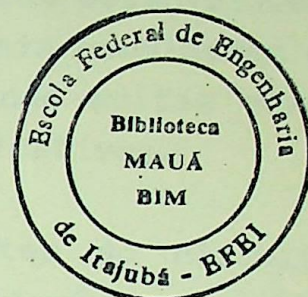


ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



" ANÁLISE DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS
EM PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS
ATRAVÉS DO MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS "

CARLOS ALBERTO SANTANA BORDÓN

ORIENTADOR:

PROF. ZULCY DE SOUZA

CO-ORIENTADOR:

PROF. GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO

ITAJUBÁ - MG

1992

CLASS. 621.311.21(04)3.2

CUTLER. B729 a

TOMBO. 695

RESUMO

Os projetos dos componentes do circuito hidráulico de adução de pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH's) tem sido desenvolvidos com base em Normas e recomendações gerais, as quais consideram os diversos componentes de maneira isolada, sugerindo muitas vezes critérios de dimensionamento expeditos e simplificativos.

Tendo em vista que o custo dos componentes do circuito hidráulico de adução representa uma parcela considerável do custo total de implantação de uma PCH, este trabalho tem o objetivo de desenvolver um modelo matemático capaz de prever o comportamento do circuito de adução como um todo, sob várias condições de operação, facilitando a análise e a tomada de decisões de modo a otimizar os projetos de sistemas de adução de PCH's e verificar o comportamento de seus dispositivos de proteção.

O modelo matemático de simulação dos transitórios hidráulicos no circuito de adução é resolvido pelo método das características. Os resultados obtidos com a aplicação do modelo são comparados com resultados obtidos da literatura e em seguida são analisados vários projetos de PCH's desenvolvidos de acordo com o Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas da Eletrobras-DNAEE.

ABSTRACT

Small Hydro penstocks design usually has been develop based in general standards and recommendations, which consider all the elements in a separated way, suggesting in most cases simplified and thumb rule dimensioning.

Taking into account that the penstocks components costs may reach a reasonable part of a total small hydro cost this work develops a mathematical model suitable to simulate the behaviour under several operational conditions making easier in this way the analysis and decisions regarding penstocks design optimization and protection aparatus performance.

The mathematical model used for penstocks hydraulic transient simulation makes use of the Characteristics Method. The obtained results are compared with literature and are analysed several small hydro designs developped according to ELETROBRAS, "Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas".

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Zulcy de Souza, pela orientação deste trabalho.

Ao Prof. Geraldo Lúcio Tiago Filho, pelo incentivo e apoios dados, pela co-orientação deste trabalho.

Ao Prof. Augusto Nelson Carvalho Viana, pelo incentivo prestado para o início de minha pós-graduação.

Ao Prof. Carlos Barreira Martinez, Diretor da Faculdade de Engenharia Civil de Itajubá (FECI), pelo apoio prestado no desenvolvimento deste trabalho, através do Departamento de Pesquisa da FECI.

Ao Prof. José Manuel Esteves Vicente, do Departamento de Eletrotécnica da EFEI, pelo auxílio prestado nos ensaios deste trabalho.

Ao aluno da FEPI Ricardo Alberto Noronha, pela execução da parte gráfica do programa desenvolvido.

Aos funcionários do Laboratório Hidráulico para Pequenas Centrais Hidrelétricas da EFEI, pela colaboração prestada.

À minha mulher Tânia, meu filho Túlio, meus familiares e amigos, que estiveram sempre presentes nesta etapa de minha vida, a quem devo a realização deste trabalho.

· CONTEÚDO

	pag.
RESUMO	i
ABSTRACT	ii
AGRADECIMENTOS	iii
DEDICATÓRIA	iv
CONTEÚDO	v
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
SIMBOLOGIA	xiii
CAP. 1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS	1
1.2 - DEFINIÇÕES E CONCEITOS BÁSICOS	2
1.3 - PROPAGAÇÃO E REFLEXÃO DE ONDAS EM UMA TUBULAÇÃO SIMPLES	4
1.4 - CLASSIFICAÇÃO DO TEMPO DE MANOBRA	7
CAP. 2 - EQUAÇÕES DIFERENCIAIS BÁSICAS PARA O ESCOAMENTO TRANSITÓRIO	
2.1 - INTRODUÇÃO	9
2.2 - HIPÓTESES	9
2.3 - OBTENÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS QUE REGEM O ESCOAMENTO TRANSITÓRIO	
2.3.1 - EQUAÇÃO DO MOVIMENTO DE NEWTON	10
2.3.2 - EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE	11
2.4 - CELERIDADE DAS ONDAS DE PRESSÃO	12
2.4.1 - TUBULAÇÕES DE PAREDE FINA	13
2.4.2 - TUBULAÇÕES ELÁSTICAS DE PAREDE GROSSA	13
2.4.3 - TÚNEIS CIRCULARES	14
2.4.4 - TÚNEIS CIRCULARES BLINDADOS	14
2.4.5 - TÚNEIS DE CONCRETO ARMADO	14
2.4.6 - TUBOS DE PVC OU PLÁSTICO REFORÇADO	15
2.5 - OBSERVAÇÕES GERAIS SOBRE AS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS BÁSICAS	15

