
$C1, C2, C3$	trechos 1, 2 e 3 do conduto forçado
$C4$	tubo de sucção
Cf	canal de fuga
D	diâmetro do conduto
Deq	diâmetro equivalente do conduto
E	módulo de Young do material do conduto
e	espessura da parede do conduto
E_R	módulo de Young da rocha
F	força
f	fator de atrito
g	aceleração gravitacional
H	altura piezométrica; carga hidráulica aplicada na turbina
H_i, H_f	carga piezométrica na seção inicial do conduto; carga piezométrica na seção final do conduto
h	carga hidráulica adimensionalizada na turbina H/H_R
I	momento polar de inércia do fluido e das partes mecânicas rotantes do sistema turbina-gerador
K	módulo de elasticidade da água
K_0	coeficiente de perdas de carga da válvula de fechamento na posição de abertura 100%
K_v	coeficiente de perdas de carga da válvula de fechamento
k	coeficiente de perdas de carga localizada
k_e, k_s	coeficientes de perdas de carga localizadas na entrada e saída do túnel de fuga
L	comprimento do conduto
N	velocidade angular de rotação da turbina
P	potência produzida pela turbina
P_G	potência absorvida pelo gerador

p	pressão
Q, Q_1	vazão; vazão no tubo de sucção
R	reservatório a montante
R	subíndice indicando o valor correspondente no ponto de rendimento máximo da turbina
s	fator de transmissão da onda de pressão
t	variável temporal
T	torque hidráulico
T_f	túnel de fuga
T_M	tempo de manobra do fechamento da válvula
T_n	torque líquido neto aplicado à turbina
u	velocidade da parede do conduto na dimensão longitudinal
v, v_0	velocidade média do fluido
W	peso
$W1, W2$	variáveis auxiliares – método das características
x	variável espacial na dimensão longitudinal do conduto
y	abertura adimensional das pás do distribuidor em relação a abertura máxima
Z_{cb}, Z_{cf}	níveis da superfície livre na chaminé de equilíbrio e canal de fuga.

LETRAS GREGAS

α	velocidade angular de rotação da turbina adimensionalizada N/N_R
β	torque hidráulico adimensionalizado na turbina T/T_R
φ_0	parâmetro de fricção
$\lambda 1, \lambda 2$	valores próprios
μ	coeficiente de Poisson
θ	declividade do conduto; parâmetro que relaciona o tempo da manobra T_M com o tempo característico elástico
ρ	massa específica do fluido
τ	parâmetro da escala de tempos do sistema
υ	vazão adimensionalizada na turbina Q/Q_R
ϖ	velocidade angular de rotação da turbina
Ψ	parâmetro de Allievi

1. INTRODUÇÃO

O conhecimento dos transitórios hidráulicos que ocorrem em condutos sob pressão é de grande interesse, uma vez que é geralmente nesses regimes que acontecem as pressões e velocidades extremas. Essa importância é vital para projetar tanto o conduto quanto as manobras de operação de válvulas, bombas ou turbinas que geram o transiente, e também para o projeto de estruturas de proteção contra os transitórios que podem acontecer nas eventuais manobras não planejadas, como as rejeições de carga nas usinas hidrelétricas ou o corte de energia nos sistemas de bombeamento.

Portanto, o estudo dos transientes é muito importante em todos os sistemas de condução de fluidos sob pressão. Alguns desses sistemas são linhas de adução de água potável, oleodutos, sistemas de bombeamento de águas residuais ou pluviais, circuitos hidráulicos de usinas hidrelétricas e sistemas de refrigeração em usinas termelétricas.

Para apresentar a importância dos efeitos dos transientes em grandes instalações, foram selecionados três casos da bibliografia, nos quais aconteceram importantes transientes hidráulicos que resultaram em danos materiais, ecológicos e humanos:

a) *UHE Oigawa (Japan, 1960) - Fonte: Chaudhry (1979)*

A figura 1.1 ilustra o colapso dos condutos forçados causado por um transiente hidráulico induzido por erros de operação e de funcionamento do equipamento.

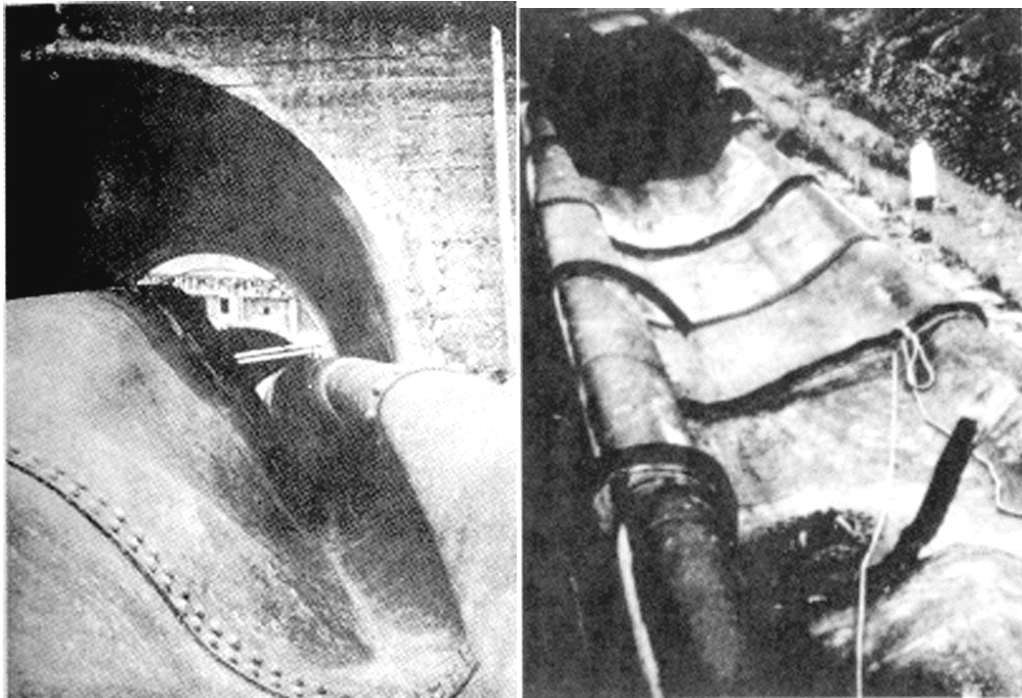


Figura 1.1. Fotografias dos condutos forçados que colapsaram na UHE Oigawa, em função do vácuo.

(Fonte:Chaudhry, 1979)

b) *Utah Power & Light Co (USA, 1984) – Fonte: www.osha-slc.gov/pls/lmis/accidentsearch*

Três condutos forçados da UHE colapsaram. A ruptura resultou de um golpe de ariete causado pelo funcionamento incorreto de uma válvula Johnson. A água, escapando a aproximadamente $100 \text{ m}^3/\text{s}$, arrastou 7 carros e uma construção de 20 metros por 10 metros até o rio. Quatro funcionários que estavam no interior dos veículos morreram afogados.

c) *Petróleos Mexicanos PEMEX (México, 2004) – Fonte: www2.eluniversal.com.mx*

No dia 22 de dezembro de 2004 ocorreu um incêndio numa casa de bombas, interrompendo o bombeamento e causando um golpe de ariete no oleoduto Teapa-Poza Rica. Isso provocou um derrame de aproximadamente 10 mil toneladas de óleo, contaminando sete quilômetros de praia. A mancha de petróleo contaminou lagunas e rios da zona, o que representou um grave risco para a saúde da população e um dos piores desastres na história da PEMEX e o de maiores consequências ecológicas.

Os casos anteriores foram apresentados de modo a salientar a importância do estudo dos regimes transientes e mostrar a grandeza das consequências das possíveis falhas ou erros no projeto ou na operação, os quais não só implicam em danos materiais e econômicos como também ecológicos e humanos.

Este trabalho analisou em particular os transitórios que ocorrem em usinas hidrelétricas. Nesses casos, o regime transiente é causado por mudanças no regime de operação dos grupos geradores, sendo que essas mudanças podem ser induzidas por manobras planejadas ou não planejadas.

As manobras planejadas referem-se à entrada ou à saída de operação dos grupos geradores, assim como à variação da potência gerada, enquanto as manobras não planejadas, referem-se às rejeições de carga. O conhecimento dos regimes transientes é de vital importância na definição do arranjo e do dimensionamento das estruturas do circuito hidráulico, uma vez que é durante o mesmo que acontecem as pressões e as velocidades extremas.

Do ponto de vista econômico, a escolha inadequada das estruturas que compõem o circuito hidráulico e das eventuais obras de proteção diretas ou indiretas para amenizar a ocorrência de transientes pode levar a importantes custos de implantação ou perdas econômicas, tanto no caso de superdimensionamento quanto no caso de subdimensionamento, que pode levar ao colapso do sistema.

Portanto, resulta de grande importância o conhecimento do comportamento de modelos numéricos que possam prever e reproduzir com confiabilidade as características do fenômeno.

O presente trabalho de dissertação faz parte do projeto de pesquisa “*TRANSIENTES EM CIRCUITOS DE USINAS HIDRELÉTRICAS*”, que foi desenvolvido pelo Instituto de Pesquisas Hidráulicas - *IPH/UFRGS*, em parceria com o Laboratório de Hidráulica Experimental e Recursos Hídricos de Furnas - *LAHE/FURNAS* e o Instituto Militar de Engenharia - *IME*.

Os objetivos gerais do projeto de pesquisa foram: a) obter um modelo matemático otimizado que simule transientes hidráulicos em usinas hidrelétricas, visando a sua utilização no dimensionamento e no planejamento da operação das mesmas e; b) criar um banco de dados referente a regimes transientes com valores de protótipo e de laboratório para uso da comunidade científica.

Neste trabalho de dissertação foi desenvolvido e verificado um modelo numérico para a simulação de transientes hidráulicos em circuitos de usinas hidrelétricas com configurações similares às da UHE Serra da Mesa, implantada no rio Tocantins e pertencente a FURNAS Centrais Elétricas.

A UHE Serra da Mesa se caracteriza pelo seguinte arranjo do circuito hidráulico: conduto forçado – turbinas – chaminé de equilíbrio – túnel de fuga. No capítulo 7 deste trabalho são detalhadas as características desse circuito.

A confiabilidade no modelo numérico é de vital importância. Portanto, o modelo desenvolvido foi avaliado comparando-se seus resultados com casos teóricos tomados da bibliografia (Wylie *et al.*, 1993 e Abreu *et al.*, 1995), com dados de campo coletados na Usina Hidrelétrica de Serra da Mesa e com uma estrutura de laboratório existente no LAHE que representa a UHE de Serra da Mesa na escala geométrica de 1:50. Cabe salientar que os transientes induzidos nos ensaios que foram realizados na estrutura existente no LAHE não apresentam similitude com os que acontecem na UHE Serra da Mesa, porém a estrutura de laboratório foi utilizada como um protótipo, onde é possível se ter uma maior flexibilidade de operação, podendo-se testar situações que dificilmente seriam obtidas em uma usina.

No caso da UHE Serra da Mesa, o conhecimento da variação do nível da superfície da água na chaminé de equilíbrio foi o principal objetivo do trabalho, uma vez que é necessário realizar tarefas de manutenção dentro da mesma, sem possibilidades de deter a geração da usina. Observa-se que a ocorrência de uma rejeição de carga faz com que oscile o nível dentro da chaminé. Esse nível pode atingir os operários da manutenção e, portanto, há interesse na determinação de níveis de segurança acima dos quais os operários podem trabalhar sem risco de vida.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho foi o desenvolvimento e a validação de um modelo numérico para a simulação de transientes hidráulicos em circuitos de usinas hidrelétricas que tenham circuitos hidráulicos semelhantes aos da UHE Serra da Mesa, onde se conheçam as limitações e o grau de confiabilidade deste modelo.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral foi necessário separar diferentes objetivos (etapas) específicos que foram:

- a) Desenvolver um modelo numérico para simular transientes que podem ocorrer em circuitos hidráulicos semelhantes ao da UHE Serra da Mesa, tanto nas operações normais de manobra, quanto nas rejeições de carga;
- b) Verificar o modelo com casos teóricos tomados da bibliografia;
- c) Gerar uma base de dados confiável, a partir dos dados adquiridos na UHE Serra da Mesa e em uma estrutura de laboratório instalada no LAHE, para a sua posterior utilização na verificação do modelo numérico;
- d) Determinar as variáveis referentes às perdas de carga e geometria das estruturas hidráulicas para alimentar o modelo numérico dos circuitos hidráulicos, tanto da estrutura do LAHE quanto da UHE;
- e) Simular mediante o modelo numérico, os transientes que foram registrados na estrutura do LAHE, na UHE Serra da Mesa;
- f) Analisar os resultados obtidos mediante o modelo numérico e compará-los com os dados registrados na estrutura do LAHE, na UHE Serra da Mesa; e
- g) Interpretar as possíveis diferenças entre os resultados do modelo numérico e os obtidos na estrutura do laboratório e na UHE Serra da Mesa, de forma a inferir as limitações e o grau de confiabilidade do modelo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma breve resenha histórica do desenvolvimento do estudo dos transientes hidráulicos e dos principais conceitos e equações que descrevem os transientes hidráulicos em condutos forçados.

3.2 BREVE RESENHA HISTÓRICA

A seguir será apresentado um resumo histórico baseado nos trabalhos de Abreu *et al.* (1995) e Chaudhry (1979).

O estudo desses fenômenos iniciou-se em 1858 por um engenheiro italiano chamado Menabrea. Porém, muitos trabalhos anteriores referentes à velocidade de propagação de ondas que foram realizados por físicos e matemáticos resultaram de grande contribuição, começando pela obra de Newton, “Principia” (1687), na qual apresenta uma equação para a celeridade do som e a elasticidade do meio. No ano de 1759, Euler elaborou a equação de propagação de ondas. Anos mais tarde, em 1816, Laplace aprimorou a equação da celeridade da onda apresentada por Newton. Foi no ano de 1789 que Monge desenvolveu um método gráfico para resolver as equações diferenciais em derivadas parciais, o qual ele chama de “Método das características”. No ano 1808, Young investigou o fluxo das correntes sanguíneas, perdas de carga e a propagação de ondas de pressão em tubos. Foi Helmholtz quem estabeleceu que a velocidade das ondas na água confinada num conduto era menor que na água não confinada e atribuiu esse fato à elasticidade das paredes do conduto.

Um dos primeiros investigadores do golpe de aríete foi Michaud, que desenvolveu o uso de sistemas de proteção indireta: válvulas e tanques de pressão.

Outro importante pesquisador foi Joukowski, que, em 1897, realizou uma série de experimentos, desenvolveu uma fórmula para a celeridade das ondas e uma relação entre a redução da velocidade e o aumento de pressão resultante, a partir da conservação da energia e da continuidade. Joukowski também analisou a reflexão das ondas, por exemplo, no extremo aberto de um conduto. Estudou também o uso de chaminés de equilíbrio, tanques de pressão e válvulas e investigou os efeitos do tempo de fechamento de válvulas. Concluiu que o máximo aumento da pressão, devido ao fechamento da válvula, acontece quando o tempo de manobra é menor ou igual a $2L/a$ (L =comprimento do conduto, a : celeridade da onda).

Allievi desenvolveu a teoria geral de golpe de aríete e a publicou em 1902. Publicou os primeiros gráficos que permitem avaliar as sobrepressões e subpressões provocadas por fechamentos lineares de válvulas.

Nas décadas de 40, 50 e 60 do século passado, uma grande quantidade de trabalhos foi publicada. Uma resenha mais detalhada da história do estudo dos transientes hidráulicos pode ser encontrada na bibliografia (Chaudhry, 1979 e Abreu *et al.*, 1994).

Atualmente, a investigação dos transientes hidráulicos concentra esforços na determinação das perdas de carga dos condutos durante esses fenômenos. Tradicionalmente, as perdas de carga distribuídas nos condutos são consideradas, segundo as fórmulas, para regimes estacionários. Essa hipótese é válida para transientes suaves. Porém, durante a ocorrência de transientes mais severos, os modelos para regimes estacionários apresentam discrepâncias com a realidade. Isso ocorre devido à diferença no perfil de velocidades entre a situação de regime permanente e transiente.

Numerosos modelos têm sido desenvolvidos para descrever as perdas de carga distribuídas durante os transientes hidráulicos. No trabalho de Bergant & Simpson “Developments in unsteady pipe flow friction modelling” (2001) se apresenta um resumo e classificação dos modelos desenvolvidos.

3.3 CONCEITOS GERAIS

Chama-se de transiente hidráulico todo aquele escoamento de um fluido pouco compressível que não respeite um regime estacionário, sendo este entendido como aquele cujas características (velocidade e pressão), embora podendo variar de um ponto a outro, não variam com o tempo. Em particular, este trabalho restringe-se ao estudo de transientes hidráulicos em condutos sob pressão.

O interesse no estudo desses regimes deve-se à ocorrência de pressões e velocidades de magnitude superior às correspondentes ao regime estacionário.

Neste item serão apresentadas as teorias que estudam o regime transiente em condutos sob pressão, de seção uniforme, cuja estrutura de parede apresenta deformação elástica durante o mesmo, não admitindo possíveis deformações plásticas. Em todo caso, será considerada somente a condução de líquido monofásico, não abordando a condução de líquidos com mistura de gases, pelo que as pressões mínimas que podem ser modeladas encontram-se limitadas inferiormente pela pressão de vaporização da água.

Um caso simples utilizado por Abreu *et al.* (1995), Chaudhry (1979) e Wiley *et al.* (1993) para descrever fisicamente o transiente hidráulico, admitindo deformações elásticas no conduto, apresentado a seguir, é de grande utilidade para a compreensão do fenômeno.

A figura 3.1 apresenta o esquema de uma instalação que consiste em um conduto que conecta um reservatório de nível constante com a atmosfera. No extremo final existe uma válvula de fechamento.

O transiente é produzido pelo fechamento total e instantâneo da válvula instalada no extremo a jusante. Como é mostrado a seguir, o processo é caracterizado pela transformação alternativa e cíclica da energia cinética do fluido contido no conduto em energia elástica armazenada no fluido e nas paredes do conduto.

As hipóteses adotadas para a simplificação do caso são:

- a) perdas de carga no conduto forçado nulas;
- b) deformação elástica do conduto;
- c) reservatório com nível constante H_0 ; e
- d) altura cinética do fluido $v_0^2/2g$ desprezível.

Partindo-se de uma situação estacionária inicial (figura 3.1. a), correspondente à válvula em posição de abertura total e velocidade no conduto v_0 , gera-se um transiente mediante o fechamento instantâneo da válvula.

O fechamento faz com que a velocidade média do fluido que se encontra junto à válvula seja nula e aconteça um aumento de pressão Δp , assim como a compressão do fluido e a deformação do conduto. A sobrepressão gerada junto à válvula é transmitida no conduto a uma velocidade a (ver figura 3.1 b), que é chamada de celeridade da onda de pressão e depende das características do fluido e do conduto.

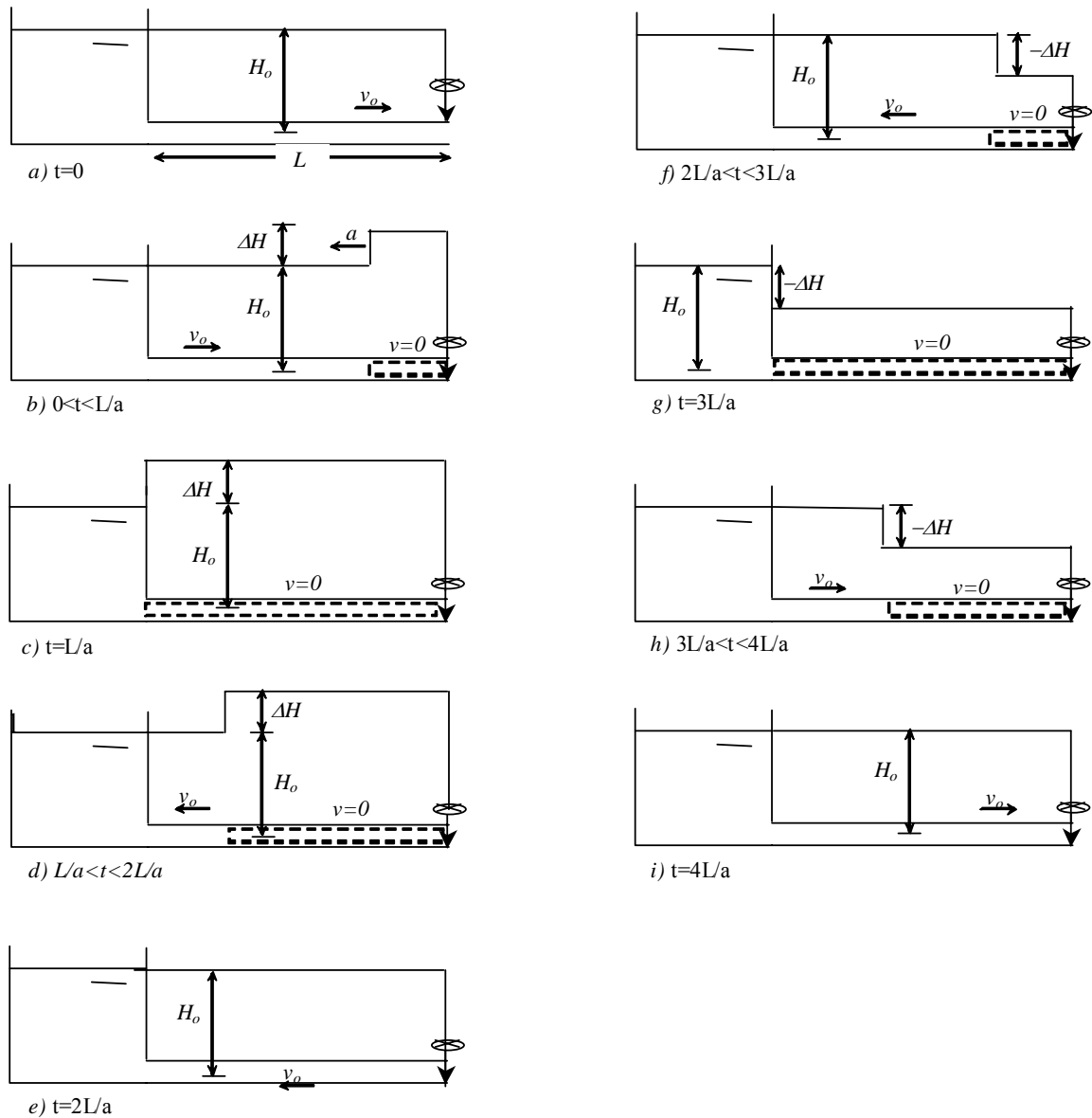


Figura 3.1. Evolução das características do fluido durante o transiente gerado pelo fechamento instantâneo da válvula no extremo do conduto.

No instante $t = L/a$, a sobrepressão atinge o reservatório e a velocidade do fluido é nula em todas as seções do conduto (figura 3.1 c). A diferença de carga entre a seção inicial do conduto e o reservatório induz uma velocidade de módulo igual à inicial e de sentido contrário. Há também diminuição da pressão no conduto (figura 3.1 d).

No instante $t = 2L/a$, a velocidade v_o , em sentido contrário ao inicial, atinge a válvula onde é gerada uma subpressão, a qual é transmitida em direção ao reservatório (Fig. 3.1 f).

No instante $t = 3L/a$, existe novamente uma diferença de carga entre o reservatório e o conduto, que induz uma velocidade v_o igual à velocidade inicial (Fig. 3.1 g).

Já no instante $t = 4L/a$, a velocidade é v_o em todas as seções, o conduto está novamente na situação que gerou o transiente e outra vez acontece a seqüência apresentada. A sobrepressão atingida nesse caso pode ser estimada segundo a fórmula de Joukovsky:

$$\Delta p = \rho a v_o \quad (1)$$

sendo:

ρ = massa específica do fluido;

a = celeridade; e

v_o = a velocidade média inicial do fluido.

Conceito de fechamento lento e rápido

Supondo agora que o fechamento da válvula da figura 3.1 acontece em um período de tempo $T_M > 0$, é possível abordar o caso como uma sucessão de fechamentos infinitesimais e parciais.

No caso em que $T_M < T_M^*$, sendo $T_M^* = 2L/a$, as ondas refletidas no reservatório atingem a válvula posteriormente ao fechamento. Isso faz com que a pressão máxima atingida junto à válvula coincida com a correspondente ao caso de fechamento instantâneo. Um fechamento desse tipo é denominado Fechamento Rápido.

O Fechamento Lento caracteriza-se por tempos $T_M > T_M^*$, para os quais as ondas refletidas no reservatório atingem a seção junto à válvula antes que a mesma se encontre totalmente fechada. Isso impede que seja atingida a sobrepressão correspondente ao fechamento instantâneo junto à válvula.

A sobrepressão máxima atingida pode ser estimada, para o caso de fechamentos lentos, segundo a fórmula de Michaud:

$$\Delta p = \frac{2\rho L v_o}{T_M} \quad (2)$$

A validade da equação (2), no entanto, é limitada devido à hipótese de variação linear da velocidade na válvula utilizada na sua dedução e nas perdas distribuídas nulas no conduto forçado.

Abordagem do estudo de transientes

Abreu *et al.* (1995) propõem uma classificação dos transientes hidráulicos em condutos sob pressão em três grandes grupos, em função das condições que apresentam para realizar certas simplificações nas equações que os descrevem:

a) *Transitórios muito rápidos*

Também denominados golpe de ariete, são aqueles em que acontecem grandes variações de pressão, variando significativamente a energia elástica armazenada no conduto e no fluido. São gerados por manobras muito bruscas, como, por exemplo, o fechamento ou a abertura de válvulas.

O modelo matemático utilizado para o estudo desses é chamado de modelo inercial elástico.

b) *Transitórios rápidos*

Alguns autores os chamam também de coluna rígida. Classificam-se neste grupo os transientes gerados por manobras bruscas, mas que não induzem importantes armazenamentos de energia no conduto nem no fluido. Um exemplo desse tipo de transiente é a oscilação em massa em túneis de fuga ou em túneis de adução ocorrida nas usinas hidrelétricas quando protegidas por chaminés de equilíbrio.

O estudo desses transientes realiza-se mediante o modelo inercial rígido, o qual desconsidera os efeitos elásticos no conduto e no fluido. Dito de outra forma, supõe-se que nem o fluido nem as paredes do conduto se deformam durante o transiente.

c) *Transitórios lentos*

Chamam-se também de quase estáticos e são aqueles que contam com variações de pressão e velocidade lentas. Um exemplo seria uma rede distribuidora de água numa zona residencial abastecida por um tanque.

O estudo desses é realizado por meio de sucessivas aplicações do modelo estático e é chamado de modelo dinâmico não inercial. Esse modelo não leva em conta as deformações elásticas do conduto e do fluido, nem a inércia do fluido.

O interesse em utilizar os modelos simplificados (modelo inercial rígido e modelo não inercial) reside na simplificação do sistema de equações a resolver. É importante a correta eleição do modelo a ser empregado, visto que isso evitará a desconsideração de grandezas relevantes ao estudo.

Na bibliografia (Chaudhry, 1987, Wylie *et al.*, 1993) são apresentados critérios qualitativos em relação a situações nas quais poder-se-iam desprezar os termos elásticos no conduto e no fluido e utilizar o modelo inercial rígido. Basicamente, os critérios apresentados baseiam-se na relação entre o tempo da manobra e o período do sistema. Porém, não são

estabelecidos critérios quantitativos de referência que definam claramente quando é possível utilizar o modelo inercial rígido.

Abreu *et al.* (1995) propõem uma metodologia que permite definir quando é correto utilizar o modelo inercial rígido numa estrutura como a da figura 3.2, no caso de acontecer um fechamento linear da válvula. Eles propõem o cálculo de quatro parâmetros adimensionais e apresentam uma série de gráficos, mediante os quais é possível determinar a validade da aplicação do modelo inercial rígido. Porém, cabe assinalar que esse critério é muito restrito, devido à hipótese de fechamento linear da válvula e à configuração do sistema.

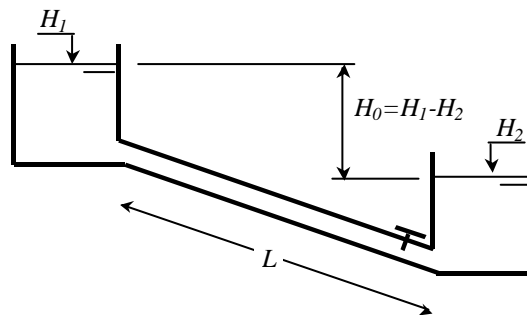


Figura 3.2. Sistema para o qual foi desenvolvido o critério da fronteira entre os modelos inercial rígido e elástico, segundo Abreu *et al.* (1995).

Os parâmetros adimensionais utilizados na metodologia proposta são:

a) Parâmetro τ , que caracteriza a escala de tempos do sistema:

$$\tau = \frac{T_M}{\frac{Lv_0}{gH_0}}, \quad (3)$$

sendo:

T_M , o tempo da manobra;

v_0 , a velocidade média do fluido;

g , a aceleração gravitacional; e

H_0 , a diferença entre os níveis dos reservatórios da figura 3.2.

b) Parâmetro de Allievi ψ , que caracteriza os efeitos elásticos do sistema:

$$\psi = \frac{av_0}{2gH_0}, \quad (4)$$

sendo:

a , a celeridade da onda de pressão.

c) Parâmetro de atrito φ_0 :

$$\varphi_0 = \frac{f \frac{L}{D}}{K_0}, \quad (5)$$

sendo:

f , é o fator de atrito;

D , o diâmetro do conduto; e

K_0 , o coeficiente de perdas da válvula na posição de abertura total.

d) Parâmetro θ , que relaciona o tempo da manobra T_M com o tempo característico elástico $2L/a$:

$$\theta = \frac{T_M}{2L/a}. \quad (6)$$

Nas figuras 3.3 e 3.4, nas zonas em que $\Delta H/H_0$ é horizontal, é correto aplicar o modelo inercial rígido.

3.4 EQUAÇÕES DO TRANSIENTE HIDRÁULICO EM CONDUTOS SOB PRESSÃO

3.4.1 Introdução

Duas variáveis dependentes são suficientes para descrever as características do fluxo. Geralmente são utilizadas a velocidade (ou a vazão) e a pressão (ou carga piezométrica).

São necessárias duas equações para a determinação das variáveis dependentes. Essas equações são obtidas a partir do Princípio de Conservação da Quantidade de Movimento e do Princípio de Continuidade.

3.4.2 Modelo Inercial Elástico

As equações que caracterizam este modelo formam um sistema de duas equações diferenciais e, no mínimo, uma condição de contorno variável no tempo.

Para a aplicação dessas equações, é necessário conhecer a celeridade de propagação das ondas de pressão no sistema conduto-fluido e as condições de contorno do conduto.

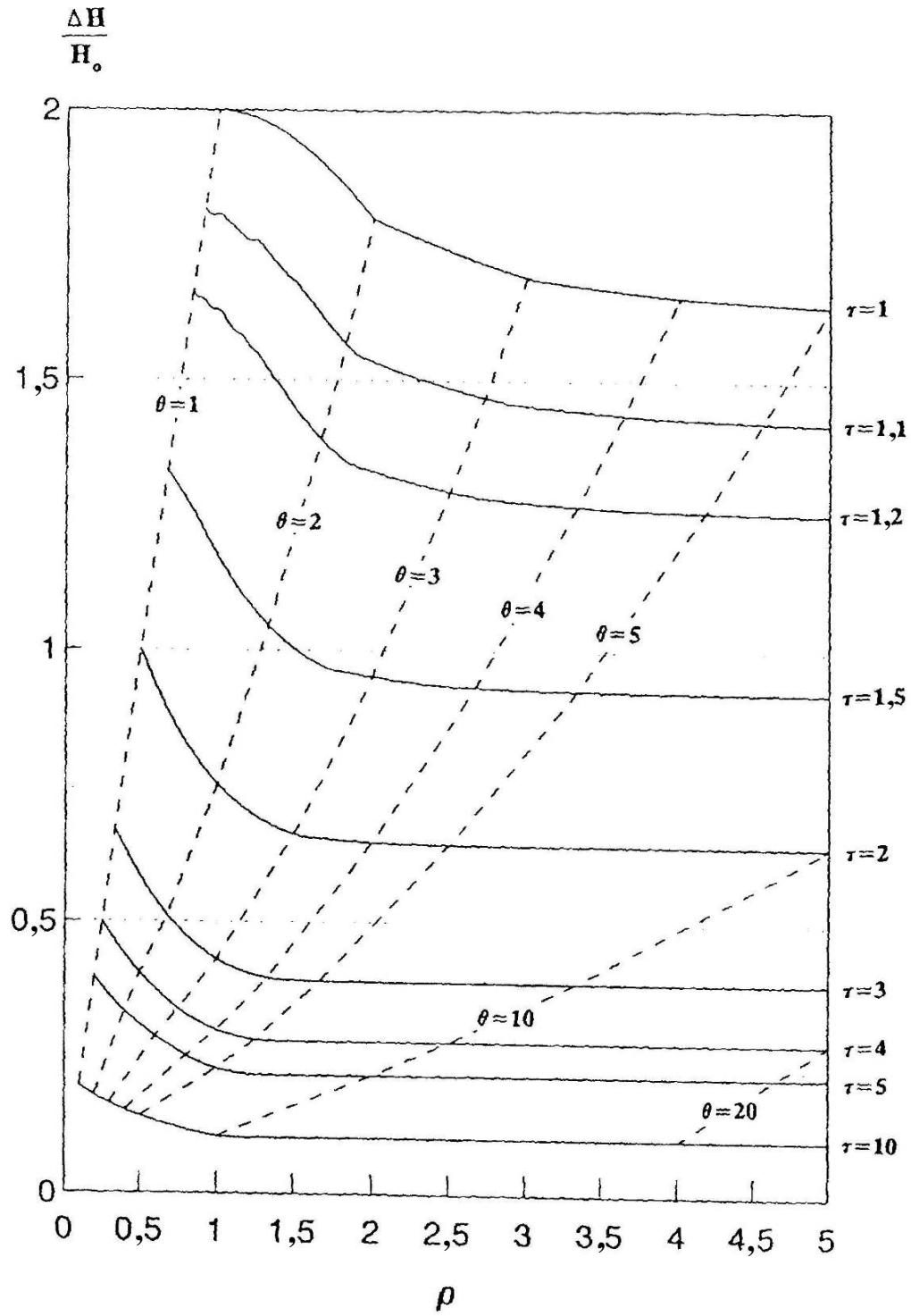


Figura 3.3. Fronteira entre os modelos inercial elástico e rígido para um fechamento linear da válvula da figura 3.2 ($\varphi_0=0$) (Fonte: Abreu *et al.*, 1995).

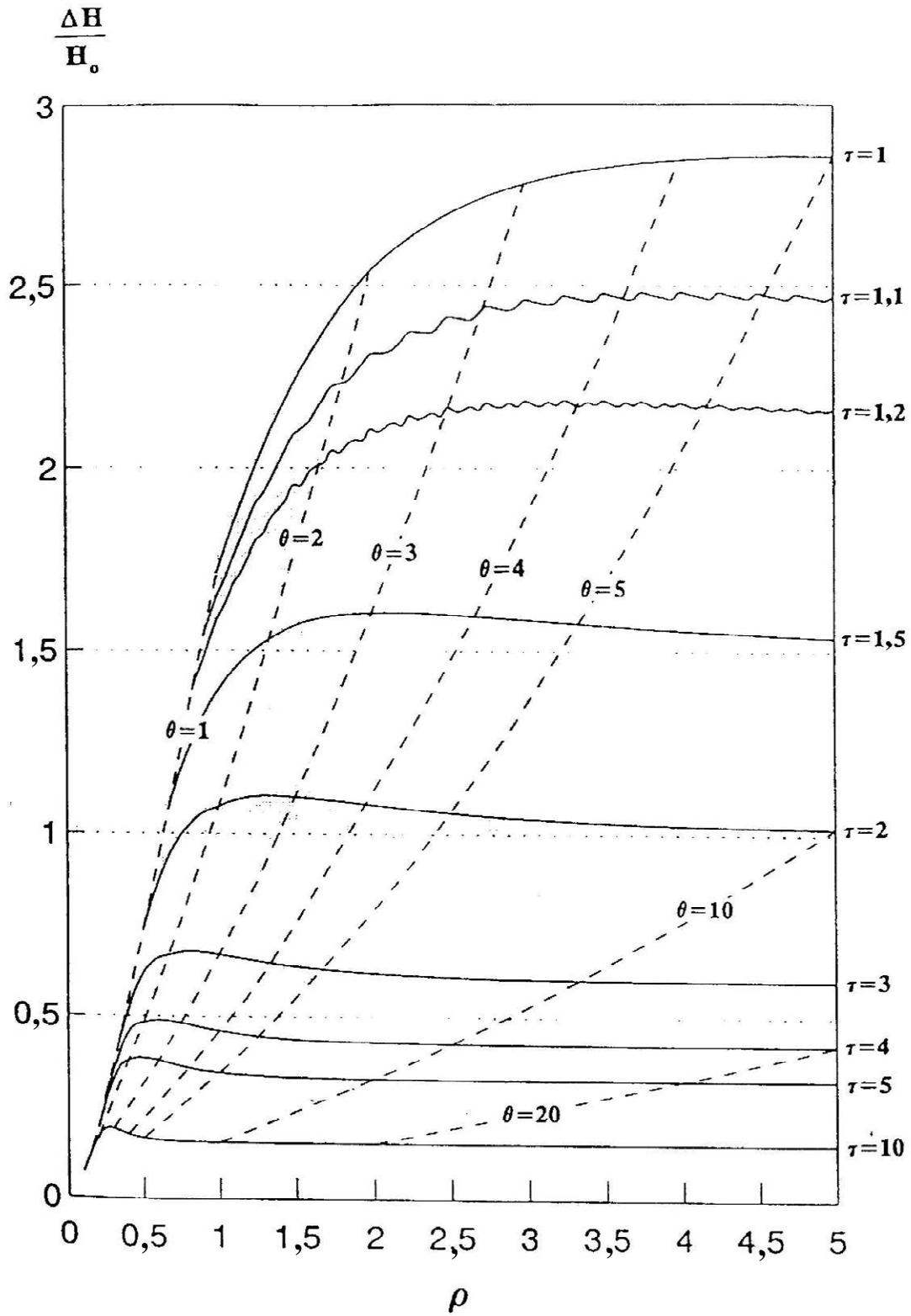


Figura 3.4. Fronteira entre os modelos inercial elástico e rígido para um fechamento linear da válvula da figura 3.2 ($\varphi_0=1$) (Fonte: Abreu *et al.*, 1995).

a) *Celeridade*

A celeridade é a velocidade com que uma perturbação se propaga em um dado conduto, contendo um certo fluido no seu interior. A equação que a descreve é obtida a partir dos princípios da conservação da quantidade de movimento e da continuidade, como detalhado em Wiley *et al.* (1993).

O valor da celeridade depende dos seguintes fatores:

- elasticidade do fluido;
- elasticidade do material do conduto;
- espessura da parede do conduto;
- diâmetro do conduto;
- tipo de juntas (se houver); e
- tipo de ancoragem do conduto.

O valor da celeridade pode ser estimado segundo a seguinte equação (Fonte: Jaeger, 1977):

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + C_1 \frac{K D}{E e}}} \quad (7)$$

sendo:

a = celeridade da onda de pressão;

K = módulo de elasticidade da água;

ρ = massa específica do fluido;

E = módulo de Young do material do conduto;

D = diâmetro do conduto;

e = espessura da parede do conduto; e

C_1 = constante que depende do conduto.

A tabela 3.1 contém valores do coeficiente C_1 para condutos de parede fina ($D/e < 25$) nas diferentes condições de apoio. Esses valores são apresentados em função de μ , coeficiente de Poisson que relaciona as tensões do material do conduto nas direções longitudinal e axial da seguinte forma:

$$\mu = \frac{\text{tensão unitária lateral}}{\text{tensão unitária axial}} \quad (8)$$

Tabela 3.1. Coeficiente C_1 para condutos de parede fina ($D/e < 25$).

<i>Caso</i>	C_1
1. ancorado somente em sentido longitudinal no extremo a montante	$1 - \frac{\mu}{2}$
2. ancorado e sem juntas de expansão	$1 - \mu^2$
3. ancorado e com juntas de expansão	1

No caso de túnel circular escavado na rocha e com cobertura de aço, o coeficiente C_1 resulta:

$$C_1 = \frac{2Ee}{E_R D + 2Ee} \quad (9)$$

sendo:

E_R = módulo de elasticidade da rocha;

E = módulo de elasticidade do aço; e

e = espessura da chapa de aço.

b) Equação da Quantidade de Movimento

A obtenção desta equação aplicada ao problema em questão surge da aplicação do princípio de conservação da quantidade de movimento a um volume infinitesimal de fluido contido no conduto (figura 3.5), adotando-se as seguintes hipóteses:

- fluxo unidimensional
- distribuição uniforme de velocidades na seção transversal do conduto
- fricção estimada como se o escoamento fosse um regime estacionário
- as forças que atuam no volume são devidas a:
 - ◆ gravidade,
 - ◆ pressão,
 - ◆ atrito do fluido com as paredes do conduto.

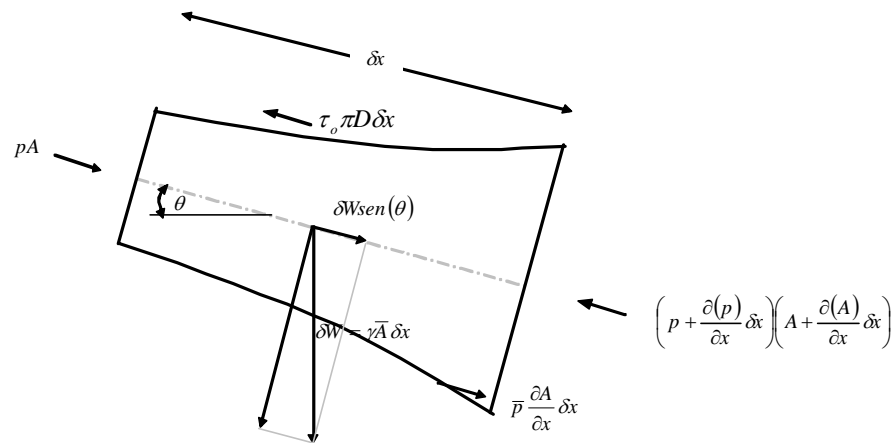


Figura 3.5. Diagrama de corpo livre de um volume de fluido de comprimento infinitesimal contido no conduto.

A equação da conservação da quantidade de movimento pode ser expressa como:

$$\sum \vec{F} = \rho A \delta x \frac{d\vec{v}}{dt} \quad (10)$$

sendo:

$\sum \vec{F}$ = somatório das forças que atuam no volume;

A = seção transversal do conduto;

δx = comprimento infinitesimal do conduto; e

v = velocidade média do fluido.

Desenvolvendo a expressão das forças e rearranjando-as, segundo apresentado por Abreu *et al.* (1995) e Wylie *et al.* (1993), obtém -se:

$$\frac{dv}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Equação da Quantidade de Movimento} \quad (11)$$

sendo:

H = altura piezométrica;

f = fator de perda de carga; e

D = diâmetro do conduto.

c) Equação da Continuidade

A obtenção desta equação aplicada ao problema em questão surge da aplicação do *Princípio da Continuidade* a um volume de controle que se deforma longitudinal e transversalmente junto às paredes do conduto, tal como se indica na figura 3.6.

Foram adotadas as mesmas hipóteses consideradas na dedução da equação da quantidade do movimento, adicionando-se a seguinte:

- O fluido contido no conduto é levemente compressível.

A equação da conservação para o volume de controle é:

$$-\frac{\partial}{\partial x} [\rho A(v-u)] \delta x = \frac{D'}{Dt} (\rho A \delta x) \quad (12)$$

sendo:

u = velocidade da parede do conduto na seção inicial do volume de controle (figura 3.6);

D' = derivada total de um volume de controle solidário ao movimento axial do conduto.

Operando nesta equação (Wylie *et al.*, 1993), chega-se a:

$$\frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{g}{a^2} v \operatorname{sen}(\theta) = 0 \quad (13)$$

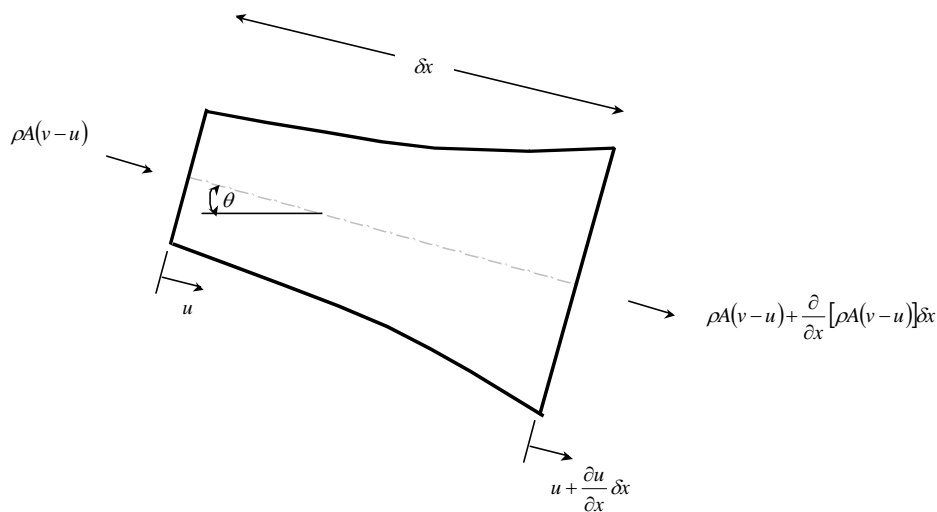


Figura 3.6. Volume de controle que acompanha a deformação do conduto.

3.4.3 Modelo Inercial Rígido

Este modelo descreve as propriedades do regime transiente mediante uma única equação diferencial ordinária e, no mínimo, uma condição de contorno rapidamente variada no tempo. Essa equação é deduzida a partir do *Princípio de Conservação de Quantidade de Movimento* aplicado a um volume de controle contido no conduto de comprimento infinitesimal δx (figura 3.7).