2.6 - MÉTODOS DE RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS HIPERBÓLICAS	
2.6.1 - DEFINIÇÕES E NOTAÇÕES	17
2.6.2 - MÉTODO IMPLÍCITO	20
2.6.3 - MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS	20
CAP. 3 - MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS	
3.1 - EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS	21
3.2 - EQUAÇÕES DE DIFERENÇAS FINITAS	23
3.3 - CONCEITO DE CONDIÇÕES DE CONTORNO	29
3.4 - CONDIÇÕES DE ESTABILIDADE E CONVERGÊNCIA [2]	31
3.4.1 - ERROS DE DISCRETIZAÇÃO	31
3.4.2 - CONVERGÊNCIA	32
3.4.3 - CONSISTÊNCIA	32
3.4.4 - ESTABILIDADE	32
3.5 - SELEÇÃO DO INCREMENTO DE TEMPO PARA SISTEMAS COMPLEXOS	33
CAP. 4 - APLICAÇÃO DO MÉTODO ÀS PCH'S	
4.1 - INTRODUÇÃO	35
4.2 - COMPONENTES TÍPICOS DAS PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	36
4.3 - PROJETO DO CIRCUITO DE ADUÇÃO SEGUNDO O MANUAL DE PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	37
4.3.1 - TUBULAÇÃO DE BAIXA PRESSÃO	38
4.3.2 - CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO	39
4.3.3 - TUBULAÇÃO FORÇADA	42
4.4 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS	44
4.4.1 - RESERVATÓRIO DE NÍVEL CONSTANTE	44
4.4.2 - CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO	45
4.4.3 - JUNÇÃO DE DOIS OU MAIS TUBOS	48
4.4.4 - VÁLVULA NA EXTREMIDADE DE JUSANTE	50
4.5 - METODOLOGIA DE ESTUDO	52
4.6 - FLUXOGRAMA BÁSICO	52
4.6.1 - PROGRAMA COMPUTACIONAL	54
4.6.2 - ENTRADA DE DADOS	54
4.6.3 - DETERMINAÇÃO DA MALHA DE CÁLCULO	57

4.6.4 - DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES INICIAIS EM REGIME PERMANENTE	60
4.6.5 - DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES NOS NÓS	61
4.6.6 - DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES NAS SEÇÕES INTERNAS	62
4.6.7 - MENU DE OPÇÕES	63
4.7 - VERIFICAÇÃO DO MODELO	64
CAP. 5 - CASOS DE ESTUDO	
5.1 - INTRODUÇÃO	72
5.2 - USINA HIDRELÉTRICA RIO DO PEIXE	74
5.3 - USINA SÃO FRANCISCO DA GLÓRIA - MARGEM DIREITA	82
5.4 - USINA SÃO FRANCISCO DA GLÓRIA - MARGEM ESQUERDA	89
5.5 - USINA VÉU DAS NOIVAS	98
5.6 - USINA ANTAS II	104
5.6.1 - CASO 1	107
5.6.2 - CASO 2	116
5.6.3 - CASO 3	125
5.6.4 - CASO 4	134
CAP. 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	
6.1 - CONCLUSÕES	140
6.2 - RECOMENDAÇÕES	142
APÊNDICE A - FORMA ADIMENSIONAL DAS EQUAÇÕES BÁSICAS[6]	143
APÊNDICE B - TELAS DE ENTRADA DE DADOS	146
BIBLIOGRAFIA	154

LISTA DE TABELAS

	pag.
3.1 - Tipos de aproximação	25
3.2 - Erros de cada tipo de aproximação	26
4.1 - Classificação das PCH's	35
5.1 - Resumo dos resultados	72
5.2 - Quadro comparativo	73

LISTA DE FIGURAS

	pag.
1.1 - Sequência resumida das fases de projeto de uma instalação hidráulica.	2
1.2 - Sistema de adução simples com reservatório de nível constante.	4
1.3 - Propagação de ondas de pressão causadas por fechamento instantâneo de válvula.	6
1.4 - Variação da carga na válvula (sem atrito).	7
1.5 - Variação da carga na válvula (com atrito).	7
2.1 - Diagrama do sistema para dedução da equação do movimento.	10
2.2 - Volume de controle para a dedução da equação da continuidade.	12
2.3 - Variação da celeridade devido à quantidade de gás dissolvido.	16
2.4 - Malha de cálculo e notação.	18
2.5 - Esquemas para o cálculo das derivadas.	19
3.1 - Linhas características.	23
3.2 - Malha para resolução pelo método das características.	24
3.3 - Malha cruzada.	28
3.4 - Condição de estabilidade de Courant	33
4.1 - Representação de circuito de adução típico de uma PCH.	36
4.2 - Reservatório de nível constante.	45
4.3 - Notação para dedução das equações da chaminé de equilíbrio.	45
4.4 - Junção de tubulações.	49
4.5 - Fluxograma básico.	53
4.6 - Esquema para entrada de dados.	55
4.7 - Numeração de tubos e nós.	56
4.8 - Fluxograma para escolha da malha de cálculo.	59
4.9 - Fluxograma para determinação das condições nos nós.	61
4.10- Fluxograma para determinação das condições nas seções internas para $t > 0$.	62
4.11- Exemplo proposto por Chaudry	64
4.12- Teste: exemplo Chaudry	65
4.13- Banco de ensaios de Watt [20,21]	66

	X
4.14- Resultados obtidos por Watt	67
4.15- Teste: Ensaio Watt	68
4.16- Exemplo proposto por Streeter	69
4.17- Teste: exemplo Streeter	70
4.18- Modelo reduzido de PCH no LHDC da EFEI	71
5.1 - Esquema da UHE Rio do Peixe	74
5.2 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	78
5.3 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	79
5.4 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na última seção do tubo 2.	80
5.5 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na primeira seção do tubo 2.	81
5.6 - Esquema da UHE São Francisco da Glória - margem direita.	82
5.7 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	85
5.8 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	86
5.9 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	87
5.10- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da central do tubo 2.	88
5.11- Esquema da UHE São Francisco da Glória - margem esquerda.	89
5.12- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	93
5.13- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	94
5.14- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 2.	95
5.15- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento no meio do tubo 2.	96
5.16- UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.	97
5.17- Esquema da UHE Véu das Noivas	98
5.18- UHE Véu das Noivas: condições do escoamento na seção da válvula.	101

5.19- UHE Véu das Noivas: condições do escoamento na seção central do tubo 2.	102
5.20- UHE Véu das Noivas: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.	103
5.21- Esquema da UHE Antas II.	105
5.22- Resultado para o caso 1, obtido pela Neyrpic.	107
5.23- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	109
5.24- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	110
5.25- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.	111
5.26- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 5.	112
5.27- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 4.	113
5.28- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 3.	114
5.29- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do grupo 2.	115
5.30- Resultado para o caso 2, obtido pela Neyrpic.	117
5.31- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula dos grupos 2 e 3.	118
5.32- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 7.	119
5.33- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	120
5.34- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 6.	121
5.35- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do grupo 4.	122
5.36- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 3.	123
5.37- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.	124
5.38- UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.	127
5.39- UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 7.	128

5.40-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	129
5.41-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 8.	130
5.42-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	131
5.43-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 5.	132
5.44-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.	133
5.45-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.	135
5.46-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.	136
5.47-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.	137
5.48-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 5.	138
5.49-	UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 3.	139

SIMBOLOGIA

A	área [m ²]
A _{ch}	área da seção transversal da chaminé de equilíbrio [m ²]
A _v	área de passagem do fluido através da válvula [m ²]
a	celeridade [m/s]
B	grandeza definida pela equação (3.22)
B _d	grandeza definida pela equação (3.34)
B _E	grandeza definida pela equação (3.31)
C ⁺	equação característica de inclinação positiva (eq. 3.29)
C ⁻	equação característica de inclinação negativa (eq. 3.32)
C _{ch}	constante da chaminé de equilíbrio dada pela eq. (4.29)
C _d	grandeza definida pela equação (3.33)
C _E	grandeza definida pela equação (3.30)
C _v	coeficiente de vazão do orifício
C ₁	constante relacionada ao tipo de vínculo do tubo
CELMAX	celeridade máxima [m/s]
CELMIN	celeridade mínima [m/s]
CELMED	celeridade média [m/s]
D	diâmetro do tubo [m]
E	módulo de elasticidade do material do tubo [Pa]
e	espessura de parede do tubo [m]
e _s	sobre-espessura para corrosão [mm]
F	força [N]
f	fator de atrito
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
GD ²	efeito de inércia [t.m ²]
H	carga [m]
H _c	altura da chaminé de equilíbrio [m]
H _{res}	altura do reservatório em relação à linha de centro da válvula de jusante (= altura de queda bruta) [m]
h _t	perda de carga do sistema adutor [m]
I _f	espaçamento entre ferros da armadura de tubos de concreto armado [m]
K	módulo de elasticidade do fluido [Pa]
K _a	constante da fórmula de Scobey
k	eficiência de junta soldada
L	comprimento do tubo [m]

L_1	equação (2.2)
L_2	equação (2.5)
L	equação (3.1)
m	massa [kg]
N	número de trechos em que é dividido um tubo
NS	número de seções de um tubo, $NS = N + 1$
n_n	rotação nominal relativa [rpm]
Pot_n	potência nominal da turbina [kW]
p	pressão [Pa]
Q	vazão [m^3/s]
Q_{ch}	vazão na chaminé de equilíbrio [m^3/s]
R	perda de carga unitária, dada pela eq. (3.23) [m/m]
Rey	número de Reynolds
t	tempo [s]
t_a	tempo de aceleração das massas girantes [s]
t_f	tempo de fechamento do órgão de controle [s]
t_h	tempo de aceleração da água no tubo [s]
V	velocidade [m/s]
V_0	velocidade inicial em regime permanente [m/s]
V	volume [m^3]
V_g	volume de gás dissolvida na água [m^3]
V_{liq}	volume de líquido [m^3]
X	grandeza definida pela equação (4.52)
x	posição de uma seção transversal do tubo em relação à extremidade de montante [m]
z	nível d'água na chaminé de equilíbrio em relação à sua base [m]
z^2	parâmetro obtido do gráfico de Allievi [4] ou eq. 4.17
z	cota entre uma seção do tubo e a referência adotada [m]
z_d	grandeza definida pela equação (4.9)
z_e	grandeza definida pela equação (4.11)
Y_d	depleção do nível d'água na chaminé de equilíbrio [m]
Y_e	elevação do nível d'água na chaminé de equilíbrio [m]
α	grandeza definida pela equação (4.33)
β	grandeza definida pela equação (4.34)
γ	grandeza definida pela equação (4.35)
ΔH	variação da carga devido ao transitório [m]
ΔH_{max}	variação máxima da carga devido ao transitório [m]
Δn	sobre-velocidade relativa
Δt	intervalo de tempo a ser usado na malha de cálculo [s]

Δx	comprimento de um trecho do tubo na malha de cálculo [s]
Δx_{eq}	comprimento equivalente do tubo, considerando as perdas localizadas [m]
ϵ	rugosidade relativa da parede do tubo
ψ	variação permissível para a celeridade
λ	valor real qualquer
μ	coeficiente de Poisson
θ	inclinação do eixo do tubo [°]
θ^*	número de intervalos $2L/a$ contidos em t_f
ρ	massa específica [kg/m^3]
ρ^*	constante do tubo, equação (4.18)
σ_{adm}	tensão admissível do material do tubo [kgf/cm^2]
τ	lei de manobra da válvula

Índices Inferiores

A	grandezas referentes ao ponto A (fig. 3.3)
B	grandezas referentes ao ponto B (fig. 3.3)
D	grandezas referentes ao ponto D (fig. 3.3)
E	grandezas referentes ao ponto E (fig. 3.3)
P	grandezas referentes ao ponto P (fig. 3.3)
o	grandezas no regime permanente
j	grandezas referentes ao tubo j

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Gerais

A variação das condições de regime permanente em um sistema ocorre devido a uma manobra em algum componente do sistema. As causas mais comuns de transitórios hidráulicos em sistemas de condutos sob pressão são [1,7,15]:

- a) variações na abertura de válvulas ou distribuidores (acidentais ou planejadas);
- b) parada ou partida de bombas ou turbinas;
- c) ondas em um reservatório, câmara de carga ou chaminé de equilíbrio;
- e) vibrações em rotores ou pás diretrizes de bombas ou turbinas;
- f) instabilidade em tubo de sucção devido a vórtice.

O estudo de transitórios normalmente envolve análise de casos com uma ou mais destas condições de contorno. Este trabalho visa o estudo de transitórios hidráulicos em centrais hidrelétricas devido à rejeição ou aceitação de carga, ou seja, determinar a pressão e a velocidade em um ponto qualquer do tubo em um dado instante, quando é conhecida a lei de fechamento ou abertura do elemento que provocarão transitório.