Equação da Quantidade de Movimento

São adotadas as seguintes hipóteses:

- conduto rígido;
- fluxo unidimensional;
- distribuição uniforme de velocidade na seção transversal do conduto;
- incompressibilidade do fluido; e
- perdas de carga iguais às correspondentes ao regime estacionário.

A dedução detalhada da equação (14) pode ser encontrada na bibliografia (Wylie *et al.*, 1993). As hipóteses de rigidez do conduto e incompressibilidade do fluido resultam na linearidade da piezométrica entre os pontos inicial e final do conduto, como também na consideração da não variação da vazão ao longo do conduto, para um instante de tempo qualquer. Dado isso, a equação resulta:

$$H_f - H_i + f \frac{L}{D} \frac{v|v|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = 0 \quad (14)$$

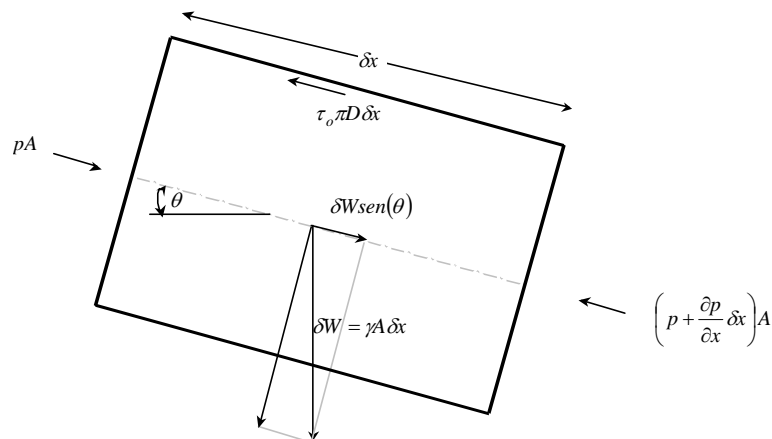


Figura 3.7. Balanço de corpo livre no volume contido no conduto e de comprimento δx .

sendo:

H_i = carga piezométrica na seção inicial do conduto;

H_f = carga piezométrica na seção final do conduto; e

L = comprimento.

Aplicação particular em sistemas protegidos por chaminés de equilíbrio

O modelo rígido foi amplamente utilizado para a modelação de sistemas de condutos sob pressão protegidos por chaminés de equilíbrio.

O princípio de funcionamento da chaminé de equilíbrio consiste em refletir as ondas de pressão que chegam à mesma, evitando assim a sua transmissão a outros condutos que chegam à chaminé.

Na figura 3.8. se apresenta parte do circuito hidráulico a ser modelado no presente trabalho. Supondo-se que no tubo de sucção que chega à chaminé de equilíbrio ocorre uma onda de pressão, ao atingir o nó conformado na base da chaminé, parte da onda é refletida para o conduto e parte da onda é transmitida à chaminé de equilíbrio e ao túnel de fuga.

Na situação ideal, a chaminé de equilíbrio trabalharia como um reservatório e, em tal caso, as ondas que chegam pelo tubo de sucção seriam totalmente refletidas e não seriam transmitidas ao túnel de fuga.

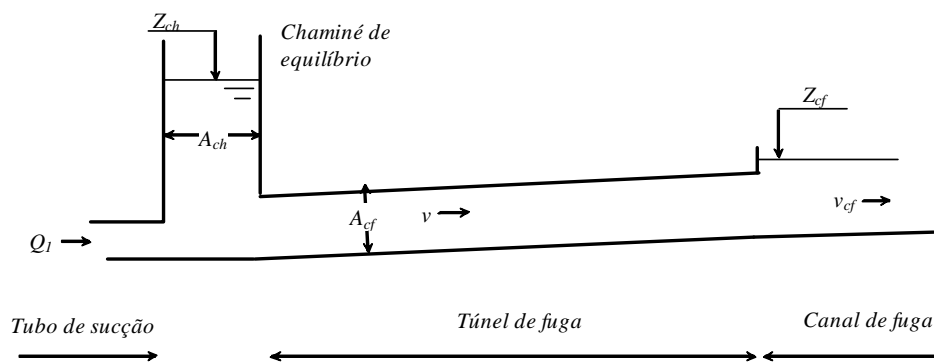


Figura 3.8. Esquema da chaminé de equilíbrio - túnel de fuga.

Na prática, a chaminé não possui dimensões que permitam considerá-la como um reservatório de nível constante, pois parte da onda que chega pelo tubo de sucção é refletida e parte é transmitida à chaminé de equilíbrio e ao túnel de fuga.

De uma maneira geral, para um nó onde confluem n condutos e supondo que por um deles, chamado de conduto i , chega uma onda de pressão, a porção da mesma que é transferida aos $n-1$ condutos restantes pode ser calculada segundo a equação:

$$s = \frac{2 \frac{A_i}{a_i}}{\frac{A_1}{a_1} + \frac{A_2}{a_2} + \dots + \frac{A_n}{a_n}} \quad \text{Fonte: Abreu et al., 1995} \quad (15)$$

sendo:

s = porção da onda que se transmite aos condutos $1, \dots, i-1, i+1, \dots, n$;

A_j = área do conduto j ($j=1$ até n); e

a_j = celeridade do conduto j ($j=1$ até n).

Em alguns casos, como o que está sendo estudado nesta pesquisa, a transmissão das ondas que chega pelo tubo de sucção para o túnel de fuga é suficientemente baixa e é possível desconsiderá-la no estudo do regime transiente no túnel de fuga. Então, é possível efetuar o estudo do sistema chaminé - túnel de fuga adotando-se o modelo inercial rígido.

Uma hipótese adicional que é geralmente utilizada nesses modelos consiste em desprezar a inércia do fluido contido na chaminé de equilíbrio, uma vez que a mesma, na maioria dos casos, é de ordem muito inferior à inércia do fluido contido no túnel de fuga.

As equações que descrevem a oscilação em massa do sistema chaminé de equilíbrio - túnel de fuga são dadas pela equação (14) e pela equação da continuidade aplicada no nó conformado pelo tubo de sucção, na chaminé de equilíbrio e no túnel de fuga.

A equação (14) pode ser descrita, em particular para o caso esquematizado na figura 3.8, como:

$$H_f - H_i + f \frac{L}{D_{eq}} \frac{v|v|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = 0 \quad (16)$$

sendo:

D_{eq} = diâmetro equivalente do canal de fuga;

$H_f - H_i$ = variação da carga piezométrica entre a seção inicial e final do túnel de fuga que pode ser estimada a partir dos níveis da chaminé de equilíbrio e do canal de fuga, levando-se em conta as perdas localizadas e desconsiderando a velocidade no canal de fuga (equação 17).

$$H_f - H_i = \left(Z_{cf} + k_s \frac{v|v|}{2g} \right) - \left(Z_{ch} - k_e \frac{v|v|}{2g} \right) = Z_{cf} - Z_{ch} + (k_s + k_e) \frac{v|v|}{2g} \quad (17)$$

sendo:

k_e = coeficiente de perdas localizadas na entrada do túnel de fuga;

k_s = coeficiente de perdas localizadas na saída do túnel de fuga;

Z_{ch} = nível da superfície livre na chaminé de equilíbrio; e

Z_{cf} = nível da superfície livre no canal de fuga.

O sistema de equações para o caso da figura 3.8 resulta:

$$Z_{cf} - Z_{ch} + (f + k_s + k_e) \frac{L}{D_{eq}} \frac{v|v|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = 0 \quad (18)$$

$$Q_l = \frac{dZ_{ch}}{dt} A_{ch} + vA_{cf} \quad (19)$$

sendo:

A_{ch} = área transversal da chaminé de equilíbrio;

A_{cf} = área transversal do canal de fuga; e

Q_I = vazão no tubo de sucção.

3.5 TRABALHOS ANTECEDENTES SOBRE MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA UHE SERRA DA MESA

A seguir, apresentam-se, de forma resumida, alguns trabalhos antecedentes, nos quais o objeto de estudo foi a modelação de transientes na UHE Serra da Mesa.

- a) “*Comparação entre modelos matemáticos utilizados nos estudos de transientes hidráulicos - Aproveitamento Hidroelétrico de São Felix, Usina de Serra de Mesa*”, Vieira *et al.* (1992)

Vieira *et al.* (1992) comparam os resultados da modelação matemática de duas rejeições totais de carga na UHE de Serra da Mesa realizadas mediante três modelos matemáticos.

Foram simuladas rejeições totais na usina para duas situações: *situação 1*) nível do reservatório máximo normal e *situação 2*) nível do reservatório máximo e os vertedouros esgotando a vazão máxima de projeto.

Os modelos utilizados para a simulação foram:

- a.1) simulador *CHEQFUGA* – simula somente o setor do circuito hidráulico situado a jusante da chaminé de equilíbrio mediante o modelo inercial rígido. Para a aplicação desse modelo, supõe-se que a diminuição da vazão turbinada durante a rejeição pode ser descrita segundo uma lei linear.
- a.2) simulador *VÁLVULA* – este modelo permite simular o transiente no circuito hidráulico desde os condutos forçados até o túnel de fuga. O mesmo modela o setor do circuito hidráulico a montante da chaminé, segundo o modelo elástico, utilizando o método das características e modela o setor a jusante da chaminé segundo o modelo rígido. Neste modelo, as turbinas são simuladas mediante uma lei de fechamento de uma válvula.
- a.3) simulador *TURBINA* – é análogo ao simulador válvula, só que neste foram inseridas as condições de contorno da turbina. Salienta-se que, como não se contava com informações suficientes em relação às turbinas de Serra da Mesa, foram utilizadas as

curvas das turbinas de Itaipu, por apresentar rotação específica similar às das turbinas de Serra da Mesa (N_s Itaipu=210, N_s Serra da Mesa=199).

Os resultados apresentados no trabalho encontram-se na tabela 3.2.

Tabela 3.2. Resultados das diferentes simulações apresentados por Vieira *et al.* (1992).

<i>Modelo Numérico</i>	<i>Nível Chaminé</i> <i>mínimo (1)</i>	<i>Nível Chaminé</i> <i>máximo (2)</i>	<i>Carga máxima (3)</i>	<i>Carga mínima (3)</i>
	<i>m</i>	<i>m</i>	<i>m</i>	<i>m</i>
CHEQFUGA	322,52	359,53	-	-
VÁLVULA	322,27	359,52	483,84	315,71
TURBINA	322,27	359,51	484,04	316,92

(1) para a situação 1
(2) para a situação 2
(3) para a situação 2, porém as diferenças com os resultados encontrados para a situação 1 são muito pequenas

As conclusões mais relevantes do trabalho foram:

- Quando o objetivo da modelação é a estimativa dos níveis a serem atingidos na chaminé de equilíbrio, o programa *CHEQFUGA* proporciona resultados similares aos dos modelos *VALVULA* e *TURBINA*, sendo mais simples de ser utilizado.
 - A comparação dos resultados obtidos pelos modelos *VALVULA* e *TURBINA* mostram que, para o trabalho desenvolvido, não houve vantagem de apresentar um modelo matemático mais complexo (*TURBINA*). Isso foi explicado pelo fato de que o regulador promoveu, após a rejeição de carga, o fechamento imediato das pás do distribuidor, segundo uma lei próxima da que foi fornecida ao modelo *VALVULA*. Porém, não há como se determinar, a priori, quando essas situações são satisfeitas.
 - O modelo *TURBINA* é o que apresenta o conhecimento total do comportamento transitório do circuito hidráulico. No entanto, sua aplicação necessita do conhecimento das curvas características da turbina. Salienta-se a importância de exigir do fabricante que os testes de modelo cubram todas as regiões onde a turbina pode trabalhar durante o regime transitório.
- b) “*Transiente Hidráulico, Comparação entre Modelos Numéricos e Rejeição ocorrida na UHE Serra da Mesa*” e “*Comparação entre os resultados de modelos matemáticos utilizados nos estudos de transientes hidráulicos e as rejeições ocorridas na UHE Serra da Mesa*”, Eifler *et al.* (2003).

Os autores apresentam uma comparação dos resultados obtidos com a simulação numérica realizada mediante dois modelos, com dados correspondentes a três rejeições que

foram registradas na UHE de Serra da Mesa. Foram utilizados os mesmos modelos matemáticos do projeto da UHE, ESTRANHE e CHAMINÉ, pertencentes a FURNAS.

O modelo ESTRANHE simula os transientes em todo o circuito hidráulico, desde os condutos forçados até o canal de fuga. Modela o setor a montante da chaminé de equilíbrio, mediante o modelo inercial elástico, através do método das características e o setor a jusante da chaminé de equilíbrio, mediante o modelo inercial rígido. A simulação das turbinas no ESTRANHE é realizada segundo as curvas adimensionalizadas das turbinas de Itaipu, idênticas às do trabalho de Vieira *et al.* (1992), por não se dispor de dados suficientes das turbinas instaladas em Serra da Mesa.

As situações analisadas foram três rejeições de carga totais apresentadas na presente dissertação no item 7.3.1. Na primeira rejeição de 1180 MW estavam funcionando as três turbinas, enquanto nas 2ª e 3ª rejeições, estavam funcionando duas turbinas, gerando uma potência de 410 MW e 312 MW em cada caso.

Resumidamente, os resultados encontrados foram:

- Tanto a modelação através do modelo ESTRANHE como a do modelo CHAMINÉ obtiveram níveis máximos na chaminé superiores e níveis mínimos inferiores aos observados. Salienta-se que os resultados obtidos mediante ambos os modelos encontraram-se sempre a favor da segurança, com exceção do nível mínimo estimado mediante o ESTRANHE, durante a primeira rejeição, que encontrou-se 30 cm acima do observado. Por tanto, os níveis estimados mediante o modelo ESTRANHE aproximaram-se mais dos observados (ver tabela 3.3).

Tabela 3.3. Diferença entre os níveis máximos e mínimos calculados e registrados nas três rejeições analisadas.

	Modelo ESTRANHE	Modelo CHAMINÉ
Máximo calculado – máximo registrado (m)	2,15 a 2,24	2,15 a 2,24
Mínimo calculado – mínimo registrado (m)	-0.60 a 0,30 m	- 0,66 a -1,13

- Os instantes de tempo em que aconteceram os níveis extremos nos modelos encontram-se defasados em relação aos observados e o período de oscilação de nível nos modelos é inferior ao observado.

Em relação ao amortecimento da oscilação do nível na Chaminé, nenhum dos dois modelos conseguiu reproduzir o amortecimento observado na usina, o qual é maior do que o estimado mediante os modelos.

4. METODOLOGIA

A metodologia foi dividida em cinco etapas:

a) Desenvolvimento de um modelo numérico que permite a simulação de transientes hidráulicos no circuito da UHE da Serra da Mesa e na estrutura de Laboratório;

b) Verificação do modelo desenvolvido com base na modelação de casos teóricos tomados de: Wylie *et al.*(1993) e Abreu *et al.* (1995);

c) Coleta e análise de dados em regime permanente e durante os transitórios:

- na Usina Hidrelétrica da Serra da Mesa (nível no reservatório de montante, na chaminé de equilíbrio, no canal de fuga, potência e abertura do distribuidor de cada turbina);

- na estrutura de laboratório existente no LAHE, que representa a UHE de Serra da Mesa na escala geométrica de 1:50; estrutura esta que foi utilizada como um pequeno protótipo (nível de reservatório de montante, na chaminé de equilíbrio, no canal de fuga, pressões nos condutos forçados);

d) Determinação de parâmetros hidráulicos a serem utilizados como dado de entrada no modelo numérico:

- perda de carga localizada - baseado na bibliografia e nos ensaios de laboratório feitos quando do projeto da UHE da Serra da Mesa;

- perda de carga distribuída nos condutos forçados e no túnel de fuga - baseado em dados coletados em regime permanente e em dados da bibliografia;

- lei de funcionamento das válvulas (no caso da estrutura de laboratório) e diagrama de Suter das turbinas (no caso da UHE);

e) Aplicação do modelo desenvolvido na UHE e na estrutura de laboratório; comparação e análise dos resultados com os dados coletados.

Os seguintes capítulos apresentam de forma detalhada o desenvolvimento de cada uma das etapas da metodologia listada acima.

5. MODELO DESENVOLVIDO

5.1 INTRODUÇÃO

Os modelos numéricos, incluindo todas as sub-rotinas, foram realizados totalmente novos, sem utilizar partes das sub-rotinas de outros modelos. A linguagem utilizada foi MATLAB e as vantagens que determinaram a sua utilização frente à BASIC ou FORTRAN foram: a) contar com uma biblioteca de funções básicas que facilitam a programação, e b) permitir apresentar os resultados graficamente dentro do próprio MATLAB.

De maneira simplificada, o circuito a modelar compõe-se de: condutos forçados, turbinas (ou válvulas), tubo de sucção, chaminé de equilíbrio e túnel de fuga (ver figura 5.1).

Os transientes a serem simulados são aqueles induzidos por perturbações geradas no fluxo devido à mudança da resistência das turbinas (ou das válvulas) à passagem da água.

Essa mudança de resistência à passagem da água, no caso das turbinas, refere-se às seguintes situações:

- a) entrada ou saída de funcionamento dos grupos geradores;
- b) modificação do patamar de geração de energia dos grupos geradores; e
- c) rejeições de carga.

No caso do circuito equipado com válvulas (estrutura de laboratório), o transiente é gerado pela abertura ou fechamento total ou parcial das mesmas.

O primeiro modelo numérico desenvolvido, chamado TRANS_IPH, simula transientes em circuitos hidráulicos similares aos da UHE de Serra da Mesa (ver figura 5.1). Esse modelo tem a particularidade de permitir simular os condutos forçados em paralelo com as seguintes restrições: a) no instante inicial a potência gerada por todas as turbinas é idêntica, e b) as manobras realizadas nas turbinas devem ser idênticas e simultâneas. O modelo permite também simular o circuito com válvulas em lugar das turbinas. Nesse caso, as restrições são as seguintes: a) no instante inicial, a posição das válvulas deve ser idêntica e b) as manobras nas válvulas devem ser idênticas e simultâneas.

Foi também elaborado um segundo modelo chamado TRANS_IPH3T, a partir do modelo TRANS_IPH, com a possibilidade de simular manobras independentes em cada uma das turbinas, ou seja, não tem as restrições a) e b) indicadas no parágrafo anterior. Porém, o modelo TRANS_IPH3T tem a restrição de modelar até um máximo de três condutos forçados em paralelo, e foi desenvolvido para o arranjo do circuito com turbinas.

Como produto secundário, foi elaborado um terceiro modelo chamado CHAMINE_IPH, que permite simular, de forma independente, o sistema chaminé - túnel de fuga - canal de fuga. Esse modelo permite também a modelação de um outro arranjo de circuito hidráulico, reservatório – túnel de adução – chaminé de equilíbrio, o qual é muito usual em usinas hidrelétricas.

O modelo CHAMINE_IPH é de grande utilidade para simular rejeições de carga no caso de ocorrer um fechamento das turbinas de duração muito inferior ao período do túnel de fuga, para o qual a vazão afluente à chaminé de equilíbrio pelo tubo de sucção pode ser considerada como passando da situação de regime permanente até zero, de forma “instantânea”.

Em caso de abertura das turbinas ou manobras de mudança da potência gerada, o modelo CHAMINE_IPH necessitaria como informação a vazão que chega à chaminé de equilíbrio pelo tubo de sucção. Para conhecer essa vazão, é necessário modelar o circuito inteiro pelo que se deve passar à utilização de um modelo completo como é o TRANS_IPH.

A seguir se descreve o modelo matemático utilizado para o desenvolvimento dos modelos numéricos TRANS_IPH e TRANS_IPH3T, e CHAMINE_IPH.

No primeiro trecho do circuito hidráulico, a montante da chaminé de equilíbrio, o transiente é modelado segundo o *modelo inercial elástico*; enquanto no segundo trecho, que vai desde a chaminé até o canal de fuga, é modelado empregando o *modelo inercial rígido* (ver figura 5.1). O item 5.2 apresenta uma justificativa dos modelos utilizados.

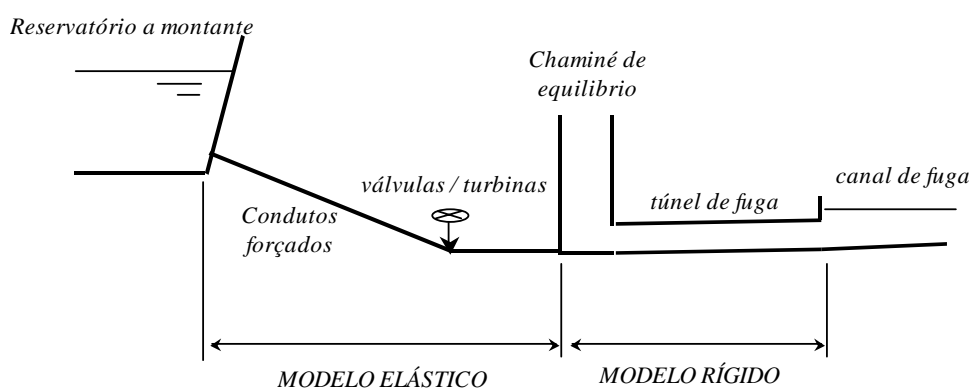


Figura 5.1. Esquema do circuito hidráulico a modelar.

Os modelos TRANS_IPH e TRANS_IPH3T permitem a possibilidade de considerar até três trechos de diferentes características (diâmetro, declividade, celeridade), $C1$, $C2$ e $C3$ em cada conduto forçado, tal como indicado na figura 5.2, que apresenta um esquema da

idealização física do circuito hidráulico para o qual foram desenvolvidos os modelos matemáticos.

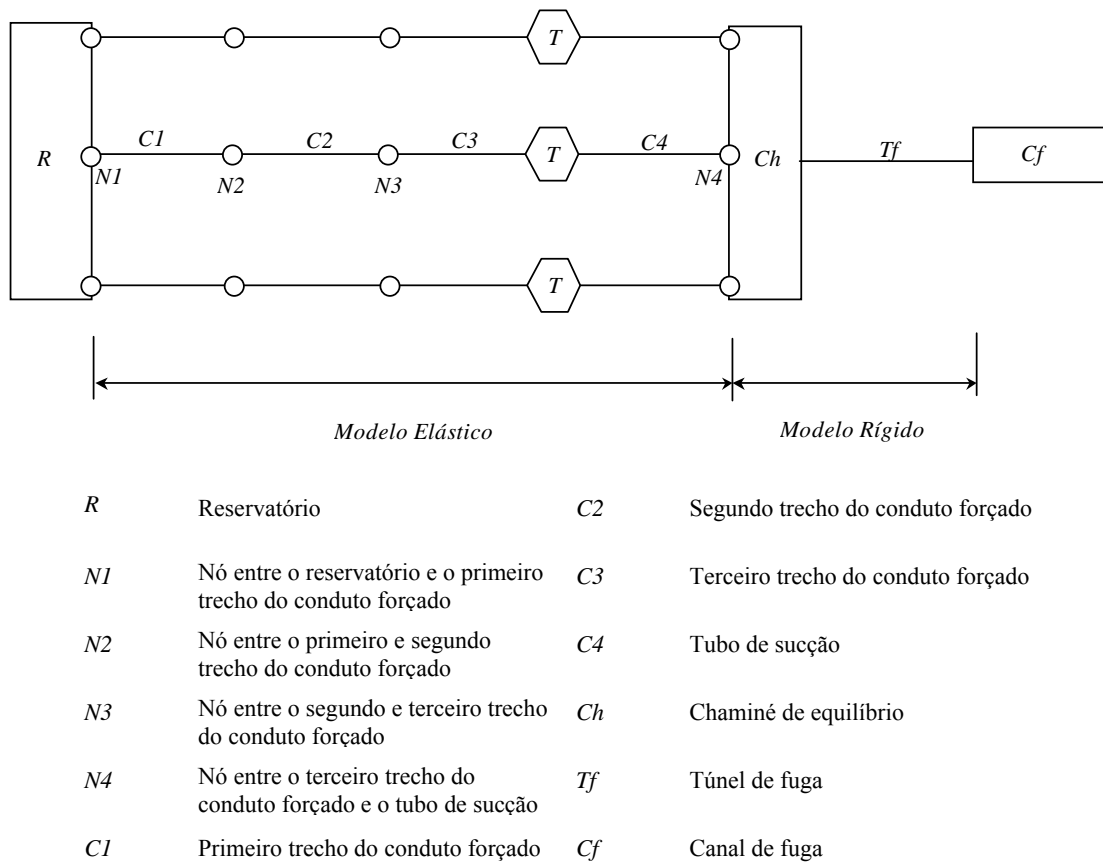


Figura 5.2. Idealização física do circuito hidráulico a modelar.

No caso do modelo que simula as turbinas, as possíveis operações a modelar são as rejeições de carga provocadas pela saída de funcionamento e aumento ou diminuição da potência gerada, devendo-se fornecer ao modelo a potência gerada pelas turbinas como dado de entrada, a qual deverá ser variável no tempo para provocar o transiente.

O modelo que simula as válvulas permite o cálculo dos transientes gerados pela operação das mesmas, sendo que a posição das válvulas durante o transiente deve ser fornecida como dado de entrada do modelo e deve ser variável no tempo para provocar o transiente.

A variação dos níveis do reservatório e do canal de fuga durante o transiente é levada em conta no modelo, sendo que esta deverá ser fornecida como dado de entrada.

Para o caso da modelação do setor a jusante da chaminé de equilíbrio, mediante o modelo CHAMINE_IPH, dever-se-á conhecer, como dado de entrada do modelo, a vazão que ingressa na chaminé de equilíbrio pelo tubo de sucção, durante o intervalo de tempo da modelação.

5.2 JUSTIFICATIVA DA ESCOLHA DOS MODELOS

Segundo as diretrizes dadas por Abreu *et al.* (1995) para a escolha do modelo a utilizar (ver item 3.3) no trecho a montante da chaminé de equilíbrio, para os casos da UHE Serra da Mesa e da estrutura de laboratório instalada no LAHE, os efeitos elásticos no conduto e no fluido podem ser desprezados e modelados segundo o modelo inercial rígido.

Os parâmetros propostos por Abreu *et al.* (1995) para os casos da UHE Serra da Mesa e para a estrutura do LAHE (tabela 5.1) tomam os seguintes valores:

Tabela 5.1. Parâmetros adimensionais para a determinação da validade do modelo rígido propostos por Abreu *et al.* (1995).

Parâmetro	τ	Ψ	ϕ_0	θ
UHE Serra da Mesa	11,5	3,1	4e-2	36
Estrutura do LAHE	0,5	12,0	6 e-2	6

Observa-se que os pontos correspondentes a ambos os casos ficam fora dos gráficos da figura 3.3; mas, extrapolando as curvas, estariam na zona onde é possível modelar os transientes mediante o modelo rígido.

Porém, o modelo inercial elástico foi selecionado para modelar o trecho a montante da chaminé de equilíbrio. O fato de se utilizar o modelo inercial elástico faz com que o modelo numérico desenvolvido seja mais genérico, podendo ser utilizado em usinas onde não é correto desprezar a elasticidade do conduto e do fluido no setor dos condutos forçados.

Por outro lado, assume-se a hipótese de que o túnel de fuga estará submetido às variações de nível da chaminé de equilíbrio e não recebe ondas de pressão desde o tubo de sucção. Por essa razão, foi modelado segundo o modelo inercial rígido.

Mediante a equação (15) verificou-se que, para os casos em que o modelo foi testado para a estrutura do LAHE, o coeficiente de transmissão das ondas de pressão que chegam pelo tubo de sucção é da ordem de 10%. Além disso, a magnitude das ondas de pressão no tubo de sucção não atinge valores elevados, isso ocorre devido ao pequeno comprimento desse tubo e ao fato da manobra de fechamento do distribuidor ser lenta. No caso da estrutura de laboratório, este fato foi verificado experimentalmente, mediante o uso de transdutores de pressão instalados no túnel de fuga.

O modelo desenvolvido poderá ser utilizado para a modelação de transientes em usinas cuja configuração seja igual a indicada na figura 5.1, porém, sempre será necessário verificar se a transmissão de ondas de pressão, desde o tubo de sucção ao túnel de fuga, pode ser desprezada.

5.3 MODELO INERCIAL ELÁSTICO

5.3.1 Introdução

Desenvolvendo-se os termos em derivadas totais das equações (11) e (13) obtém-se o seguinte sistema hiperbólico de equações diferenciais em derivadas parciais:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} = -f \frac{v|v|}{2D} \end{array} \right. \quad \text{Equação da Quantidade de Movimento} \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} = -v \operatorname{sen} \theta \end{array} \right. \quad \text{Equação da Continuidade} \quad (21)$$

O sistema de equações acima tem duas variáveis dependentes, $v=v(t,x)$ e $H=H(t,x)$ e duas variáveis independentes, a variável temporal (t) e a variável espacial (x), na direção do eixo longitudinal do conduto.

Como não existe uma solução analítica do sistema de equações (20) e (21), recorre-se à resolução do sistema mediante métodos numéricos. Antigamente utilizavam-se métodos gráficos, porém atualmente esses encontram-se em desuso.

As técnicas numéricas mais utilizadas são:

- *método das características*
- *métodos de diferenças finitas* $\left\{ \begin{array}{l} \text{implícitos} \\ \text{explícitos} \end{array} \right.$

Abreu *et al.* (1995), Wylie *et al.* (1993) e Chaudhry (1982) indicam o método das características como o mais apropriado para a modelação numérica de transientes hidráulicos, segundo o modelo inercial elástico.

Segundo Abreu *et al.* (1995), o método das características é o mais comumente empregado, uma vez que tem demonstrado melhores resultados em vários aspectos. Sua principal vantagem está em permitir capturar melhor as frentes de onda, ilustrando perfeitamente a propagação das mesmas. Isso faz dele o mais apropriado para a aplicação do modelo inercial elástico, além de apresentar boa eficiência computacional e simplicidade na programação.

Contudo, os métodos de diferenças finitas têm sido pouco utilizados na modelagem de transientes hidráulicos em condutos sob pressão.

Cabe assinalar que alguns autores tentaram introduzir o uso do método de *Elementos Finitos*, porém estes não resultaram adequados à modelagem de transientes, pois apresentaram dificuldades para modelar o domínio espacial junto ao domínio temporal (Abreu *et al.*, 1995).

No desenvolvimento da dissertação, será utilizado o método das características para a modelação do trecho do circuito hidráulico compreendido entre o reservatório e a chaminé de equilíbrio (ver figura 5.1).

5.3.2 Método das características

5.3.2.1 Tratamento matemático das equações

O sistema composto pelas equações (20) e (21) pode ser escrito em forma matricial como se segue:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} H \\ v \end{pmatrix} + B(v) \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} H \\ v \end{pmatrix} = C(v) \quad (22)$$

$$\text{sendo: } B(v) = \begin{pmatrix} v & a^2 \\ g & v \end{pmatrix} \quad \text{e} \quad C(v) = \begin{pmatrix} -v \operatorname{sen} \theta \\ -\frac{f|v|v}{2D} \end{pmatrix} \quad (23)$$

a matriz B tem dois valores próprios reais e diferentes: $\begin{cases} \lambda_1 = v + a \\ \lambda_2 = v - a \end{cases}$

Com base nesses valores próprios, é possível desacoplar o sistema (22) nas seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(v + \frac{gH}{a} \right) + (v + a) \frac{\partial}{\partial x} \left(v + \frac{gH}{a} \right) = -\frac{f|v|v}{2D} - \frac{v g \operatorname{sen} \theta}{a} \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(v - \frac{gH}{a} \right) + (v - a) \frac{\partial}{\partial x} \left(v - \frac{gH}{a} \right) = -\frac{f|v|v}{2D} + \frac{v g \operatorname{sen} \theta}{a} \quad (25)$$

Nos termos $(v+a)$ e $(v-a)$ das equações (24) e (25), despreza-se v frente a a , dado que $a \gg v$. Multiplicando-se as equações (24) e (25) por A e rearranjando os termos, obtêm-se:

$$\frac{\partial W_1}{\partial t} + a \frac{\partial W_1}{\partial x} = -\frac{f|Q|Q}{2DA} - \frac{Qg\text{sen}\theta}{a} \quad \text{sendo} \quad W_1 = Q + \frac{gAH}{a} \quad (26)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial t} - a \frac{\partial W_2}{\partial x} = -\frac{f|Q|Q}{2DA} + \frac{Qg\text{sen}\theta}{a} \quad \text{sendo} \quad W_2 = Q - \frac{gAH}{a} \quad (27)$$

O termo W_1 pode ser integrado sobre a reta característica positiva C^+ ($x - at = cte$) e o termo W_2 , sobre a negativa C^- ($x + at = cte$), conforme ilustra a figura 5.3:

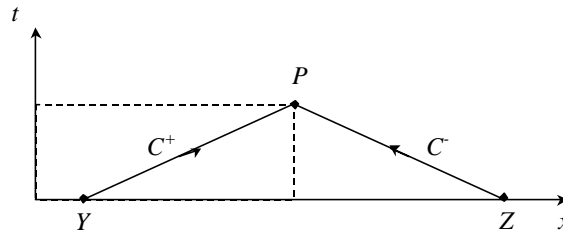


Figura 5.3. Retas características.

$$W_1(P) = W_1(Y) - \frac{f}{2DA} \int_{C^+} |Q|Q dt - \int_{C^+} \frac{Qg\text{sen}\theta}{a} dt \quad (28)$$

$$W_2(P) = W_2(Z) - \frac{f}{2DA} \int_{C^-} |Q|Q dt + \int_{C^-} \frac{Qg\text{sen}\theta}{a} dt \quad (29)$$

Combinando-se as equações (28) e (29) e estimando-se as integrais segundo o teorema do valor médio, resultam as características positiva e negativa:

$$Q(P) + CaH(P) = Cp \quad \text{Característica Positiva} \quad (30)$$

$$Q(P) - CaH(P) = Cn \quad \text{Característica Negativa} \quad (31)$$

sendo os coeficientes Ca , Cp , e Cn iguais a:

$$Ca = \frac{gA}{a} \quad (32)$$

$$Cp = Q(Y) + \frac{gA}{a} H(Y) + \Delta t \left(-\frac{f}{2DA} (|Q(Y)|Q(Y)) - \frac{g\text{sen}\theta}{a} Q(Y) \right) \quad (33)$$

$$Cn = Q(Z) - \frac{gA}{a} H(Z) + \Delta t \left(-\frac{f}{2DA} (|Q(Z)|Q(Z)) + \frac{g\text{sen}\theta}{a} Q(Z) \right) \quad (34)$$

5.3.2.2 Sistematização do cálculo

O cálculo de Q e H se realiza numa malha de pontos predeterminados, espaçados a uma distância fixa Δx , com a qual fica definido o passo de tempo $\Delta t = \Delta x/a$, para permitir a aplicação do método das características (ver figura 5.4).

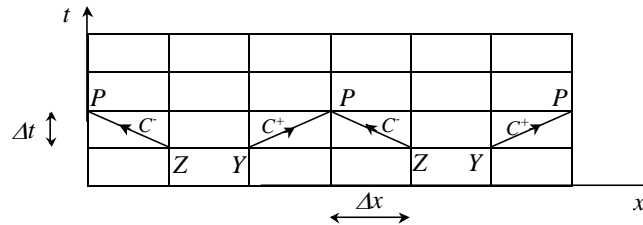


Figura 5.4. Malha de cálculo.

Os valores $Q(t)$ e $H(t)$ são calculados para todos os pontos da malha correspondentes ao instante de tempo t , a partir dos valores das variáveis conhecidas $Q(t-\Delta t)$ e $H(t-\Delta t)$, correspondentes a todos os pontos de cálculo da malha, no instante de tempo anterior, e às condições de contorno.

Pontos no interior da malha

Nos nós internos da malha, $Q(P)$ e $H(P)$ podem ser calculados explicitamente a partir das seguintes equações resultantes da combinação das características positiva e negativa (equações 30 e 31):

$$Q(P) = \frac{C_p + C_n}{2} \quad (35)$$

$$H(P) = \frac{C_p - C_n}{2Ca} \quad (36)$$

Condições de contorno

As seções inicial e final de cada conduto devem ter uma condição adicional (condição de contorno), uma vez que chega nelas somente uma reta característica que transporta a informação do instante de tempo de cálculo anterior (ver figura 5.4).

A seguir, apresentam-se as equações que definem as variáveis Q e H nos pontos situados nos extremos da malha de cálculo e que serão de utilidade no presente trabalho,

sendo que em Wylie *et al.* (1993) e Abreu *et al.* (1995), encontra-se detalhada uma maior variedade de condições de contorno.

a) *Extremo a Montante do Conduto forçado - Reservatório*

As variáveis são obtidas resolvendo-se o seguinte sistema de equações, conforme a equação da conservação da energia e a característica negativa do conduto forçado (P refere-se à seção inicial do conduto forçado):

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_M - \frac{Q^2(P)}{2gA^2} - kQ(P)|Q(P)| \\ Q(P) - CaH(P) = Cn \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Negativa} \end{array} \quad (37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_M - \frac{Q^2(P)}{2gA^2} - kQ(P)|Q(P)| \\ Q(P) - CaH(P) = Cn \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Negativa} \end{array} \quad (38)$$

sendo:

H_M = carga hidráulica no reservatório; e

k = coeficiente de perdas localizadas na entrada do reservatório.

Simplifica-se a equação 37, desconsiderando-se a carga de velocidade no ponto P e as perdas localizadas no início do conduto forçado. Isto com o objetivo de simplificar a resolução do sistema que se transforma no seguinte sistema linear de equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_M \\ Q(P) - CaH(P) = Cn \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Negativa} \end{array} \quad (39)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_M \\ Q(P) - CaH(P) = Cn \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Negativa} \end{array} \quad (40)$$

b) *Extremo a Jusante do Tubo de sucção - Chaminé de equilíbrio*

Analogamente à condição de contorno de montante, as variáveis no extremo de jusante do tubo de sucção são determinadas com o uso das equações de conservação da energia e com a característica positiva. Desconsidera-se a carga de velocidade no conduto forçado e as perdas localizadas na entrada da chaminé de equilíbrio. O sistema de equações fica:

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_J \\ Q(P) + CaH(P) = Cp \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Positiva} \end{array} \quad (41)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H(P) = H_J \\ Q(P) + CaH(P) = Cp \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Conservação da energia} \\ \text{Característica Positiva} \end{array} \quad (42)$$

sendo:

H_J = carga hidráulica do reservatório a jusante;

k = coeficiente das perdas localizadas na união conduto – reservatório; e

P = seção do tubo de sucção junto à chaminé de equilíbrio.

c) União de dois condutos (figura 5.5)

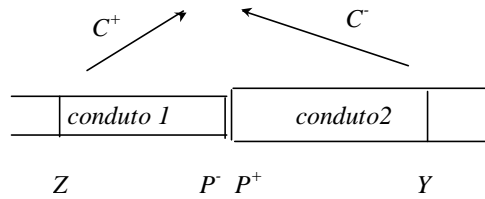


Figura 5.5. Condição de contorno - união entre dois condutos.

As incógnitas, neste caso, são quatro: $H(P^-)$, $Q(P^-)$, $H(P^+)$, $Q(P^+)$, sendo P^- a última seção do conduto 1 e P^+ a primeira seção do conduto 2. Desconsiderando-se as perdas na junção e a diferença entre os termos de cargas de velocidades dos dois condutos, o sistema é o seguinte:

$$\left\{ \begin{array}{ll} Q(P^+) = Q(P^-) & \text{Condição de Contorno} \quad (43) \\ H(P^+) = H(P^-) & \text{Condição de Contorno} \quad (44) \\ Q(P^-) + Ca_1 H(P^-) = Cp_1 & \text{Característica Positiva} \quad (45) \\ Q(P^+) - Ca_2 H(P^+) = Cn_2 & \text{Característica Negativa} \quad (46) \end{array} \right.$$

Onde os sub-índices 1 e 2 indicam os coeficientes característicos dos condutos 1 e 2, respectivamente.

d) Válvula (figura 5.6)

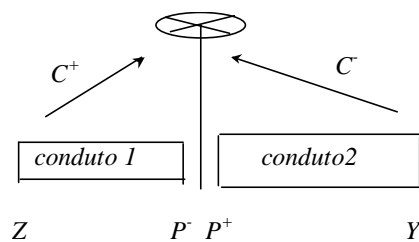


Figura 5.6. Condição de contorno - válvula de fechamento.

Desconsiderando-se a diferença entre os termos de carga de velocidade dos dois condutos e sendo K_v o coeficiente da válvula, obtivemos o seguinte sistema:

$$\left\{ \begin{array}{ll} Q(P^+) = Q(P^-) & \text{Condição de Contorno} \quad (47) \\ H(P^-) - H(P^+) = K_v Q(P^-) | Q(P^+) | & \text{Perda de carga na válvula} \quad (48) \\ Q(P^-) + Ca_1 H(P^-) = Cp_1 & \text{Característica positiva} \quad (49) \\ Q(P^+) - Ca_2 H(P^+) = Cn_2 & \text{Característica negativa} \quad (50) \end{array} \right.$$

A equação 48 foi obtida partindo-se da hipótese de que a perda localizada na válvula só depende da abertura da mesma e tem a mesma magnitude para o sentido positivo ou negativo de fluxo.

O fator K_v é calculado pelo modelo em cada instante de cálculo, mediante uma equação em função da posição da válvula.

Isolando $H(P^-)$ e $H(P^+)$ nas equações (49) e (50) e substituindo-os na equação (48), e chamando de $Q(P)$ as variáveis $Q(P^+)$ e $Q(P^-)$, as quais têm o mesmo valor da equação (47), obtém-se uma única equação de segundo grau que se apresenta como segue:

$$\underbrace{K_v}_{a} \underbrace{Q(P)}_{b} + \underbrace{\left(\frac{1}{Ca1} + \frac{1}{Ca2} \right)}_{b} Q(P) + \underbrace{\left(-\frac{Cp1}{Ca1} - \frac{Cn2}{Ca2} \right)}_{c} = 0 \quad (51)$$

Os termos a e b da equação (51) são sempre positivos. As raízes da equação dependem do sinal de $Q(P)$:

▪ caso $Q(P)$ seja positivo, as raízes da equação (51) são: $\frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$

para que as raízes sejam reais e positivas, o produto $4ac$ tem que ser negativo e a raiz fica:

$$\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

▪ caso $Q(P)$ seja negativo, as raízes da equação (51) são: $\frac{-b \pm \sqrt{b^2 + 4ac}}{-2a}$

para que as raízes sejam reais e negativas, o produto $4ac$ tem que ser positivo e a raiz

fica: $\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{-2a}$

e) *Sistema Turbina – Regulador*

Turbina

Trabalhar-se-á com as seguintes variáveis adimensionais:

$$h = \frac{H}{H_R}; \quad \beta = \frac{T}{T_R}; \quad v = \frac{Q}{Q_R}; \quad e \quad \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (52)$$

sendo:

Q = vazão turbinada;

H = carga hidráulica;

T = torque hidráulico; e

N = velocidade angular de rotação da turbina (expressa em revoluções por unidade de tempo).

Os termos com sub-índice R indicam que o valor da variável corresponde ao ponto de máximo rendimento da turbina.

Para um dado modelo de turbina, os parâmetros h e β ficam determinados a partir de v , α e da posição das pás do distribuidor.

Costuma-se utilizar as curvas características adimensionais das turbinas definidas pelas seguintes relações, para cada posição das pás do distribuidor:

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \text{ vs } \operatorname{atan}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (53)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \text{ vs } \operatorname{atan}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (54)$$

Para a utilização dessas curvas, definem-se as seguintes retas cujos coeficientes (A_0 , A_1 , B_0 e B_1) variam em função da zona de operação da turbina:

$$H = H_R(\alpha^2 + v^2)(A_0 + A_1x) \quad (55)$$

$$T = T_R(\alpha^2 + v^2)(B_0 + B_1x) \quad (56)$$

sendo:

$$x = \operatorname{atan}\left(\frac{v}{\alpha}\right); \text{ e}$$

A_0 , A_1 , B_0 e B_1 são todos em função de x e y (abertura adimensionalizada das pás do distribuidor em relação à abertura máxima).

Cada vez que a potência absorvida pelo gerador muda, gera-se um desequilíbrio no torque total que atua sobre a turbina. Nesse caso, o torque líquido exercido sobre a turbina induz uma aceleração angular da mesma:

$$T_n = I \frac{d\varpi}{dt} \quad (57)$$

sendo:

T_n = torque líquido aplicado à turbina;

ϖ = velocidade angular de rotação da turbina (expressa em radianos por unidade de tempo); e

I = momento polar de inércia do fluido e das partes mecânicas do sistema turbina-gerador em relação ao eixo de giro.

A equação (57) pode ser expressa em termos de potência:

$$P - P_G = I\varpi \frac{d\varpi}{dt} \quad (58)$$

sendo:

P = a potência produzida pela turbina; e

P_G = a potência absorvida pelo gerador.

É conveniente expressar essa equação do seguinte modo:

$$\frac{T}{T_R} - \frac{P_G}{\alpha T_R \varpi_R} = \frac{\varpi_R}{T_R} I \frac{d\alpha}{dt} \quad (59)$$

sendo:

ϖ_R = a velocidade de rotação angular da turbina correspondente ao ponto de maior eficiência.

Regulador

O regulador é um sistema que comanda a abertura das pás do distribuidor, permitindo assim controlar a velocidade de rotação das turbinas.

Wylie *et al.* (1993) apresentam uma equação que descreve o comportamento do regulador que é aplicável a reguladores mecânicos, elétricos ou digitais, sempre que se conte com informação suficiente. Essa equação é apresentada a seguir:

$$T_d T_\alpha \frac{d^2 y}{dt^2} + T_\alpha' \frac{dy}{dt} + \sigma(y-1) + \alpha - 1 + T_d \frac{d\alpha}{dt} = 0 \quad (60)$$

na qual:

T_d, T_α, T_α' e σ são constantes características do regulador; e

$y = \frac{Y}{Y_0}$ é a abertura das pás do distribuidor adimensionalizada em relação a abertura máxima.