Este estudo é de grande importância, já que o custo dos componentes do circuito de adução pode chegar a 60% do custo total de implantação de uma central hidrelétrica [19] e uma determinação precisa das pressões extremas que atuam no sistema durante o transitório pode resultar em significativa economia no dimensionamento dos componentes do circuito de adução, tais como condutos forçados, válvulas, câmara de carga, chaminés de equilíbrio e extravasores.

Um roteiro resumido da seqüência de projeto é mostrado na figura 1.1 [7]. Na fase de projeto preliminar já devem ser consideradas análises básicas de transitórios hidráulicos para

definição da alternativa de projeto a ser adotada. No projeto básico o estudo dos transitórios permite a fixação dos dados finais de projeto, tais como tempo de fechamento e abertura do distribuidor, dimensões de dispositivos de segurança, espessura das tubulações e esforços em ancoragens.

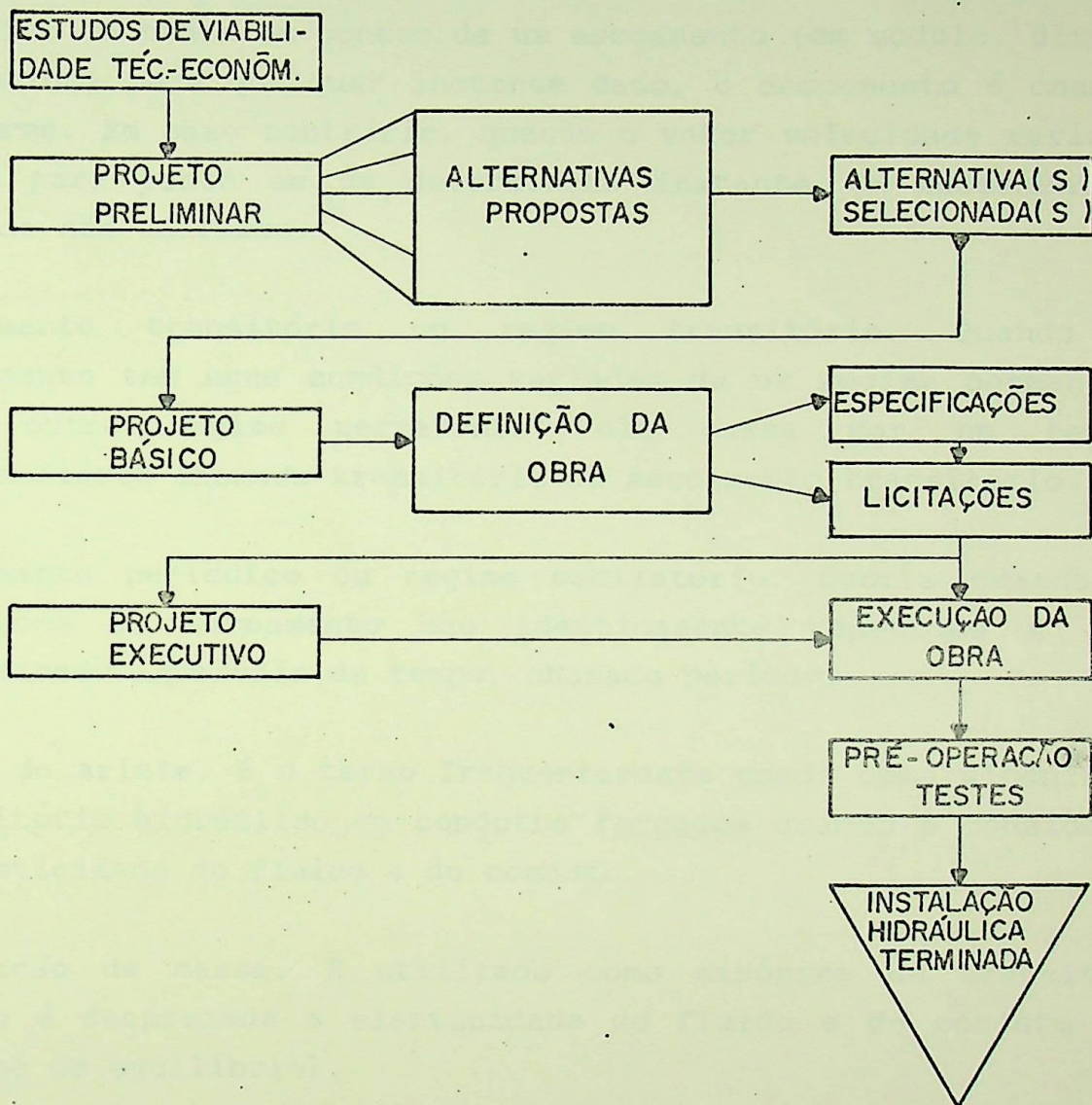


Figura 1.1 - Sequência resumida das fase de projeto de uma instalação hidráulica.

1.2 - Definições e Conceitos Básicos

Os termos frequentemente utilizados no estudo de transitórios hidráulicos são definidos a seguir [1,6,15,16]:

Escoamento permanente e não permanente . Quando as condições do

escoamento, como por exemplo pressão e velocidade, em qualquer ponto do fluido não variam com o tempo, o escoamento é dito permanente. Em caso contrário, quando as condições do escoamento variam com o tempo em qualquer ponto, o escoamento é dito não permanente.

Escoamento uniforme e não uniforme. Se o vetor velocidade é idêntico em todos os pontos de um escoamento (em módulo, direção e sentido) para qualquer instante dado, o escoamento é chamado uniforme. Em caso contrário, quando o vetor velocidade varia de ponto para ponto em um determinado instante, o escoamento é chamado não-uniforme.

Escoamento transitório ou regime transitório. Quando um escoamento tem suas condições variadas de um regime permanente para outro regime permanente, ele passa por um regime intermediário chamado transitório ou escoamento transitório.

Escoamento periódico ou regime oscilatório. Ocorre quando as condições do escoamento são identicamente repetidas a cada determinado intervalo de tempo, chamado período.

Golpe de aríete. É o termo frequentemente usado como sinônimo de transitório hidráulico em condutos forçados quando é considerada a elasticidade do fluido e do conduto.

Oscilação de massa. É utilizado como sinônimo de transitório quando é desprezada a elasticidade do fluido e do conduto (ex. chaminé de equilíbrio).

Manobra. É a ação efetuada sobre os componentes da instalação (Ex. abertura/ fechamento de válvulas, partida ou parada de máquinas hidráulicas, etc.), alterando as condições do escoamento, originando o transitório hidráulico.

1.3 - Propagação e Reflexão de Ondas de Pressão em uma tubulação Simples.

Para melhor compreensão dos transitórios hidráulicos e do mecanismo de propagação de ondas de pressão, será feita uma análise de um sistema simples, composto por um reservatório de nível constante, H_0 , uma tubulação e uma válvula na extremidade de jusante (Fig. 1.2).

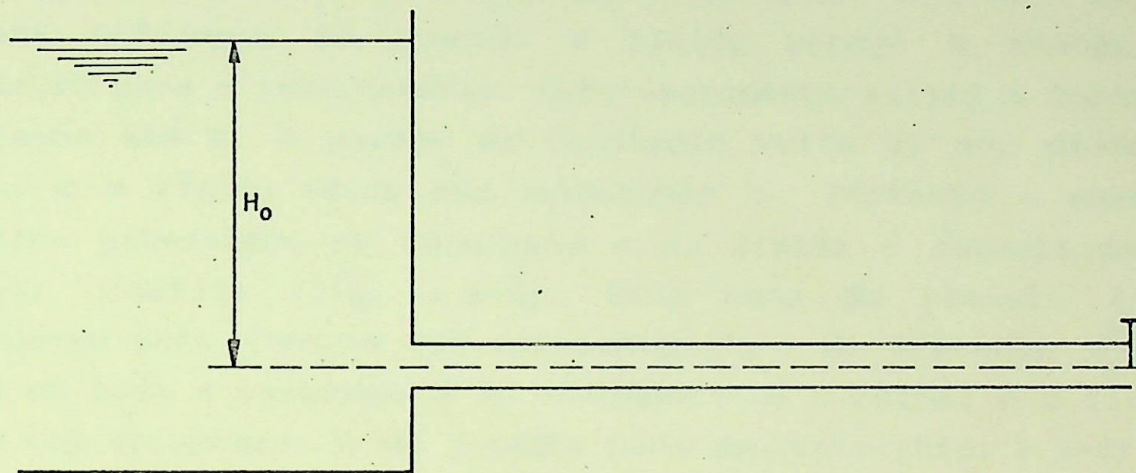


Figura 1.2 - Sistema de adução simples com reservatório de nível constante.

Primeiramente deve-se fazer as seguintes considerações:

- A velocidade é positiva quando tem sentido para jusante.
- No instante $t = 0$ a válvula é instantaneamente fechada.

Neste exemplo o atrito é desprezado. Os eventos seguintes ao fechamento podem ser divididos em quatro etapas, de acordo com a figura 1.3 :

$$1^a) 0 < t \leq \frac{L}{a}$$

No instante do fechamento a camada de fluido junto à válvula tem sua velocidade reduzida à zero. A energia cinética é então convertida em energia elástica utilizada para comprimir o fluido e distender a parede do tubo. Assim que a primeira camada é comprimida o processo se repete consecutivamente para todas as camadas adjacentes (Fig. 1.3-a). O fluido continua saindo do reservatório com velocidade V_0 até que todas as camadas dentro do conduto sejam frenadas. O acréscimo de carga, ΔH , move-se

para montante como uma onda, com velocidade "a" (chamada celeridade). Portanto, no instante $t = \frac{L}{a}$ todo o fluido está parado, a tubulação expandida e sujeita a uma carga $H + \Delta H$, (Fig. 1.3-b).

$$2^{\text{a}}) \quad \frac{L}{a} < t \leq 2 \frac{L}{a}$$

Quando a onda de pressão chega ao reservatório ocorre uma condição de desequilíbrio, pois o reservatório está sujeito a uma carga constante "H" e a tubulação tem carga " $H + \Delta H$ ". Devido a esta diferença de pressão o fluido começa a escoar da tubulação para o reservatório. Este escoamento alivia a carga da tubulação até H, a parede da tubulação volta ao seu diâmetro normal e o fluido escoar com velocidade V_0 . Portanto a energia elástica armazenada na tubulação e no fluido é convertida em energia cinética (Fig. 1.3-c). Esta onda de pressão ($-\Delta H$) propaga-se para jusante com velocidade "a". No instante $\frac{2L}{a}$ a carga em toda a tubulação é H, o diâmetro é o normal e o fluido escoar com velocidade V_0 de jusante para montante (fig. 1.3-d).

$$3^{\text{a}}) \quad \frac{2L}{a} < t \leq \frac{3L}{a}$$

Quando a onda de baixa pressão chega à válvula, esta estando totalmente fechada, não há fluido disponível para manter o escoamento, logo ocorre um abaixamento de carga ΔH de modo a frear o fluido (Fig. 1.3-e). Esta onda de baixa pressão propaga-se para montante com velocidade "a", parando o fluido e contraindo as paredes do fluido. No instante $\frac{3L}{a}$ a carga em toda tubulação é $H - \Delta H$, a velocidade do fluido é zero e a tubulação está contraída (fig. 1.3-f).

$$4^{\text{a}}) \quad \frac{3L}{a} < t \leq \frac{4L}{a}$$

No instante em que a onda de baixa pressão chega ao reservatório tem-se novamente uma condição de desequilíbrio, com reservatório a uma carga constante H e a tubulação a uma carga ($H - \Delta H$). Portanto o fluido começa a escoar do reservatório para a tubulação com velocidade V_0 , Restaurando a carga H e expandindo as paredes da tubulação para as dimensões iniciais (Fig. 1.3-g). No instante $\frac{4L}{a}$ as condições são exatamente as mesmas do