Porém, no programa ESTRANHE, desenvolvido pela empresa IESA (1992) para FURNAS, corrige-se o terceiro termo da equação, considerando que a posição inicial das pás do distribuidor não é necessariamente a de abertura máxima ($y=1$). Por isso, propõe-se a utilização da seguinte equação:

$$T_d T_\alpha \frac{d^2 y}{dt^2} + T_\alpha' \frac{dy}{dt} + \sigma(y - y_0) + \alpha - I + T_d \frac{d\alpha}{dt} = 0 \quad (61)$$

sendo:

y_0 = abertura adimensionalizada inicial das pás do distribuidor.

Integrando numericamente as equações (59) e (61) e combinando-as com as equações (55) e (56) e as características positiva e negativa que chegam à turbina pelo conduto forçado e pelo tubo de sucção, obtém-se o sistema de três equações e três incógnitas (α , y , v) apresentado a seguir:

$$T_R (\alpha_f^2 + v_f^2) (B_0 + B_1 x) + T_i - \left(\frac{P_{Gf}}{\alpha_f \varpi_R} + \frac{P_{Gi}}{\alpha_i \varpi_R} \right) - \frac{2}{\Delta t} \varpi_R I (\alpha_f - \alpha_i) = 0 \quad F_1 \quad (62)$$

$$\frac{Cp_3 - Q(P)}{Ca_3} + \frac{Cn_4 - Q(P)}{Ca_4} - H_R (\alpha_f^2 + v_f^2) (A_0 + A_1 x) = 0 \quad F_2 \quad (63)$$

$$\frac{y_f - y_i}{\Delta t} - \frac{y_i - y_{ii}}{\Delta t} + \frac{T\alpha'}{Td T\alpha} (y_f - y_i) + \frac{\sigma}{Td T\alpha} \left(\frac{y_f + y_i}{2} - y_0 \right) \Delta t + \frac{\alpha_f + \alpha_i}{T\alpha} = 0 \quad F_3 \quad (64)$$

Os termos com sub-índice f representam o instante de tempo de cálculo, os com sub-índices i representam o instante de tempo anterior ($f - \Delta t$) e os com sub-índices ii representam 2 instantes de tempo anteriores ($f - 2\Delta t$). Os termos Cp_3 , Ca_3 , Cn_4 e Ca_4 são os termos das retas características positiva e negativa respectivamente no instante de tempo ($f - \Delta t$).

O sistema de equações (62), (63) e (64) que define a condição de contorno da turbina é resolvido segundo o método de Newton-Raphson, como recomendado por Wylie *et al.* (1993). O sistema a resolver por iteração é o apresentado a seguir, até que os incrementos das variáveis α , v e y sejam nulos (numericamente se estabelecem valores significativos a atingir):

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_1}{\partial v} & 0 \\ \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial F_2}{\partial v} & 0 \\ \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} & 0 & \frac{\partial F_3}{\partial y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \alpha \\ \Delta v \\ \Delta y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix} \quad (65)$$

Interpolação

Em sistemas de mais de um conduto em série geralmente seleciona-se um intervalo de tempo Δt de cálculo, tal que, para todos os condutos i , o intervalo Δx_i seja submúltiplo do

comprimento Li de cada conduto. Caso contrário, deve-se proceder a interpolação, a qual pode ser linear ou de outro tipo. A figura 5.7 indica a necessidade de realizar uma interpolação a partir dos valores de H e Q nos pontos X e Y , para se obter os correspondentes ao ponto Z e logo transportar a informação até o ponto P , segundo a reta característica positiva.

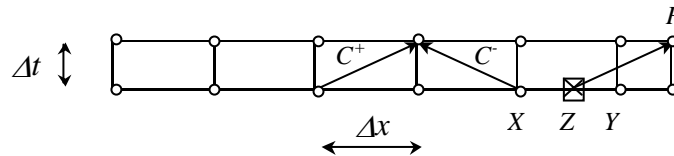


Figura 5.7. Interpolação na malha de cálculo.

Abreu *et al.* (1995) recomendam, na medida do possível, evitar esse tipo de aproximação, pois produzem atenuação e dispersão dos resultados.

5.4 MODELO INERCIAL RÍGIDO

5.4.1 Introdução

O modelo inercial rígido, para o sistema chaminé de equilíbrio - túnel de fuga, é representado por um sistema de duas equações diferenciais em derivadas totais que foram indicadas no item 3.4.3 e que são apresentadas novamente a seguir:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{cf} - Z_{ch} + (f + ke + ks) \frac{L}{D_{eq}} \frac{v|v|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad \text{Equação da Quantidade de Movimento} \quad (66)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_l = \frac{dZ_{ch}}{dt} A_{ch} + vA_{tf} \end{array} \right. \quad \text{Equação da Continuidade} \quad (67)$$

Como o sistema não tem solução analítica, é necessário utilizar métodos numéricos para encontrá-la.

As referências bibliográficas apresentam variados métodos para a resolução das equações:

$$\text{Métodos Iterativos} \left\{ \begin{array}{l} \text{Predictor-Corrector Technique (France, 1978)} \\ \text{Método de Pressel (Jaeger, 1977)} \end{array} \right.$$

Métodos Explícitos de Diferenças Finitas

{ Método de Euler de 2ª ordem
 (Chaudhry, 1979)
 Método de Runge Kutta de 4ª ordem
 (Chaudhry, 1979)

Salienta-se que nenhum dos métodos numéricos citados anteriormente apresenta vantagens significativas que faça recomendável a sua utilização frente aos outros. No presente trabalho será utilizado o Método Iterativo de Pressel, o qual foi escolhido pela simplicidade da programação.

5.4.2 Método iterativo proposto por Pressel

Aproximando-se numericamente as derivadas do sistema das equações (66) e (67), pode ser apresentado da seguinte forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{Z}_{cf} - \overline{Z}_{ch} + (f + ke + ks) \frac{L}{D_{eq}} \frac{v_m |v_m|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{v_f - v_i}{\Delta t} = 0 \end{array} \right. \quad (68)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{Q}_l = \frac{Z_{chf} - Z_{chi}}{\Delta t} A_{ch} + v_m A_{cf} \end{array} \right. \quad (69)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{Z}_{cf} = \frac{Z_{cfi} + Z_{cff}}{2} \end{array} \right. \quad (70)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{Z}_{ch} = \frac{Z_{chi} + Z_{chf}}{2} \end{array} \right. \quad (71)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{Q}_l = \frac{Q_{li} + Q_{lf}}{2} \end{array} \right. \quad (72)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v_m = \frac{v_i + v_f}{2} \end{array} \right. \quad (73)$$

sendo:

Z_{cfi} e Z_{cff} = os níveis do canal de fuga para os instantes inicial e final do cálculo;

Z_{chi} e Z_{chf} = os níveis da chaminé de equilíbrio nos instantes inicial e final do cálculo;

Q_{li} e Q_{lf} = as vazões no túnel de sucção nos instantes inicial e final do cálculo; e

v_i e v_f = as velocidades no túnel de fuga nos instantes de cálculo inicial e final.

Partindo-se de uma situação inicial no instante i em que todas as variáveis são conhecidas, arbitra-se um valor de v_m para o instante de tempo $i+dt$ (denominado v_m^*). O valor arbitrado v_m^* , no início da iteração, corresponde ao valor v_i , correspondente ao instante de tempo de cálculo anterior.

A partir desse valor, é possível calcular o valor de Z_{chf} da equação (69). Logo, avaliando a equação (68) com v_m^* e Z_{chf} , é possível calcular o valor de v_f .

No caso em que o valor de v_m calculado a partir do valor de v_f é igual ao valor estimado v_m^* , este foi corretamente estimado. Caso contrário, estima-se novamente um valor para v_m^* igual ao valor v_m calculado e continua-se a iteração até atingir um valor v_m igual ao estimado v_m^* .

5.5 PARTICULARIDADES DOS MODELOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS

5.5.1 Escoamento em regime permanente

No início do cálculo, o modelo parte de uma situação de regime permanente, na qual são calculadas as variáveis H e Q em todos os pontos de cálculo.

Para as turbinas, deve-se indicar ao modelo a potência gerada pelos grupos geradores e a posição dos distribuidores. A partir desses dados, da geometria e das perdas de carga, itera-se a vazão até que a carga piezométrica existente no circuito hidráulico, aplicada à turbina, coincida com aquela que resultante das curvas da turbina (para a posição do distribuidor, da vazão e da potência consideradas).

Em caso de se tratar de válvulas, a vazão inicial é fornecida como dado de entrada.

5.5.2 Dados da turbina

Os coeficientes A_0 , A_1 , B_0 , B_1 são calculados por uma sub-rotina do programa, a partir de uma matriz que contém os valores das variáveis $\frac{h}{\alpha^2 + v^2}$ e $\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}$ para os distintos valores de y e x .

5.5.3 Válvula

A manobra da válvula fica definida, uma vez que são fornecidos como dados de entrada a vazão inicial circulante pelo circuito, o tempo da manobra e a posição final da válvula.

O coeficiente de perdas localizadas na válvula é calculado para todos os instantes de cálculo, segundo uma sub-rotina, a partir dos dados indicados no parágrafo anterior e da equação que relaciona o coeficiente de perdas na válvula com a posição da mesma.

5.5.4 Perdas de carga

Foi desenvolvida uma sub-rotina que calcula o fator de perdas de carga f em cada um dos pontos de cálculo e para cada instante. A mesma permite considerar o fator f : 1) constante; 2) estimado em forma iterativa, segundo a formulação de Colebrook-White; ou 3) segundo uma equação do tipo $f=C_0 \cdot Re^{C_1}$, na qual as constantes C_0 e C_1 devem ser fornecidas como dado de entrada.

5.5.5 Passo de tempo de cálculo

O modelo permite considerar diferentes intervalos de cálculo nos setores a montante e a jusante da chaminé de equilíbrio.

5.5.6 Ajuste da celeridade

Com o objetivo de evitar a interpolação numérica, as celeridades dos condutos são ajustadas. O modelo fixa o número de trechos a subdividir segundo o trecho do conduto forçado e ajusta o valor da celeridade selecionada para o primeiro e terceiro trecho dos condutos forçados e do tubo de sucção.

Para evitar que o valor da celeridade ajustada não se afaste muito do valor selecionado, o valor corrigido da celeridade é apresentado no arquivo de saída.

5.5.7 Nível no reservatório e no canal de fuga

O modelo permite considerar esses níveis variáveis em todo o intervalo de cálculo. Tais valores são fornecidos como dados de entrada

6. VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

6.1 INTRODUÇÃO

Durante o desenvolvimento do modelo numérico foram efetuadas verificações com dados teóricos de casos apresentados na bibliografia. Três grandes setores da modelação podem ser identificados, que são: 1) os condutos forçados; 2) o sistema chaminé – túnel de fuga, e, 3) as turbinas. A verificação de cada um desses setores é apresentada a seguir.

Cabe destacar, que na literatura existem casos de transientes em usinas hidrelétricas onde são apresentados dados de campo e comparados com resultados de modelações numéricas, como por exemplo, em Chaudhry (1979), Chaudhry e Portfors (1973), Bertâmio de Almeida e Macedo Pinto e Furlani e Corrêa. Porém, nesses trabalhos não se apresenta a informação necessária para sua modelação numérica, faltando, em todos os casos, as curvas características das turbinas. Por esse motivo não foi possível comparar os resultados do modelo completo (incluindo condutos forçados, turbinas, chaminé de equilíbrio e túnel de fuga) com os dos modelos ou com os dados de campo apresentados na bibliografia.

6.2 VERIFICAÇÃO DO SETOR DOS CONDUTOS FORÇADOS

6.2.1 Introdução

O caso utilizado para a verificação do modelo dos condutos forçados foi tomado de Abret *et al.* (1995); o caso consiste em um transitório produzido pelo fechamento de uma válvula a jusante de um conduto com reservatório de nível constante a montante.

O caso tomado da bibliografia é teórico, sendo os dados apresentados em Abreu *et al.*(1995), os resultados de um modelo numérico desenvolvido pelo autor.

6.2.2 Dados do sistema e manobra a simular.

A configuração do sistema é apresentada na figura 6.1.

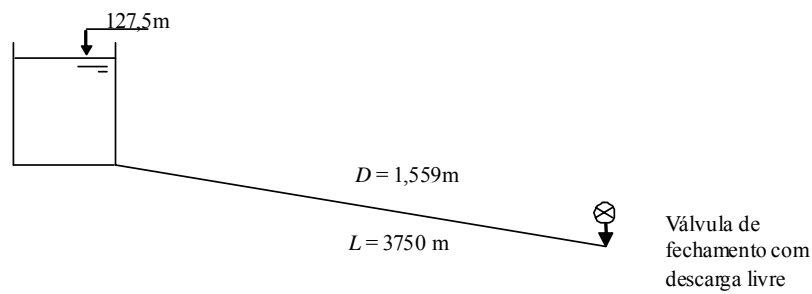


Figura 6.1. Configuração do sistema utilizado para a verificação do modelo dos condutos forçados.

A tabela 6.1 apresenta os dados do sistema e da manobra:

Tabela 6.1. Características do circuito a modelar.

L : comprimento do conduto forçado = 3750 m;
 D : diâmetro do conduto forçado = 1,599 m;
 a : celeridade da onda de pressão = 1218,2 m/s;
 Hm : carga hidráulica no reservatório de montante = 127,5 m;
 f : fator de perdas de carga distribuídas no conduto forçado = 0,0114.

A lei da válvula é a seguinte:

$$Q = K_v \sqrt{\Delta H}$$

$$K_v = K_{vo} \left(1 - \frac{t}{T_c} \right)^{ex}$$

sendo:

Q : a vazão (m^3/s);
 ΔH : perda de carga na válvula (m);
 K_{vo} : coeficiente inicial de perdas na válvula = $1,1 m^{5/2}s^{-1}$;
 T_c : tempo de fechamento da válvula = 30 s; e
 ex : expoente da equação = 2.

6.2.3 Modelação numérica

A figura 6.2 apresenta as vazões resultantes do modelo numérico desenvolvido e as apresentadas no Abreu *et al.* (1995), que correspondem à seção junto à válvula de jusante.

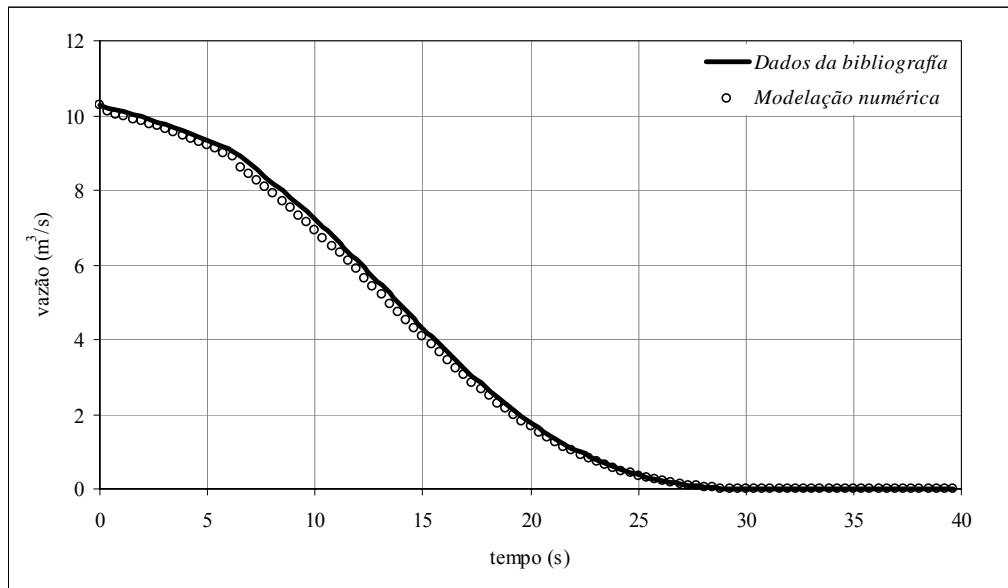


Figura 6.2. Vazão junto à válvula durante o transiente tomada da literatura e modelada numericamente.

Da figura anterior é possível concluir que o modelo representa satisfatoriamente a vazão durante o transiente analisado. A diferença máxima entre os resultados do modelo e os dados tomados da bibliografia é de 4%.

A seguir, na figura 6.3, se apresenta a carga piezométrica durante o transiente na seção do conduto junto a válvula de jusante.

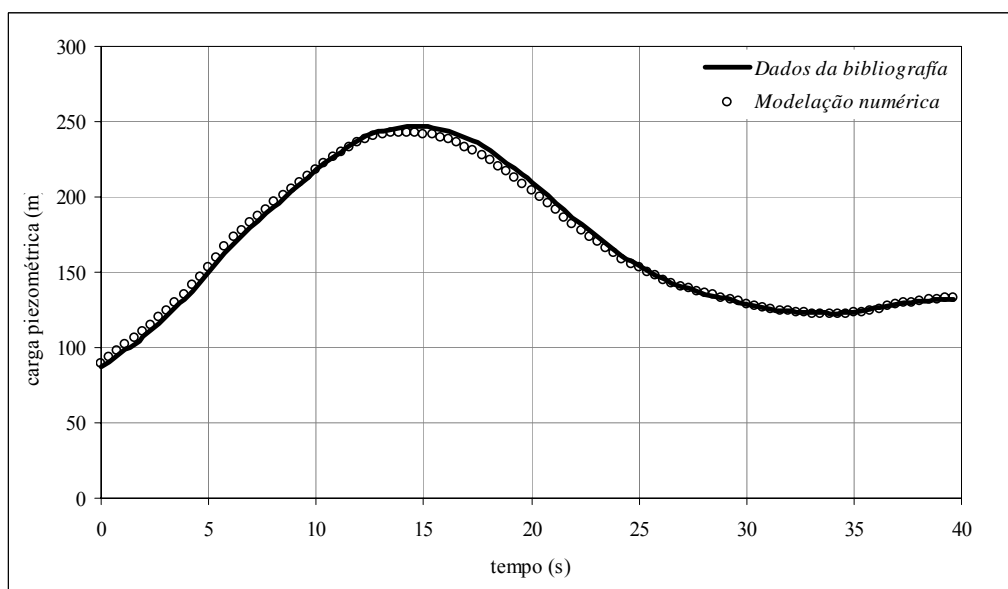


Figura 6.3. Carga Piezométrica junto à válvula durante o transiente tomada da literatura e modelada numericamente.

Neste caso é satisfatório também o resultado do modelo numérico, o qual se afasta num máximo de 3% dos valores da literatura.

Resultados similares foram obtidos para o resto das seções do conduto.

6.3 VERIFICAÇÃO DO SISTEMA CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO-TÚNEL DE FUGA

6.3.1 Introdução

A verificação desse trecho do circuito foi realizada através da comparação com um caso apresentado por Abreu et al.(1995). O caso apresentado ocorre numa central hidroelétrica cujo túnel de adução às turbinas é protegido por uma chaminé de equilíbrio, e consiste numa saída brusca de operação da central. Os dados apresentados na bibliografia foram obtidos de modelos numéricos desenvolvidos pelos autores e foram utilizados tomando como hipótese o fechamento instantâneo das turbinas.

6.3.2 Dados do sistema e manobra a simular.

O sistema a modelar é um túnel de adução que comunica o reservatório a montante com uma turbina, os dados do caso são listados na seguinte tabela:

Tabela 6.2. Características do circuito a modelar.

L : comprimento do túnel de adução=16000 m;
 A_t : área da seção do túnel de adução=16m²;
 A_s : área da seção da chaminé de equilíbrio=201m²;
 Q_0 : vazão inicial em estado estacionário=48 m³/s;
 Fórmula de Strickler:

$$h_f = \frac{10.3L}{K^2 D_t^{16/3}} Q^2$$

sendo:

h_f : perda de carga distribuída no conduto (m);
 K : coeficiente de Strickler = 90;
 D_t : diâmetro do conduto (m); e
 Q : vazão no conduto (m³/s).

A manobra que induz o transiente é o fechamento instantâneo da turbina a jusante do túnel de adução.

6.3.3 Modelação numérica

A figura 6.4 apresenta os níveis na chaminé de equilíbrio e a vazão no túnel de adução obtidos do modelo numérico durante o transiente. Na figura 6.5 se apresenta a evolução tomada da bibliografia dos mesmos parâmetros, os quais correspondem a uma modelação numérica.

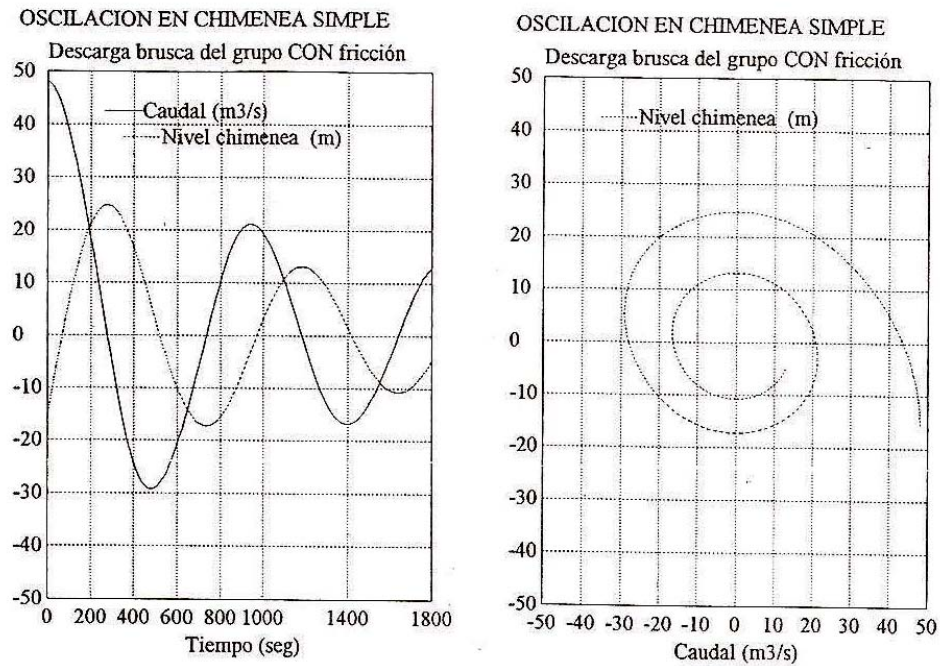


Figura 6.4. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de adução modelados numericamente.

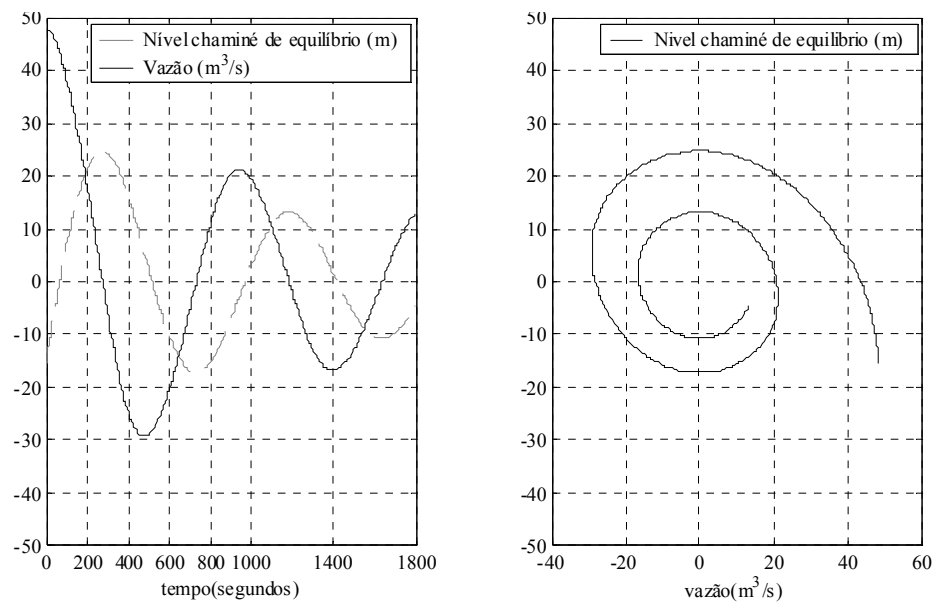


Figura 6.5. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de adução tomados da bibliografia

(Fonte: Abreu et al., 1995).

A bibliografia apresenta as vazões e os níveis na chaminé graficamente (figura 6.5) e não os valores numéricos; portanto, a comparação dos resultados deve-se realizar com base à comparação das figuras 6.4 e 6.5. Para facilitar a comparação, os gráficos foram realizados na mesma escala de plotagem. Pode-se observar que os picos máximos e mínimos das oscilações da vazão e do nível na chaminé têm magnitudes similares e ocorrem nos mesmos instantes de tempo em ambos casos (modelo e bibliografia).

6.4 VERIFICAÇÃO DA MODELAÇÃO DAS TURBINAS

6.4.1 Introdução

O caso escolhido para a verificação do modelo das turbinas corresponde a uma manobra de diminuição da potência gerada numa usina, cuja configuração é: reservatório - conduto forçado - turbinas - tubo de sucção de comprimento desprezível e finaliza num outro reservatório de nível constante. Este caso foi retirado do livro Wylie et al. (1993), exemplo 7-3, pág. 167.

O caso escolhido consiste em uma manobra de variação da potência gerada e foi escolhido frente a exemplos de rejeições de carga apresentados na bibliografia, já que os dois casos apresentados no capítulo 7 deste trabalho, referem-se a rejeições de carga acontecidas na UHE Serra da Mesa. Com esse exemplo, visou-se validar também o comportamento do modelo para manobras de operação diferentes das rejeições de carga.

6.4.2 Dados do sistema e manobra a simular.

Os dados da geometria, turbina e regulador da turbina do sistema a modelar se resumem na tabela 6.3.

Tabela 6.3. Características do circuito a modelar.

<i>Conduto</i>	<i>Turbina</i>	<i>Regulador</i>
Comprimento = 125,3 m	HR = 82 m	Td = 3,7 segundos
Seção conduto = 5,49 m ²	NR = 200 rpm	T α = 0,325 segundos
Fator de atrito f = 0,013	QR = 114 m ³ /s	Tg = 6,5 segundos
Celeridade = 1250 m/s	TR = 4,1 (10) ⁶ N m	T α' = T α + δ Td (δ = 0,18)
	INÉRCIA = 1,5 (10) ⁶ Kg m ²	σ = 0,0

Os dados correspondentes às curvas características das turbinas se apresentam no ANEXO 1.

A manobra a modelar consiste em uma diminuição da potência gerada de 61,7 MW para 44,8 MW, sendo a variação da potência absorvida pelo gerador linear e de duração de 0,1 segundo.

Os dados correspondentes à situação inicial do sistema se apresentam na tabela 6.4.

Tabela 6.4. Condição inicial do circuito hidráulico.

y (abertura do distribuidor adimensionalizada)	0,6099
v (vazão adimensionalizada)	0,7702
β (torque adimensionalizado)	0,7166
α (rotação da turbina adimensionalizada)	1,0000
h (altura piezométrica adimensionalizada)	0,9578

6.4.3 Modelação numérica

A seguir apresentam-se os principais parâmetros das turbinas e do regulador durante a manobra. Na figura 6.6 se encontram os dados apresentados na bibliografia, que foram obtidos mediante o modelo desenvolvido pelo autor, e a figura 6.7, apresenta os resultados obtidos mediante o modelo TRANS_IPH.

Da comparação visual de ambos os resultados, pode-se concluir que o resultado obtido mediante o modelo TRANS_IPH é correto.

Observa-se que as curvas das variáveis β e h , obtidas mediante o modelo TRANS_IPH, quando comparadas com as apresentadas na bibliografia, não são tão suaves. Porém, o comportamento geral é bem semelhante. Estima-se que o fato das curvas serem mais suaves na figura apresentada na bibliografia, a qual corresponde à saída de um modelo numérico, pode ser devido à saída do modelo da bibliografia ter um passo de tempo maior que o tempo de cálculo utilizado na simulação atual e, conseqüentemente, as curvas resultam mais suaves.

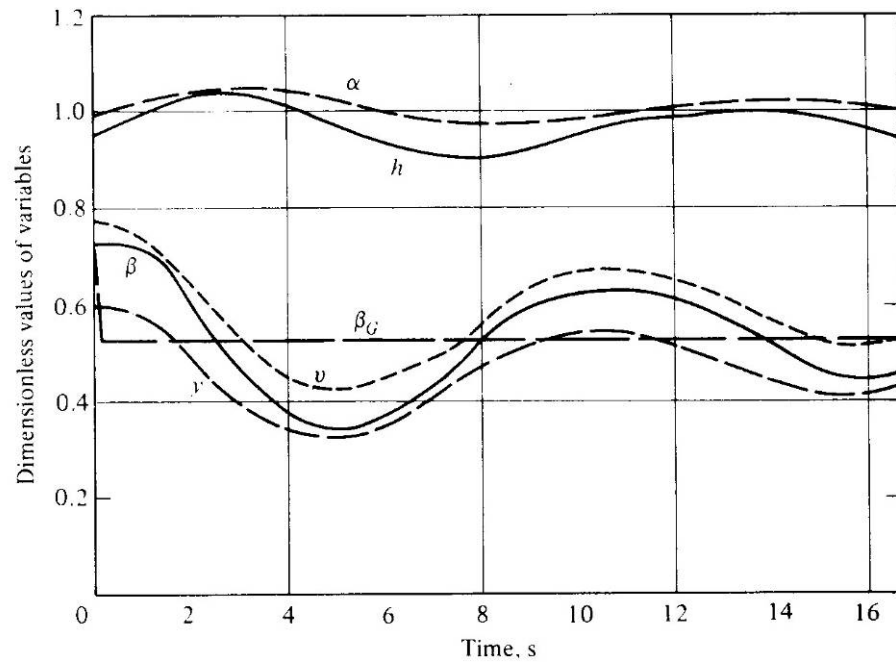


Figura 6.6. Parâmetros da turbina e do regulador durante a manobra, apresentados na bibliografia, obtidos do modelo numérico desenvolvido por Wylie *et al.* (1993). (Fonte: Wylie *et al.*, 1993).

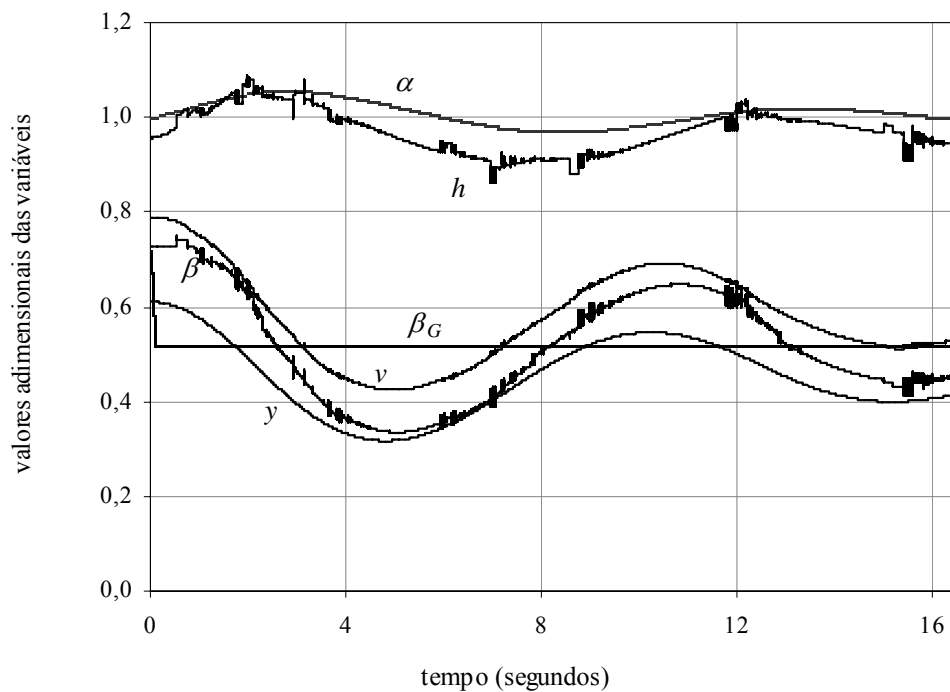


Figura 6.7. Parâmetros da turbina e do regulador durante a manobra, obtidos mediante o modelo TRANS_IPH.

7. MODELAÇÃO DOS TRANSIENTES REGISTRADOS NA UHE SERRA DA MESA E NA ESTRUTURA DE LABORATÓRIO DO LAHE

7.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, para uma melhor compreensão, será apresentado simultaneamente, para cada um dos locais onde foram coletados os dados, uma descrição do local, os tipos de dados obtidos e a comparação com o modelo numérico.

Como foi indicado no Capítulo 2, o objetivo principal do presente trabalho é o desenvolvimento de um modelo numérico que simule os transientes hidráulicos que acontecem em circuitos hidráulicos semelhantes aos da UHE Serra da Mesa e da estrutura de laboratório existente no LAHE.

O modelo numérico desenvolvido foi verificado com casos da bibliografia no Capítulo 6. Este Capítulo será utilizado para a modelação de transientes registrados na estrutura de laboratório instalada no LAHE e na UHE Serra da Mesa.

A importância da realização dos ensaios na estrutura de laboratório reside na flexibilidade e disponibilidade para gerar situações de interesse que dificilmente poderiam ser realizadas na usina. Assim, essas situações podem ser modeladas numericamente e o comportamento do modelo numérico desenvolvido pode ser avaliado.

A estrutura do laboratório é de uma utilidade fundamental para a avaliação do modelo numérico, no que se refere ao estudo de sensibilidade do mesmo a diferentes parâmetros e à geração de conhecimento que possa ser transmitida para a etapa de comparação dos resultados da simulação com os dados adquiridos na usina.

Os dados adquiridos nos ensaios de laboratório foram submetidos a análises de consistência previamente à sua utilização na verificação do modelo numérico.

A comparação dos transientes registrados na usina com os resultados do modelo numérico é fundamental, uma vez que o real objetivo do modelo é simular os transientes que acontecem em protótipos, seja em etapa de projeto ou de operação.

Para o caso da usina de Serra da Mesa, foram registradas três rejeições totais de carga acontecidas em julho de 1999 (1180 MW) e em fevereiro de 2002 (312 MW e 410 MW). As rejeições foram induzidas na usina para avaliar a entrada de ar na chaminé pelo túnel de acesso, e a oscilação do nível de água na chaminé de equilíbrio, para determinar a cota de

segurança para realização de reparos. Os registros foram realizados manualmente, uma vez que o sistema de controle original da usina não permitia a gravação automática.

No ano de 2004, dentro do projeto de pesquisa “Transientes Hidráulicos em Circuitos de Usinas Hidrelétricas”, foi montado um sistema de gravação de dados. Logo após a instalação e verificação do sistema, uma rejeição parcial na usina foi induzida e registrada no dia 1º de novembro de 2004 (de 648 MW para 293 MW).

Para a estrutura do LAHE e da UHE Serra da Mesa, o modelo numérico foi alimentado com os dados correspondentes a cada caso (geometria, coeficientes de perdas de carga e características das válvulas, para a estrutura do LAHE, e sistema turbina-regulador, para a UHE Serra da Mesa).

Foram simulados numericamente transientes ocorridos na UHE Serra da Mesa e na estrutura do laboratório, avaliando-se posteriormente os resultados obtidos.

7.2 MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA ESTRUTURA DO LABORATÓRIO DO LAHE

7.2.1 Informação geral

Durante o projeto da usina hidrelétrica (UHE) de Serra da Mesa foram construídos dois modelos com escalas de redução geométricas de 1:100 e 1:50. Os modelos encontram-se no Laboratório de Hidráulica Experimental e Recursos Hídricos de FURNAS (LAHE), no Rio de Janeiro.

Os estudos no modelo de 1:50 tiveram como propósito o ajuste final das formas das estruturas hidráulicas, com o objetivo de minimizar as perdas de carga no circuito hidráulico.

No projeto de pesquisa e desenvolvimento realizado pelo IPH, em parceria com FURNAS e o IME, foi utilizada a estrutura correspondente à escala geométrica de 1:50. Entretanto, essa estrutura não pode ser considerada, para efeito do estudo do transiente hidráulico, como um modelo reduzido da UHE, uma vez que não é possível transferir os resultados dos ensaios realizados na estrutura de laboratório ao protótipo. Para isso, a partir da adimensionalização das equações (20) e (21), seria necessário respeitar os parâmetros de Froude, Allievi, celeridade e o fator de perdas de carga distribuídas simultaneamente. Porém os ensaios respeitam somente a similitude de Froude, mediante a imposição de uma escala de tempo $E_T = \sqrt{E_L}$.

A estrutura do LAHE foi considerada como um protótipo de pequenas dimensões, sendo realizada na mesma uma série de ensaios, visando a geração de uma base de dados para a posterior validação do modelo numérico. Outra limitação existente nessa estrutura é que as turbinas deveriam ter sido representadas por turbo-máquinas semelhantes e foram representadas por válvulas.

7.2.2 Descrição da estrutura do LAHE e dos ensaios realizados

A estrutura que foi utilizada para a realização de ensaios no LAHE tem uma relação de escala geométrica de 1:50 com a UHE Serra da Mesa. A figura 7.1 apresenta uma vista parcial da mesma.

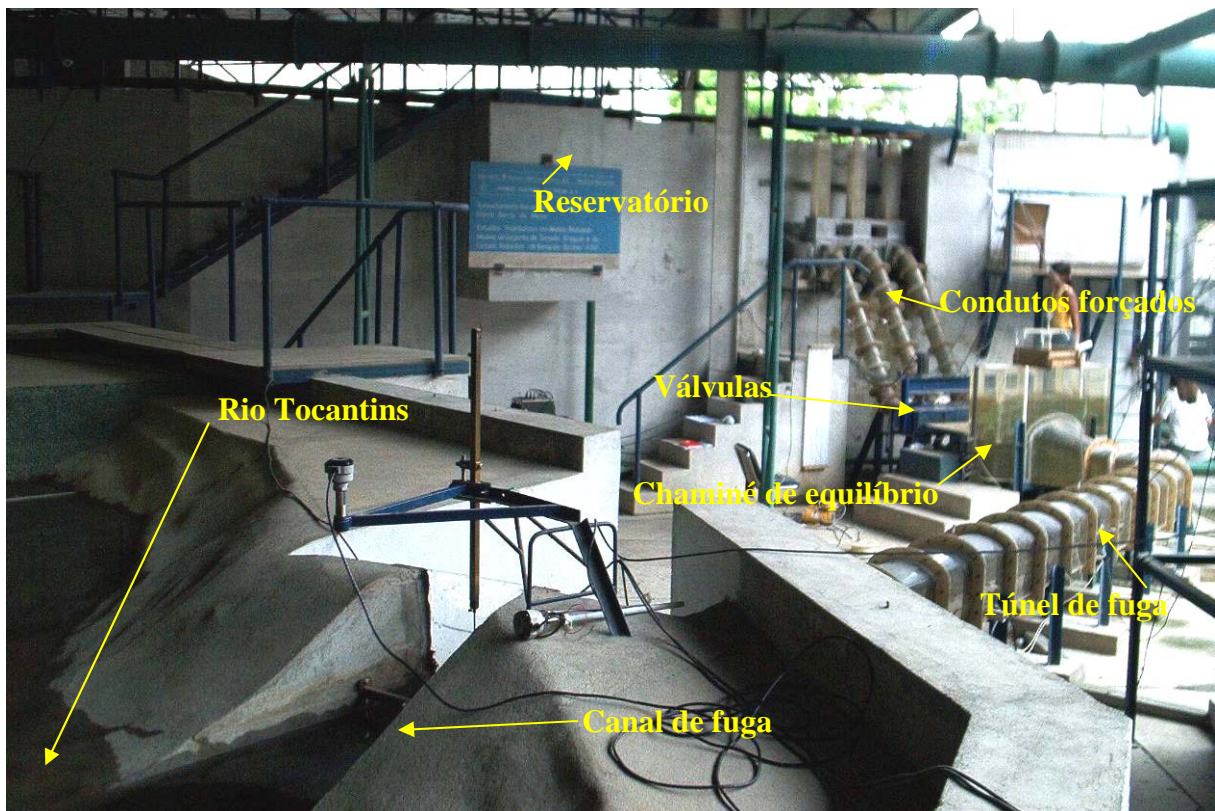


Figura 7.1. Vista parcial da estrutura do LAHE utilizada para a campanha de ensaios.

A estrutura do LAHE compreende uma reprodução parcial do reservatório a montante, uma reprodução do circuito hidráulico, desde o canal de acesso até o canal de fuga, seguida de uma reprodução de um trecho do rio Tocantins de aproximadamente 6,5 m (o que corresponderia a 325 m na escala da usina), o qual termina em um vertedouro que permite regular o nível do rio a jusante. A figura 7.2 apresenta o esquema geral da estrutura de laboratório.

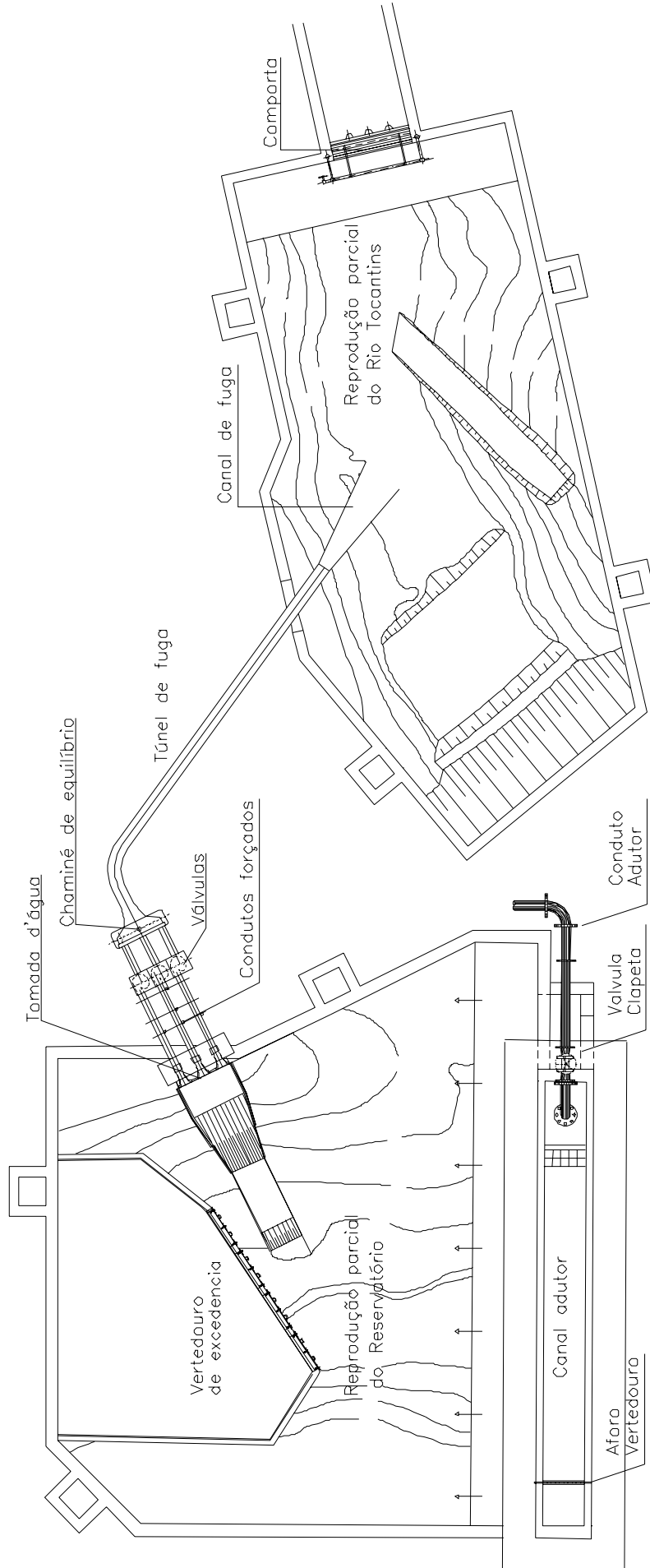


Figura 7.2. Plano geral da estrutura do LAHE.

A reprodução do fundo do reservatório a montante respeita a batimetria do protótipo. A estrutura foi construída em concreto e possui um vertedouro na cota 9,20 m (correspondente à cota 460 m na usina), de maneira a tentar manter o nível constante durante os ensaios.

O abastecimento de água da estrutura é feito por um canal adutor ligado ao sistema de abastecimento do laboratório. Nesse canal existe um vertedouro para medição da vazão de entrada.

A tomada d'água, os condutos forçados, a chaminé de equilíbrio e o túnel de fuga foram construídos em acrílico.

No túnel de fuga foram instaladas, no seu perímetro interior, placas de acrílico. Essas placas foram fixadas originalmente durante os estudos de projeto da usina para representar a rugosidade típica do túnel escavado na rocha.

O trecho final da estrutura, formado pelo canal de fuga e pelo trecho do leito do rio, foi construído em concreto.

A saída da água da estrutura é realizada através da representação da calha do rio. A jusante deste trecho há uma comporta para regular o nível no rio.

No lugar das turbinas foram instaladas válvulas de fechamento. Essas válvulas são compostas por dois cilindros com 4 janelas que, quando alinhadas, permitem a passagem da água. Rodando o cilindro externo $22,5^\circ$, fecha-se totalmente a abertura. A figura 7.3 apresenta uma fotografia do cilindro interno durante uma manutenção do sistema de fechamento. Cada uma das válvulas é acionada por um servo motor que também pode ser observado na figura 7.3. Ele permite controlar o movimento do cilindro central, isto é, o ângulo de giro e o tempo no qual a operação é efetuada.

Durante os ensaios realizados, os dados foram registrados através de um sistema de aquisição de dados.

7.2.2.1 Metodologia dos ensaios

Os ensaios na estrutura do LAHE foram realizados no período de 2003-2004 e foram basicamente de três tipos: ensaios em regime permanente, ensaios de fechamento e ensaios de abertura das válvulas.

7.2.2.2 Ensaios em regime permanente

O objetivo da realização desses ensaios foi estimar as perdas de carga na estrutura para as diferentes vazões e consistiram na simulação de um regime permanente na estrutura. Após

a estabilização do modelo, a vazão, os níveis e as pressões nos pontos de medição eram registrados. Inicialmente, as válvulas eram posicionadas na abertura desejada e regulava-se a vazão de entrada e a posição da comporta a jusante da estrutura até atingir um regime permanente e os níveis 9,20 m (460 m referido ao protótipo) no reservatório a montante e 6,66 m (333 m referido ao protótipo) no canal de fuga.