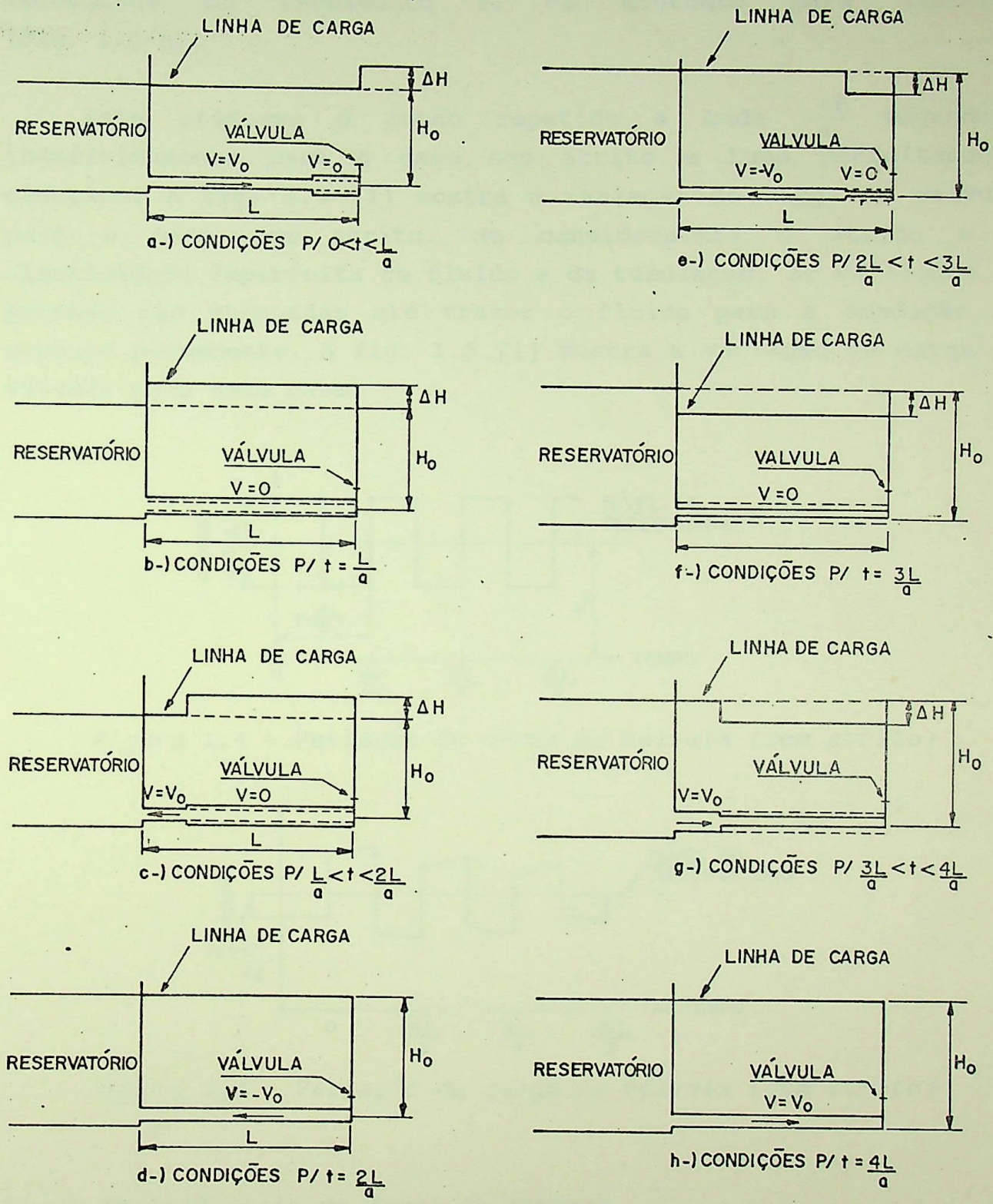


Figura 1.3 - Propagação de ondas de pressão causadas por fechamento instantâneo de válvula [1].

instante $t = 0$, ou seja, carga em toda tubulação igual a H e velocidade do escoamento V_0 de montante para jusante (Fig. 1.3-h).

Este processo é então repetido a cada $\frac{4L}{a}$ segundos, indefinidamente para o caso sem atrito e tubo perfeitamente elástico. A fig. 1.4 [1] mostra a variação de carga na válvula para o caso sem atrito. Se considerarmos o atrito e a elasticidade imperfeita do fluido e da tubulação, as variações de pressão são atenuadas até trazer o fluido para a condição de repouso permanente. A fig. 1.5 [1] mostra a variação de carga na válvula para este caso.

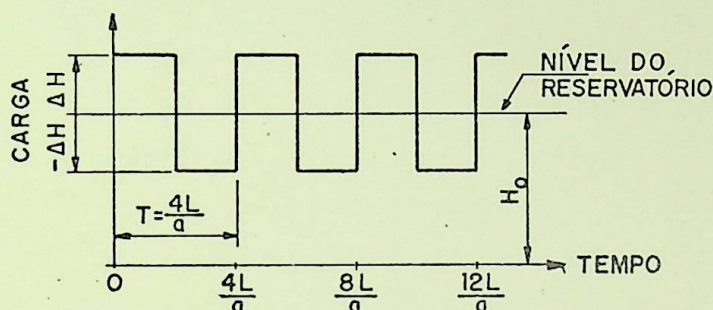


Figura 1.4 - Variação da carga na válvula (sem atrito)

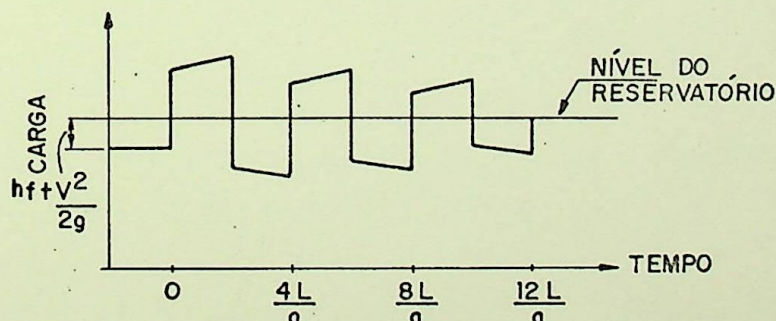


Figura 1.5 - Variação da carga na válvula (com atrito)

1.4 - Classificação do Tempo de Manobra

Se a manobra (fechamento da válvula) tiver uma duração t_f , pode-se classificá-la como:

- $t_f \leq \frac{2L}{a} \rightarrow$ Manobra rápida
- $t_f > \frac{2L}{a} \rightarrow$ Manobra lenta

Se a manobra de fechamento é rápida a sobrecarga máxima é dada pela equação [12]:

$$\Delta H_{\max} = \frac{a \cdot V_0}{g} \quad (1.1)$$

onde V_0 é a velocidade do escoamento em regime permanente.

Se a manobra de fechamento é lenta e linear a sobrecarga máxima pode ser estimada pela fórmula de Jukovisky:

$$\Delta H_{\max} = \frac{a \cdot V_0}{g} \cdot \left[\frac{2 \cdot L}{a \cdot t_f} \right] \quad (1.2)$$

CAPÍTULO 2 - EQUAÇÕES DIFERENCIAIS BÁSICAS PARA O ESCOAMENTO TRANSITÓRIO

2.1 - Introdução

Duas equações diferenciais básicas da mecânica são aplicadas a um curto trecho de fluido para obtenção das equações diferenciais do movimento transitório: a 2ª lei do movimento de Newton e a equação da continuidade [1,15].

As variáveis dependentes são a pressão, p , e a velocidade, V , numa determinada seção transversal do tubo, sendo considerada positiva a velocidade na direção de montante para jusante. As variáveis independentes são a distância, x , medida na tubulação com origem na extremidade de montante e o tempo, t . Logo $p = p(x,t)$ e $V = V(x,t)$.

2.2) Hipóteses:

No estudo do escoamento transitório em condutos forçados são feitas as seguintes hipóteses [1,5,15]:

- O escoamento na tubulação é unidimensional e a distribuição de velocidade é uniforme em toda seção transversal do tubo;
- a tubulação e o fluido são perfeitamente elásticos, isto é, para o conduto é válida a lei de Hooke e, para os líquidos, a compressibilidade e a dilatabilidade isotérmica são calculáveis através do módulo de elasticidade volumétrico.
- As perdas por atrito no regime permanente são válidas durante o regime transitório;

- A pressão mínima ocorrida durante o transitório é superior à pressão de vapor do líquido, isto é, não são consideradas as possibilidades de separação da coluna líquida.
- A tubulação é considerada com juntas de expansão, ou seja, módulo de Poisson não é levado em conta.
- Considera-se que a derivada convectiva das partículas pode ser desprezada em relação à derivada local [5,6] (ver Apêndice A).

2.3 - Obtenção das equações diferenciais que regem o escoamento transitório

2.3.1 - Equação do movimento de Newton

A equação do movimento de Newton é derivada para o escoamento de um fluido através de uma tubulação cônica (ou cilíndrica). A figura 2.1 [16] mostra o sistema adotado, um trecho de fluido situado entre dois planos paralelos afastados de δx e perpendiculares ao eixo do conduto.

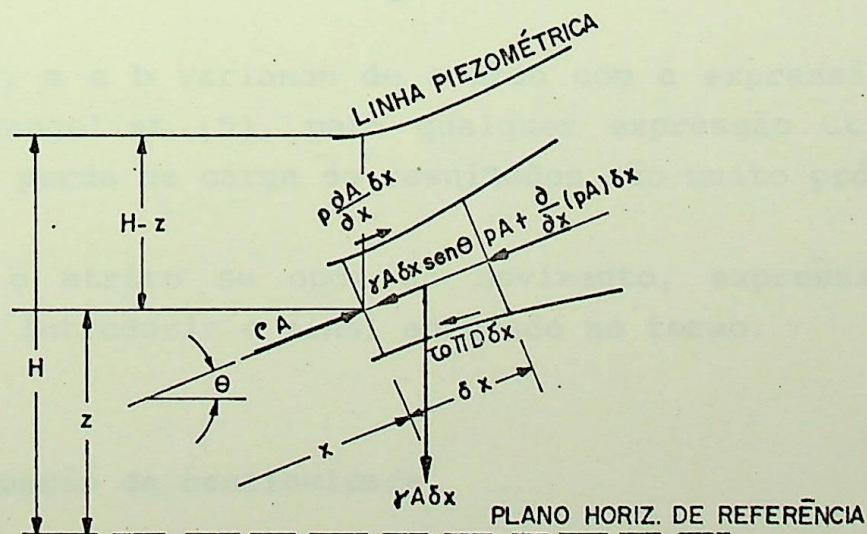


Figura 2.1 - Diagrama do sistema para a dedução da equação do movimento

As forças atuantes no sistema na direção x são as forças de pressão atuando normalmente às superfícies transversais, a força lateral exercida pelo tubo no fluido e a força cortante devida ao atrito do fluido. Adicionalmente há uma componente da força peso na direção x.

A segunda lei de Newton para um sistema pode ser escrita por:

$$\Sigma F = \frac{d}{dt} (m.V) = m \cdot \frac{dV}{dt} = m \cdot \left(\frac{\delta V}{\delta t} + V \cdot \frac{\delta V}{\delta x} \right) \quad (2.1)$$

Aplicando ao sistema considerado e fazendo-se as simplificações descritas no item anterior, obtém-se :

$$L_1 = \frac{\delta V}{\delta t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} + g \cdot \text{sen } \theta + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (2.2)$$

O último termo da equação (2.2) fornece a perda de carga por unidade de comprimento de acordo com a fórmula de Darcy-Weisbach. Se outra expressão para cálculo da perda de carga for utilizada pode-se utilizar uma fórmula exponencial geral para o termo do atrito, como:

$$\frac{k \cdot V \cdot |V|^m}{D^b} \quad (2.3)$$

Com K, m e b variando de acordo com a expressão utilizada. Segundo Evangelist [5], para qualquer expressão utilizada para cálculo da perda de carga os resultados são muito próximos.

Como o atrito se opõe ao movimento, expressa-se V^2 como $V \cdot |V|$ para introduzir o sinal adequado ao termo.

2.3.2 - Equação da continuidade

O princípio da conservação da massa na forma integral para um volume de controle é escrito como:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot V \cdot dA = 0 \quad (2.4)$$

Aplicando-se a equação anterior ao volume de controle da figura 2.2 [16], após simplificações e algum rearranjo, obtém-se:

$$L_2 = \frac{\delta p}{\delta t} + \rho \cdot a^2 \frac{\delta V}{\delta x} = 0 \quad (2.5)$$

que é a segunda eq. diferencial do movimento transitório.