Figura 7.3. Válvula e servomotor.

Considerava-se permanente o regime ou, o que é o mesmo, estabilizadas as condições de contorno quando, após três leituras consecutivas com um intervalo de tempo de 10 minutos entre elas, não se registravam mudanças nos dados das leituras dos piezômetros.

Salienta-se que o processo necessário para atingir o regime permanente desejado é muito trabalhoso. Nos primeiros ensaios realizados, procurou-se estabilizar a cota do reservatório de montante em 9,20 m e o nível do canal de fuga no nível normal de operação (6,66 m). Entretanto, o tempo requerido para atingir esse estado foi da ordem de 8 horas. Visando a diminuição do tempo requerido por cada ensaio, foi aceita uma diferença de ± 2 mm no nível inicial do reservatório.

7.2.2.3 Ensaios de fechamento

Estes ensaios consistem na indução de um regime transiente mediante o fechamento das válvulas instaladas nos condutos forçados.

Partindo-se de uma condição inicial de regime permanente, na qual as 3 válvulas encontravam-se em idênticas posições (iguais percentagens de abertura), com o nível do reservatório de montante na cota correspondente ao nível máximo no reservatório (9,20 m) e o nível do canal de fuga no nível normal de operação (6,66 m), o transiente foi induzido pelo fechamento total ou parcial simultâneo das três válvulas em um tempo de 0,10 segundos. Admite-se uma diferença de ± 2 mm no nível inicial do reservatório de montante e no canal de fuga.

7.2.2.4 Ensaios de abertura

Com as válvulas numa posição X% abertas e com o sistema estabilizado, foi simulado o transiente, abrindo as válvulas até outra posição Y %, abertas em um tempo de 0,20 segundos.

7.2.2.5 Equipamento utilizado para a aquisição de dados

Para a aquisição de dados foram utilizadas três sondas ultra-som instaladas para a determinação dos níveis d'água no reservatório, na chaminé de equilíbrio e no canal de fuga.

Nos condutos forçados, foram instalados cinco transdutores de pressão e, no piso do túnel de fuga, outros 3 transdutores de pressão. No final da campanha de ensaios, julgou-se necessário instalar um transdutor de pressão no tubo de sucção do conduto central para avaliar o comportamento do modelo. Portanto, na maioria dos ensaios realizados, não se tem essa informação.

Além desses equipamentos, foram instaladas pontas linimétricas junto às sondas ultra-som e piezômetros junto aos transdutores, com o objetivo de controlar os registros dos equipamentos eletrônicos. A figura 7.4 apresenta, de forma esquemática, o posicionamento dos equipamentos instalados na estrutura.

As características das sondas e dos transdutores são apresentadas na tabela 7.1.

Tabela 7.1. Características dos transdutores e sondas instalados na estrutura do LAHE.

Transdutores		Sondas
Fabricante 1: Hytronic	Fabricante 2: Sensotec	Fabricante: Siltron
Faixas calibradas:	Faixa calibrada:	Faixas calibradas:
CFor1 e T.Fuga1: -0.5 a 3.5 mca	T.Fuga2 e 3: 0 - 1.4 mca	Cham, N.Jus, Reser: 0-1m
CFor2m: 0 a 6 mca	Precisão: +- 0.5% fe	Precisão: +- 1% fe
CFor2c, CFor2j e TSuc: -2.5 a 10 mca	Sinal de saída: 4 - 20mA	Sinal de saída: 4 - 20mA
CFor3: -2.5 a 10 mca		
Precisão: +- 1% fe		
Sinal de saída: 4 - 20mA		

ESTRUTURA DO LAHE – TRANSDUTORES E SONDAS

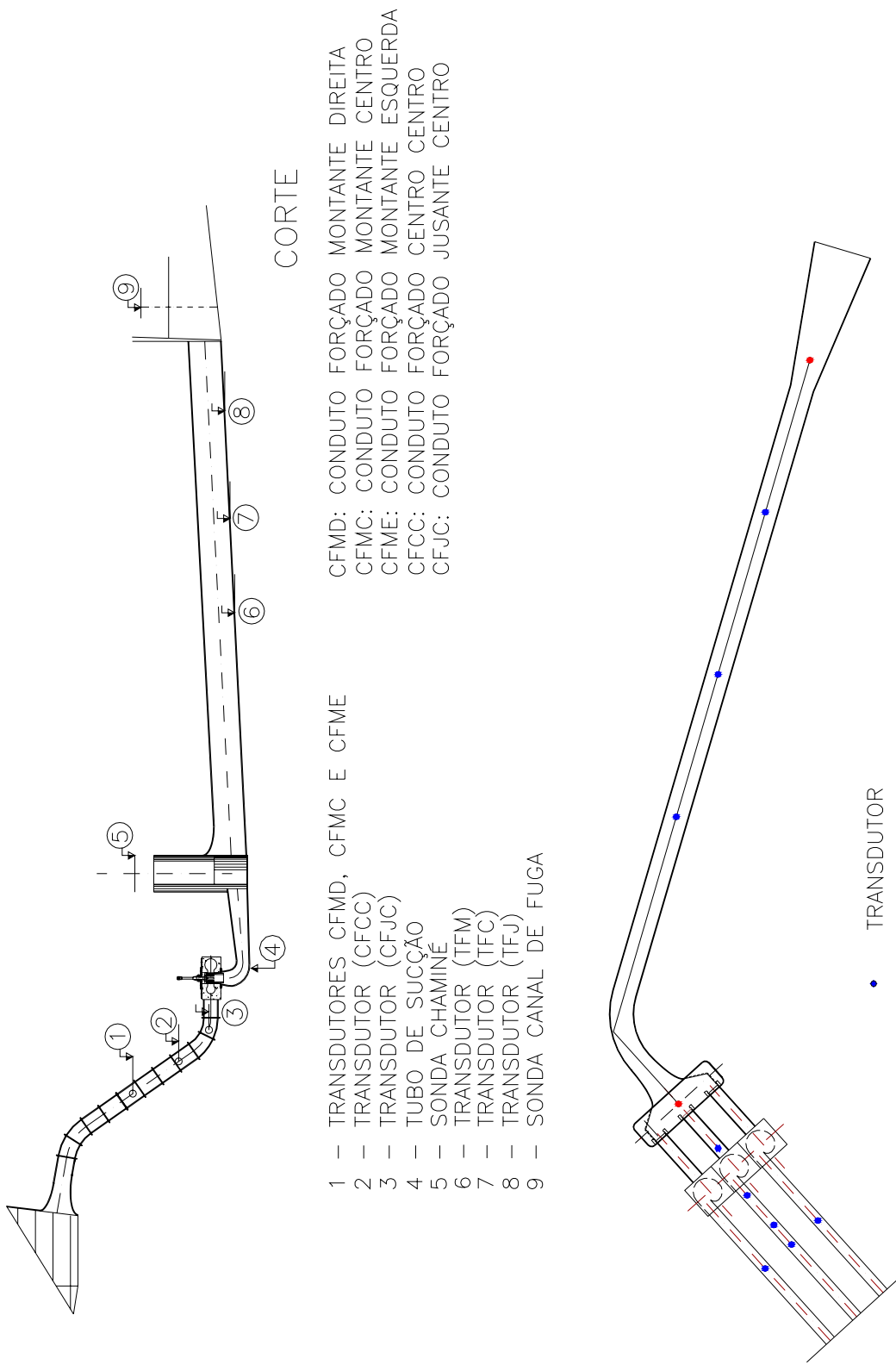


Figura 7.4. Equipamento para a aquisição de dados na estrutura do LAHE.

7.2.2.6 Dados registrados nos ensaios:

Vazão inicial: nos ensaios, a vazão inicial foi determinada em função da situação que se queria simular, sendo medida no vertedouro retangular de lâmina delgada instalado no canal de adução ao reservatório.

Abertura inicial e final das válvulas instaladas nos condutos forçados: foram registradas as posições iniciais e finais das três válvulas instaladas nos condutos forçados, assim como o tempo da manobra.

Nível do reservatório, da chaminé de equilíbrio e do canal de fuga: foram registrados mediante sondas de ultra-som, durante o intervalo de tempo do ensaio. Visando o controle dos registros das sondas de ultra-som, foram tomadas leituras nas pontas linimétricas no início e no final de cada ensaio. Foram também filmadas as oscilações da superfície livre da água na chaminé de equilíbrio durante alguns ensaios.

Pressões nos condutos forçados, tubo de sucção e túnel de fuga: registraram-se as pressões em 5 pontos nos condutos forçados, em um ponto do tubo de sucção e em 3 pontos no túnel de fuga (ver figura 7.4).

7.2.2.7 Principais erros nos dados coletados

Vazão: a estimativa de erro na medição de vazão, em função do tipo de medidor utilizado (vertedouro retangular), é de cerca de 5%.

Transdutores e sondas: o erro esperado nos transdutores instalados nos condutos forçados, segundo informação enviada pelo fabricante, encontra-se entre 4 cm e 12 cm para os diferentes transdutores e em 1 cm para as sondas.

Piezômetros: neste caso podem existir vários tipos de erros: o erro devido à apreciação da régua, a qual tem marcas a cada 2 mm, é de 1 mm; ou erros devido à existência de sujeiras ou ar no tubo do piezômetro. Para evitar os últimos, foi implementado um sistema de limpeza dos piezômetros no início da semana.

Válvulas: a incerteza da correta posição das válvulas é uma fonte de erro, porém não foi estimada em magnitude. Outra incerteza é o tempo da manobra das válvulas. A manobra é realizada por um servomotor e não existe controle do movimento real da válvula.

7.2.2.8 Dados utilizados na modelagem numérica

Para apresentar este trabalho, foram escolhidos os ensaios de abertura total de 0%-100% e de fechamento total de 100%-0%.

- a) Perda de carga nos condutos forçados

As perdas de carga lineares na estrutura foram obtidas a partir dos ensaios em regime permanente.

As perdas localizadas nos condutos forçados não foram consideradas independentemente, porém encontram-se contabilizadas dentro das perdas distribuídas, devido à metodologia de estimativa dessas perdas.

A estimativa das perdas nos condutos forçados e no tubo de sucção foi realizada partindo-se de dados experimentais. Considerando a diferença de níveis entre o reservatório e a chaminé de equilíbrio, desconsiderando as cargas de velocidades e subtraindo a perda localizada nas válvulas, o fator de perda de carga distribuída correspondente à equação de Darcy-Weisbach resulta em um valor praticamente constante e igual a 0,02. A figura 7.5 representa graficamente esses resultados.

Observa-se na figura 7.5 que, para as vazões inferiores a $0,010 \text{ m}^3/\text{s}$, os fatores de perda de carga distribuída resultam em valores diferentes de 0,02 e ainda negativos, ressaltados pela elipse. Isso pode ocorrer visto que para vazões pequenas escoando no modelo, os erros relativos à magnitude do valor são maiores, por exemplo, o erro relativo na diferença de nível entre o reservatório e a chaminé.

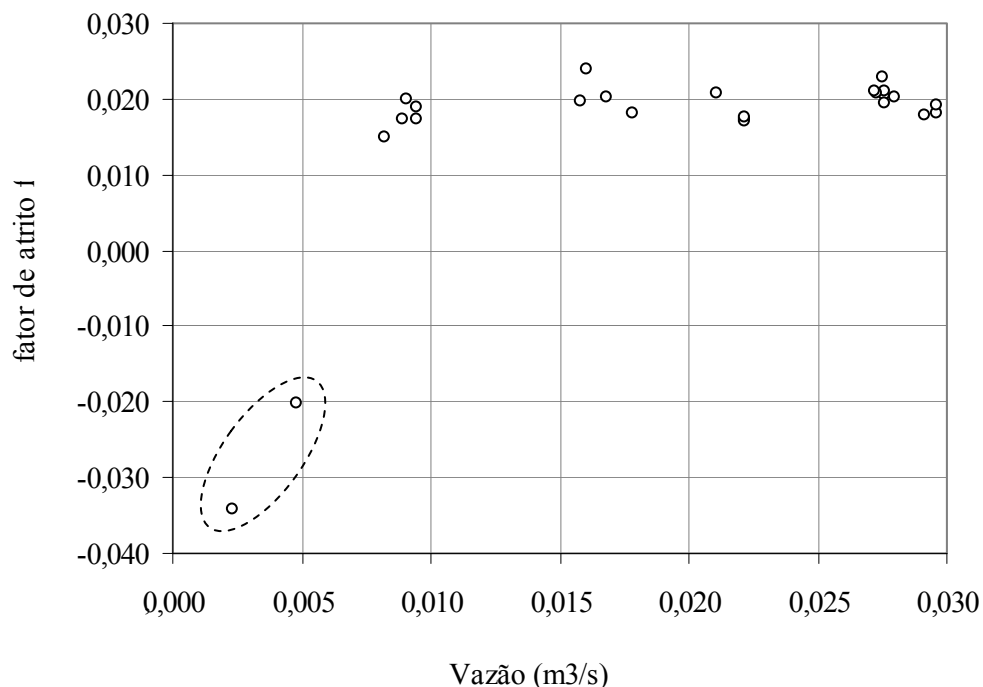


Figura 7.5. Fator f de perda de carga distribuída nos condutos forçados.

No modelo numérico, o fator de atrito f é considerado constante e igual a 0,02; o mesmo valor foi considerado para o tubo de sucção.

b) Coeficiente de perdas localizadas nas válvulas instaladas nos condutos forçados

Para a estimação do coeficiente de perda de carga localizada nas válvulas, ajustou-se uma equação em função da posição das mesmas. Isso foi feito primeiramente ajustando o fator de perda de carga localizada K_v em função da vazão e, após, ajustando a vazão em função da posição da válvula. Observa-se, nas figuras 7.6 e 7.7, uma boa correlação entre o fator K_v e a vazão. Porém, a correlação já não é tão boa entre a vazão e a posição das válvulas. Isso é uma confirmação da hipótese da diferença existente entre a leitura da posição da válvula e a posição real da mesma.

Como a vazão inicial do ensaio é um dado com menor incerteza que a posição das válvulas, utiliza-se, no modelo numérico, a vazão como dado de entrada para descrever a situação inicial.

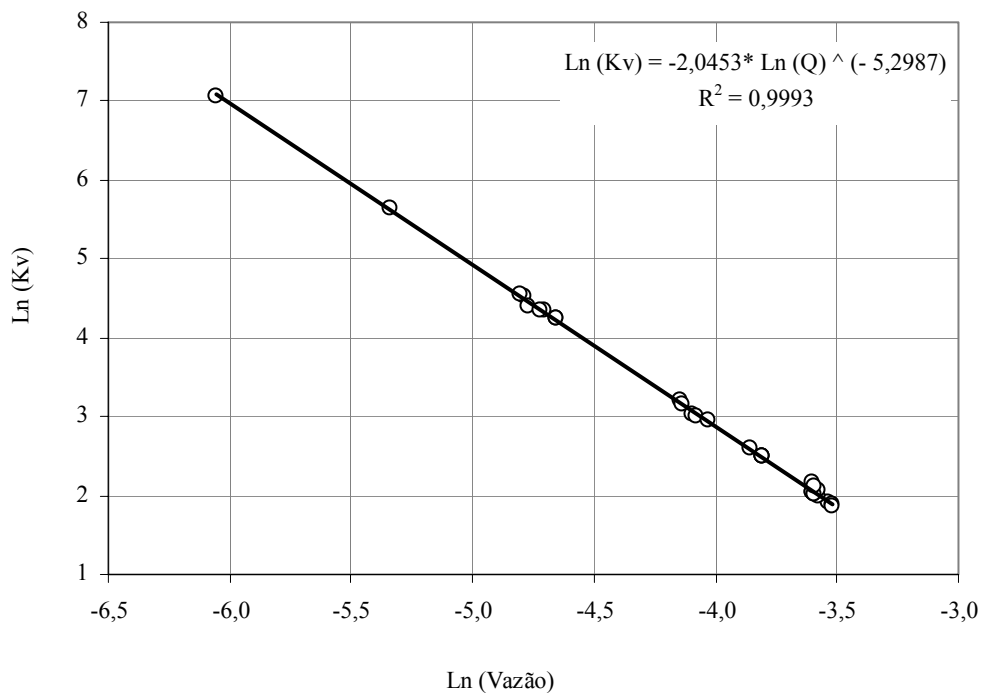


Figura 7.6. Fator K_v de perdas localizadas na válvula em função da vazão.

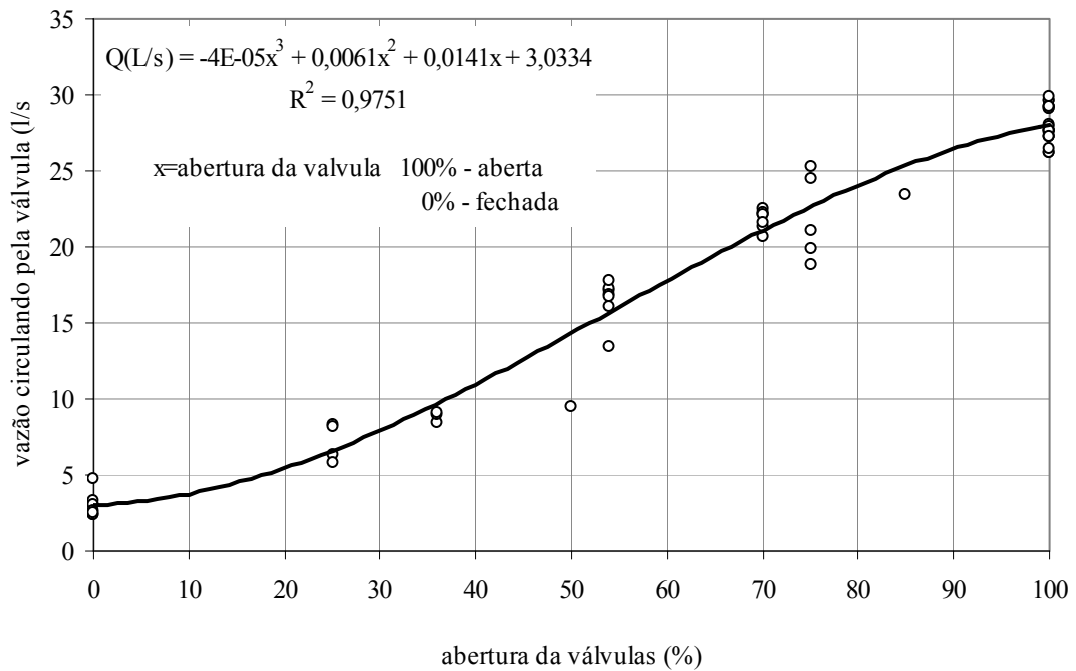


Figura 7.7. Vazão na válvula em função da percentagem de abertura da válvula.

c) Perdas de carga no túnel de fuga

Com base nos registros de laboratório em regime permanente, a partir do nível na chaminé de equilíbrio e no canal de fuga, e levando-se em conta as perdas localizadas e a vazão circulante, foi ajustada uma equação para fator de atrito f (da equação de Darcy-Weisbach) em função do número de Reynolds.

As perdas localizadas na curva e na saída do túnel de fuga foram consideradas a partir de dados bibliográficos (Tchobanoglus, 1994), resultando o fator de perdas $K=0,86$, para o sentido de fluxo chaminé-túnel de fuga e $K=1,36$, para o sentido contrário. A figura 7.8 apresenta a equação de ajuste do fator f .

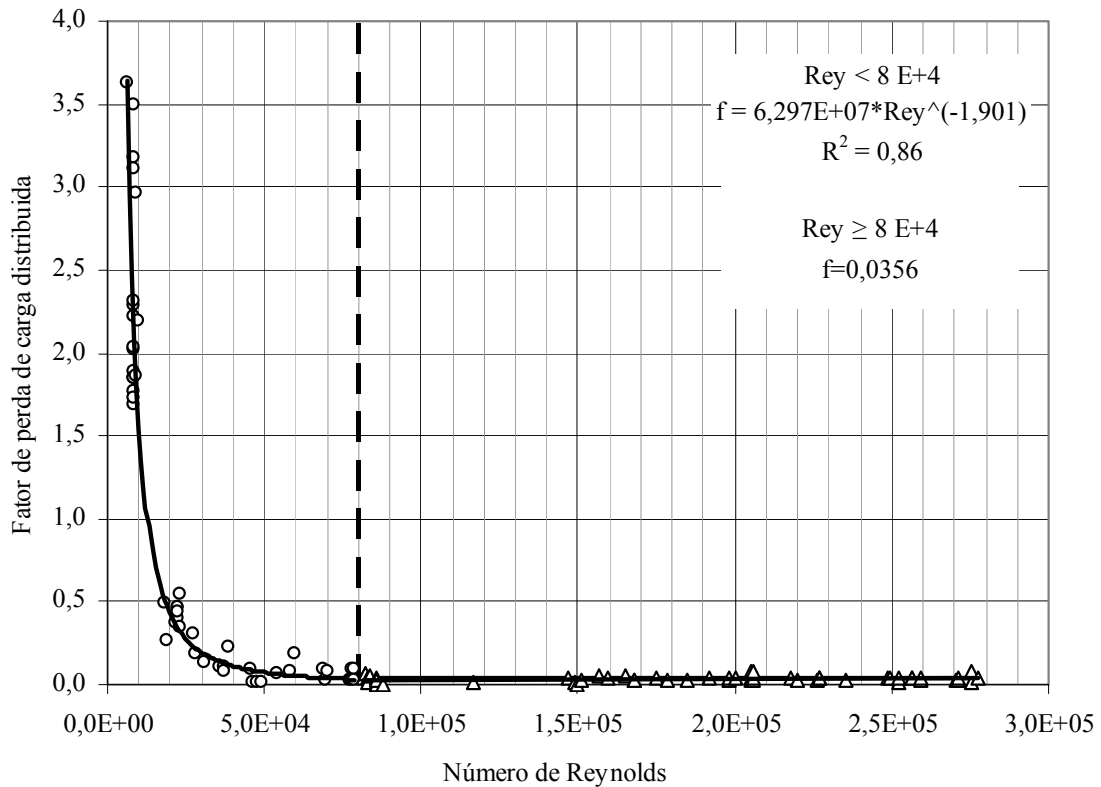


Figura 7.8. Perda de carga distribuída no túnel de fuga obtida a partir de dados experimentais.

A equação que foi ajustada para determinar o fator f (ver figura 7.8) é restringida pelo número de Reynolds 6500 como valor mínimo, pois não existem dados de laboratório correspondentes ao número de Reynolds de menor valor e teve-se o cuidado para não extrapolar a equação.

7.2.2.9 Ensaios realizados para comparação com modelagem numérica

Para o presente trabalho foram selecionados, dentre aqueles realizados, os ensaios nos quais considerou-se que não houve problemas (ruído, trancamento da válvula, falha no transdutor, etc.) de aquisição de dados quando da realização das manobras de fechamento e de abertura total das válvulas. A seguir são apresentados como exemplo alguns dos ensaios realizados para a análise do transiente induzido pelo fechamento total das válvulas (100%-0%). Os demais ensaios estão apresentados em IPH - Etapa 6 (2004). Os ensaios efetuados para análise do transiente induzido pela abertura total das válvulas (0%-100%) serão mostrados junto com a comparação numérica no item 7.2.3.3, para evitar a repetição de informações.

O transiente induzido pelo fechamento total das válvulas (100%-0%) foi realizado em 7 ocasiões, o que tornou possível fazer uma análise comparativa dos resultados. A tabela 7.2 apresenta os principais dados correspondentes aos ensaios 100%-0% realizados.

Tabela 7.2. Listagem dos ensaios 100%-0%.

Ensaio	Data	Frequência aquisição (Hz)	Q_{mod} (L/s)	NA_R (m)	NA_I (m)
a-1	20/10/2003	30	87,35	460,18	333,01
a-2	03/11/2003	600	87,66	460,18	332,99
a-3	05/11/2003	600	88,93	460,20	333,01
a-4	12/04/2004	600	82,86	460,18	333,00
a-5	13/04/2004	600	81,84	460,19	333,00
a-6	14/04/2004	600	81,63	460,16	333,01
a-7	23/08/2004	30	81,63	460,19	333,00

A vazão inicial dos ensaios apresenta um valor médio de 84,56 L/s e um desvio padrão de 3,26 L/s.

A figura 7.9 apresenta o comportamento do nível na chaminé de equilíbrio durante os 7 ensaios realizados. Observa-se que existe uma boa concordância entre os níveis registrados nos diferentes ensaios, tanto na amplitude quanto no período e no amortecimento da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio.

No ensaio a-1 observa-se a existência da interferência de ruídos eletrônicos no sinal adquirido.

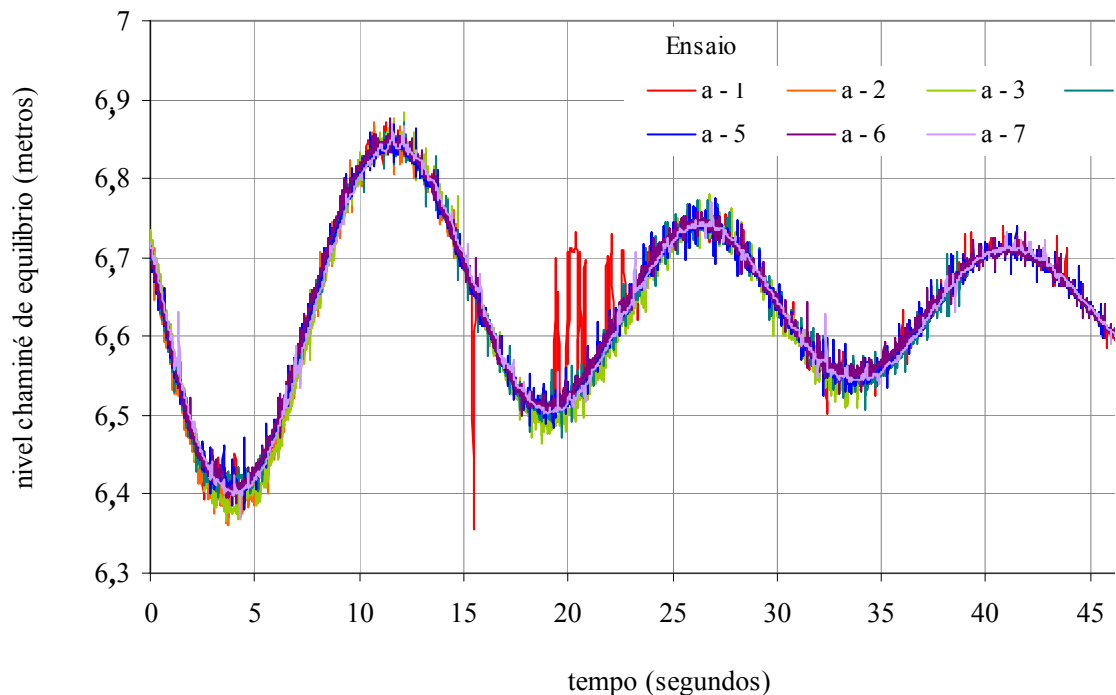


Figura 7.9. Nível na chaminé de equilíbrio (o instante $t=0$ corresponde ao início do fechamento das válvulas).

A figura 7.10 mostra a evolução da carga piezométrica nas tomadas colocadas a montante nos condutos forçados para diferentes ensaios, visando uma comparação entre os resultados obtidos. A figura 7.11 apresenta a comparação entre dois ensaios (a-2 e a-3) para a tomada de pressão colocada no centro do conduto forçado central. Pode-se observar que, apesar das condições de ensaios serem muito próximas quanto aos níveis de montante, jusante e vazão, os valores máximos apresentam uma diferença significativa, apesar de a forma ao longo do tempo ser semelhante. Isso talvez se deva ao fato da forma de fechamento da válvula ter sido diferente nos dois casos. O mesmo pode ser observado na figura 7.12 com resultados para as tomadas colocadas no trecho de jusante do conduto forçado.

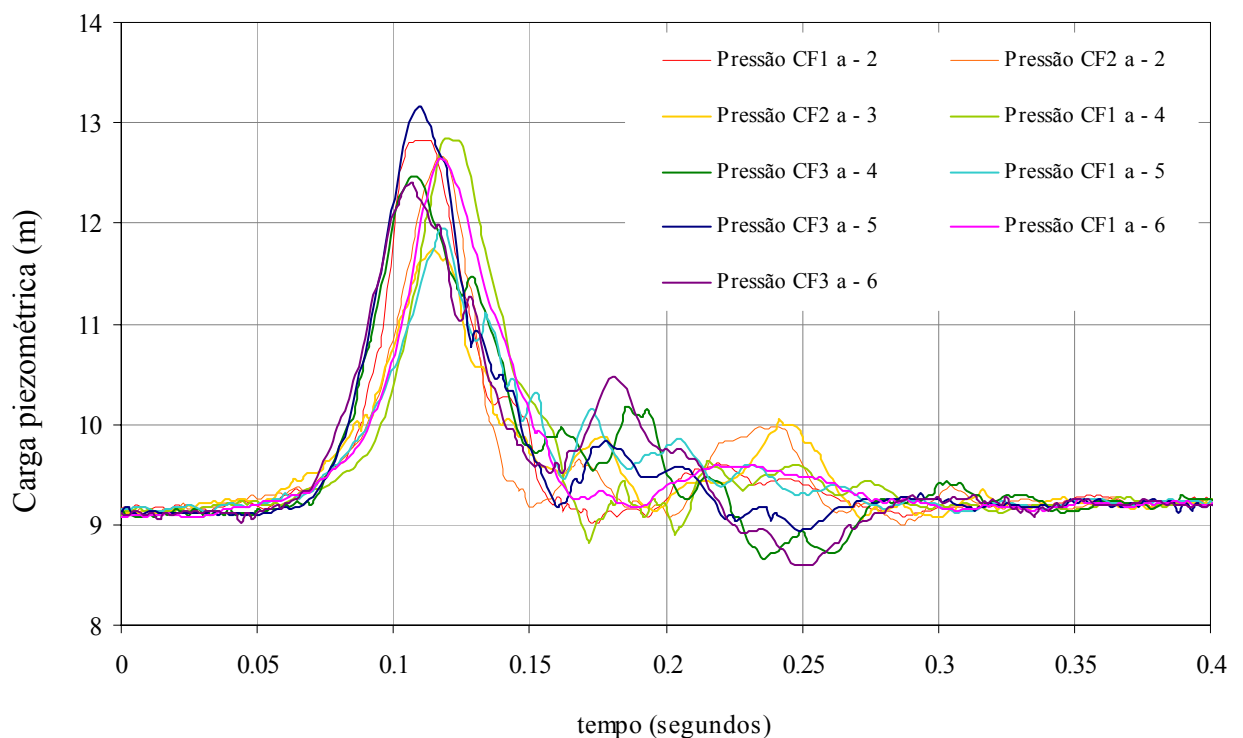


Figura 7.10. Carga piezométrica registrada nos 7 ensaios nas tomadas a montante dos condutos forçados.

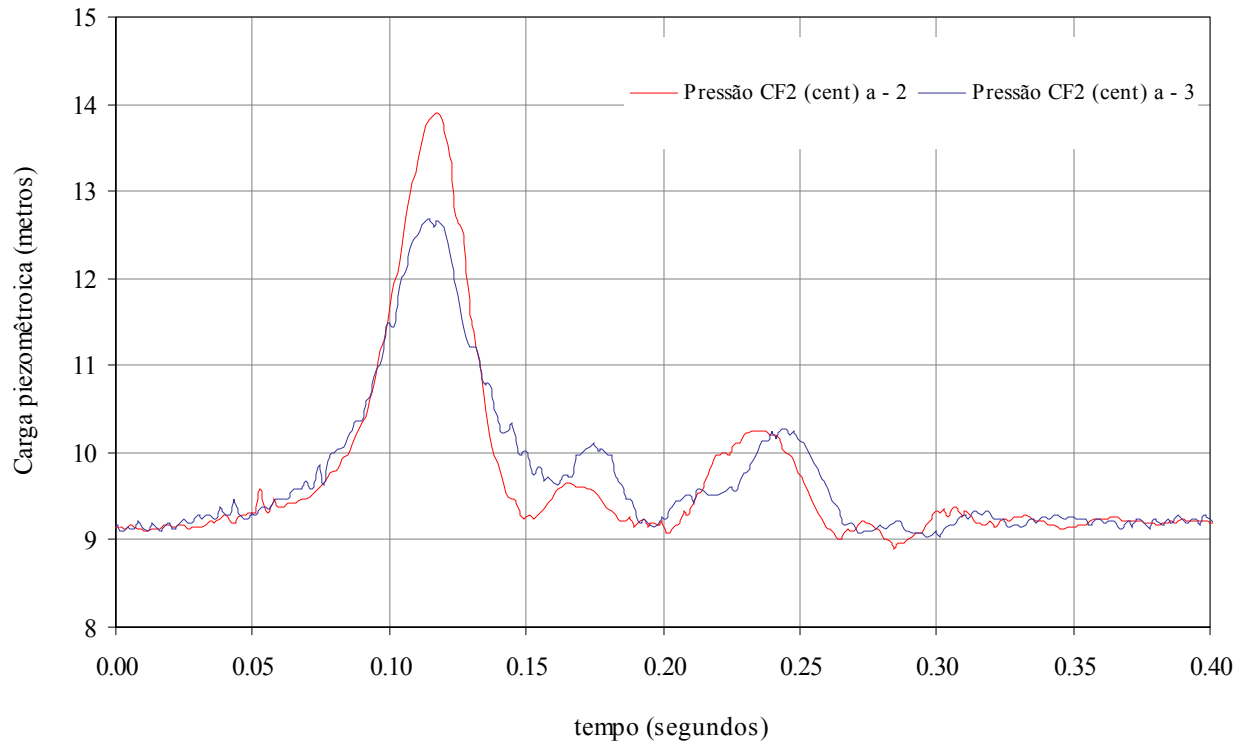


Figura 7.11. Carga piezométrica registrada na tomada do conduto forçado do centro, no centro.

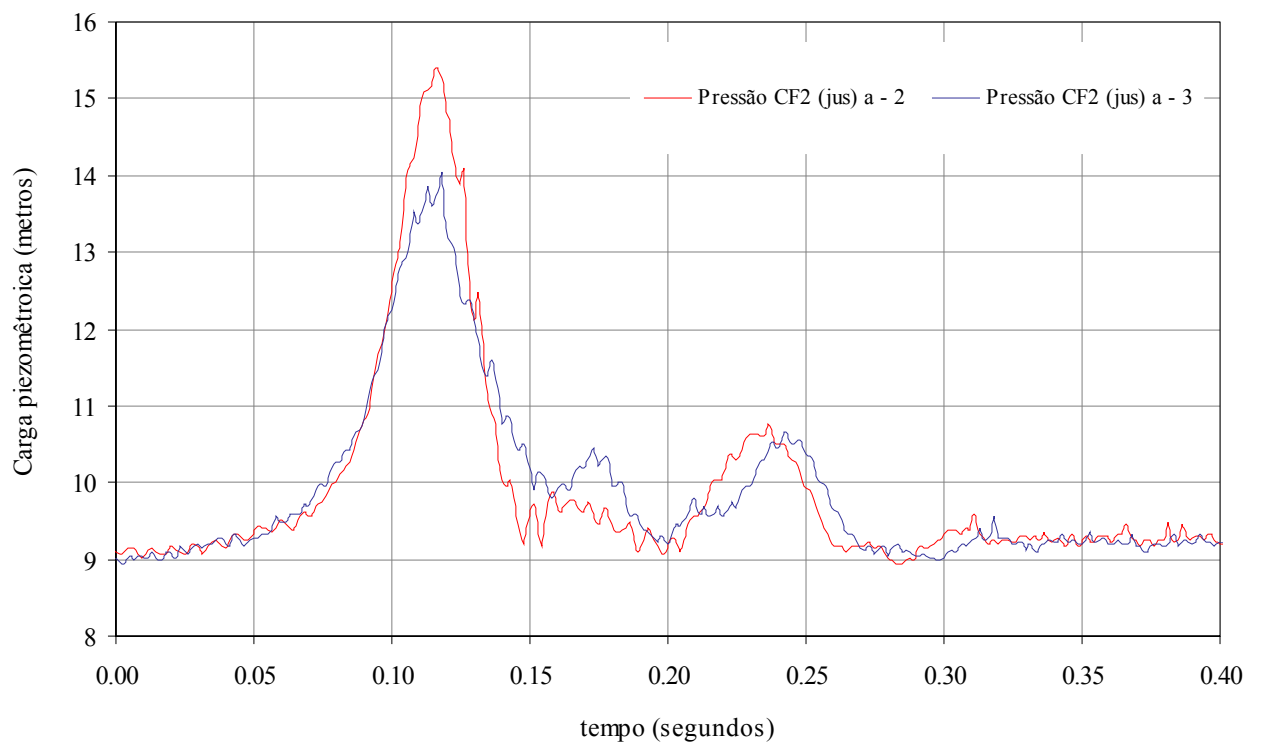


Figura 7.12. Carga piezométrica registrada na tomada do conduto forçado do centro, a jusante.

Foram descartados os registros que visualmente se mostraram diferentes do comportamento normal. A figura 7.13 ilustra um exemplo de caso. Nesse caso, a válvula aparentemente travou no início da manobra e, posteriormente fechou, em um tempo menor

que 0,1 segundos, uma vez que a pressão máxima atingida superou a observada nos outros ensaios. Pode-se observar ainda que o transdutor saturou, pois a pressão no instante do pico superou a faixa de trabalho do transdutor.

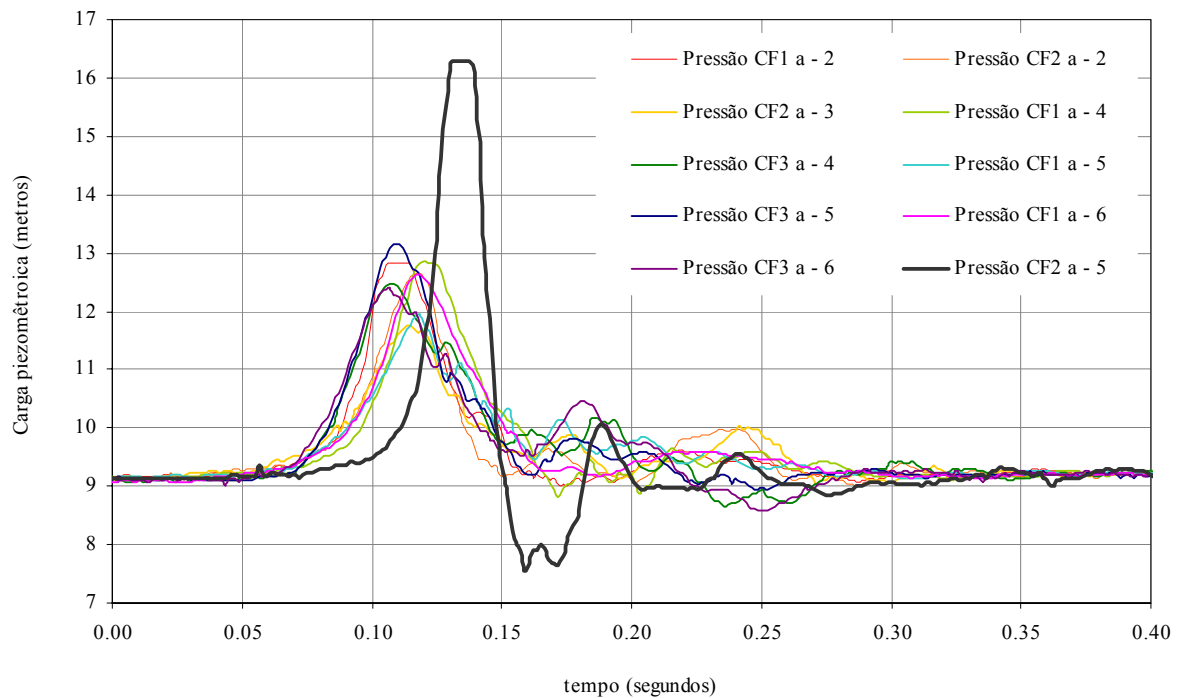


Figura 7.13. Dados descartados - carga piezométrica registrada nas tomadas dos condutos forçados a montante.

Apesar da válvula de um dos três condutos forçados ter fechado defasadamente das outras duas e num tempo menor, como no caso representado na figura 7.13, foi observado que esse fato não influenciou no comportamento do trecho da estrutura a jusante da chaminé de equilíbrio. Isso confirma a afirmação de Abreu *et al.* (1995), que diz que quando a variação de vazão for *muito menor* do que o período característico da oscilação na chaminé, pode-se considerar a manobra instantânea e, dessa forma, obter-se resultados semelhantes, ou seja, independente da lei do fechamento das válvulas. Porém, os mesmos autores não especificam o que significa quantitativamente o termo *muito menor*.

7.2.3 Comparação com a modelação numérica

7.2.3.1 Considerações gerais

A modelação foi realizada com um passo de tempo de cálculo de $2,5 \times 10^{-4}$ segundos para o setor a montante. Isto resulta em subdividir o segundo trecho do conduto forçado em 20 trechos. Para o setor a jusante da chaminé, foi escolhido um passo de tempo de 0,025 segundos.

Os dados de entrada do modelo numérico foram: os dados geométricos da estrutura do LAHE, os fatores de perda de carga ou os coeficientes das equações que os descrevem, os níveis no reservatório e no canal de fuga variáveis no tempo e registrados no laboratório durante os ensaios, a vazão inicial no circuito, a posição final das válvulas, o tempo de manobra nas válvulas, o número de trechos em que serão discretizados os condutos forçados para o cálculo, e o passo de tempo de cálculo para o setor a jusante da chaminé.

7.2.3.2 Transiente induzido pelo fechamento total das válvulas (100%-0%)

Os gráficos 7.14 a 7.19 apresentam a comparação dos resultados da modelagem numérica com os dados registrados na estrutura do LAHE, quando estes existem, logo após a manobra de fechamento (100%-0%).

A figura 7.14 apresenta o nível na chaminé de equilíbrio para o ensaio a-1 e os obtidos a partir do modelo numérico para as vazões iniciais máxima e mínima registradas nos ensaios a-1 a a-7.

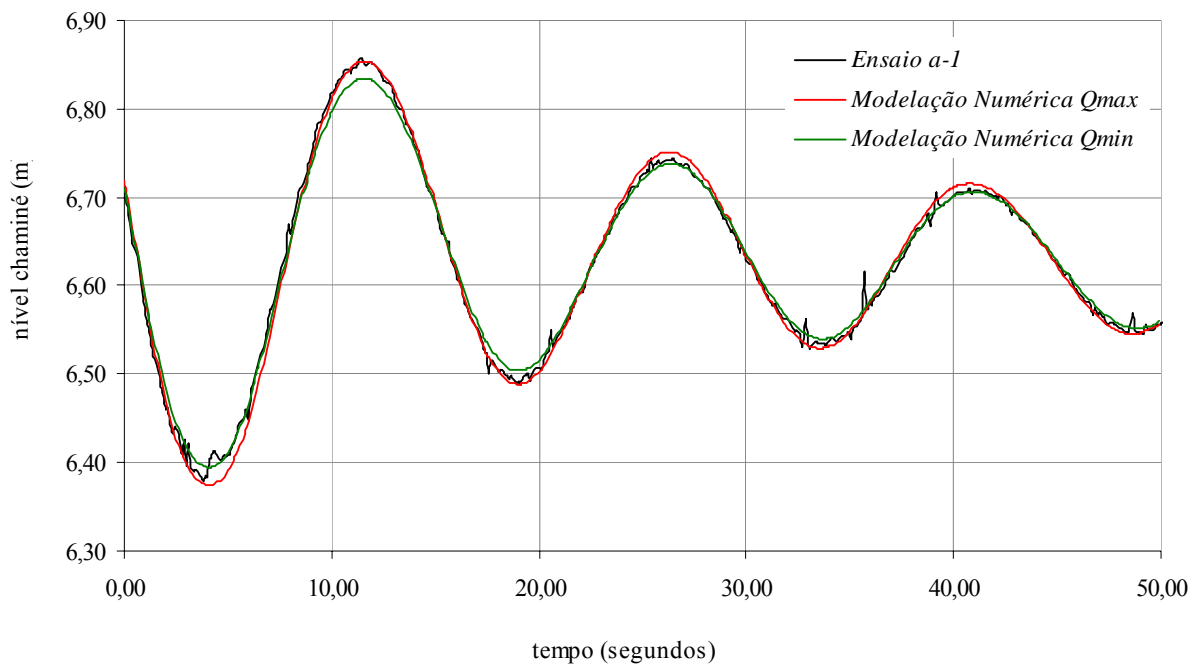


Figura 7.14. Chaminé de equilíbrio - níveis registrados em laboratório e modelados numericamente.

Observa-se uma resposta satisfatória do modelo no que diz respeito aos níveis mínimo e máximo atingidos e também ao período e ao amortecimento da oscilação de nível na chaminé de equilíbrio. A figura 7.15 apresenta a vazão no túnel de fuga obtida mediante o modelo numérico e a sua relação com a oscilação da superfície livre na chaminé de equilíbrio.

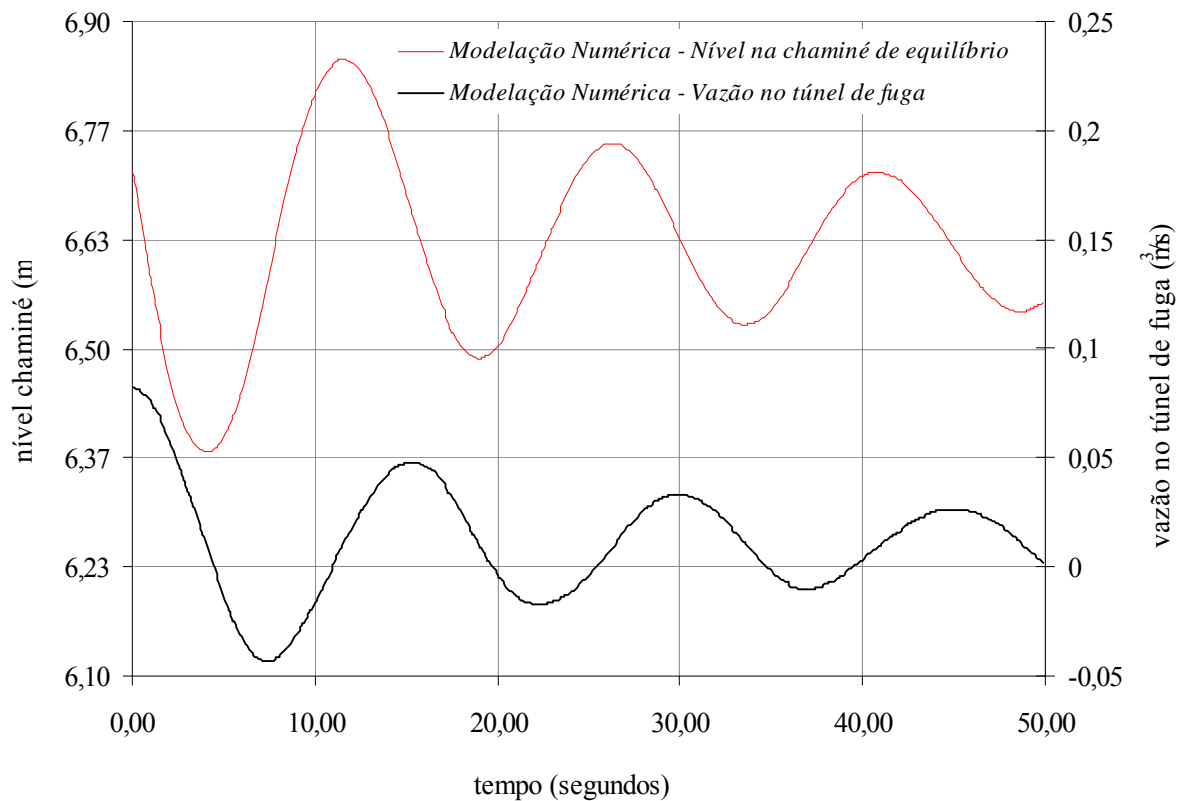


Figura 7.15. Nível na chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.

Não se tem registro das vazões ao longo do túnel de fuga de maneira que se possa compará-las, mas o comportamento obtido no programa segue o esperado em função das oscilações na chaminé.

Observa-se na figura 7.15 que o valor absoluto das vazões negativas mínimas (sentido desde o canal de fuga até a chaminé de equilíbrio) é sempre menor que o valor das vazões positivas. Isso acontece devido a duas causas:

- 1) na posição correspondente às válvulas fechadas existe um vazamento que foi considerado no cálculo; e
- 2) entre o instante inicial e final da oscilação o fluxo líquido é positivo, dado que o nível de água na chaminé diminui.

A figura 7.16 apresenta uma outra maneira de comparar a evolução do nível na chaminé de equilíbrio em função da vazão no túnel de fuga. Torna-se interessante examinar a figura 7.16 para observar o amortecimento da oscilação e da vazão no túnel de fuga. Esse comportamento é o esperado, porém não existem registros de vazão no túnel de fuga para compará-los com os dados numéricos. Por outro lado, o comportamento obtido está de acordo com os casos da bibliografia apresentados por Abreu *et al.* (1995).

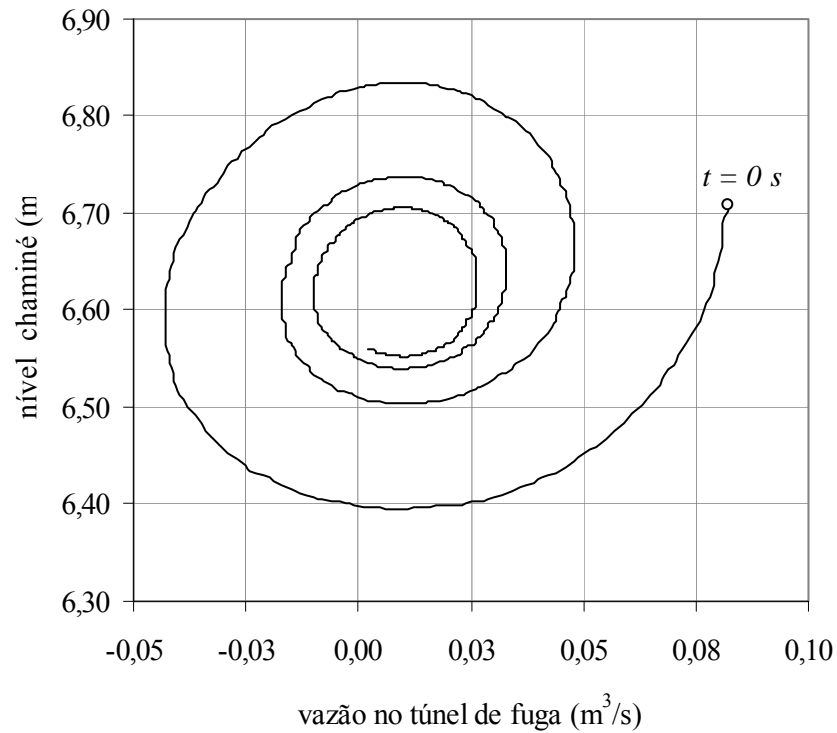


Figura 7.16. Chamimé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.

A figura 7.17 apresenta a evolução do valor do fator de atrito f correspondente a equação de Darcy-Weisbach e a vazão no túnel de fuga. Observa-se que o patamar máximo do fator de atrito é o valor 3,62, correspondente a números de Reynolds inferiores a 6500 (vazão de $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$), devido à restrição descrita no item 7.2.2.8.

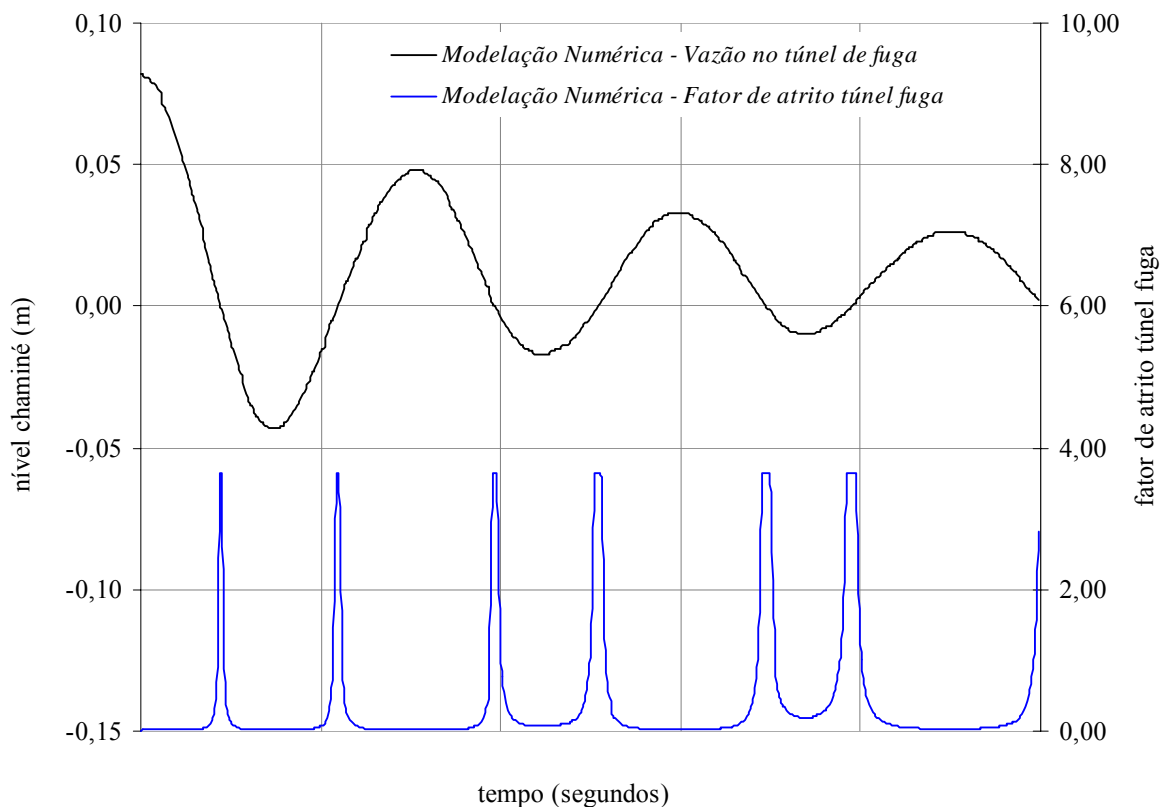


Figura 7.17. Vazão e fator de atrito no túnel de fuga.

Na modelação numérica apresentada anteriormente para o ensaio de fechamento 100%-0%, foi considerada a variação do nível no canal de fuga em função dos valores obtidos na estrutura do LAHE, que foi introduzida no modelo numérico como dado de entrada.

Para avaliar, no caso particular do modelo do LAHE, a influência de não considerar a variação do nível do canal de fuga, foi modelado numericamente o ensaio de fechamento 100%-0%, considerando o nível no canal de fuga constante no tempo em duas situações. Os níveis resultantes dessas modelações para a chaminé de equilíbrio são apresentados na figura 7.18.

Visando comparar as modelações numéricas que consideram ou não a variação do nível no canal de fuga, apresenta-se, na figura 7.18, o resultado das diversas modelagens numéricas e o resultado do laboratório.

Pode-se observar na figura 7.18 que, na modelagem numérica, o fato de se desconsiderar a variação de nível no canal de fuga afeta consideravelmente o comportamento da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio, fazendo com que este se afaste dos dados registrados em laboratório.

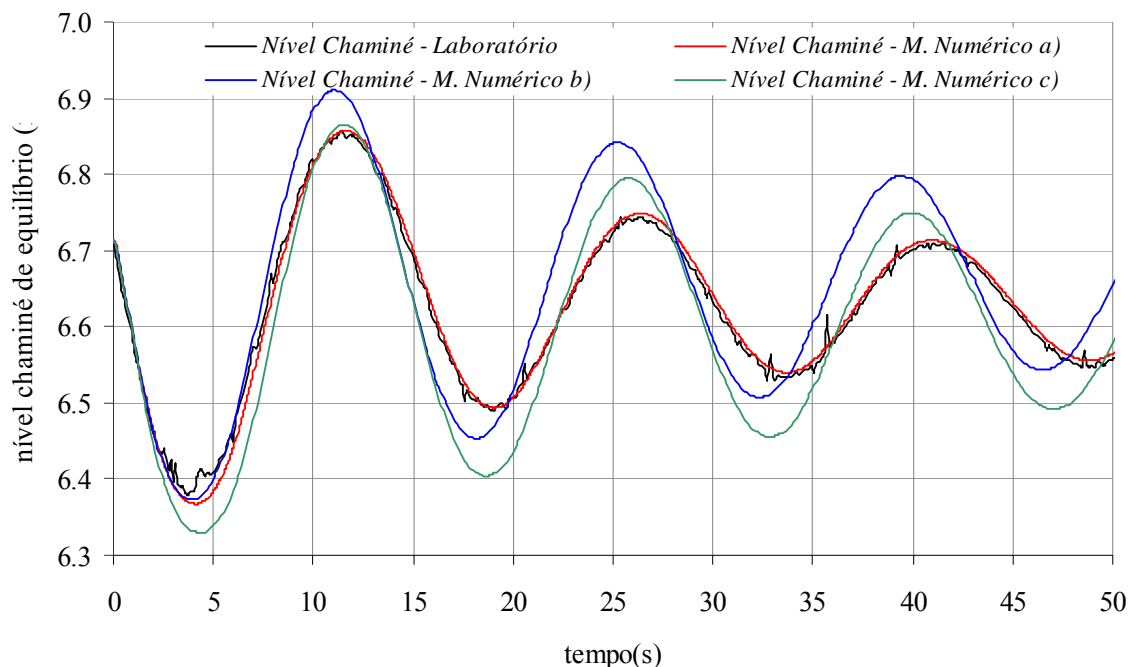


Figura 7.18. Nível na chaminé de equilíbrio registrado em laboratório e modelado numericamente, considerando o nível no canal de fuga das seguintes formas: a) variável e como registrado no ensaio de laboratório; b) constante e igual ao nível anterior ao transiente; e c) constante e igual ao nível posterior ao transiente.

Para o caso exemplificado de fechamento da válvula, considerar o nível no canal de fuga constante e igual ao existente antes do transiente foi a favor da segurança, para o caso

das oscilações máximas, sendo que considerar o nível constante e igual ao posterior ao transiente foi a favor da segurança, para o caso dos níveis mínimos no interior da chaminé.

Observa-se que nos casos em que não foi considerada a variação do nível no canal de fuga, os níveis máximos e mínimos não foram corretamente reproduzidos, nem tão pouco o amortecimento e o período da oscilação.

A figura 7.19 mostra a evolução da vazão e do fator de perda de carga localizada na válvula Kv. Devido à falta de medições em laboratório da vazão, os resultados não puderam ser comparados.

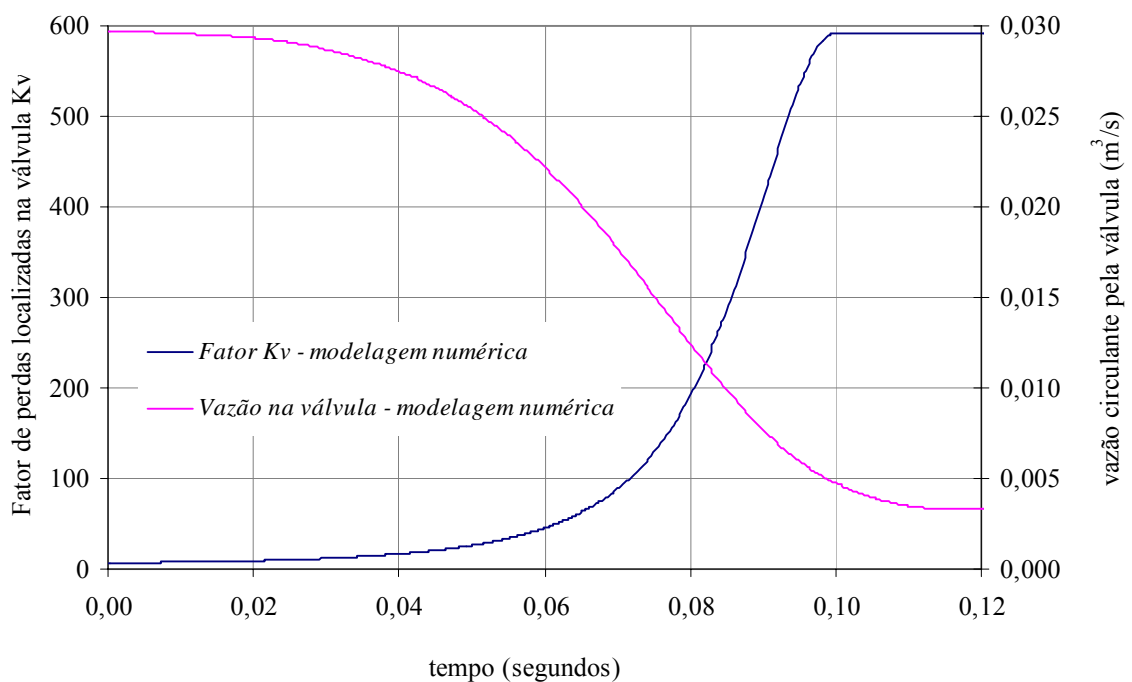


Figura 7.19. Fator de perda de carga e vazão na válvula.

As figuras 7.20 (a), (b) e (c) apresentam as cargas piezométricas registradas e modeladas numericamente em função do tempo, em distintas posições nos condutos forçados.

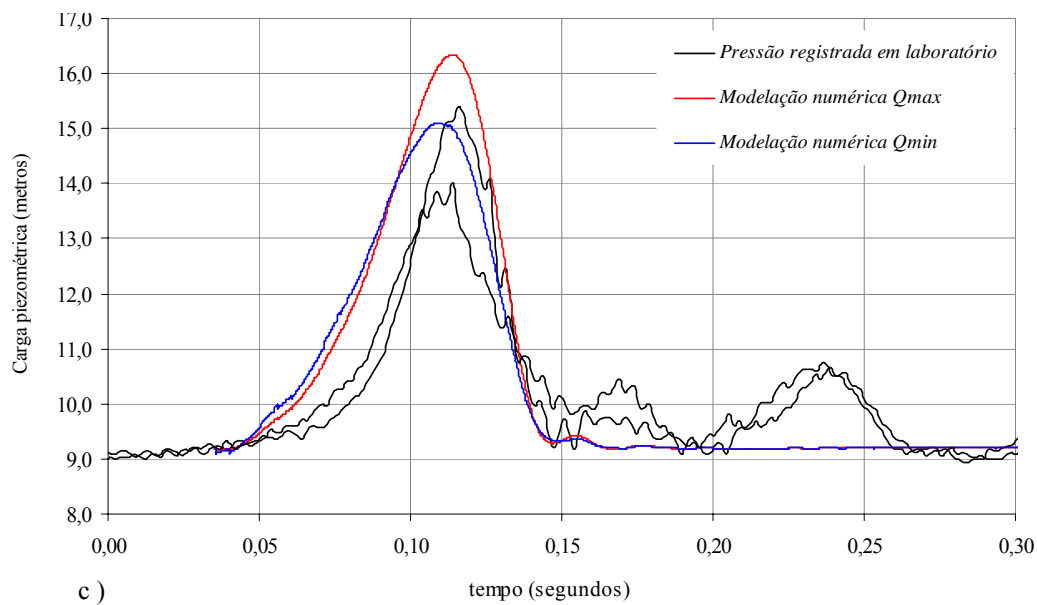
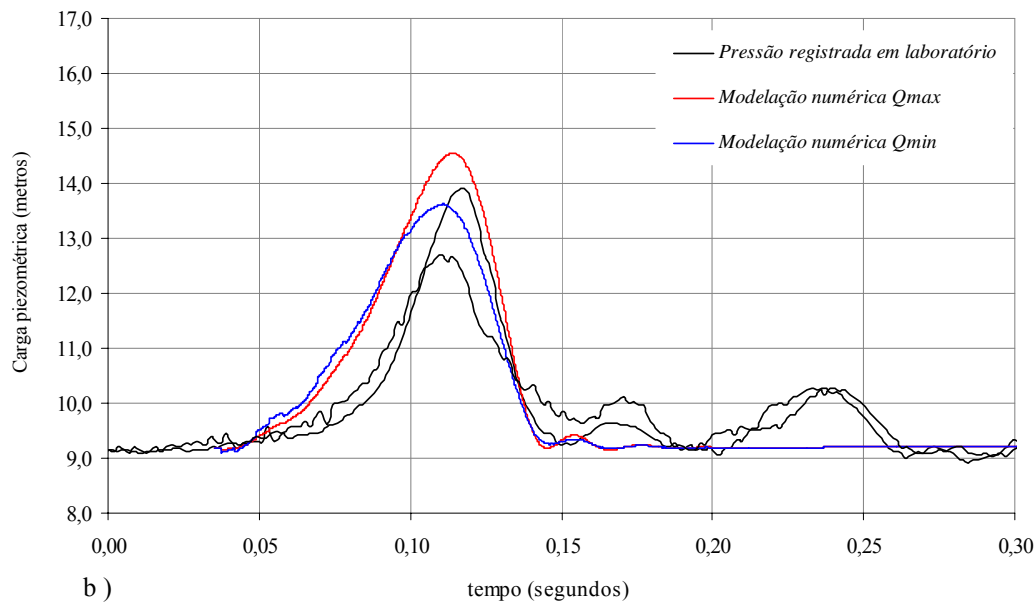
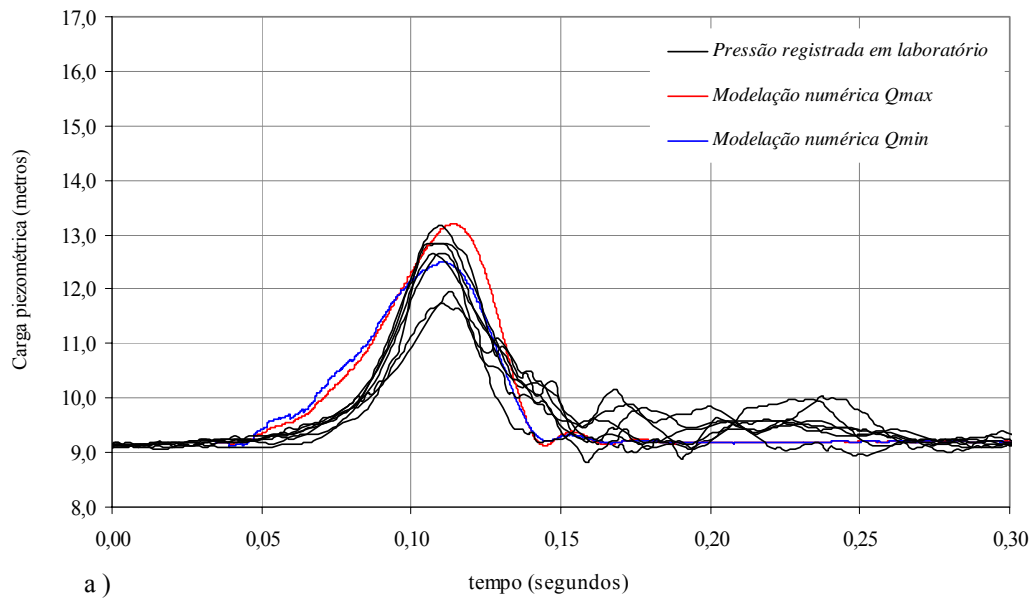


Figura 7.20. Conduto forçado – cargas piezométricas registradas e modeladas numericamente
a) no transdutor a montante, b) no centro e c) a jusante nos condutos forçados.

Os resultados obtidos mediante o modelo numérico são aceitáveis, sendo que o valor máximo da piezométrica é bem reproduzido e sempre a favor da segurança. Entretanto, a evolução ao longo do tempo não é exatamente a mesma. Isso talvez se deva em função da forma de fechamento da válvula. O segundo e o terceiro pico observados nos ensaios na estrutura do LAHE não são bem reproduzidos pelo modelo numérico. Porém, observando-se atentamente o resultado do modelo numérico, nota-se que existe um segundo pico, mas de magnitude inferior ao observado no laboratório.

Uma possível causa da diferença entre os resultados do modelo numérico e os valores registrados em laboratório pode estar na estimativa da celeridade de onda. Outra causa pode ser que o fechamento da válvula não tenha sido linear como suposto no modelo numérico.

7.2.3.3 Transiente induzido pela abertura total das válvulas (0%-100%)

O transiente induzido pela abertura total das válvulas (0%-100%) foi realizado em 3 oportunidades, o que tornou possível fazer uma análise comparativa visual dos resultados. A tabela 7.3 apresenta os principais dados correspondentes aos ensaios 100%-0% realizados.

Tabela 7.3. Listagem dos ensaios 0%-100%.

<i>Ensaio</i>	<i>Data</i>	<i>Frequência aquisição (Hz)</i>	<i>Q_{mod} (L/s)</i>	<i>NA_R(m)</i>	<i>NA_J(m)</i>
b-1	30/01/2004	30	9,18	9,204	6,660
b-2	02/02/2004	30	14,26	9,204	6,660
b-3	12/04/2004	600	7,04	9,204	6,660

A vazão inicial dos ensaios apresentou um valor médio de 10,16 L/s e um desvio padrão de 3,71 L/s.

A figura 7.21 apresenta a evolução do nível na chaminé de equilíbrio registrada nos ensaios.

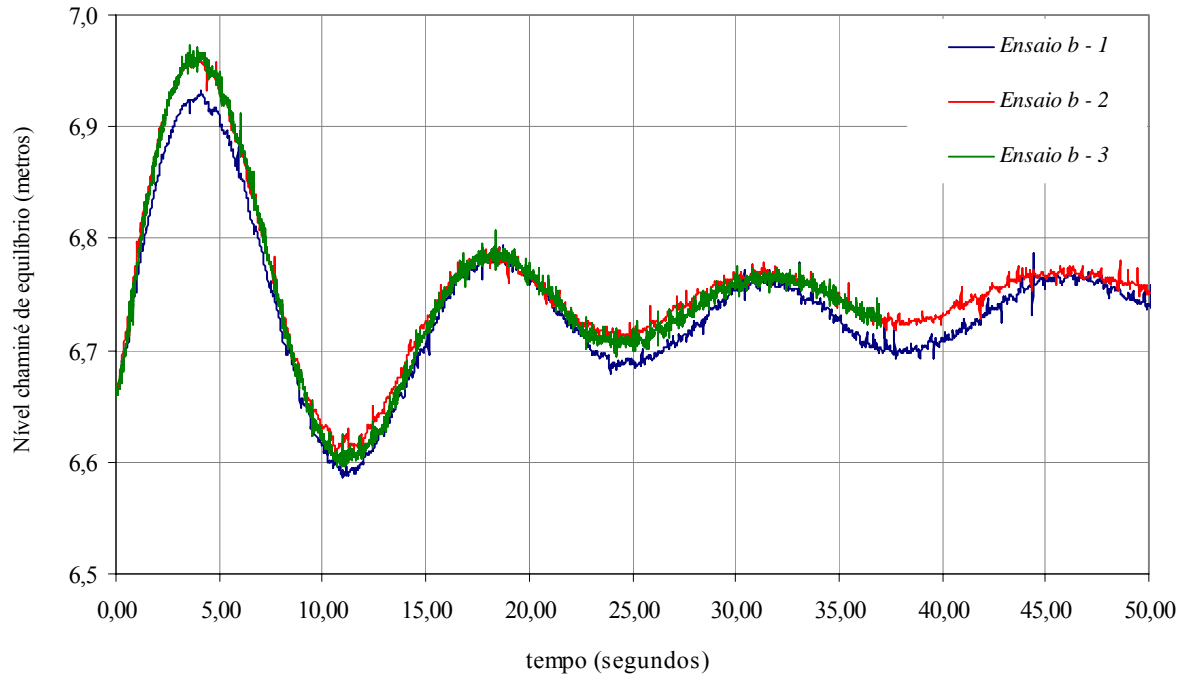


Figura 7.21. Nível na chaminé de equilíbrio registrado nos ensaios de laboratório para abertura total das válvulas (0%-100%).

Observa-se que o nível máximo atingido na chaminé no ensaio b-1 é menor que os níveis atingidos nos ensaios b-2 e b-3. Isso pode ter ocorrido devido à posição final das válvulas no ensaio b-1 não estarem correspondendo a 100 % aberta.

As figuras 7.22 e 7.23 apresentam a evolução da carga piezométrica nas diferentes tomadas, de modo a comparar visualmente os resultados obtidos nos diferentes ensaios. Pode-se observar que o comportamento registrado nos transdutores foi o esperado, uma vez que diminui a carga piezométrica em resposta à abertura das válvulas.

Pela figura 7.22 observa-se um comportamento praticamente idêntico nos três condutos forçados para transdutores colocados praticamente na mesma posição.

Pela figura 7.23 pode-se observar que os resultados para tomadas colocadas em diferentes posições apresentam comportamento esperado.

Como somente os dados correspondentes ao ensaio b-3 foram realizados a uma frequência de 600 Hz, não é possível apreciar o comportamento com os outros ensaios.

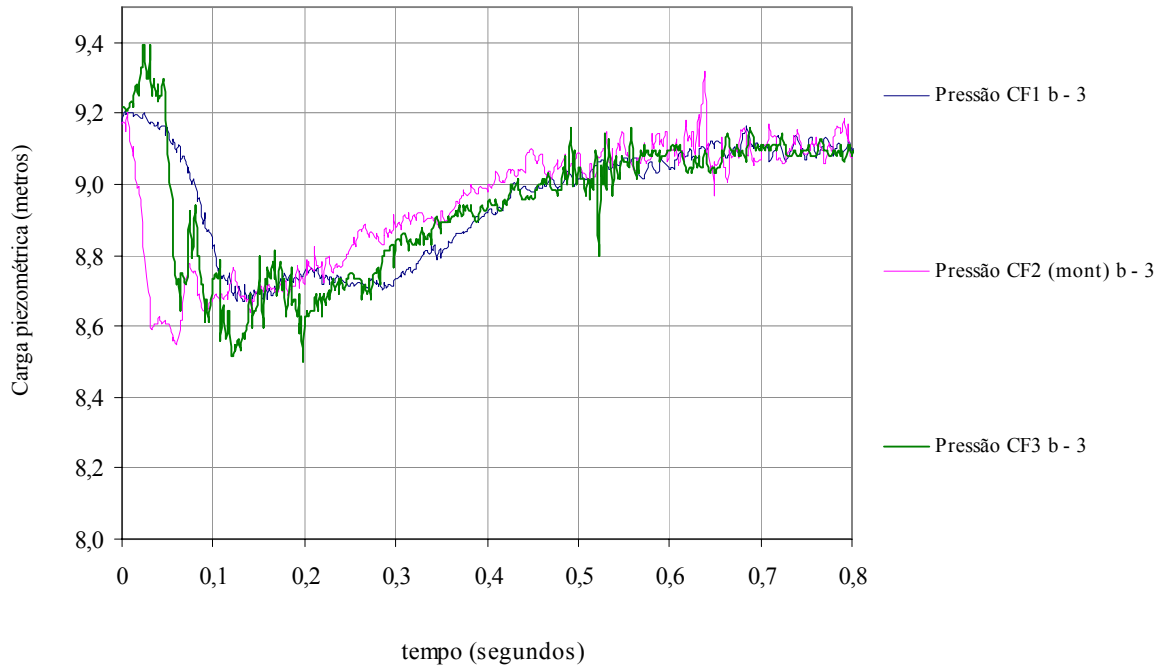


Figura 7.22. Piezométricas nos transdutores a montante dos condutos forçados para abertura total das válvulas (0%-100%).

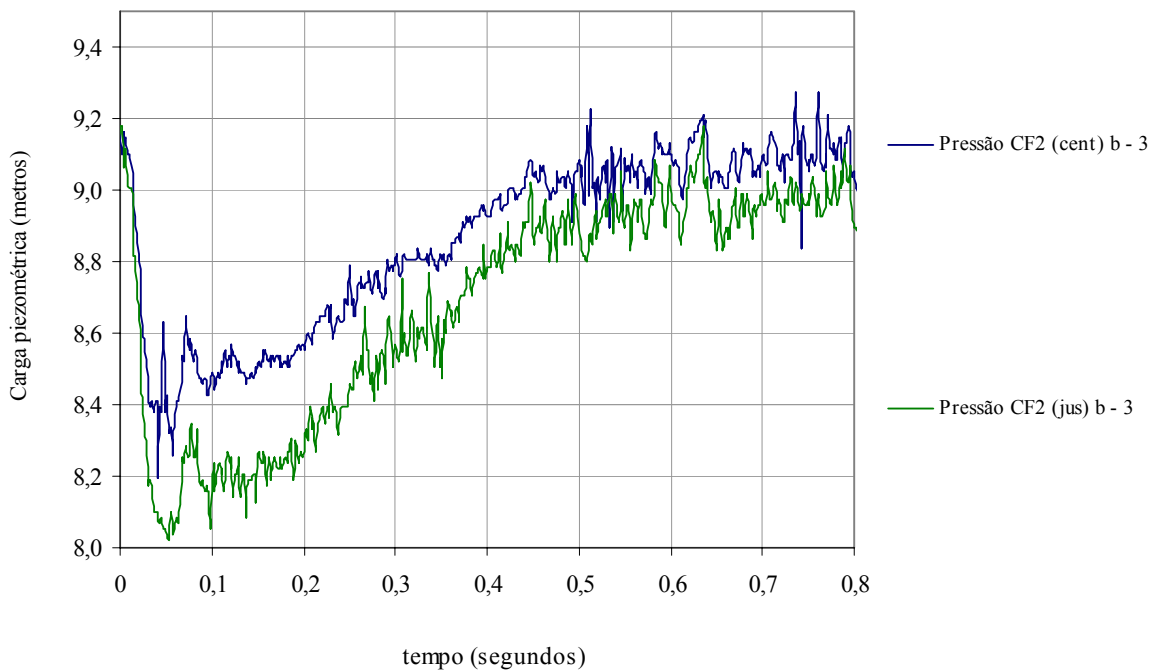


Figura 7.23. Piezométrica nos transdutores do conduto forçado instalados no centro e a jusante para abertura total das válvulas (0%-100%).

A figura 7.24 apresenta a comparação da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio simulado mediante o modelo numérico para as vazões máxima e mínima registradas nos ensaios de laboratório com o nível registrado no laboratório durante o ensaio b-2.

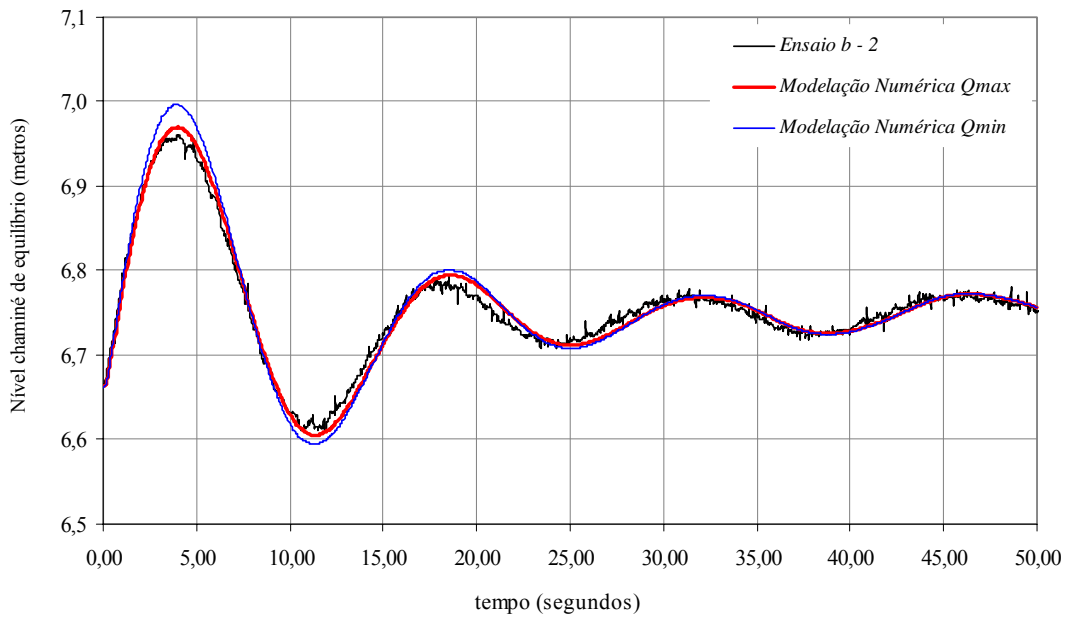


Figura 7.24. Chaminé de equilíbrio - níveis registrados em laboratório e modelados numericamente.

Os níveis na chaminé de equilíbrio estimados mediante a modelação numérica apresentam concordância com os registrados em laboratório, representando satisfatoriamente os níveis máximos e mínimos, o período e o amortecimento da oscilação do nível. Observa-se também uma maior concordância do resultado da modelação com a vazão máxima. As figuras 7.25 e 7.26 apresentam os resultados obtidos em relação à vazão no túnel de fuga e a sua relação com o nível na chaminé de equilíbrio.

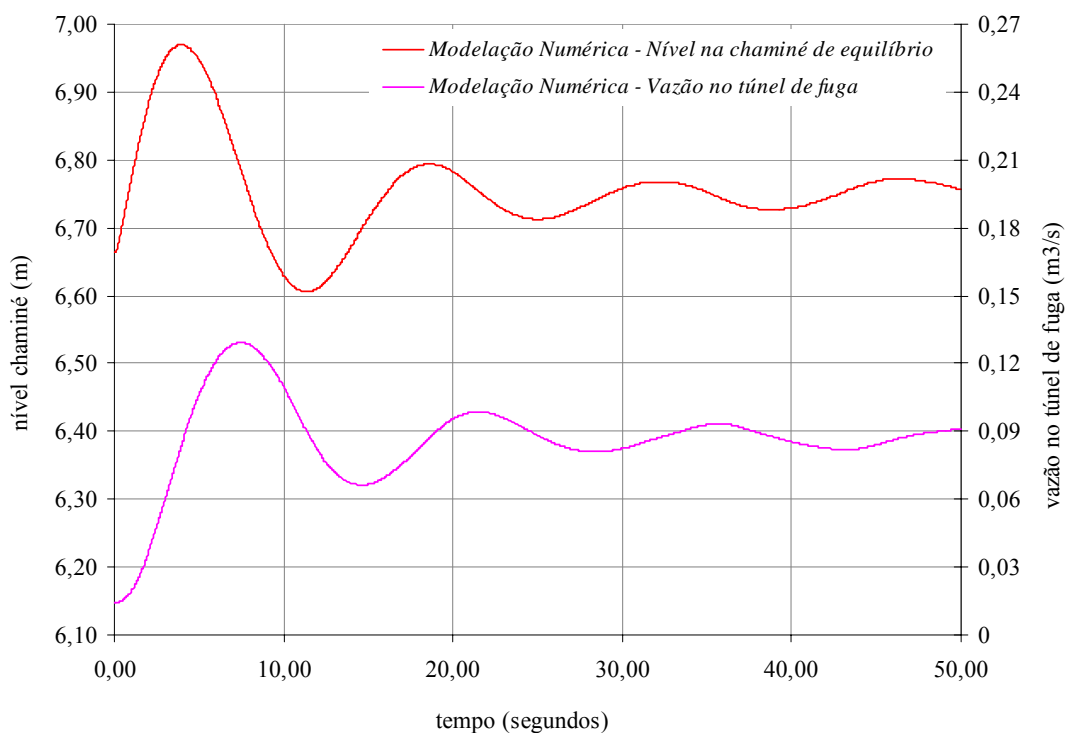


Figura 7.25. Chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.

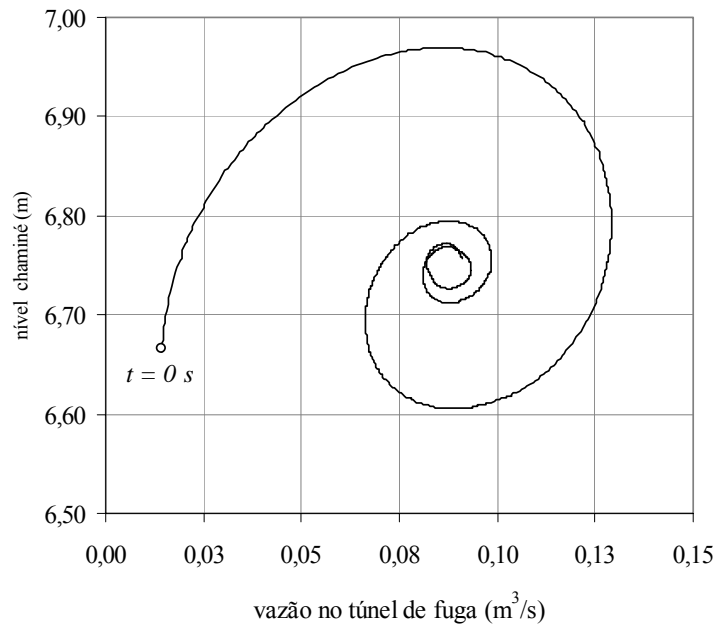


Figura 7.26. Chaminé de equilíbrio e vazão no túnel de fuga modelados numericamente.

Os resultados obtidos para a vazão no túnel de fuga são os esperados, apresentando um comportamento qualitativamente igual aos casos similares apresentados na bibliografia (Abreu *et al.*, 1995) e coerentes com as equações que determinam o fenômeno, porém não há registros para compará-los com o ensaio.

As figuras 7.27 e 7.28 apresentam o comportamento da válvula modelada numericamente. Deve-se ressaltar que, no caso do ensaio, somente se conhece a posição inicial e final das válvulas e o tempo da manobra que, neste caso, é de, aproximadamente, 0,20 segundos.

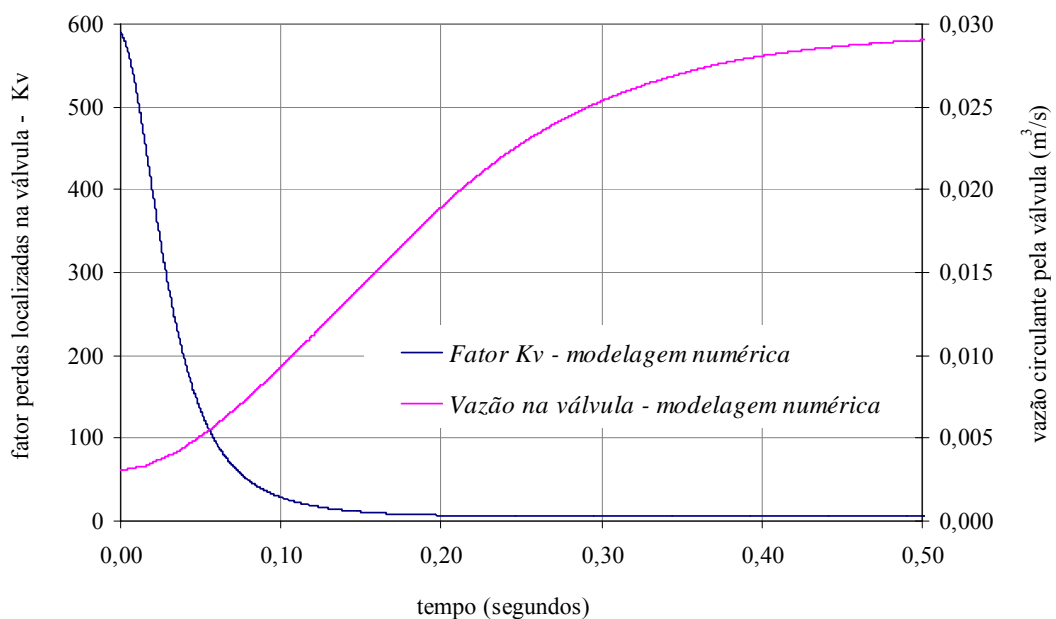


Figura 7.27. Fator de perda de carga e vazão circulando pela válvula.

Na figura 7.28 apresenta-se a vazão na válvula para instantes posteriores ao fechamento da mesma, uma vez que a vazão continua variando após o final da manobra. A vazão aumenta após o final da manobra de abertura ($t=0,20$ s), devido a um efeito inercial, e logo varia, influenciada pela variação do nível da chaminé de equilíbrio. Esse efeito não acontece para o ensaio de fechamento, uma vez que no fim da manobra a válvula fica fechada e os efeitos do nível da chaminé não influenciam a vazão.

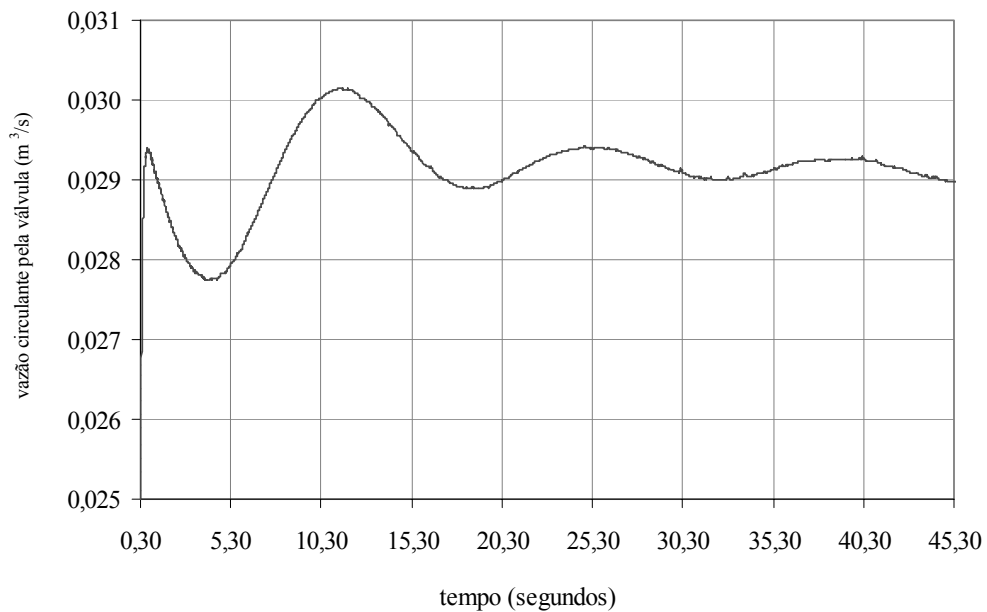


Figura 7.28. Vazão circulando pela válvula após a abertura total da mesma.

As figuras 7.29 (a), (b) e (c) apresentam os resultados obtidos para as cargas piezométricas nos condutos forçados e os comparam com aqueles registrados em laboratório.

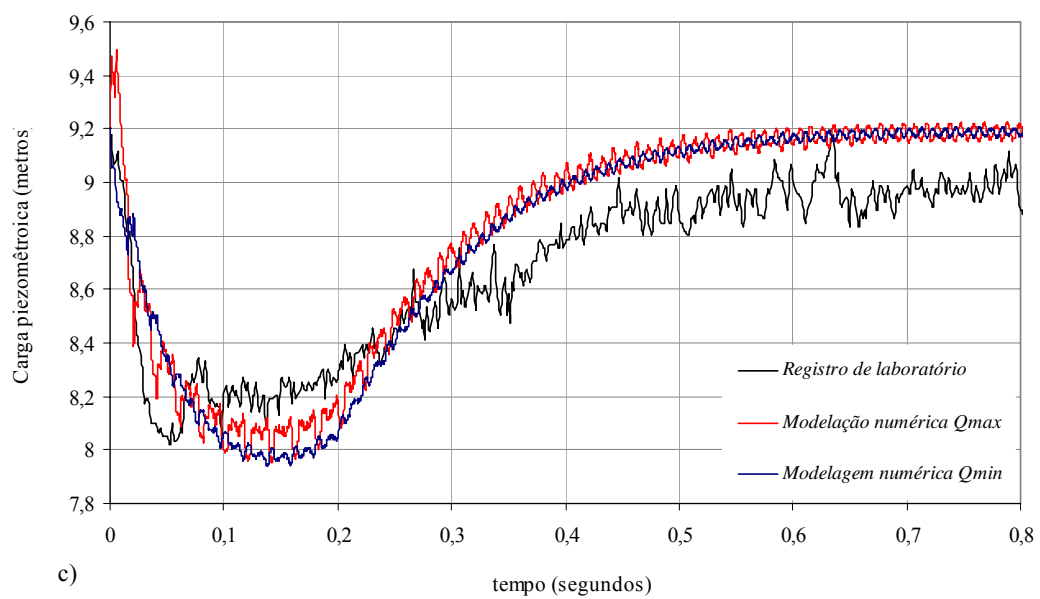
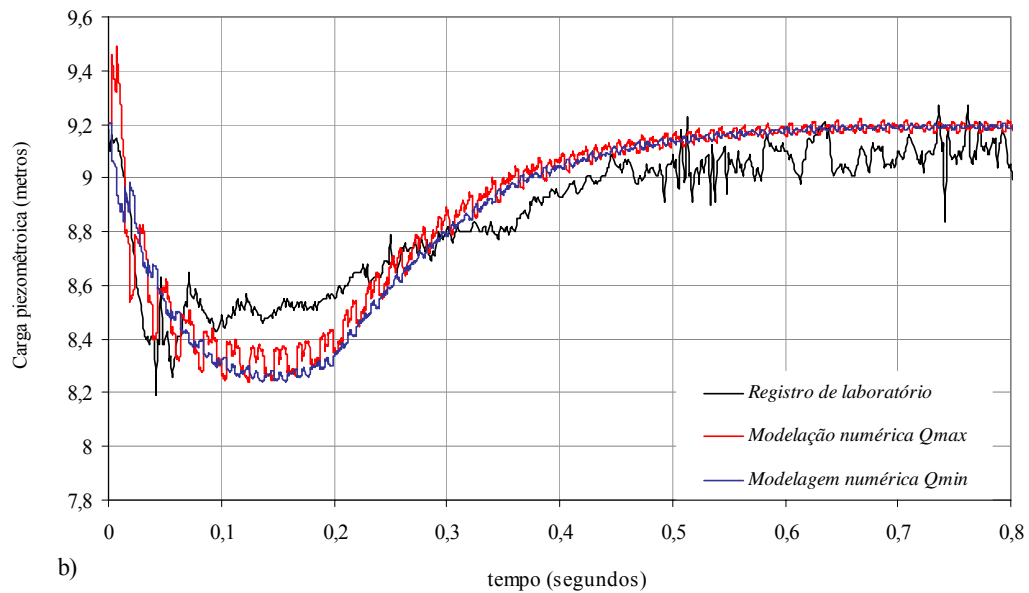
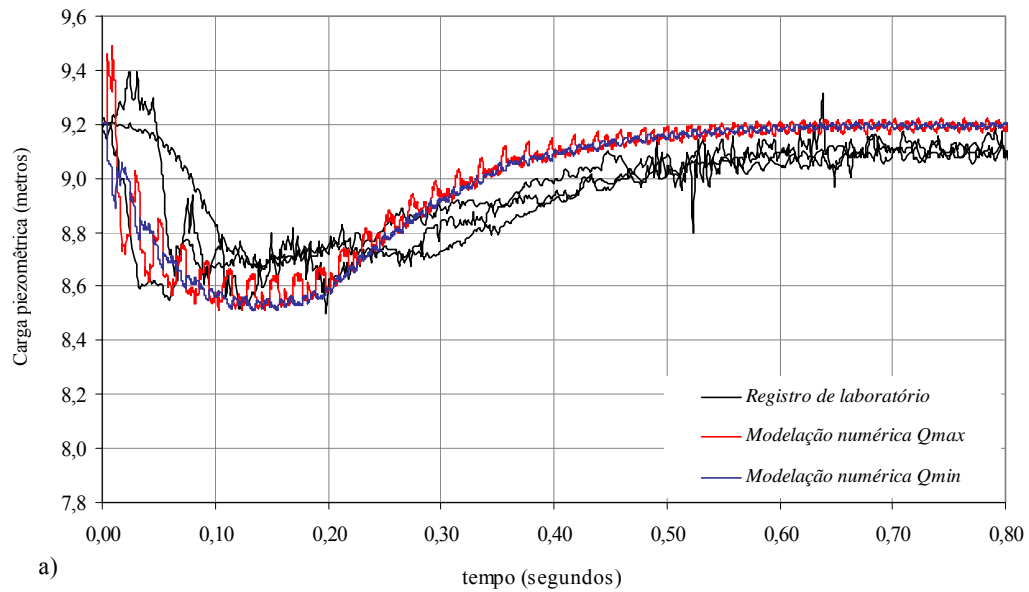


Figura 7.29. Conduto forçado - piezométrica registrada e modelada numericamente: a) nos três transdutores a montante (um em cada conduto); b) no centro; e c) a jusante nos condutos forçados.

Da comparação dos resultados do modelo numérico com os dados registrados em laboratório, e apresentados nas figuras 7.29, conclui-se que o modelo numérico consegue descrever o comportamento da piezométrica durante o transiente. Os mesmos descrevem satisfatoriamente os valores mínimos correspondentes à carga piezométrica, assim como o instante do tempo nos quais eles ocorrem.

De uma maneira geral, da comparação dos dados registrados no modelo de laboratório com os resultados do modelo numérico, conclui-se que o desempenho do modelo numérico é satisfatório para os dois casos estudados (transientes gerados pela abertura 0%-100% e pelo fechamento 100%-0% das válvulas).

7.3 MODELAÇÃO DE TRANSIENTES NA UHE SERRA DA MESA

7.3.1 Informação geral

A usina de Serra da Mesa localiza-se sobre o rio Tocantins, no Estado de Goiás, a 1790 km da sua foz e a aproximadamente 230 km ao norte de Brasília. Atualmente forma parte do sistema interligado de transmissão elétrica do Brasil, contando com uma potência instalada de 1275 MW.

A usina é do tipo em desvio e tem a particularidade de ser totalmente subterrânea, tendo sido escavada na rocha. Nas figuras 7.30 e 7.31 apresenta-se um esquema e um corte transversal do circuito hidráulico da usina, sendo os principais componentes do circuito hidráulico:

- um canal de adução;
- 3 tomadas d'água;
- 3 condutos forçados;
- 3 turbinas tipo Francis;
- 3 túneis de sucção curtos;
- uma chaminé de equilíbrio;
- um túnel de fuga; e
- um canal de fuga que vai até a calha original do rio Tocantins.

Canal adutor - situa se dentro do reservatório. É um canal escavado na rocha que permite a entrada da água do reservatório até a tomada de água com um comprimento de aproximadamente 200 m, o qual começa com profundidade nula até alcançar, na seção final junto às tomadas d'água, uma seção de 64 m de altura e 69 m de largura.

Tomada d'água - classifica-se dentro do grupo das tomadas de grande profundidade. A estrutura de concreto compõe-se de três tomadas idênticas, uma para cada conduto. Cada tomada está equipada com uma grade no início, stops-logs e uma comporta tipo vagão de 7,65 m de largura e 9,13 m de altura.

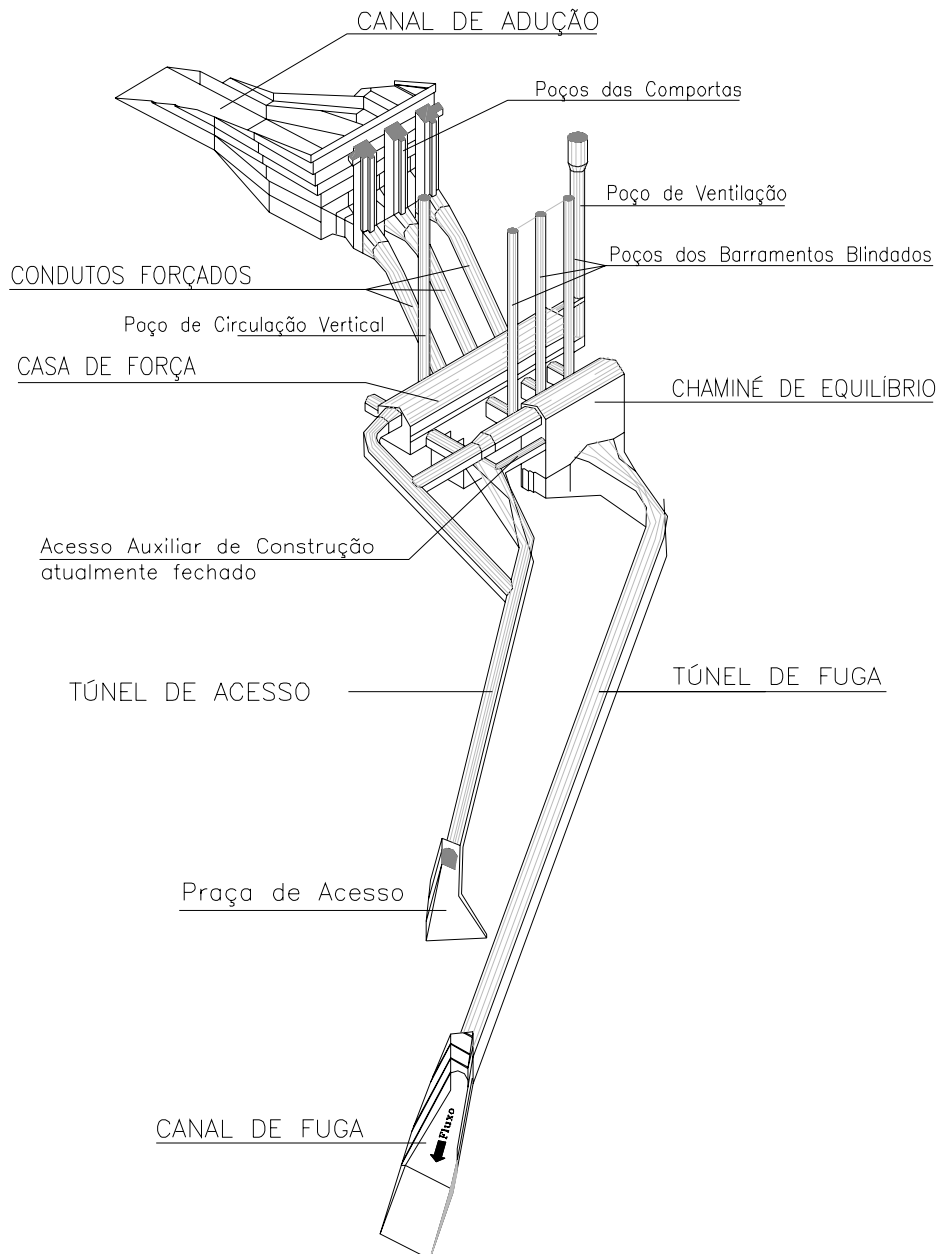


Figura 7.30. Esquema do circuito hidráulico da UHE Serra da Mesa.

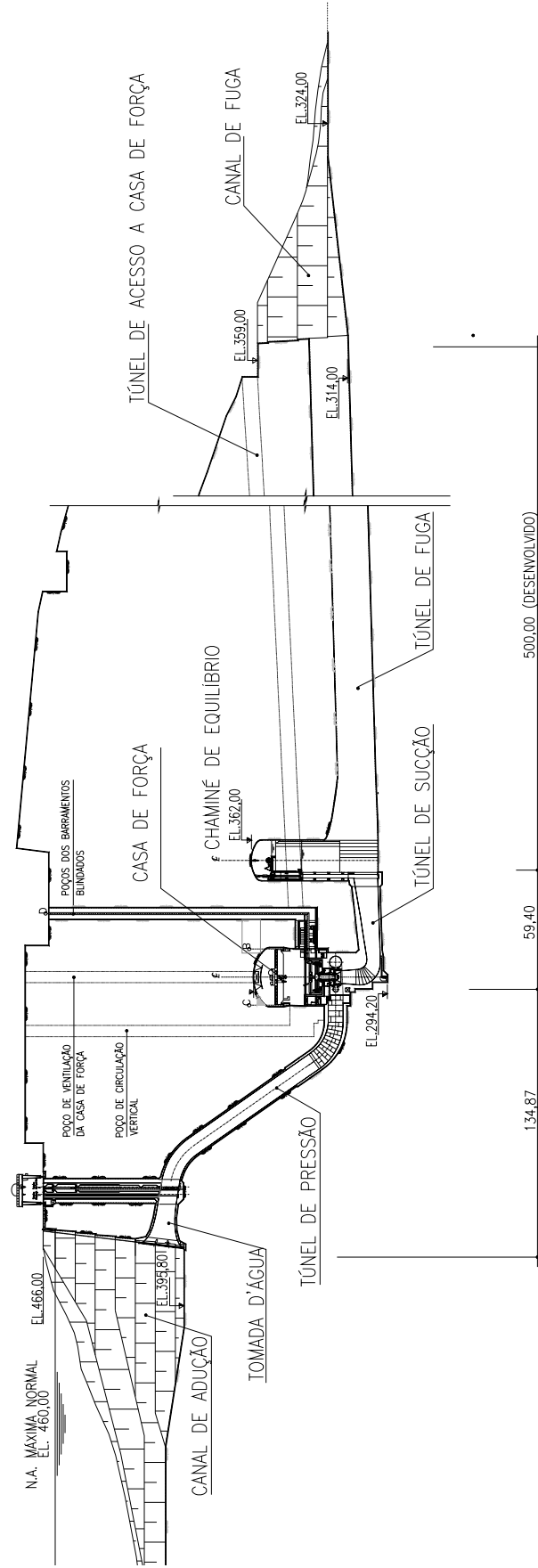


Figura 7.31. Corte longitudinal do circuito hidráulico da UHE Serra da Mesa

Conduitos forçados - os três condutos forçados contam com idênticas dimensões. Suas seções foram escavadas na rocha, sendo que o último trecho, de aproximadamente 40 m, foi blindado com aço. Os condutos forçados têm um comprimento total de aproximadamente 160 m, com um diâmetro de 9 m e declividade de 55° no trecho central. Nos trechos inicial e final contam com transições na junção com a tomada d'água e com as turbinas com uma declividade menor e diâmetro variável.

Turbinas - as turbinas instaladas são de tipo Francis de eixo vertical, queda de 117,2 m, rotação de 120 rpm e potência nominal de 425 MW.

Túnel de sucção - o túnel que comunica a saída da turbina com a chaminé de equilíbrio tem seção variável, escavada em rocha e blindada com aço e comprimento total de aproximadamente 35 metros.

Chaminé de equilíbrio - a chaminé, também escavada na rocha, tem uma área transversal de 1372 m² e uma altura útil de 38 m. Essa não atinge a superfície do solo; com a entrada de ar feita através de um túnel de acesso que chega na parte superior da chaminé, na cota 352 m, e tem 390 m de comprimento. Esse túnel tem particular importância, uma vez que é através dele que se realiza a entrada e saída do ar da chaminé, assegurando que a mesma esteja à pressão atmosférica.

Túnel de fuga - o túnel de fuga de 500 m de comprimento tem uma seção típica em ferradura escavada na rocha e revestimento apenas no piso, com uma largura da base de 16 m, uma altura máxima no centro da seção de 19 m e área de 288 m². No seu início, junto à chaminé de equilíbrio, possui uma transição de 31 m de comprimento até atingir a seção típica.

Canal de fuga - é um canal de aproximadamente 90 m de comprimento que comunica o túnel de fuga com a calha natural do rio Tocantins. O mesmo foi escavado em rocha e tem uma seção trapezoidal não uniforme no sentido longitudinal do canal.

Na UHE Serra da Mesa já ocorreram 4 rejeições programadas. Seus principais dados registrados são apresentados na tabela 7.4.

A primeira rejeição foi provocada para analisar o deslocamento de ar nos túneis de acesso à chaminé de equilíbrio, quando da ocorrência de uma rejeição total com vazão turbinada próxima da vazão máxima. Nessa ocasião, foram registrados: a potência total gerada anterior à manobra, os níveis mínimos e máximos na chaminé de equilíbrio durante o transiente, o nível no reservatório e os níveis no canal de fuga anterior e posterior ao transiente gerado pela rejeição.

Tabela 7.4. Rejeições registradas na usina.

Rejeição	Data	Unidades gerando antes da rejeição	Geração MW	Abertura do Distribuidor			Nível Reservatório m	Nível Canal Fuga m
				UG1	UG2	UG3		
				%	%	%		
Primeira	4/07/1999	UG1, UG2 e UG3	1.180	S/D	S/D	S/D	445,07	333,05
Segunda	9/02/2002	UG1 e UG3	410	S/D	S/D	S/D	434,18	330,42
Terceira	9/02/2002	UG1 e UG2	312	S/D	S/D	S/D	434,18	328,97
Quarta	1/10/2004	UG2 e UG3	643	0	98,9	76	437,6	334,00

A segunda e a terceira rejeição, que aconteceram em fevereiro de 2002, foram induzidas para registrar o comportamento do nível na chaminé de equilíbrio. O principal motivo da realização desses testes foi registrar os níveis máximos na chaminé de equilíbrio como medida de segurança, uma vez que estavam sendo previstas tarefas de manutenção dentro da mesma, concomitante à geração de energia.

Nesse caso, foram registrados os mesmos dados daqueles da primeira rejeição e também a variação do nível da superfície da água no início do canal de fuga, junto à saída do túnel de fuga.

No momento em que aconteceram as rejeições de 1999 e 2002, o nível no canal de fuga existente encontrava-se abaixo dos níveis de projeto. Isso se deve ao fato do nível no canal de fuga ser influenciado pelo remanso do reservatório da usina de Cana Brava, implantada a jusante de Serra da Mesa. Durante a primeira rejeição registrada em 1999, a UHE de Cana Brava ainda não tinha sido construída, enquanto nas 2ª e 3ª rejeições, o reservatório da UHE de Cana Brava encontrava-se em fase de enchimento e com nível inferior ao normal.

O fato do nível no túnel de fuga estar abaixo do normal é importante, pois durante as 1ª, 2ª e 3ª rejeições, o trecho de jusante do túnel de fuga trabalhou parcialmente sob pressão e parcialmente como canal.

A quarta rejeição foi realizada após a instalação do sistema de registro de dados automático, solicitada pelo projeto de pesquisa e desenvolvimento de Furnas “Transientes Hidráulicos em Circuitos de Usinas Hidrelétricas”. Essa rejeição foi provocada para obtenção de dados para a verificação dos modelos numéricos em estudo e o do presente trabalho. Nesse caso, o nível no canal de fuga esteve sempre acima da cota 333, estando o túnel de fuga afogado em todo momento.

7.3.2 Aquisição de dados na UHE Serra da Mesa

Anteriormente ao projeto de P&D em que esta pesquisa se insere, o sistema de monitoramento existente na usina não permitia a gravação dos dados de níveis na chaminé de equilíbrio, e esses dados ficavam no sistema somente por 12 horas.

Por isso, em 2004, foi implantado um sistema de aquisição, independente do da usina, de maneira a monitorar os níveis no reservatório, canal de fuga e na chaminé de equilíbrio, além das potências e das aberturas das pás dos distribuidores das três unidades geradoras. Esse sistema armazena os dados em arquivos diários, aumentando a frequência de aquisição quando ocorre uma rejeição. O registro dos dados é feito através de um software desenvolvido pelo IPH (Etapa 5, 2004). Para a aquisição de aberturas e potências, foram necessárias algumas alterações no sistema existente na usina que possibilitassem coletar esses dados sem interferir na mesa de controle. A UHE Serra da Mesa começou a ser monitorada a partir de 12/07/2004, o que viabilizou a obtenção de dados da rejeição programada para 01/10/2004, quando duas turbinas estavam em operação, uma gerando 350 MW e a outra 293 MW, sendo provocada a rejeição total na turbina que produzia 350 MW. Com o monitoramento contínuo da Usina de Serra da Mesa, foram obtidos, também, os valores das perdas de carga reais do sistema hidráulico.

7.3.3 Dados utilizados na modelação numérica

A seguir são detalhados os dados utilizados para a modelação numérica e a fonte dos mesmos.

7.3.3.1 Perdas localizadas na estrutura

O modelo numérico foi definido de modo a considerar as perdas localizadas no túnel de fuga em função do sentido do fluxo. Para o sentido de fluxo positivo (chaminé - canal de fuga), o fator de perdas localizadas K , que corresponde à equação de Darcy para a entrada, curva e saída do túnel de fuga, foi 0,86 e no sentido negativo, 1,36. Estes valores foram tomados de Tchobanoglus (1994).

7.3.3.2 Perda de carga distribuída no túnel de fuga

Da figura 7.32 pode-se observar que a curva de ajuste para o fator f , estimada a partir dos dados registrados no período 2004-2005, resulta em valores superiores aos daquela estimada nas rejeições de 1999 e 2002.

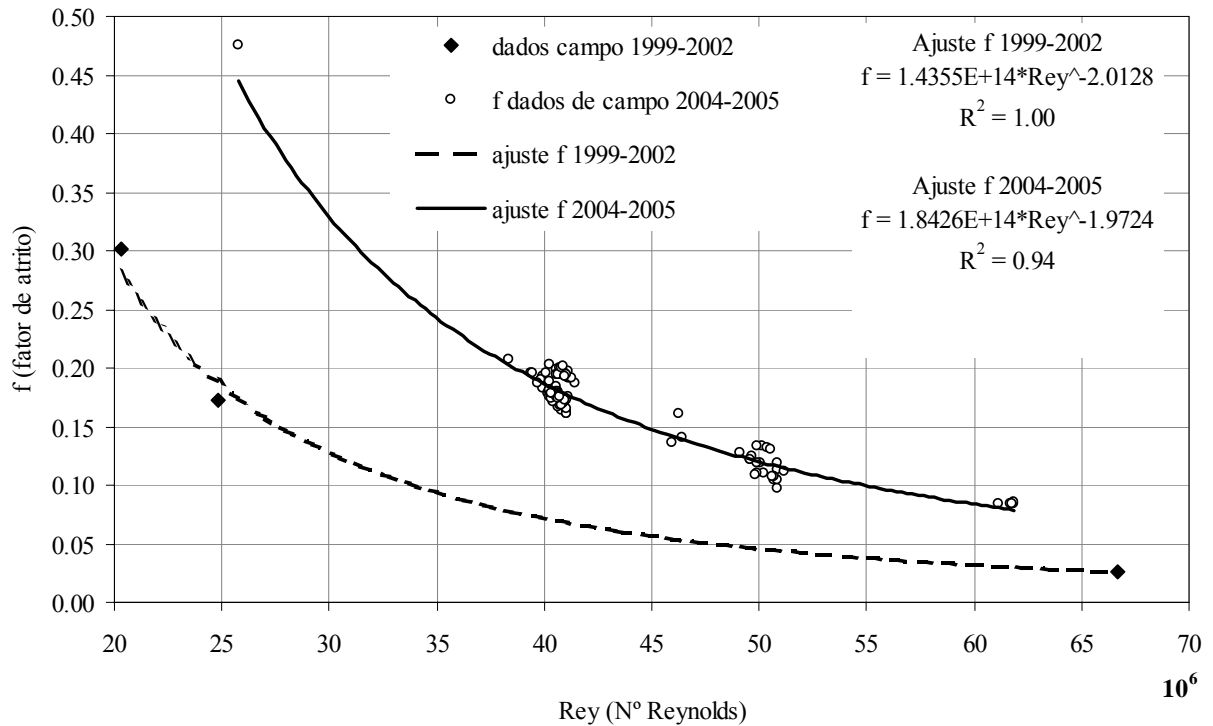


Figura 7.32. Fator f de atrito estimado a partir de dados de campo.

Esta situação pode ser corroborada pelas seguintes razões:

- Diferença na forma de aquisição dos dados existente entre os dados registrados em 1999 e 2002 e os obtidos a partir de 2004 (ver item 7.3.1);
- Condições de afogamento diferentes na saída do túnel nas rejeições anteriores; e
- Variações naturais da perda de carga em função do tempo.

7.3.3.3 Perda de carga distribuída nos condutos forçados e no tubo de sucção

Os fatores de atrito para os condutos forçados e o tubo de sucção foram obtidos através da equação de Colebrook-White, considerando as rugosidades absolutas dos condutos. Os condutos forçados, no seu início, são em rocha sem recobrimento e, na parte final, em concreto e aço. O tubo de sucção é de aço. Na tabela 7.5 apresentam-se as rugosidades absolutas consideradas nos condutos forçados e tubo de sucção.

Tabela 7.5. Rugosidades absolutas consideradas nos condutos forçados e tubo de sucção

Trecho conduto forçado / Tubo de sucção	Rugosidade absoluta e (metros)
Conduto forçado a montante (20m)	0,05
Conduto forçado central (160m)	0,05
Conduto forçado a jusante (20 m)	0,00001
Conduto forçado tubo de sucção (60 m)	0,00001

O modelo, mediante a sub-rotina “calculaf”, calcula, de forma iterativa, o fator de atrito em cada seção e instante de cálculo, a partir das características do conduto e do fluxo (diâmetro, rugosidade e vazão).

7.3.3.4 Dados das Turbinas - Regulador

A partir do diagrama de Hill das turbinas de Serra da Mesa, foram desenhadas as curvas características adimensionais. Como o diagrama representa somente um setor do funcionamento das turbinas, as curvas obtidas correspondem a um trecho das curvas adimensionais.

Como as turbinas da UHE Serra da Mesa apresentam uma rotação específica similar às da UHE Itaipu (N_s Itaipu=210 e N_s Serra de Mesa=199), elas podem ser consideradas turbomáquinas semelhantes.

A figura 7.33 apresenta as curvas características adimensionais correspondentes às turbinas da UHE Itaipu tiradas do programa ESTRANHE, que pertence a FURNAS. Também apresenta o trecho das curvas correspondentes às turbinas existentes na UHE Serra da Mesa, elaboradas a partir do Diagrama de Hill (“Expected Prototype Hillchart”), fornecido pelo fabricante GE HYDRO Power Systems e realizado no Hydraulic Laboratory - General Electric Canadá, em 1995.

Observa-se nos gráficos apresentados na figura 7.33 que as curvas das turbinas da UHE Serra da Mesa resultam muito similares às da UHE Itaipu. Para comparar os pontos de operação das turbinas que surgem de ambas as curvas adimensionais, foram selecionados 3 pontos de operação; escolheu-se uma vazão e uma abertura do distribuidor e avaliou-se a carga piezométrica e a potência resultantes de ambas curvas. Os resultados são apresentados na tabela 7.6.

Tabela 7.6. Comparação de três pontos de operação obtidos a partir das curvas adimensionais das turbinas de Itaipu e das turbinas de Serra da Mesa.

Ponto de operação	Fonte de dado curvas adim.	Q (m^3/s)	Ab. Distr. (graus)	H (metros)	Diferença H (%)	Potência (MW)	Diferença P (%)
Ponto 1	Serra da Mesa	305	21,5	125,0		350	
	Itaipu	305	21,5	127,5	2%	355	1%
Ponto 2	Serra da Mesa	380	28,8	120,0		425	
	Itaipu	380	28,8	117,3	2%	403.3	5%
Ponto 3	Serra da Mesa	250	18,0	122,0		270	
	Itaipu	250	18,0	125,7	3%	273	1%

Da tabela anterior pode-se concluir que as diferenças entre as cargas (H) e as potências das turbinas das UHE de Serra da Mesa e de Itaipu, para os pontos de operação escolhidos, são sempre inferiores a 5%.

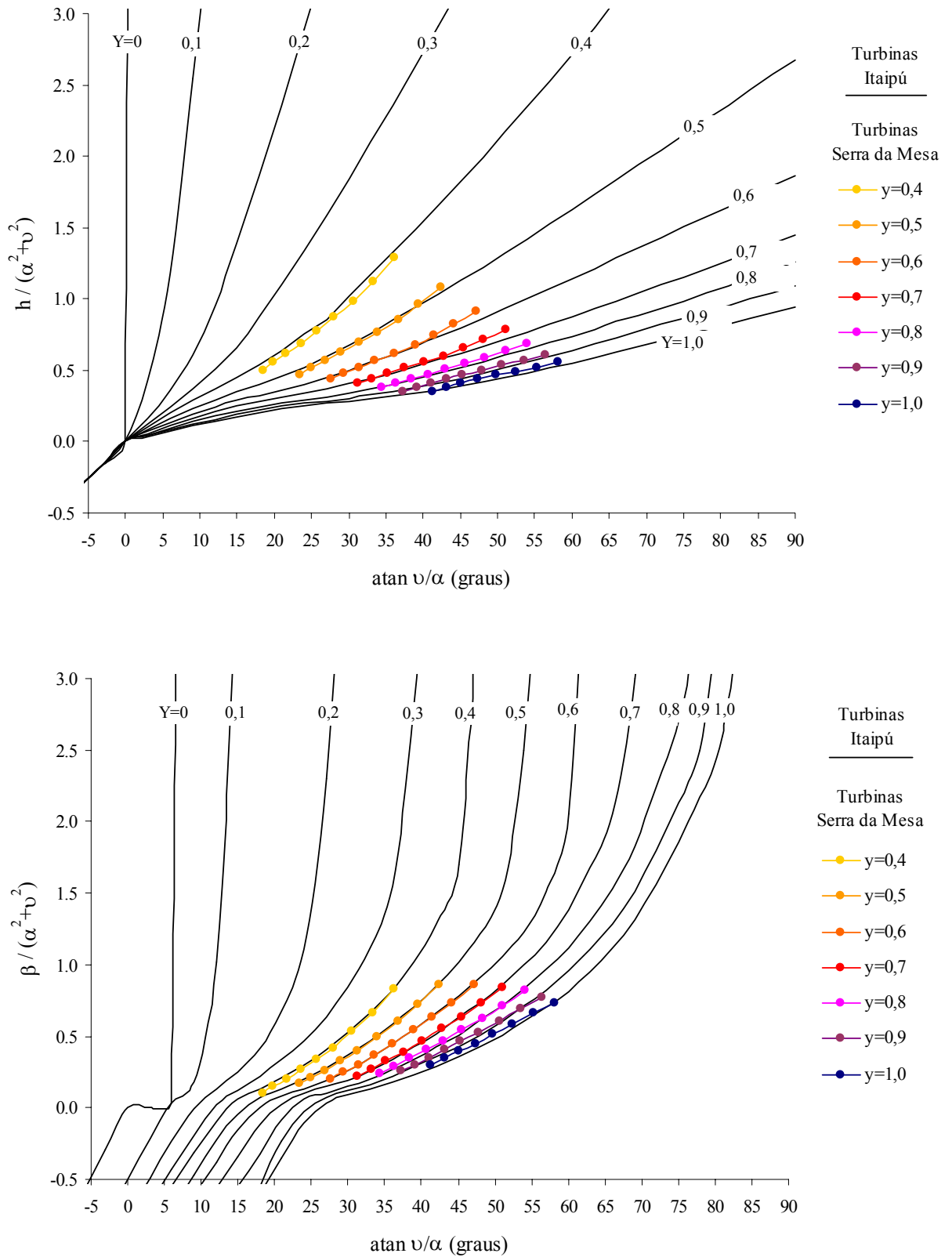


Figura 7.33. Curvas adimensionais correspondentes às turbinas da UHE Itaipu e às da UHE Serra da Mesa, para diferentes aberturas das pás do distribuidor (y).

Para justificar a utilização das curvas das turbinas de Itaipu e não as de Serra da Mesa, é necessário mostrar que o segundo conjunto não abrange totalmente a zona de trabalho das turbinas durante as possíveis manobras de operação ou rejeições de carga. Com esse objetivo, se apresentam os valores de Wh e Wb atingidos pelas turbinas, durante a rejeição total de carga de 1999, obtidos da modelação numérica.

Cabe mencionar que, para a modelação numérica do comportamento da turbina, utilizaram-se os dados correspondentes às turbinas de ITAIPU. Ocorre que a turbina, durante a rejeição, atinge pontos de operação que ficam fora das curvas obtidas a partir do diagrama de Hill das turbinas da UHE Serra da Mesa. Portanto, é impossível modelar numericamente o comportamento das turbinas quando não existem dados na zona de operação.

Devido à falta de dados das turbinas da UHE Serra da Mesa para a zona indicada na figura 7.34, neste trabalho utilizaram-se as curvas das turbinas da UHE de Itaipu, visto que as mesmas abrangem todas as zonas de trabalho e que as turbinas apresentam velocidades específicas semelhantes aquelas de Serra da Mesa, conforme mostrado anteriormente.

Os parâmetros Wh e Wb utilizados no modelo numérico, que descrevem as curvas de funcionamento das turbinas de Itaipu, se apresentam tabelados no ANEXO 2.

Em referência ao regulador, as constantes correspondentes à equação (61), apresentada no item 5.3.2, foram as mesmas adotadas no modelo ESTRANHE, uma vez que não se conseguiu obter dados referentes aos reguladores instalados na UHE Serra da Mesa.

A tabela 7.7 apresenta os parâmetros correspondentes às turbinas e ao regulador.

Tabela 7.7. Parâmetros utilizados na modelação das turbinas – regulador.

Turbina		Regulador	
Parâmetro	Valor adotado	Parâmetro	Valor adotado
QR	383 m ³ /s		
HR	117,2 metros	Ta	0,5 segundos
TR	32,13 M N.metro	Td	3,0 segundos
NR	120 rpm	Tg	10,5 segundos
Ymax	36 °	δ	0,05
Inércia	25,5 10 ⁶ kg.m ²	σ	0,60

A figura 7.34 apresenta os valores de Wh e Wb que atingiram as turbinas durante a rejeição de 1999, segundo simulação do modelo numérico e dos dados existentes para as turbinas das UHE Serra da Mesa e Itaipu.

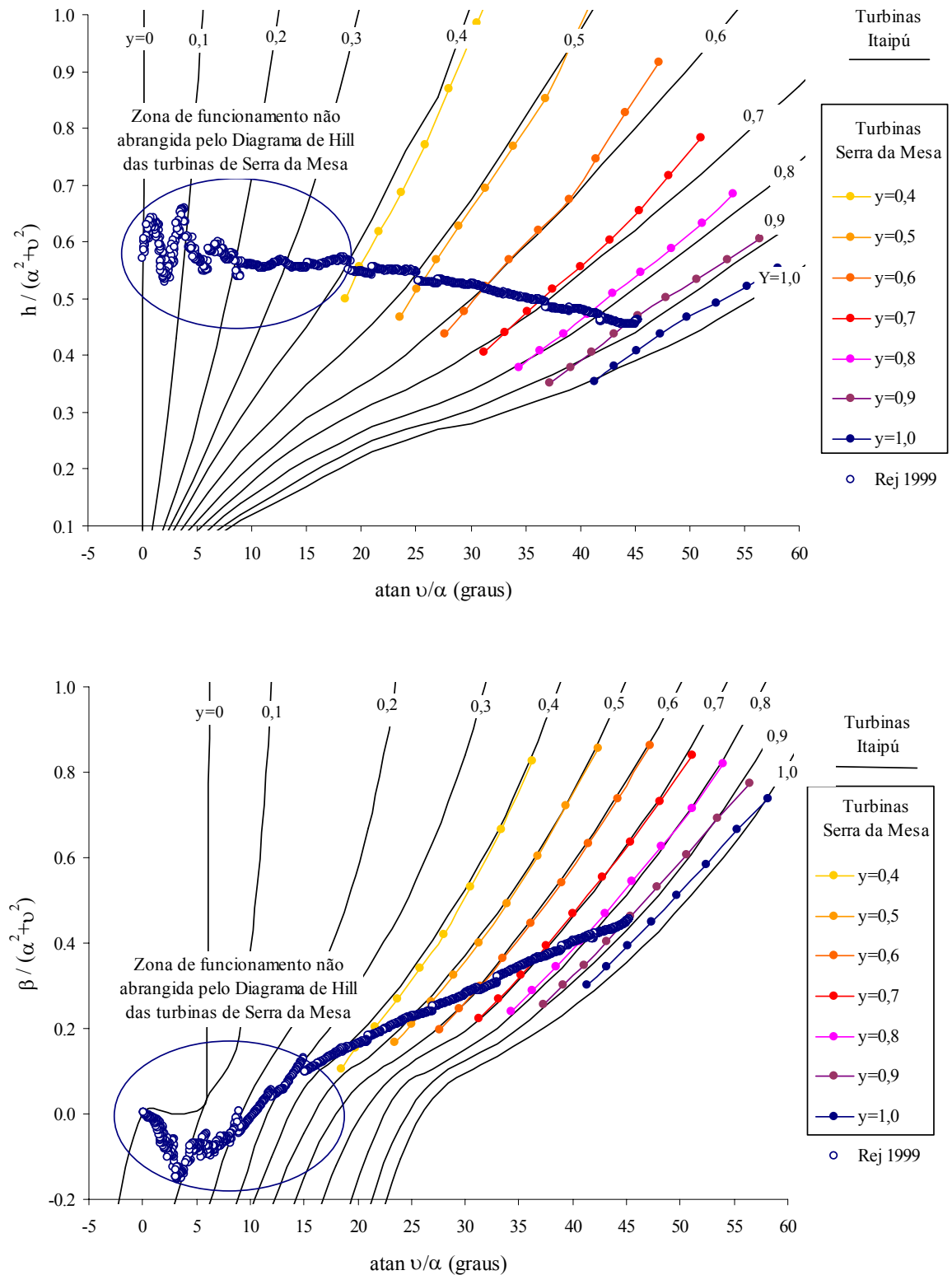


Figura 7.34. Curvas adimensionais correspondentes às turbinas da UHE Itaipu e as da UHE Serra da Mesa e pontos de operação das turbinas durante a rejeição ocorrida em Serra da Mesa em 1999.

7.3.4 Comparação com a modelação numérica

Para o presente trabalho, foram escolhidas as rejeições ocorridas em 1999 e 2004 para a verificação do modelo numérico.

Priorizou-se a apresentação da rejeição de 1999 frente às acontecidas em 2002, por a primeira ter sido uma rejeição de maior magnitude (rejeição 1999 - 1180MW, rejeição 2002 - 410MW) e também porque o nível no canal de fuga ter sido maior, o que implica em uma menor incidência do desafogamento do túnel de fuga.

A rejeição acontecida em novembro de 2004 foi escolhida por possuir mais informações sobre parâmetros do sistema em relação às outras, uma vez que essa é a única rejeição registrada pelo novo sistema de registro e gravação de dados instalado em 2004.

7.3.4.1 Rejeição de 1180 MW - Fevereiro de 1999

Durante a rejeição foram registrados os dados que se resumem na tabela 7.8.

Tabela 7.8. Principais dados registrados em campo.

Potência gerada	1180 MW
Número de turbinas operando	3
Nível reservatório	445,07 metros
Nível chaminé	Máximos e mínimos durante oscilação posterior à rejeição de carga
Nível jusante	Nível anterior e posterior à rejeição

Deve-se destacar que essa rejeição não tem o registro contínuo do nível no canal de fuga, uma vez que somente foram registrados os níveis do mesmo antes e após a rejeição.

Considerando que o nível do canal de fuga influi fortemente na oscilação da massa de água no sistema chaminé-túnel de fuga, esse nível foi estimado mediante um ensaio na estrutura de laboratório existente no LAHE. Esse ensaio foi realizado respeitando-se a vazão anterior à rejeição e o tempo de fechamento dos distribuidores das turbinas (no caso do modelo de laboratório, o tempo de fechamento das válvulas).

Para respaldar a utilização desse nível obtido no laboratório, considerando que o modelo de laboratório não é estritamente um modelo da UHE Serra da Mesa, foi realizado um ensaio no laboratório do LAHE reproduzindo a rejeição de 2002, na qual foi registrado o nível do canal de fuga no protótipo. A seguir, comparou-se o nível obtido no ensaio de laboratório com aquele observado na usina.

Da comparação dos níveis registrados na usina para a rejeição de 410 MW (registrada em 2002) com o ensaio de laboratório, observa-se que o modelo de laboratório reproduz corretamente o nível observado na UHE Serra da Mesa nos primeiros 200 segundos (na escala de tempo do protótipo), como pode ser observado na figura 7.35.

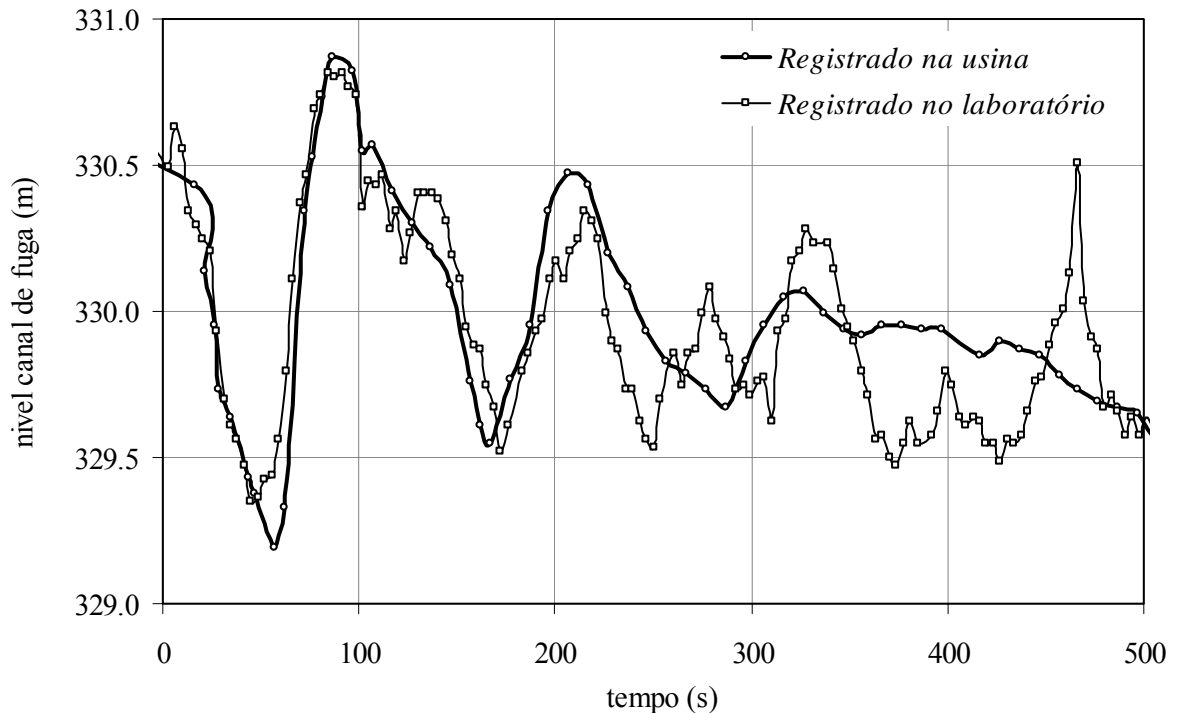


Figura 7.35. Comparação do nível registrado no canal de fuga na UHE Serra da Mesa na rejeição de 410 MW (ano 2002) e o registrado em laboratório durante a sua reprodução.

Observa-se concordância entre os níveis registrados na usina e os modelados fisicamente na estrutura do LAHE nos primeiros 200 segundos, mas após esse período, tais níveis apresentam comportamentos diferentes. Porém, os resultados mais interessantes são os níveis mínimo e máximo atingidos na chaminé de equilíbrio que acontecem antes do instante de tempo $t=200$ s e não são afetados pelo nível no canal de fuga em instantes posteriores a $t=200$ s.

Os resultados obtidos a partir da simulação com o modelo TRANS_IPH são apresentados nas figuras 7.36 a 7.40.

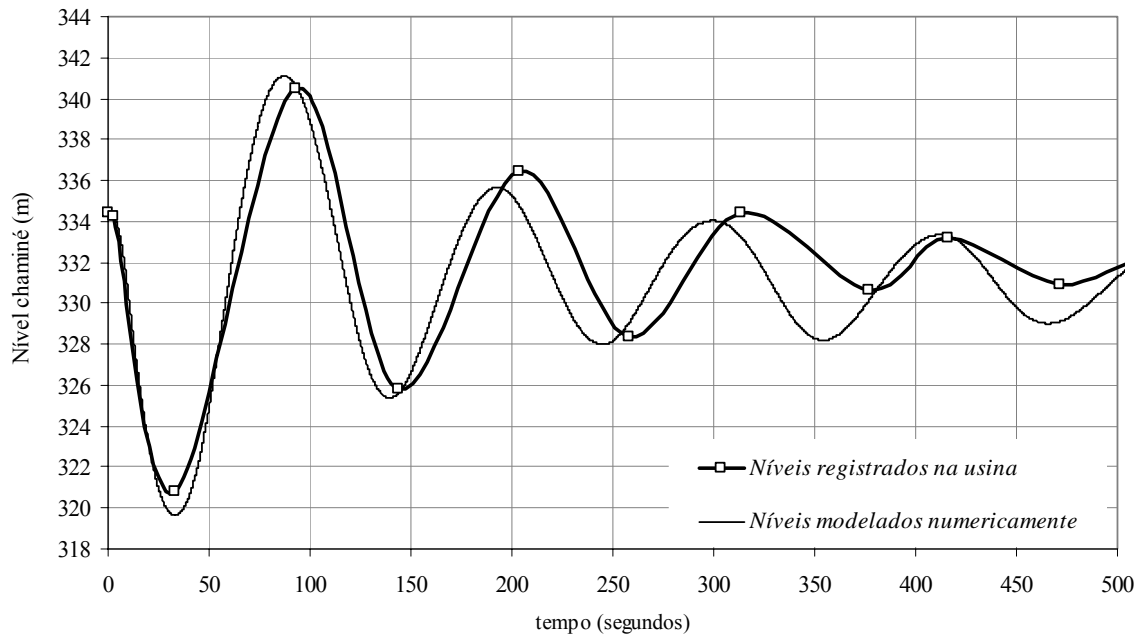


Figura 7.36. Oscilação do nível na chaminé de equilíbrio, registrado na usina e modelado numericamente para a rejeição de 1180 MW (linha que une dados registrados somente para visualização).

Cabe esclarecer que os níveis registrados na usina foram somente os máximos e mínimos atingidos durante a oscilação e indicados na figura 7.36; a linha que os une foi desenhada para facilitar a comparação.

Os níveis resultantes da modelação numérica representam adequadamente os medidos, porém observa-se, com o passar do tempo, uma defasagem entre a oscilação real e a calculada.

A defasagem entre os níveis registrados e os modelados acontece posteriormente ao instante de tempo $t=200$ s. Este resultado poderia estar influenciado por possíveis erros na estimativa da variação do nível do canal de fuga como indicado anteriormente.

Cabe lembrar, também, que as perdas de carga foram estimadas a partir três pontos de medição (figura 7.32) e, que o nível do canal de fuga foi estimado a partir de dados obtidos em laboratório para esta rejeição, já que o mesmo não foi registrado durante a rejeição na usina. Considerando essas limitações, são razoáveis as pequenas diferenças existentes entre os níveis na chaminé medidos e os calculados.

Da tabela 7.9 conclui-se que os níveis máximo e mínimo obtidos encontram-se a favor da segurança, e que as diferenças entre os dados observados e os modelados são da ordem de 1 metro.

Tabela 7.9. Níveis máximos e mínimos observados e modelados na chaminé de equilíbrio.

	<i>Observado</i> <i>na usina</i>	<i>Modelado</i> <i>numericamente</i>	<i>Diferença</i> <i>(= modelado – observado)</i>
Nível mínimo (m)	320,79	319,66	-1,13
Nível máximo (m)	340,50	341,10	0,60

Comparando-se os resultados obtidos com os que foram apresentados no trabalho de Eifler *et al.* (2003), obtidos mediante o modelo ESTRANHE desenvolvido pela empresa IESA, observa-se uma importante melhora em relação ao amortecimento da oscilação na chaminé de equilíbrio. Esse fato se deve a duas causas: o modelo TRANS_IPH considera a variação do nível no canal de fuga, enquanto o ESTRANHE considera este constante; e o fator de atrito no túnel de fuga é considerado variável em função do número de Reynolds, enquanto o ESTRANHE considera um fator constante.

Na figura 7.37 apresenta-se a evolução da carga piezométrica em alguns pontos dos condutos forçados e no tubo de sucção, obtida a partir da modelação numérica.

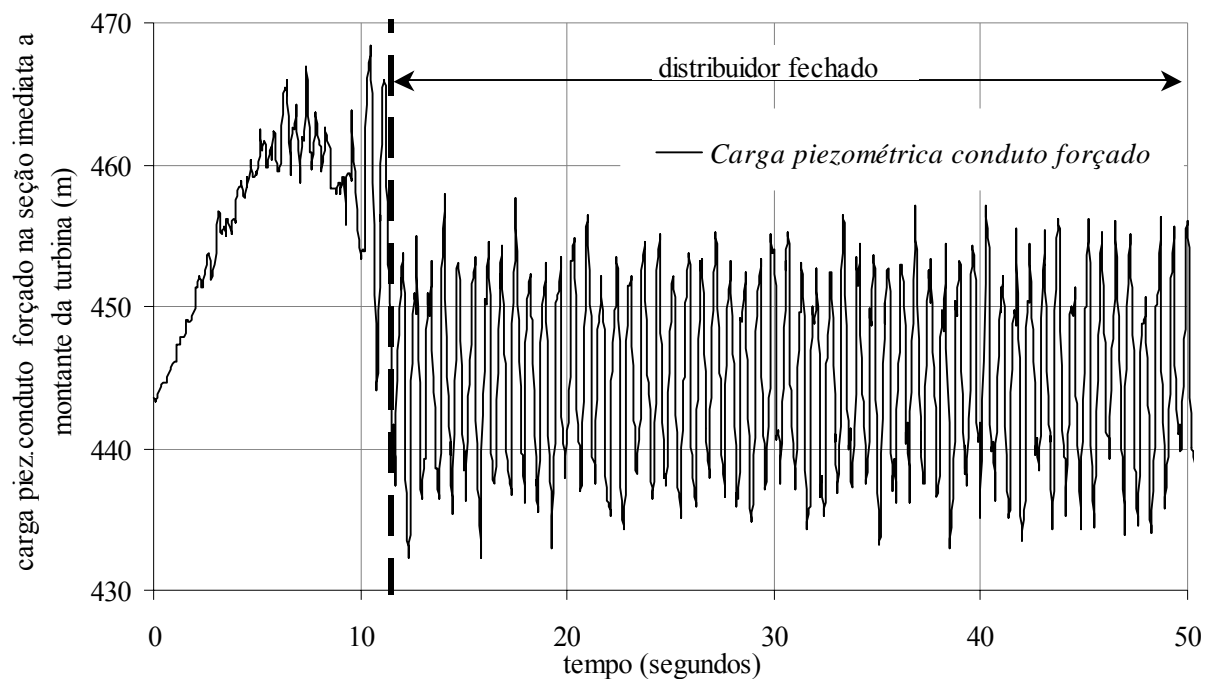


Figura 7.37. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no conduto forçado na seção imediatamente a montante das turbinas, para a rejeição de 1180 MW.

Observa-se o comportamento esperado, uma vez que existe um pico de carga piezométrica a montante da turbina devido ao fechamento do distribuidor. Após o fechamento

total do distribuidor, no instante 10,4 segundos, existem ondas de pressão que se refletem entre o reservatório e a seção do conduto forçado junto à turbina.

Estima-se que a carga piezométrica resultante do modelo numérico, no instante do fechamento do distribuidor, oscila mais do que a real. Isso ocorre, pois na modelação foi utilizado um fator f de perdas distribuídas, variável em função do número de Reynolds, porém correspondente ao regime permanente. Esse fenômeno é apresentado detalhadamente em Silva Araya e Chaudhry, 2001.

A figura 7.38 apresenta a evolução da carga piezométrica no tubo de sucção, obtida do modelo numérico, na seção junto às turbinas. Resulta do modelo uma depressão da carga piezométrica a jusante da turbina devido ao fechamento do distribuidor.

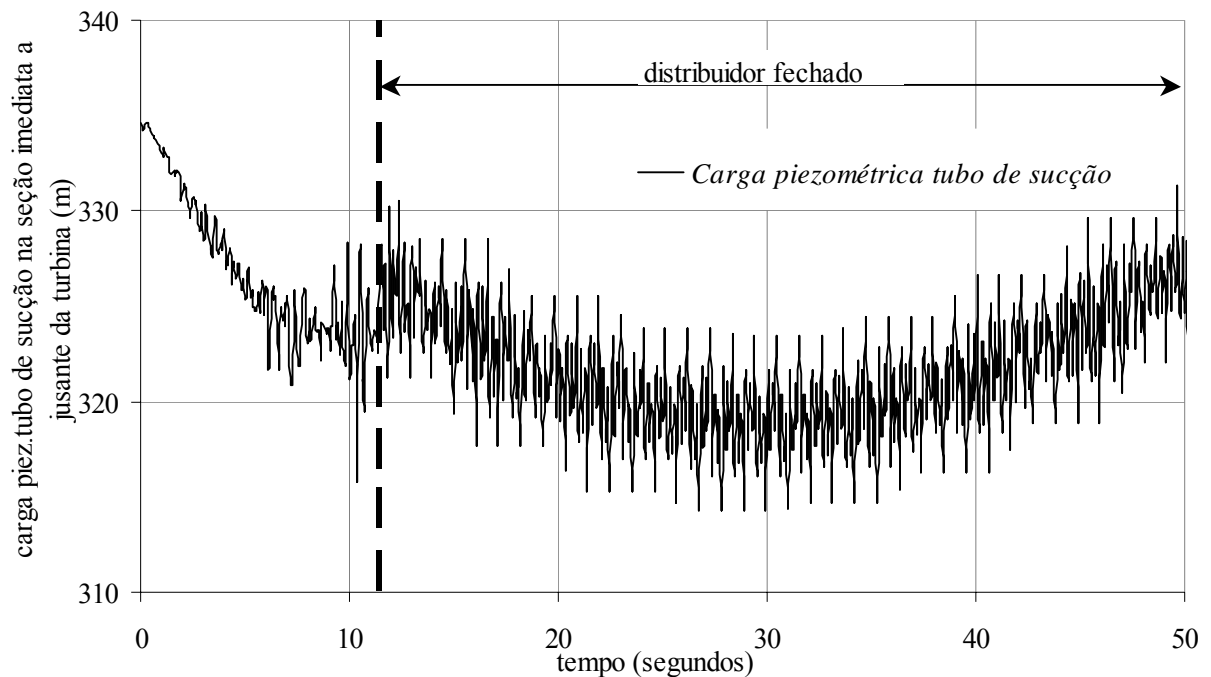


Figura 7.38. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no tubo de sucção na seção imediatamente a jusante das turbinas, para a rejeição de 1180 MW.

Logo no instante em que o distribuidor fecha totalmente, aparece uma oscilação da carga piezométrica induzida pela oscilação do nível na chaminé de equilíbrio. Ao mesmo tempo, existem ondas de pressão indo e voltando entre a seção do tubo de sucção junto à turbina e à chaminé de equilíbrio, que podem ser observadas na figura 7.38.

Visando mostrar a mencionada influência da variação do nível da chaminé de equilíbrio em relação à carga piezométrica no tubo de sucção, na seção junto à turbina, apresenta-se a figura 7.39.

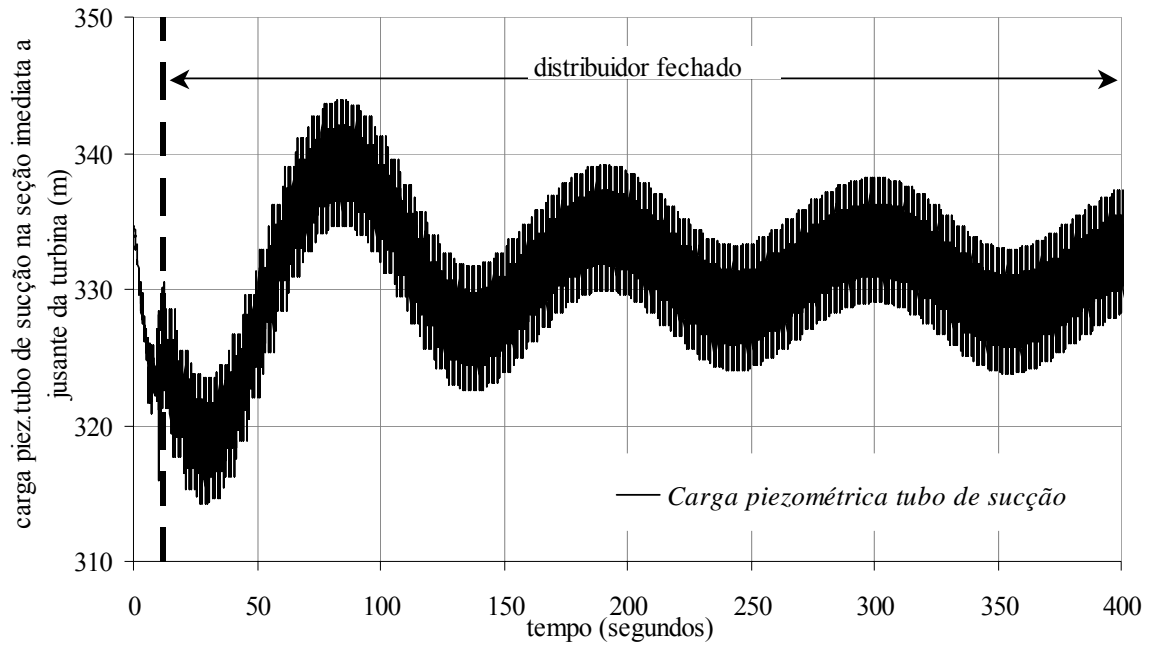


Figura 7.39. Carga piezométrica durante o transiente no tubo de sucção na seção imediatamente a jusante das turbinas para a rejeição de 1180 MW.

É importante ressaltar que nem nos condutos forçados, nem no tubo de sucção ocorrem pressões inferiores à pressão de vaporização da água, sendo a pressão mínima atingida no tubo de sucção de 12,7 metros de coluna d'água. Por isso é válida a aplicação do modelo numérico escolhido.

É pertinente apresentar a evolução dos parâmetros mais significativos do funcionamento das turbinas, quais sejam: rotação adimensionalizada (α), abertura adimensionalizada do distribuidor (y) e vazão adimensionalizada (v). A evolução desses parâmetros, durante o tempo em que se fecha o distribuidor, é apresentada na figura 7.40.

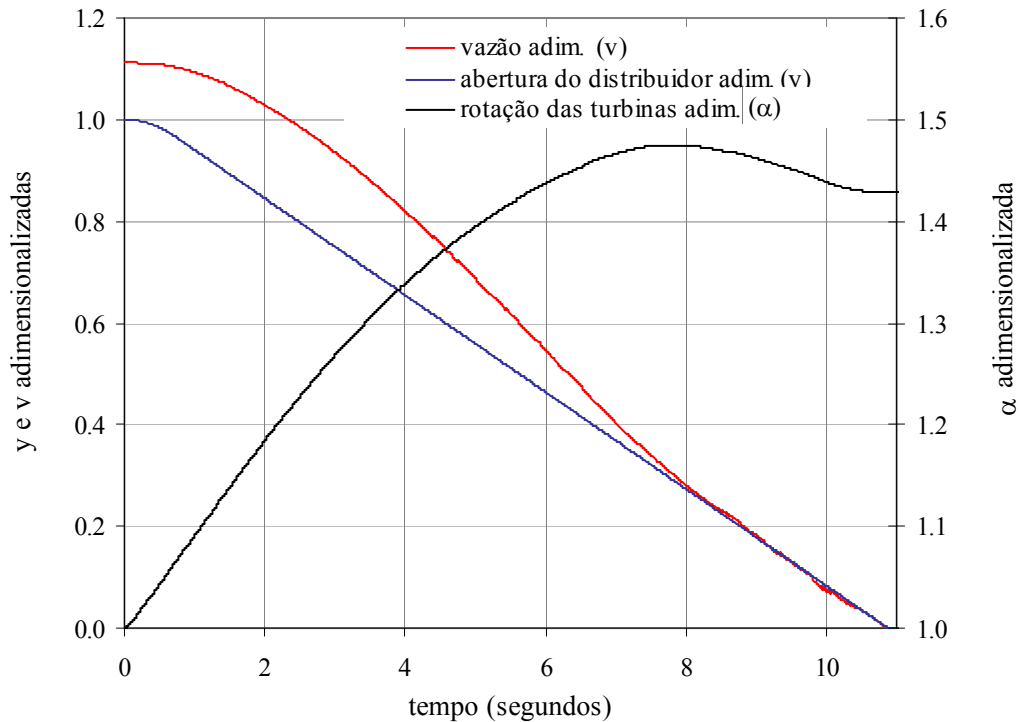


Figura 7.40. Evolução da vazão, da abertura do distribuidor e da rotação da turbina adimensionalizadas durante o tempo em que acontece o fechamento do distribuidor. para a rejeição de 1180 MW.

Os valores obtidos para os parâmetros das turbinas são qualitativamente corretos, porém não existem dados de campo para compará-los.

Uma vez que os grupos geradores não tomam mais potência das turbinas no instante da rejeição de carga, a potência hidráulica faz com que a rotação das turbinas aumente. Como consequência do aumento da rotação, o distribuidor é induzido a fechar as pás mediante o regulador. O comportamento da vazão é consequência direta do fechamento do distribuidor e resulta também qualitativamente correto.

Além do exposto acima, o comportamento das turbinas, durante a rejeição, está de acordo com os casos similares apresentados em Wylie *et al.* (1993) e em Chaudhry (1979).

7.3.4.2 Rejeição de 350 MW - Novembro de 2004

Neste caso, inicialmente estavam operando 2 turbinas; a unidade 1, gerando uma potência de 350 MW, e a unidade 2, gerando 293 MW. A rejeição foi somente da unidade 1, sendo que a unidade 2 continuou gerando a potência de 293 MW. A tabela 7.10 apresenta as principais características da aquisição de dados.

Tabela 7.10. Principais dados registrados em campo para a rejeição de 350 MW.

Potência gerada	350 MW (unidade 1) 293 MW (unidade 2)
Número de turbinas operando	2
Nível do reservatório	437,6 m (inicial) registrado com frequência 10 Hz
Nível da chaminé	Registrado com frequência 10 Hz
Nível do canal de fuga	Registrado com frequência 10 Hz
Aberturas dos distribuidores	Registradas com frequência 10 Hz
Potência transmitida ao sistema elétrico	Registrada com frequência 10 Hz

Durante a rejeição, foram registrados os dados com o uso do sistema de gravação instalado no ano de 2004.

A seguir se apresentam os resultados da modelação numérica realizada pelo modelo TRANS_IPH3T, que permite simular operações diferentes nos condutos.

A figura 7.41 apresenta o comparativo entre as oscilações de níveis na chaminé de equilíbrio, medidas na rejeição de 350 MW de novembro de 2004, com os simulados.

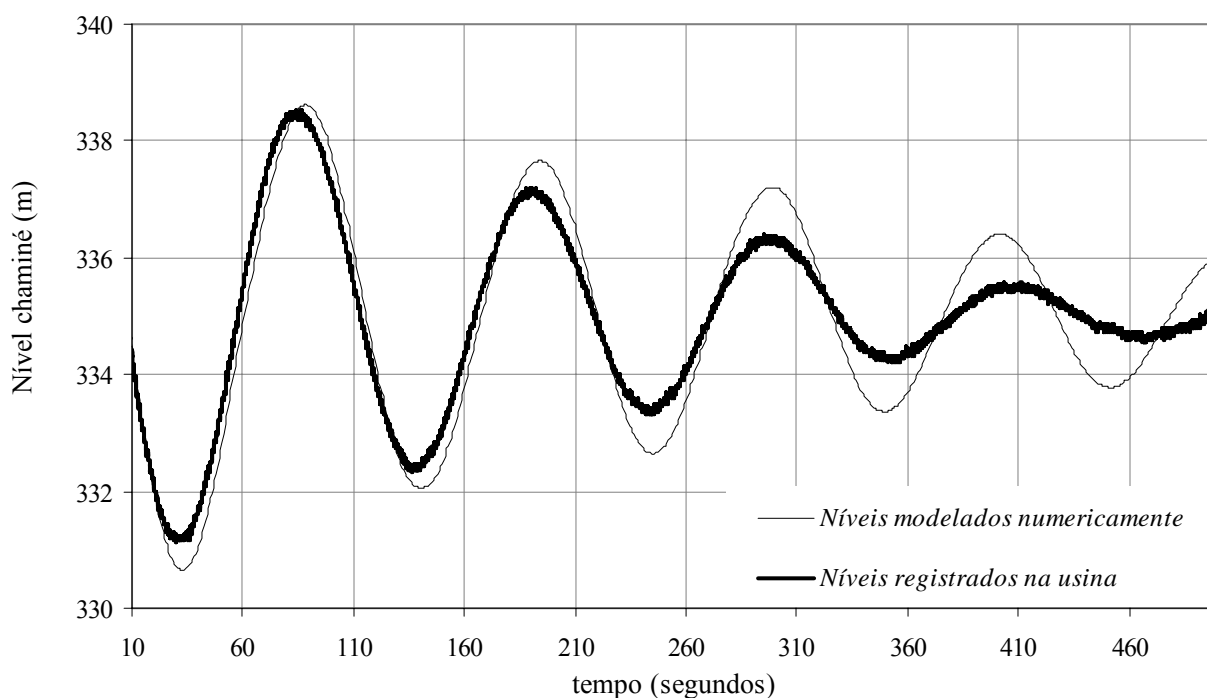


Figura 7.41. Oscilação do nível na chaminé de equilíbrio, registrada na usina e modelada numericamente para a rejeição de 350 MW.

Os níveis mínimo e máximo e o período da oscilação na chaminé de equilíbrio resultantes da modelação numérica representam adequadamente os observados. Entretanto, o

nível mínimo ficou um pouco abaixo, cerca de 0,40 m. Porém, nota-se um amortecimento da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio inferior ao registrado na usina a partir da segunda oscilação.

Isso pode ter ocorrido devido a uma subestimativa do fator de atrito f , uma vez que as vazões no túnel de fuga durante o transiente, na maior parte do tempo, encontram-se abaixo da vazão mínima ($400 \text{ m}^3/\text{s}$) utilizada para estimar a equação de ajuste do fator de atrito f , conforme pode ser visualizando na figura 7.42.

O fator f utilizado para vazões menores ou iguais à vazão de $400 \text{ m}^3/\text{s}$ é o correspondente à vazão de $400 \text{ m}^3/\text{s}$, uma vez que a curva de ajuste não foi extrapolada. Portanto, o mesmo está sendo subestimado, implicando que o amortecimento no modelo numérico é menor que o registrado na usina.

Provavelmente, com os novos dados da usina, seja possível obter, em um futuro próximo, uma equação para o fator f que atinja vazões menores, o que provavelmente resultará em uma melhoria dos resultados obtidos mediante o modelo numérico.

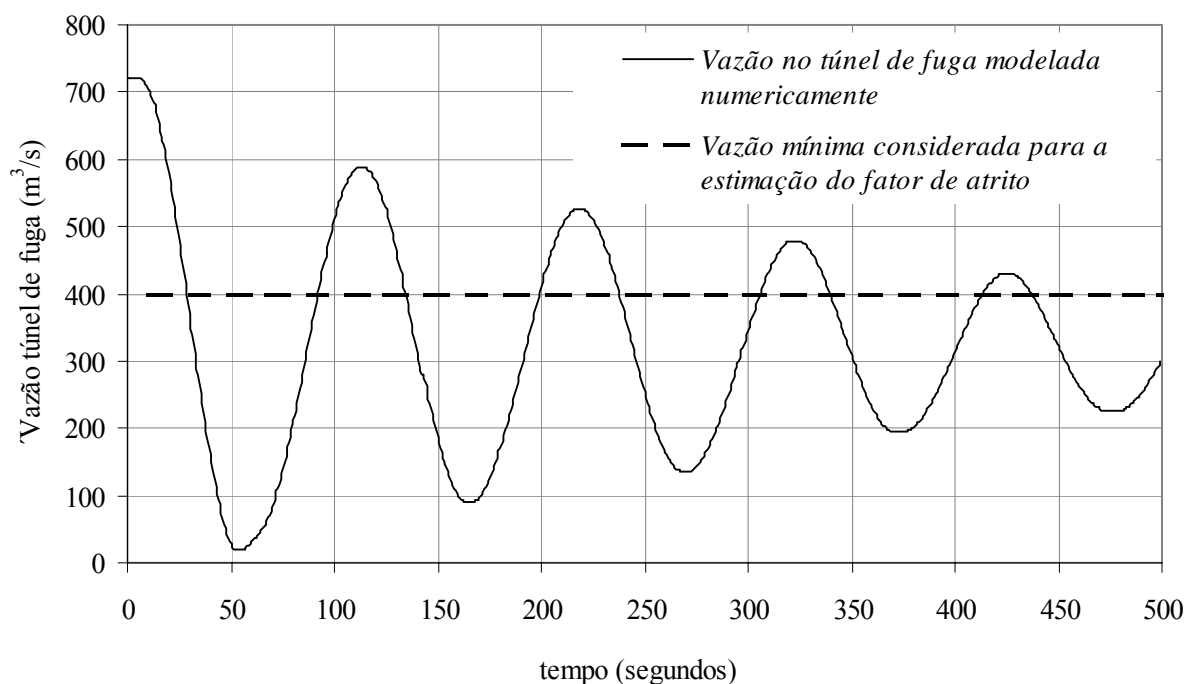


Figura 7.42. Vazão no túnel de fuga para a rejeição de 350 MW.

Observa-se claramente na figura 7.42 que, na maioria do tempo, a vazão no túnel de fuga é menor do que a utilizada para a estimativa da equação que relaciona o fator de atrito com o número de Reynolds.

Observa-se que, neste estudo de caso, não existe uma defasagem entre os níveis modelados e os registrados na chaminé de equilíbrio, como no caso da rejeição de 1180 MW, acontecida no ano de 1999, apresentada anteriormente. Esse fato fortalece a hipótese de que a causa da defasagem encontrada na rejeição de 1180 MW deva-se à precária estimativa do nível no canal de fuga, uma vez que ele foi determinado a partir de dados de laboratório. Para o caso dessa rejeição de 2004, esse erro não existe, já que o nível do canal de fuga utilizado para a modelação foi o registrado na usina.

Na tabela 7.11 apresenta-se um resumo dos níveis máximos e mínimos na chaminé de equilíbrio, registrados e resultantes da modelação numérica. É possível concluir que os níveis máximo e mínimo obtidos encontram-se do lado da segurança e que as diferenças entre os dados observados e modelados são menores que 0,4 m.

Tabela 7.11. Níveis máximos e mínimos na chaminé de equilíbrio para a rejeição de 350 MW

	<i>Observado</i> <i>na usina</i>	<i>Modelado</i> <i>numericamente</i>	<i>Diferença</i> <i>(= modelado – observado)</i>
Nível mínimo (m)	331,1	330,7	-0,4
Nível máximo (m)	338,5	338,6	0,1

A seguir, nas figuras 7.43 a 7.45, apresenta-se o comportamento da carga piezométrica nos condutos forçados correspondentes às turbinas 1 e 2, na seção imediatamente a montante das turbinas.

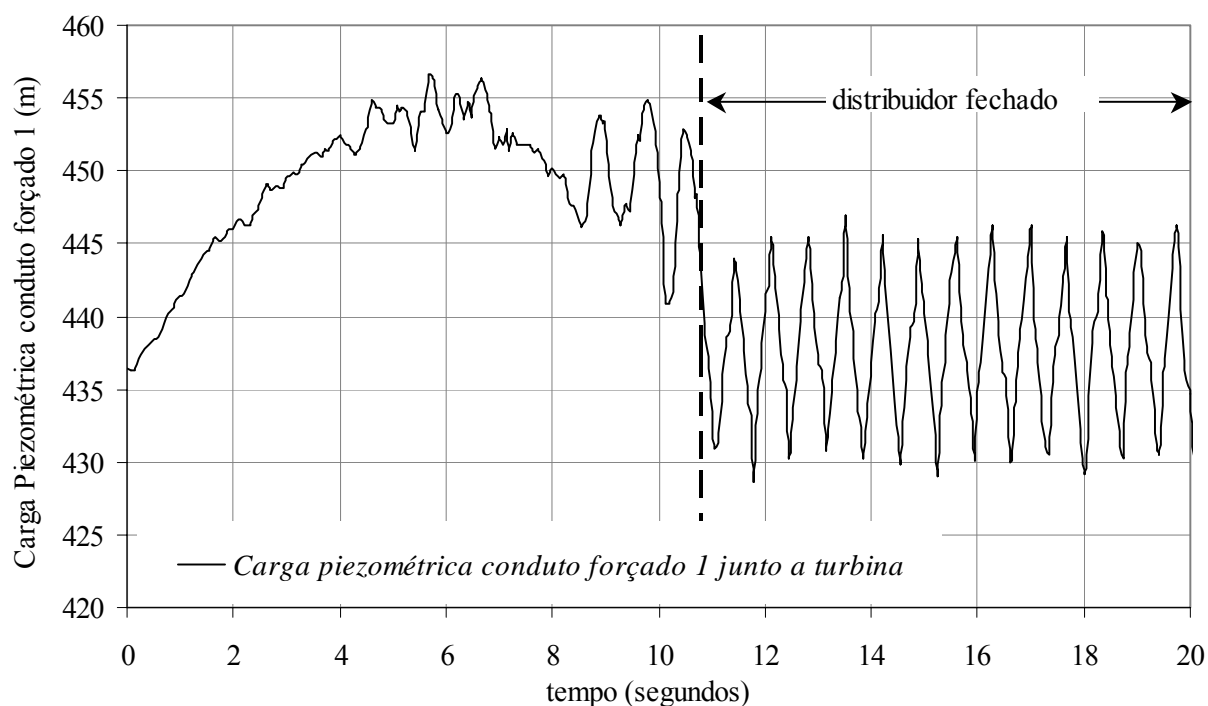


Figura 7.43. Carga piezométrica ao longo do transiente, no conduto forçado 1, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW.

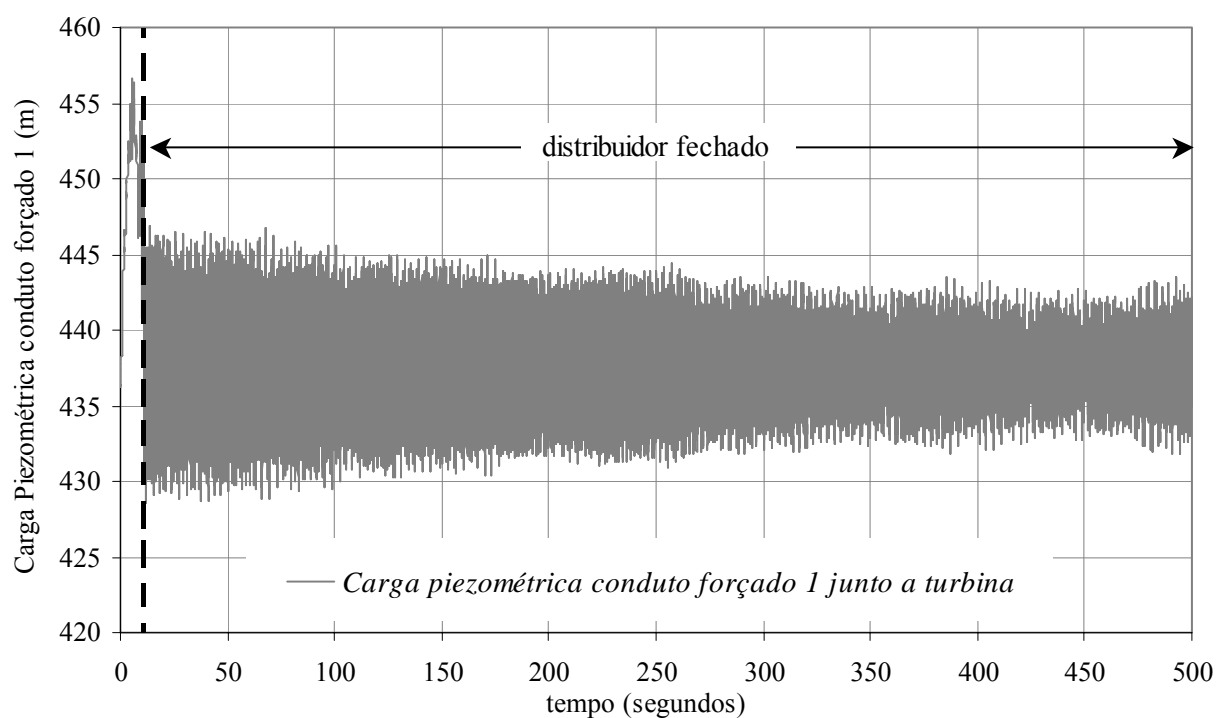


Figura 7.44. Carga piezométrica ao longo do transiente, no conduto forçado 1, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW .

Para a turbina 1, observa-se um comportamento muito similar ao obtido para o caso da rejeição de 1999, sendo esse o comportamento esperado, tal como já foi avaliado para o caso

anterior. É interessante apresentar a evolução da linha piezométrica num período de tempo maior, onde se observa o amortecimento da oscilação da carga piezométrica, após o fechamento das pás do distribuidor. Analogamente ao caso do ano de 1999, cabe ressaltar que o fato de se ter considerado o fator f correspondente ao regime permanente faz com que o amortecimento obtido seja provavelmente inferior ao real.

Na figura 7.45 apresenta-se o comportamento da carga piezométrica no conduto correspondente à turbina 2. A variação da carga piezométrica deve-se à variação do nível na chaminé de equilíbrio induzida pelo fechamento da turbina 1. Porém, não existem dados de campo para avaliar esse resultado.

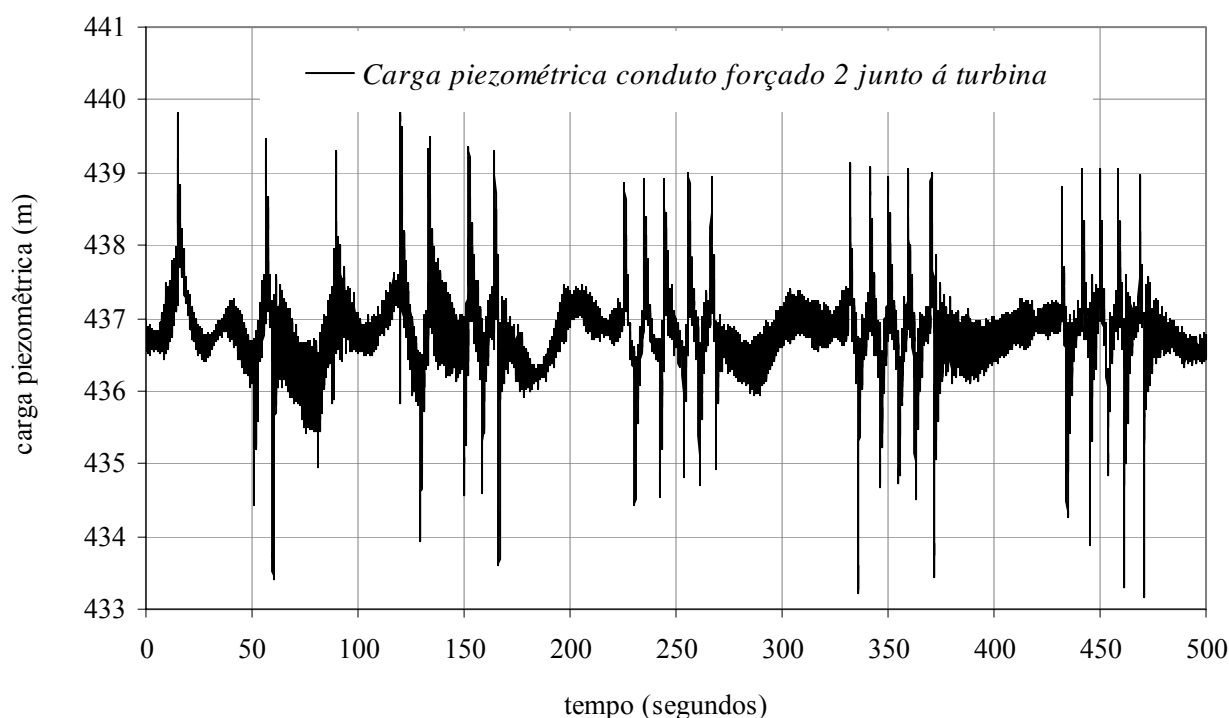


Figura 7.45. Carga piezométrica modelada numericamente ao longo do transiente, no conduto forçado 2, na seção imediatamente a montante das turbinas para a rejeição de 350 MW

A figura 7.46 apresenta a carga piezométrica no tubo de sucção 1, na seção junto à turbina. Como esperado, qualitativamente, o comportamento é muito similar ao da rejeição de 1999, sendo os comentários os mesmos.

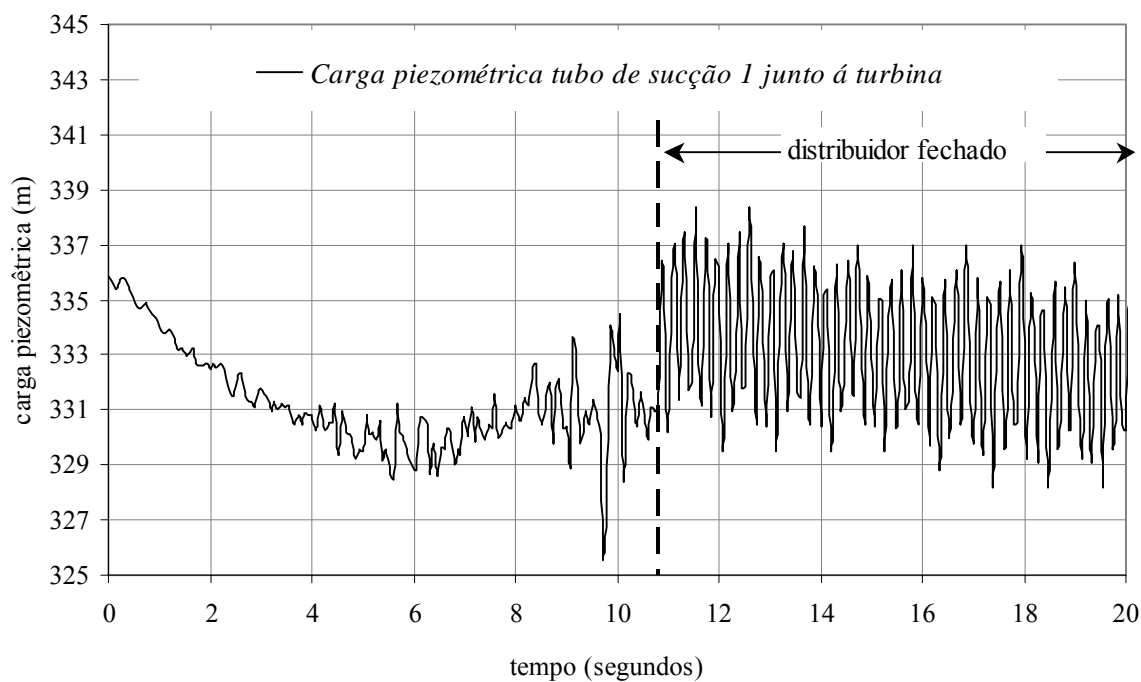


Figura 7.46. Carga piezométrica em tubo de sucção 1, na seção junto à turbina para a rejeição de 350 MW.

A figura 7.47 apresenta a carga piezométrica no tubo de sucção 2, na seção junto à turbina. Nesse caso, a carga piezométrica é claramente afetada pela oscilação do nível na chaminé de equilíbrio.

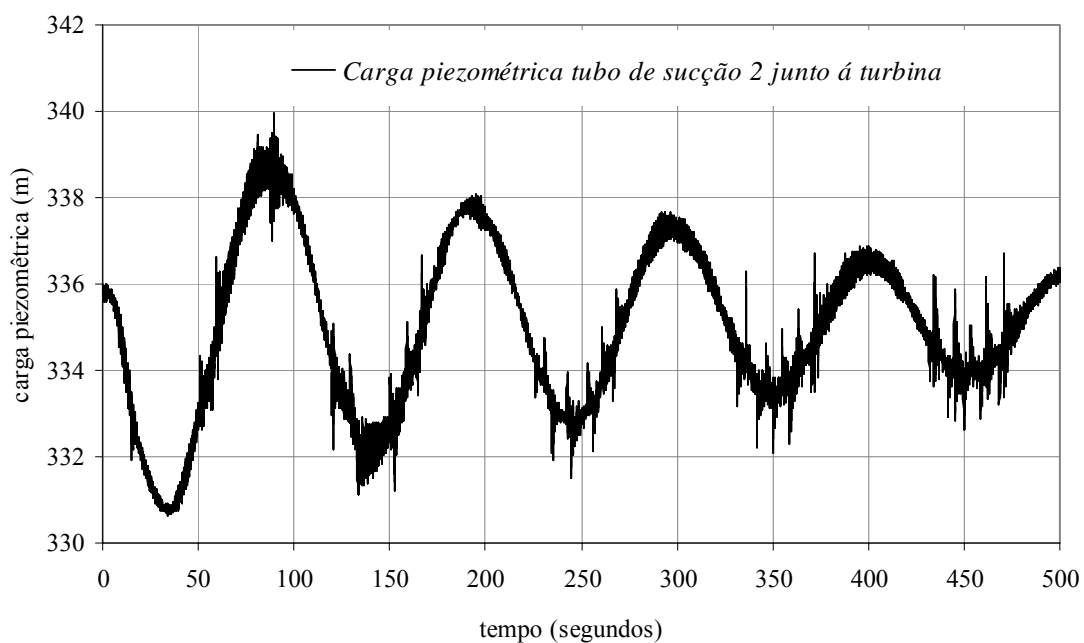


Figura 7.47. Carga piezométrica em tubo de sucção 2, na seção junto à turbina para a rejeição de 350 MW.

Nas figuras 7.48 a 7.54 apresenta-se a evolução dos principais parâmetros das turbinas durante o transiente e comparam-se os resultados numéricos com os dados de campo, quando os últimos estão disponíveis.

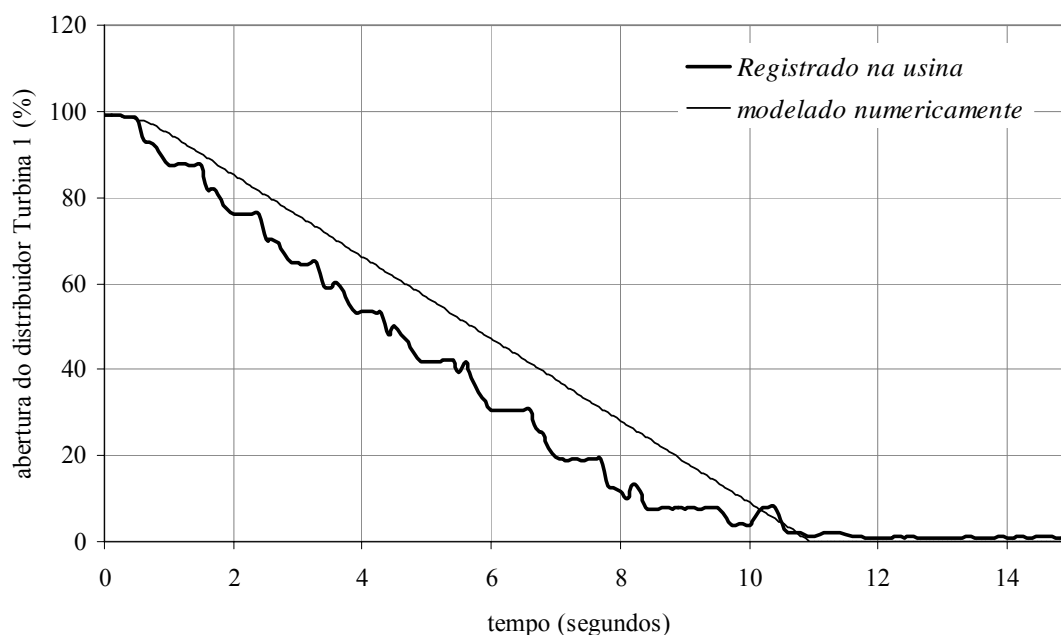


Figura 7.48. Abertura das pás do distribuidor da turbina 1 para a rejeição de 350 MW.

Pela análise da figura 7.48 pode-se observar que a modelação numérica apresenta um comportamento menos instável que os medidos e um pouco mais lento que o real. Mas de um modo geral, pode-se dizer que possuem uma boa concordância com os dados registrados na usina.

Na figura 7.49 observa-se que o comportamento do distribuidor da turbina 2, resultante da modelação numérica, apresenta um comportamento similar ao registrado na usina, porém existe uma maior amplitude na variação da posição do distribuidor no modelo numérico.

Além das diferenças encontradas entre as magnitudes modeladas e registradas na usina, entende-se que o modelo descreve, em linhas gerais, o comportamento do distribuidor. Considerando o fato de que as curvas adimensionais utilizadas para modelar as turbinas não são exatamente as correspondentes às turbinas instaladas na usina, e que os coeficientes da equação (61), que descreve o comportamento do regulador, não são conhecidos para o caso da usina, entende-se que os resultados obtidos foram satisfatórios.

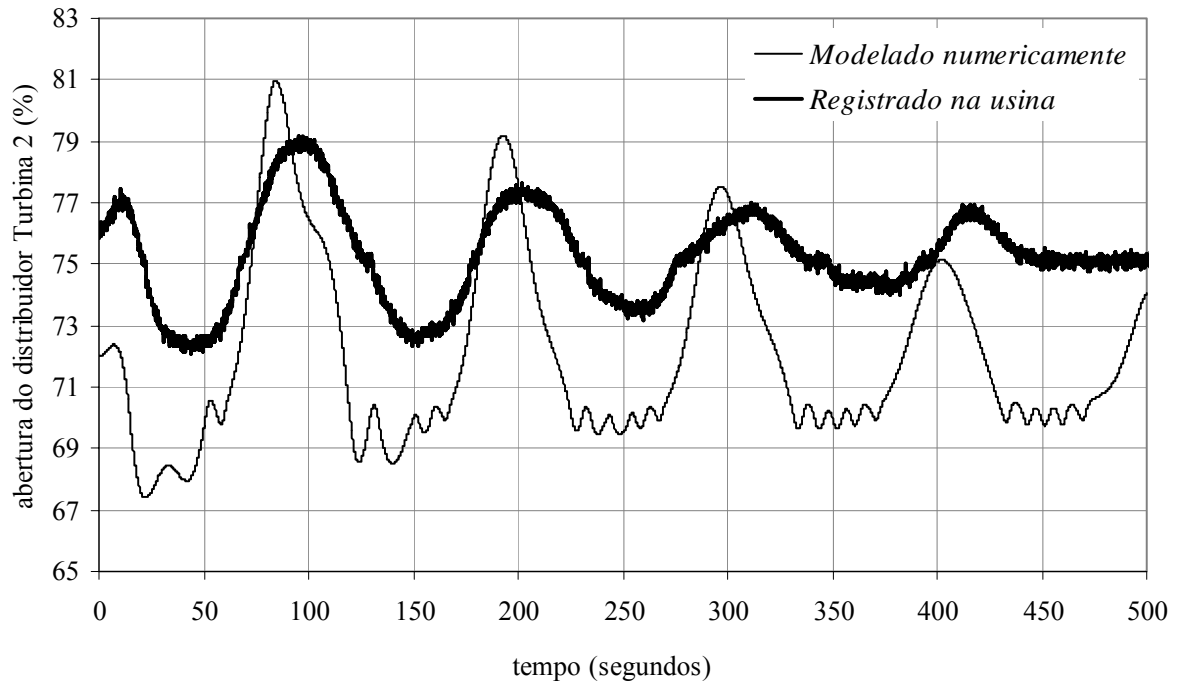


Figura 7.49. Abertura das pás do distribuidor da turbina 2 para a rejeição de 350 MW.

As figuras 7.50 e 7.51 apresentam as vazões e as rotações obtidas do modelo numérico para cada uma das turbinas que se encontravam em operação.

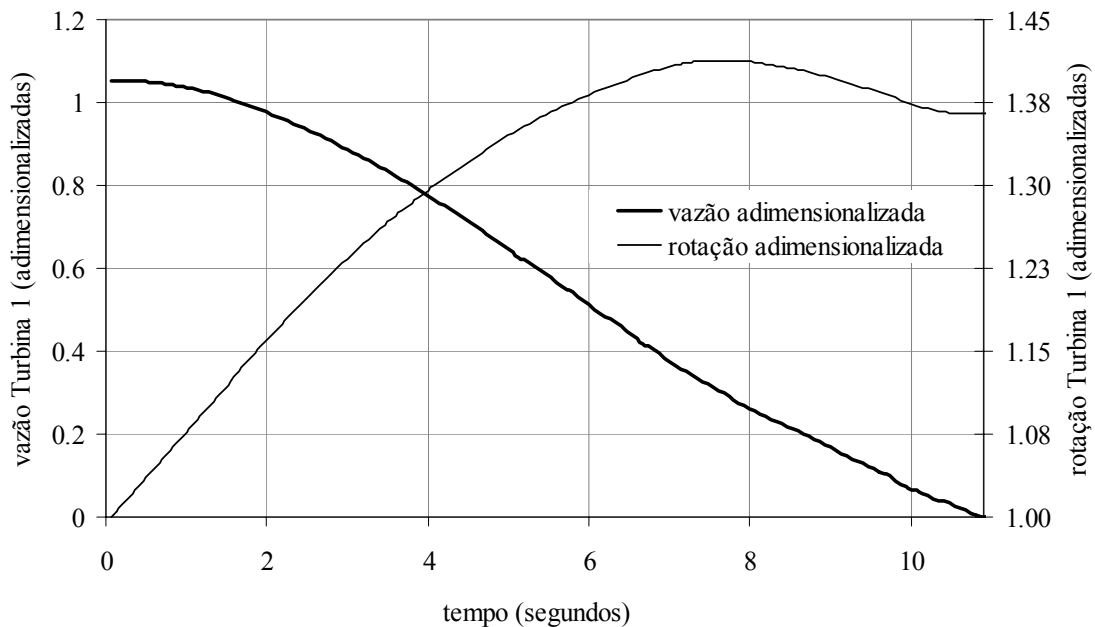


Figura 7.50. Vazão e rotação adimensionalizadas para a turbina 1 para a rejeição de 350 MW.

Observa-se na figura 7.50 um comportamento similar ao das turbinas para a rejeição de 1999, avaliado anteriormente e qualitativamente correto. Porém, não existem dados de campo para compará-los.

Na figura 7.51 se apresentam a vazão e a rotação adimensionalizadas, obtidas da modelação numérica para a turbina 2.

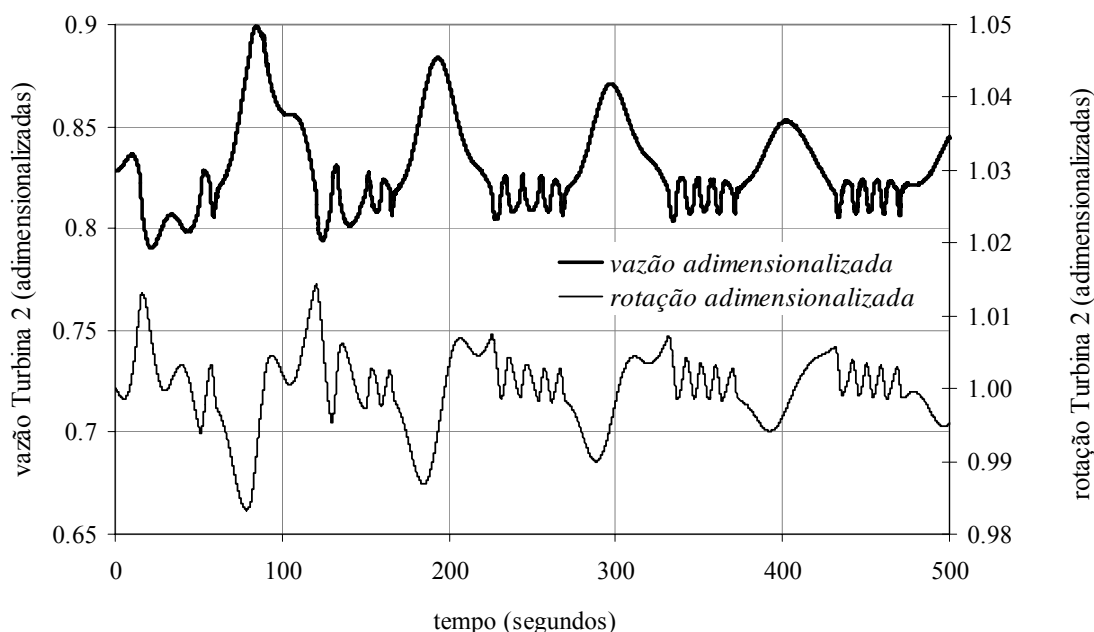


Figura 7.51. Vazão e rotação adimensionalizadas para a turbina 2 para a rejeição de 350 MW.

A variação da rotação e da vazão na turbina 2 deve-se à variação do nível da chaminé de equilíbrio, porém não existem dados de campo para avaliar os resultados do modelo.

É interessante verificar que quando o nível da chaminé se encontra nos picos máximos, a carga hidráulica atuando sobre a turbina é menor. A turbina deve aumentar a vazão para atingir a potência requerida pelo sistema elétrico. Este comportamento pode ser confirmado através dos resultados do modelo numérico, observando que nos instantes em que acontecem os níveis máximos na chaminé de equilíbrio (ver figura 7.41), também aparecem os valores máximos na vazão (ver figura 7.51).

A seguir apresenta-se a potência gerada (figura 7.52) obtida através da modelação numérica para a turbina 1. Cabe salientar que como a turbina foi desconectada do sistema elétrico, esta potência é gasta no aumento da rotação das pás da turbina e na fricção das partes rolantes da turbina.

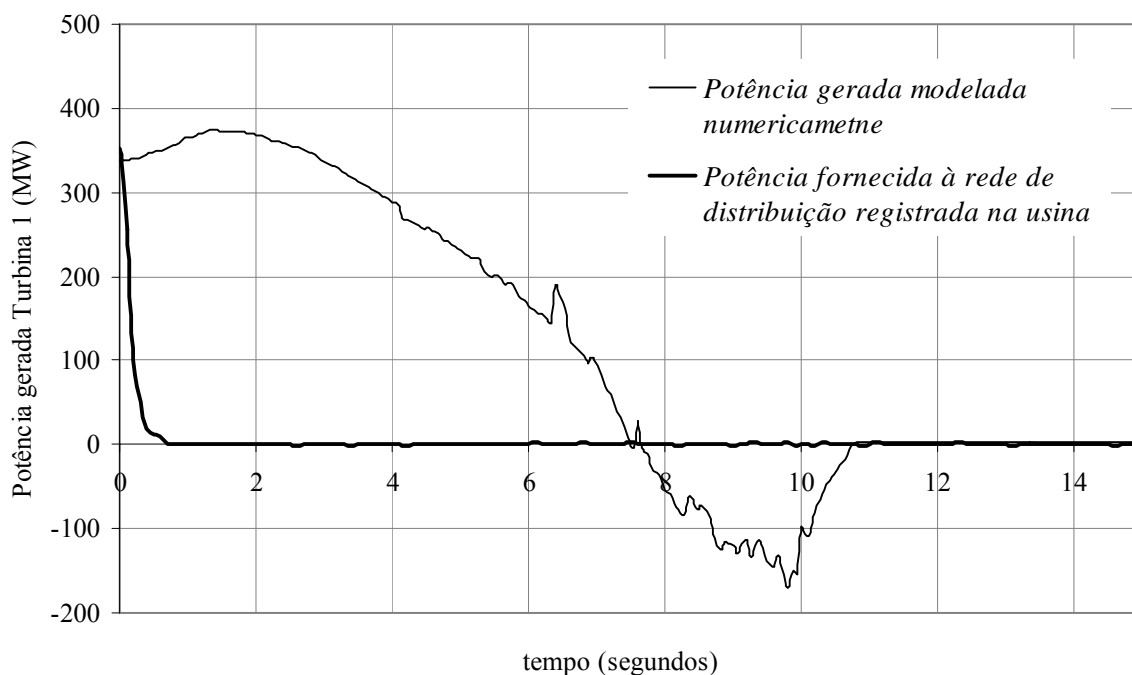


Figura 7.52. Potência fornecida à rede elétrica registrada na usina e potência da turbina modelada numericamente para a turbina 1 para a rejeição de 350 MW.

A potência que a turbina possui não é transmitida ao sistema elétrico e se transforma em um aumento de rotação da turbina. Pode-se observar que o instante que a potência produzida pela turbina é zero corresponde ao valor de máxima rotação (ver figura 7.50). Logo, quando o distribuidor encontra-se perto do fechamento, a turbina conta com uma potência hidráulica inferior à necessária para vencer a fricção própria da turbomáquina para a rotação existente e, conseqüentemente, a rotação diminui.

A seguir, apresenta-se a potência gerada (figura 7.53) obtida através da modelação numérica para a turbina 2 e a que ocorreu durante a rejeição na turbina 2. Esta turbina continuou ligada ao sistema, o que permitiu registrar a variação de potência durante a rejeição.

A diferença entre a potência registrada na usina e a potência modelada numericamente pode ser justificada devido à estimativa incorreta dos parâmetros da equação (61) que descrevem o comportamento do distribuidor. Observa-se que, nos resultados do modelo numérico, aparentemente a resposta da turbina às mudanças externas (carga hidráulica aplicada) é mais rápida do que a verificada na usina.

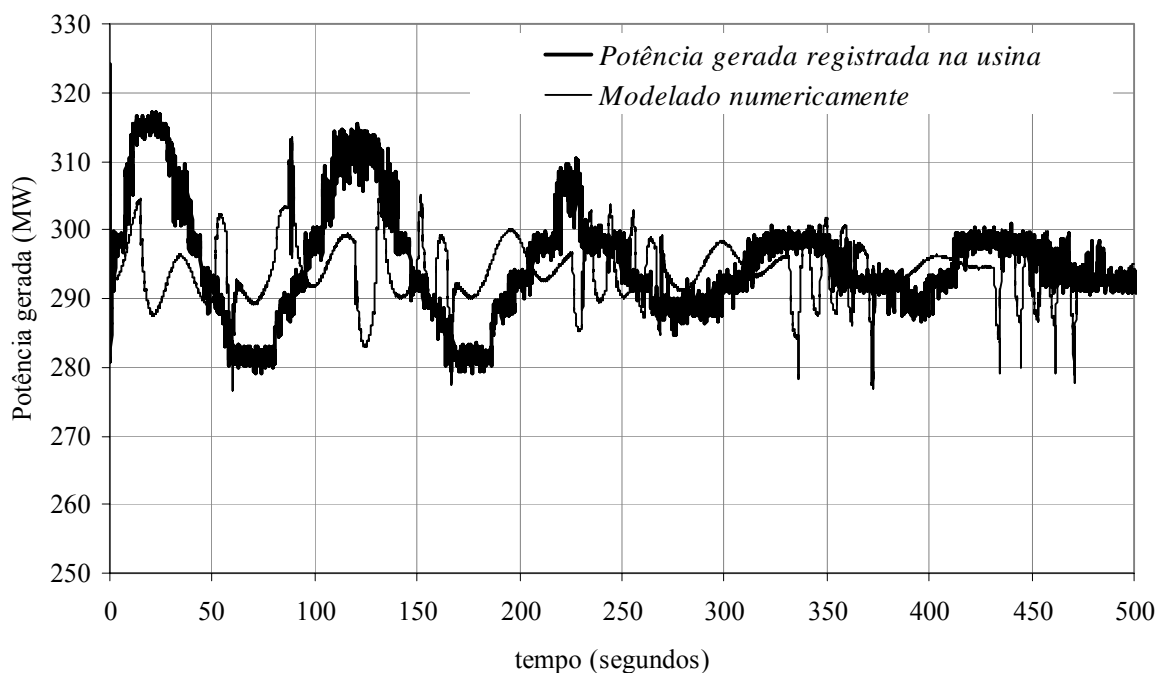


Figura 7.53. Potência fornecida a rede elétrica registrada na usina e potência da turbina modelada numericamente para a turbina 2 para a rejeição de 350 MW.

Analisando os dados registrados na usina, observa-se que os valores máximos de potência gerada coincidem com os níveis mínimos na chaminé de equilíbrio (ver figura 7.54), ou seja, com os instantes nos quais a carga hidráulica aplicada na turbina é máxima, o que é coerente, uma vez que a turbina 2 tenta ajustar a potência às condições hidráulicas.

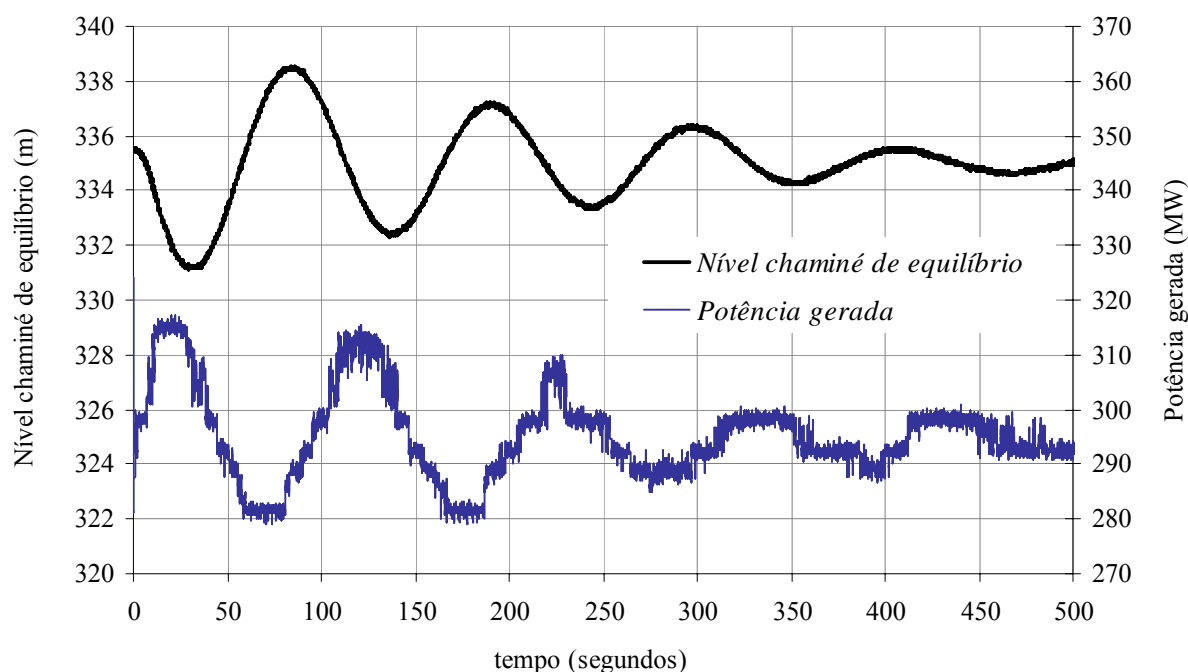


Figura 7.54. Potência gerada pela turbina 2 e nível na chaminé de equilíbrio registrados na usina para a rejeição de 350 MW.

De uma análise integral dos resultados obtidos para as duas rejeições estudadas, entende-se aceitável o comportamento do modelo numérico desenvolvido neste trabalho.

8. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Foi desenvolvido e avaliado um modelo numérico que possibilita simular os transientes hidráulicos que acontecem em usinas hidrelétricas com configurações similares às da UHE Serra da Mesa.

O modelo foi verificado através de dados teóricos, tomados da bibliografia e apresentados no Capítulo 6.

Uma vez verificado, foi utilizado para modelar transientes registrados em laboratório e na UHE Serra da Mesa (Capítulo 7).

Para os casos do laboratório e da UHE Serra da Mesa, as simulações numéricas da oscilação de nível na chaminé de equilíbrio durante o transiente foram satisfatórias, uma vez que reproduzem bem os níveis máximos e mínimos atingidos, assim como também o período e o amortecimento da oscilação, principalmente nas primeiras oscilações.

No caso particular da UHE Serra da Mesa, a modelação do comportamento do nível na chaminé de equilíbrio teve um bom desempenho, o qual apresentou diferenças inferiores a 0,6 m e a 0,1 m para os máximos valores de nível atingidos nas rejeições de 1180 MW (ano 1999) e de 350 MW (ano 2004), respectivamente, e sempre a favor da segurança. Esses resultados são de grande importância, já que o principal interesse no conhecimento do nível máximo na chaminé de equilíbrio se deve à necessidade do ingresso de operários na mesma para realizar as tarefas de manutenção.

O resultado da modelação do comportamento das turbinas durante o transiente foi satisfatório, representando bem a posição das pás do distribuidor, quando se compara com os dados registrados na usina. A rotação das turbinas e a vazão turbinada resultantes da modelação são qualitativamente corretas em todos os casos, apesar de não se dispor de dados de campo na UHE para avaliá-las.

No caso da modelação da rejeição de 350 MW (ano 2004), o resultado do modelo para a turbina 2 apresenta uma maior variação da posição das pás do distribuidor que os valores registrados em campo (a abertura máxima é 2 graus maior, e a mínima, 4 graus menor em relação aos dados registrados na usina), porém o período e o comportamento qualitativo ao longo do tempo entende-se como aceitável. As diferenças entre a posição modelada e a posição registrada das pás, nesse caso, podem-se ser devidas ao fato de que as curvas da turbina adotadas no modelo numérico não correspondiam às turbinas instaladas na usina, e à estimação dos parâmetros da equação do regulador que não foram fornecidos pelo fabricante.

No setor dos condutos forçados e do tubo de sucção, as cargas piezométricas e as vazões obtidas resultaram qualitativamente similares às apresentadas na bibliografia para casos semelhantes (Wylie *et al.* (1993); Chaudhry (1979)). Porém, para o caso da UHE Serra da Mesa, não existem dados de campo para compará-los. No caso da estrutura de laboratório do LAHE, a evolução da carga piezométrica nas seções dos condutos forçados, onde estão instalados os transdutores de pressão, é corretamente representada pelo modelo numérico.

Foi constatado que a variação do nível no canal de fuga influi fortemente na oscilação do nível na chaminé de equilíbrio como era esperado, tanto no período quanto na amplitude da mesma. Portanto, torna-se necessário considerar a variação deste nível no modelo numérico. Recomenda-se modelar numericamente seu comportamento quando as condições geométricas e hidráulicas da estrutura o permitam.

O conhecimento das perdas de carga no túnel de fuga é de vital importância para obter bons resultados, uma vez que elas definem o amortecimento da oscilação do sistema chaminé de equilíbrio-túnel de fuga. Nos casos estudados contou-se com dados de protótipo para sua estimativa. Mas, no caso de projetos onde não se dispõe de dados reais para a modelagem, deve-se ter especial cuidado na estimativa destes fatores de perdas de carga, assim como também deve-se estudar a sensibilidade dos resultados às variações dos mesmos.

Outro aspecto a considerar é que o fator de perda de carga distribuída no túnel varia com o número de Reynolds, para se conseguir reproduzir corretamente o amortecimento da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio.

Para conseguir modelar corretamente o comportamento das turbinas, é estritamente necessário contar com os dados correspondentes às turbinas e aos reguladores. A obtenção desses dados é, na maioria dos casos, difícil na fase de projeto. No caso particular deste trabalho aplicado a UHE Serra da Mesa, os dados da turbina fornecidos pelo fabricante no diagrama de colina abrangem somente a zona de operação normal das turbinas, e não totalmente a zona na qual a turbina trabalha durante uma rejeição total de carga. Deve-se solicitar ao fabricante estas informações em toda a zona na qual a turbina poderá se situar. Caso isto não seja possível na fase de projeto, recomenda-se a utilização de diagramas de turbinas com rotação específica semelhante. Vale dizer que não existem curvas teóricas dos parâmetros das turbinas como as curvas de Marchal *et al.* (1965 apud Abreu *et al.*, 1995), para o caso das bombas em função da rotação específica. O conhecimento dos parâmetros correspondentes à equação que define o comportamento do regulador também é de grande importância.

A principal vantagem do modelo desenvolvido TRANS_IPH3T, frente ao que vinha sendo utilizado na UHE Serra da Mesa (ESTRANHE), é que o modelo permite modelar a operação das turbinas de forma independente. Este fato é de grande utilidade, uma vez que dentro dos casos operacionais normais é usual realizar operações independentes nas turbinas, como por exemplo, a partida da segunda ou terceira turbina quando as outras se encontravam em operação.

Os modelos TRANS_IPH, TRANS_IPH3T e CHAMINE_IPH permitem considerar fatores de atrito variáveis nos condutos forçados e no túnel de fuga e a variação do nível no canal de fuga durante o transiente. Esses aprimoramentos fazem com que os resultados obtidos reproduzam os transientes hidráulicos de forma mais satisfatória que os modelos anteriores (ESTRANHE e CHAMINÉ), caracterizando melhor o período e o amortecimento da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio.

O modelo numérico que simula o setor a jusante da chaminé de equilíbrio chamado CHAMINE_IPH é recomendado somente para modelar rejeições de carga, quando a variação da vazão é muito menor do que o período da oscilação do nível na chaminé de equilíbrio.

Resultaria de interesse aprimorar os modelos para permitir simular casos nos quais o túnel de fuga se desafogara durante o transiente. O desafogamento parcial do túnel de fuga acontece em casos excepcionais na UHE Serra da Mesa, quando o nível a jusante é inferior ao nível normal de operação. Porém, esse tipo de fenômeno é usual em outras usinas. O modelo matemático que descreve esse fenômeno é apresentado em Jaegger (1979).

Uma outra melhoria que poderia ser realizada no modelo TRANS_IPH é modificar a sub-rotina que calcula o fator de atrito f nos condutos forçados e no tubo de sucção, permitindo a estimativa desse fator para regime não permanente, segundo algumas das metodologias propostas na bibliografia, tais como a de Brunone *et al* (1991) e Vardy *et al* (1993), entre outros. Isto poderia resultar em um maior amortecimento das ondas de pressão nos condutos forçados e no tubo de sucção, aproximando os resultados à realidade. Entretanto, julga-se que isto só teria um efeito significativo em condutos forçados de grande extensão, uma vez que nos trabalhos de Hayashi (2004) e Amaral (2005), que utilizaram os mesmos dados deste trabalho, e as metodologias propostas por Brunone *et al* (1991) e Vardy *et al* (1993), não mostraram diferenças significativas.

Em relação à campanha de aquisição de dados na UHE Serra da Mesa, recomenda-se registrar a velocidade de rotação das turbinas, com a finalidade de verificar os resultados do modelo numérico, uma vez que o sistema de aquisição de dados ainda conta com três canais que permitem a aquisição de mais três dados na usina.

Para a estrutura de laboratório, recomenda-se dotar às válvulas de algum dispositivo eletrônico que registre o movimento das mesmas, pois, muitas vezes, durante a abertura ou o fechamento, as válvulas ficam trancadas e logo fecham mais rapidamente do que o requerido. Também se observou que, para os regimes permanentes com idênticas posições das válvulas, existem diferenças nas vazões e estima-se que isto ocorra, pois as posições das válvulas registradas não são exatamente as reais.

Finalmente, recomenda-se analisar de forma periódica os dados registrados na UHE Serra da Mesa, verificar e aprimorar as equações de perda de carga a partir de novos dados de campo e simular, mediante o modelo TRANS_IPH, novos transientes que possam ser registrados na usina, visando continuar avaliando e aprimorando o desempenho do modelo numérico frente a um maior número de situações reais que possam vir a acontecer na usina.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Abreu J.M., Guarga R., Izquierdo J. (1995) *TRANSITORIOS Y OSCILACIONES en Sistemas Hidráulicos a Presión*, Universidad de Coimbra (Portugal), Universidad Politécnica de Valencia (España), Universidad de la República Oriental del Uruguay (Uruguay).
- 2 Altieri D. (1991) *Dewatering the power conduits at Serra da Mesa by opening the guidevanes*, Water Power & Dam Construction.
- 3 Amaral, G.C (2005) – *Estudo entre metodologias de cálculo do transiente hidráulico com fator de atrito não permanente* – Dissertação de mestrado pelo programa de pós-graduação em saneamento e meio ambiente e recursos hídricos da Universidade Federal de Minas Gerais.
- 4 *Aplicação da Teoria dos Sistemas a um Escoamento Hidráulico – Fenômenos Transitórios em Instalações Hidroelétricas* (1972) Apostila; LNEC - Proc.61.2/32 Lisboa, Portugal.
- 5 Araya W. F., Chaudry, S.M.H. (1997) *Computation of Energy Dissipation in Transient Flow*, Journal of Hydraulic Engineering.
- 6 Baccardatz N., Marques M., Canellas A.V., Battiston C.C. (2004) *Transitorios hidráulicos en la usina de Serra da Mesa, en el sector aguas abajo de las turbinas*, XXI Congreso Latinoamericano de Hidráulica, São Pedro, Estado de São Paulo, Brasil.
- 7 Baccardatz N. , Battiston C.C., Marques M., Canellas A.V. (2004) *Modelação numérica e análise experimental de oscilações em sistemas hidráulicos protegidos por chaminés de equilíbrio*, IV Simpósio Sobre Pequenas e Médias Centrais Hidrelétricas, organizado pelo Comitê Brasileiro de Barragens, Porto de Galinhas, Estado de Pernambuco, Brasil.

- 8 Baccardatz N, Battiston C.C., Canellas A.V., Marques M.G. (2005) *Transitorios hidráulicos en la usina hidroeléctrica Serra da Mesa*, XII Congreso Nacional Del Agua y III Simposio Del Cono Sur, Mendoza Argentina.
- 9 Battiston C.C., Prediger A.G., Baccardatz N., Marques M.G., Canellas A.V.B. (2005) *Estudo da perda de carga linear no túnel escavado em rocha da usina hidrelétrica de Serra da Mesa*, 7º SILUSBA Simpósio de Hidráulica e Recursos Hídricos dos Países de Língua Oficial Portuguesa, Évora - Portugal.
- 10 Battiston. C.C. (2005) *Análise da Influência dos Parâmetros Físicos no Dimensionamento de Chaminés Simples em Usinas Hidrelétricas*, Dissertação de Mestrado IPH/UFRGS. Porto Alegre-RS.
- 11 Bell P.W.W. (1989) *Serra de Mesa Project – Hydraulic Studies Comments of P.W.W. Bell* RGE-023. B.C. Hydro International Vancouver, Canadá (1-20p).
- 12 Bell P.W.W. (1989) *Serra de Mesa Project – Comments on Report RGE-601 Surge Tank Level Variations Dated October 1988*, British Columbia Hydro International Limited, Vancouver, Canadá (1-9p).
- 13 Bendat J.S., Piersol A.G.(1986) *Random Data, Anaisis and Measurement Procedures*, Editora John Wiley & Sons, New York.
- 14 Bergant A., Simpson A.R., Vitrovsky J. (2001) *Developments in unsteady pipe flow friction modelling*, Journal of Hydraulic Research, Vol 39 N°3.
- 15 Betâmio de Almeida A., Pinto A.M. *Modelação matemática de circuitos hidráulicos, análise dos regimes transitórios no caso de galerias de fuga longas*.
- 16 Boldy A.P., Walmsley N. (1983) *Representation of the characteristics of reversible pump turbines for use in waterhammer simulations*, 4th International Conference on Ressure Surges, University of Bath England.
- 17 Brunone et al (1991) *Modelling Fast Transients by Numerical Methods*. In: International Conference of Hydraulic Transients with Water Column Separation, Valência, Espanha.

- 18 Brunone B., Golia U., Grego M.M. (1995) *Effects of two –dimensionality on Pipe Transients Modeling*, Journal of Hydraulic Engineering.
- 19 Brunone B., Ferrante M., Calabresi F (2002) *Discussion of "Evaluation of unsteady flow Resistances by Quasi-2D or 1D models"* by Giuseppe Pezzinga, Journal of Hydraulic Engineering.
- 20 Chaudhry M.H., Portfors E. A. (1973) *A mathematical model for analyzing hydraulic transients in hydro powerplant*, Proceeding International Canadian Hydraulics Conference, Edmonton, University of Alberta..
- 21 Chaudhry M.H. (1979) *Applied Hydraulic Transientes* Editora Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA.
- 22 Chaudhry M.H. (1982) *Numerical Methods for Solution of Closed-Conduit Transient-Flow Equations*, Intercâmbio Internacional Sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação, São Paulo, Brasil.
- 23 Eifler R., Canellas A.V.B., Amorim J.C.C., Marques M.G. (2003) *Comparação entre os resultados de modelos matemáticos utilizados nos estudos de transientes hidráulicos e as rejeições ocorridas na UHE Serra da Mesa*, XV Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, Curitiba, Brasil.
- 24 Eifler R., Marques M.G., Canellas A.V.B., Amorim J.C.C. (2003) *Transiente Hidráulico – Comparação entre modelos numéricos e rejeição ocorrida na UHE Serra da Mesa* XXV Seminário Nacional de grandes barragens, Salvador, Brasil.
- 25 France P.W. (1978) *A Comparison Between Experimental and Numerical Investigations of The Motion of the Water Surface in a Model Surge Tank*, International Conference on Water Resources Engineering, Bangkok, Thailand.
- 26 France, P. W. (1980) *Surge Tank Water Level Variations Following Rapid Valve Opening*, Advances in Water Resources, Volume 3.

- 27 Furlani S.A., Corrêa G.J. *Numerical Analysis of Transients in Complex Hidropower Scheme.*
- 28 FURNAS Centrais Elétricas, *Manual do Usuário, Cálculo de Oscilações de Nível em Chaminé de Equilíbrio a Jusante da Casa de Força, CHAMINE*, Grupo de Informática, DEPH. T/DEC: T.
- 29 Ghidaoui M.S., Mansour S. (2002) *Efficient treatment of the Vardy-Brown unsteady shear in pipe transients*, Journal of Hydraulic Engineering, Vol 128.
- 30 Gill M.A (1974) *Oscillations in surge tanks*, Journal of the Hydraulics Division, New York.
- 31 Gill M.A., Eke O.C. (1977) *Mass Oscillations in Surge Tanks on Sudden Opening of Valve*, Water Power & Dam Construction, November.
- 32 Hayashi, L. M. (2004) – "Modelagem de transientes hidráulicos em Usinas Hidroelétricas" dissertação de mestrado pelo Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia
- 33 Henn E.L. (2001) – *Máquinas de Fluido*, Editora UFSM.
- 34 IESA - Internacional de Engenharia S.A. (1992). *ESTRANHE Escoamento Transitório em Circuitos Hidráulicos de Usinas Hidroelétricas*, Internacional de Engenharia S.A.
- 35 IPH (2004) *ETAPA 6 - Aquisição e tratamento dos dados na estrutura do lahe - p&d transientes hidráulicos em circuitos de usinas hidrelétricas – FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS S. A.* Relatório elaborado pela equipe técnica do Instituto de Pesquisas Hidráulicas – IPH/UFRGS para o Projeto de Pesquisa e Desenvolvimento Transientes Hidráulicos em Circuitos de Usinas Hidrelétricas.
- 36 IPH (2004). *ETAPA 2 – Especificação, Aquisição e Instalação dos Equipamentos para a UHE Serra da Mesa e ETAPA 5- Aquisição e Tratamento dos dados na UHE Serra da Mesa.* - Relatório elaborado pela equipe técnica do Instituto de Pesquisas Hidráulicas –

IPH/UFRGS para o Projeto de Pesquisa e Desenvolvimento Transientes Hidráulicos em Circuitos de Usinas Hidrelétricas.

- 37 Jaeger C. (1977) *FLUID TRANSIENTS in Hydro-Electric Engineering Practice*, Editora Blackie, Glasgow, Great Britain.
- 38 Jordan V. (1975) *Reverse water hammer in turbine draft tubes*, Water Power and Dam Construction.
- 39 Kung C.S., Yang X.L. (1993) *Energy interpretation of hydraulic transients in power plant with surge tank*, Journal of hydraulic research, Vol 31, N°6.
- 40 Liou C.P.(1991) *Maximum Pressure-head due to linear valve closure*, Journal of fluid Engineering – Transactions of the ASME.
- 41 Maestri, R. D. (1985) *Transientes hidráulicos em condutos Fechados*, IPH - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Dissertação de mestrado do Curso de Pós Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental.
- 42 Maestri R.D. (1998) *Estudo de transientes hidráulicos para a linha de recalque do sistema Ponta da cadeia, relatório do convênio de cooperação técnica e apoio recíproco entre a Universidade Federal do Rio Grande do Sul através do Instituto de Pesquisas Hidráulicas e o Departamento Municipal de Águas e Esgotos DMAE - Porto Alegre - Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS.*
- 43 Marchal M., Flesch G., Suter P. *The Calculation of Waterhammer Problems by Means of the Digital Computer.*
- 44 Martin C.S. (1982) *Representação das características de máquinas hidráulicas*, Intercâmbio Internacional Sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação, São Paulo, Brasil.
- 45 Mattos Vieira R.de, Danziger R.A.B., Ferreira F.A:M. (1992) *Aproveitamento hidroelétrico de São Félix Usina Serra da Mesa, Comparação entre modelos*

matemáticos utilizados nos estudos de transientes hidráulicos, XX Seminário Nacional de Grandes Barragens, Curitiba, Brasil.

- 46 MsKeogh E., France P.W. (1983) *Finite Element Solution for Mass Oscillation in Surge Tanks*, Advances in Water Resources, Volume 6.
- 47 Ni, Fusheng, Hu, Peicheng, Wang, Oiaohong (1996) *Numeric Simulation of hydraulic Transients in Hydropower Plant using Safety Membranes*, Journal of hydraulic engineering.
- 48 Petry B., Medhdi A. (1996) *Controlling Waterhammer at Small Hydro Plants by Valve Stroking*, Hydropower & Dams.
- 49 Pezzinga G., (2000) *Evaluation of unsteady flow resistances by quasi-2D or 1D models*, Journal of Hydraulic Engineering.
- 50 Pezzinga G. (1999) *Quasi 2D Model for Unsteady Flow in Pipe Networks*, Journal of Hydraulic Engineering.
- 51 Pezzinga G. (2002) *Closure to "Evaluation of unsteady flow Resistances by Quasi-2D or 1D models" by Giuseppe Pezzinga*. Journal of Hydraulic Engineering.
- 52 Prado R.A., Larretguy A.E. (2002) *A Transient Shear Stress model for the Analysis of Laminar Water-Hammer Problems*, Journal of Hydraulic Research, Volume 40.
- 53 Ramos H., Betâmio de Almeida *Análise Experimental e Computacional no controlo dos Transitórios Hidráulicos Induzidos por Pequenas Turbinas de Reação*, Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal.
- 54 Ramos H., de Almeida A.B.(2001) *Dynamic Orifice Model On Waterhammer Analysis Of High Or Medium Heads Of Small Hydropower Schemes*, Journal of Hydraulic Research.
- 55 Ramos H. e Almeida A.B.(2002) *Parametric Analysis of Water-Hammer Effects in Small Hydro Power Schemes*, Journal of Hydraulic Engineering.

- 56 Sanchez J.L., Gracia J., Fuentes O.A. (1994) *Reliability in the Design of Surge Tanks*, International Water Power and Dam Construction.
- 57 Santos R.P.D., Andrade J.G.P. (2004) *Análise dos parâmetros PID dos reguladores de turbinas hidráulicas*, XXI Congresso Latinoamericano de Hidráulica, São Pedro, Estado de São Paulo, Brasil.
- 58 Silva-Araya W.F., Chaudhry M.H. (2001) *Unsteady friction in rough pipes*, Journal of Hydraulic Engineering.
- 59 Szymkiewicz R., Pezzinga G. (2002) *Discussion: "Developments in unsteady pipe flow friction modelling - by Anton Bergant, Angus Ross Simpson and John Vitkovsky*, Journal of Hydraulic Research, vol. 39, 2001", Journal of Hydraulic Research, N° 5 2002
- 60 Souza S. de, Fuchs, R.D., Santos A.H.M. (1983) *Centrais Hidro e Termelétricas*, Ed. Edgard Blücher Ltda, São Paulo, Brasil.
- 61 Streeter V.L., Wylie E.B.. (1998) *Mecánica de los Fluidos*, Ed McGraw-Hill/Interamericana de México, México.
- 62 Tchobanoglous G. (1994) *Tratamiento de aguas residuales, redes de alcantarillado y estaciones de bombeo*, Ed Mc Graw Hill, Ciudad de México, México.
- 63 Tijsseling A.S. (1996) *Fluid structure interaction in liquid-filled pipe systems: a review*, Academic Press Limited.
- 64 Valença M.J.S. (1987) *Usina Hidrelétrica funcionando em Regime de Ponta Motorização versus flutuações de Nível. Aplicação de Modelos Numéricos Implícitos para Fluxo Variado*, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Dissertação de mestrado do Curso de Pós Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental, Porto Alegre.
- 65 Valença M.J.S., Cavalcantú A.R.T, Olivieira S. C. (1993) *Transientes Hidráulicos em circuitos de usinas Hidrelétricas*, XII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica. Recife, Brasil.

- 66 Vardy *et al.* (1993) *A weighting function model of transient turbulent pipe flow*. Journal of Hydraulic Research. N. 4, v. 31, pp 533-548.
- 67 Vieira R.M. (1991) *Uma Investigação dos Fenômenos Transitórios em Usinas Hidrelétricas Reversíveis*, COPPE/UFRJ, M.Sc. Engenharia Civil, Rio de Janeiro.
- 68 Vieira R.M., Danziger R.A.B., Ferreira F.A.M., Carbalho E., IESA-FURNAS (1992) *Aproveitamento Hidrelétrico de São Félix, Usina de Serra de Mesa, Comparação entre os modelos utilizados nos estudos de Transientes Hidráulicos*, XX Seminário Nacional de Grandes Barragens. Curitiba, Brasil.
- 69 Wylie E.B., Streeter V.L., Lisheng Suo (1993) *Fluid Transients in Systems*, Ed Prentice Hall, New Jersey, USA.
- 70 Yang X.L., Kung C.S., Cederwall K. (1992) *Large-Amplitude Oscillations In Closed Surge Chamber*, Journal Of Hydraulic Research.
- 71 Yang X.L, Kung C.S (1992) *Stability Of Air-Cushion Surge Tanks With Throttling*, Journal of Hydraul Research.
- 72 Ye F.M., Yang X.L., Wang S.R. (1992) *Turbine governing and surge-tank stability*, Journal of Hydraulic Research, Vol 30, N°1.

ANEXO 1

Parâmetros W_h e W_b correspondentes às turbinas do caso teórico tomado de Wylie et al (1993).

		y - Abertura distribuidor (adimensional)											
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,0	
atan (v/α)	Wh												
	-9	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10
	-6	0,06	0,06	0,06	0,07	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,20	0,20
	-3	0,07	0,07	0,07	0,07	0,09	0,09	0,10	0,13	0,14	0,20	0,31	0,31
	0	0,07	0,07	0,08	0,08	0,10	0,11	0,13	0,16	0,20	0,28	0,48	0,48
	3	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12	0,14	0,19	0,25	0,42	1,10	1,10
	6	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,16	0,22	0,32	0,70	3,60	3,60
	9	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12	0,16	0,20	0,28	0,44	1,38	6,10	6,10
	12	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,19	0,24	0,36	0,65	2,50	9,00	9,00
	15	0,10	0,11	0,12	0,14	0,17	0,23	0,31	0,46	0,95	3,50	9,00	9,00
	18	0,11	0,12	0,14	0,16	0,20	0,28	0,40	0,61	1,35	5,00	9,00	9,00
	21	0,13	0,14	0,16	0,20	0,26	0,35	0,50	0,79	1,92	7,50	9,00	9,00
	24	0,16	0,17	0,19	0,23	0,31	0,42	0,62	1,00	2,30	9,00	9,00	9,00
	27	0,18	0,19	0,23	0,28	0,38	0,51	0,76	1,21	2,78	9,00	9,00	9,00
	30	0,21	0,23	0,27	0,32	0,43	0,62	0,92	1,47	3,27	9,00	9,00	9,00
	33	0,25	0,27	0,31	0,37	0,50	0,73	1,08	1,74	3,67	9,00	9,00	9,00
	36	0,28	0,30	0,36	0,42	0,57	0,85	1,25	2,05	4,10	9,00	9,00	9,00
	39	0,32	0,34	0,40	0,47	0,66	0,96	1,42	2,34	4,70	9,00	9,00	9,00
	42	0,36	0,39	0,44	0,54	0,74	1,07	1,60	2,62	5,20	9,00	9,00	9,00
	45	0,40	0,43	0,49	0,62	0,82	1,19	1,77	2,90	5,70	9,00	9,00	9,00
48	0,45	0,48	0,54	0,68	0,89	1,31	1,93	3,16	9,00	9,00	9,00	9,00	
51	0,49	0,52	0,57	0,74	0,96	1,43	2,11	3,40	9,00	9,00	9,00	9,00	
54	0,52	0,55	0,62	0,81	1,04	1,54	2,28	3,63	9,00	9,00	9,00	9,00	
57	0,56	0,59	0,65	0,86	1,11	1,66	2,44	3,82	9,00	9,00	9,00	9,00	
60	0,60	0,63	0,69	0,92	1,18	1,77	2,62	3,97	9,00	9,00	9,00	9,00	
63	0,64	0,67	0,73	0,96	1,26	1,86	2,79	4,10	9,00	9,00	9,00	9,00	
66	0,68	0,71	0,76	1,01	1,32	1,96	2,96	4,25	9,00	9,00	9,00	9,00	
69	0,71	0,74	0,80	1,05	1,38	2,05	3,12	4,40	9,00	9,00	9,00	9,00	
72	0,74	0,76	0,82	1,10	1,46	2,13	3,27	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
75	0,76	0,78	0,84	1,14	1,54	2,21	3,42	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
78	0,79	0,81	0,87	1,19	1,60	2,28	3,55	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
81	0,82	0,84	0,90	1,24	1,68	2,34	3,67	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
84	0,84	0,86	0,92	1,28	1,74	2,40	3,78	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
87	0,87	0,89	0,95	1,33	1,80	2,45	3,86	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
90	0,90	0,92	0,98	1,38	1,86	2,49	3,94	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	

ANEXO 2

Parâmetros W_h e W_b correspondentes às turbinas de Itaipu.

		y - Abertura distribuidor (adimensional)											
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,0	
atan (v/α)	Wh												
	-9	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450	-0,450
	-6	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300	-0,300
	-3	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150
	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	3	0,035	0,040	0,048	0,055	0,070	0,080	0,100	0,120	0,160	0,430	40,000	40,000
	6	0,070	0,080	0,092	0,110	0,130	0,160	0,200	0,240	0,360	1,180	40,000	40,000
	9	0,110	0,120	0,140	0,160	0,190	0,230	0,290	0,370	0,610	2,550	40,000	40,000
	12	0,140	0,155	0,180	0,210	0,240	0,290	0,375	0,510	0,950	3,920	40,000	40,000
	15	0,170	0,190	0,215	0,250	0,290	0,350	0,450	0,660	1,390	5,290	40,000	40,000
	18	0,200	0,220	0,245	0,285	0,325	0,400	0,540	0,870	1,860	6,660	40,000	40,000
	21	0,230	0,250	0,275	0,315	0,360	0,455	0,640	1,100	2,360	8,030	40,000	40,000
	24	0,250	0,270	0,295	0,340	0,400	0,520	0,760	1,335	2,890	9,400	40,000	40,000
	27	0,270	0,285	0,315	0,370	0,450	0,595	0,855	1,585	3,420	10,770	40,000	40,000
	30	0,280	0,305	0,340	0,405	0,500	0,675	1,020	1,840	3,950	12,140	40,000	40,000
	33	0,300	0,330	0,370	0,440	0,555	0,760	1,170	2,100	4,480	13,510	40,000	40,000
	36	0,320	0,355	0,400	0,480	0,610	0,850	1,325	2,360	5,010	14,880	40,000	40,000
	39	0,340	0,380	0,435	0,530	0,670	0,940	1,490	2,630	5,540	16,250	40,000	40,000
	42	0,365	0,410	0,475	0,575	0,735	1,035	1,655	2,910	6,070	17,620	40,000	40,000
	45	0,390	0,440	0,520	0,620	0,800	1,130	1,825	3,190	6,600	18,990	40,000	40,000
48	0,415	0,480	0,560	0,670	0,865	1,225	1,995	3,470	7,130	20,360	40,000	40,000	
51	0,445	0,520	0,605	0,720	0,930	1,320	2,170	3,750	7,660	21,730	40,000	40,000	
54	0,480	0,560	0,650	0,770	1,000	1,420	2,350	4,030	8,190	23,100	40,000	40,000	
57	0,515	0,600	0,695	0,825	1,070	1,525	2,530	4,310	8,720	24,470	40,000	40,000	
60	0,550	0,640	0,740	0,875	1,140	1,625	2,715	4,590	9,250	25,840	40,000	40,000	
63	0,590	0,685	0,790	0,930	1,210	1,730	2,900	4,870	9,780	27,210	40,000	40,000	
66	0,625	0,730	0,840	0,985	1,285	1,830	3,100	5,150	10,310	28,580	40,000	40,000	
69	0,665	0,775	0,885	1,040	1,360	1,940	3,300	5,430	10,840	29,950	40,000	40,000	
72	0,705	0,820	0,935	1,100	1,430	2,040	3,500	5,710	11,370	31,320	40,000	40,000	
75	0,745	0,865	0,985	1,150	1,510	2,150	3,700	5,990	11,900	32,690	40,000	40,000	
78	0,785	0,910	1,040	1,210	1,580	2,255	3,900	6,270	12,430	34,060	40,000	40,000	
81	0,825	0,955	1,095	1,270	1,650	2,360	4,100	6,550	12,960	35,430	40,000	40,000	
84	0,865	1,000	1,150	1,330	1,720	2,465	4,300	6,830	13,490	36,800	40,000	40,000	
87	0,905	1,045	1,205	1,390	1,790	2,570	4,500	7,110	14,020	38,170	40,000	40,000	
90	0,945	1,090	1,260	1,450	1,860	2,675	4,700	7,390	14,550	39,540	40,000	40,000	