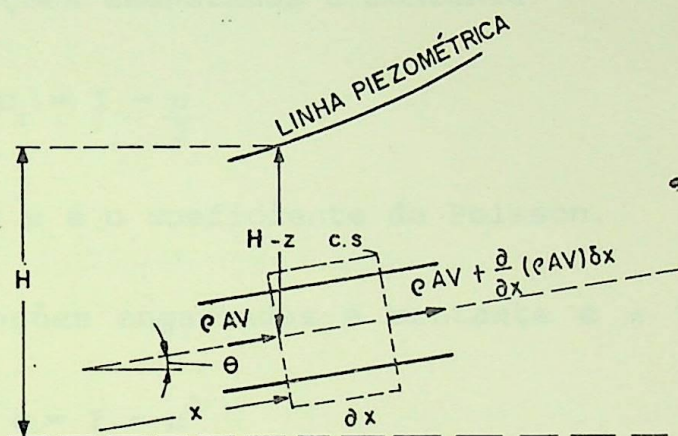


Figura 2.2 - Volume de controle para a dedução da equação da continuidade

2.4 - Celeridade das ondas de pressão

A celeridade associa as propriedades do fluido (a compressibilidade K , e a massa específica ρ), do material do tubo (módulo de elasticidade, E) e as características geométricas do tubo (espessura da parede, e , e o diâmetro, D), além de levar em conta os vínculos do sistema, c_1 [1,15,11]. Ela é expressa por:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{e \cdot E} \cdot c_1}} \quad (2.6)$$

onde o numerador representa a velocidade de propagação do som em um meio fluido infinito com propriedades K e ρ , e o denominador é

o elemento modificador da velocidade do som pelo fato do meio não ser infinito e sim confinado num tubo de diâmetro "D", espessura "e" e módulo de elasticidade "E".

2.4.1 - Tubulações de parede fina

São aquelas em que $\frac{D}{e} \geq 25$

a) tubulações engastadas à montante

$$c_1 = 1 - \frac{\mu}{2} \quad (2.7)$$

onde μ é o coeficiente de Poisson.

b) tubulações engastadas à montante e à jusante

$$c_1 = 1 - \mu^2 \quad (2.8)$$

c) tubulações engastadas mas com juntas de expansão intermediárias.

$$c_1 = 1 \quad (2.9)$$

2.4.2 - Tubulações elásticas de parede grossa

Esse grupo compreende as tubulações com $\frac{D}{e} < 25$. Para os três casos do ítem (2.4.1), a constante c_1 é dada, respectivamente por:

$$a) c_1 = \frac{2.e}{D} \cdot (1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \quad (2.10)$$

$$b) c_1 = \frac{2.e}{D} \cdot (1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \cdot \left(1 - \mu^2\right) \quad (2.11)$$

$$c) c_1 = \frac{2.e}{D} \cdot (1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \quad (2.12)$$

Observa-se neste ítem que quando a espessura da parede diminui a constante c_1 se aproxima do valor calculado pelas expressões para parede fina.

2.4.3 - Túneis circulares

Para túneis tem-se que a espessura da parede é muito grande, tendendo ao infinito, onde para qualquer um dos casos de extremidades a constante é dada por:

$$c_1 = \frac{2 \cdot e}{D} \cdot (1 + \mu) \quad (2.13)$$

2.4.4 - Túneis circulares blindados

Um revestimento metálico, colocado no interior do túnel, em contato direto com rocha, aumenta a celeridade da onda de pressão se comparada ao ítem anterior. Desprezando o coeficiente de Poisson da rocha e da blindagem temos:

$$c_1 = \frac{2 \cdot e \cdot E}{E_R \cdot D + 2 \cdot E \cdot e} \quad (2.14)$$

onde E —→ módulo de elasticidade da blindagem [N/m^2]

E_R —→ módulo de elasticidade da rocha [N/m^2]

e —→ espessura da blindagem [m]

D —→ diâmetro interno do túnel [m]

2.4.5 - Túneis de concreto armado

Para túneis de concreto armado calcula-se a celeridade desprezando-se as tensões longitudinais ($c_1 = 1$) e adotando uma espessura equivalente em aço, dada por:

$$e_e = \frac{E_c}{E_A} \cdot e_c + \frac{A_f}{I_f} \quad (2.15)$$

e_e → espessura equivalente em aço [m]

E_c → módulo de elasticidade do concreto [N/m^2]

E_A → módulo de elasticidade do aço [N/m^2]

e_c → espessura da tubulação de concreto [m]

A_f → área da seção transversal dos ferros da armadura [m^2]

I_f → espaçamento entre os ferros da armadura [m]

Com a espessura obtida utiliza-se a expressão (2.6) com o módulo de elasticidade do aço.

2.4.6 - Tubos de PVC ou plástico reforçado

As mesmas expressões para tubos metálicos podem ser usadas satisfatoriamente, desde que sejam utilizados valores apropriados para as propriedades do tubo, ressaltando porém que para estes tipos de tubo as equações simplificadas 2.2 e 2.5 não são válidas, pois os termos convectivos não podem ser desprezados (ver apêndice A).

2.5 - Observações Gerais Sobre as Eq. Diferenciais Básicas.

As equações obtidas anteriormente, chamadas de L1 e L2, são equações diferenciais parciais de primeira ordem. Há duas variáveis independentes, x e t , e duas variáveis dependentes, $p(x,t)$ e $V(x,t)$. As variáveis dependentes, determinadas para uma determinada seção do sistema ($x = \text{constante}$) descrevem a evolução no tempo do fenômeno nesta seção.

Características do sistema são consideradas constantes em relação ao tempo, como por exemplo a área da seção transversal "A", com o seu correspondente diâmetro "D", e a celeridade "a". Entretanto estas características podem variar em relação à "x", o

que assume importância com respeito ao tratamento numérico dado a estas equações, conforme será detalhado.

Outra observação importante relativa à celeridade diz respeito à quantidade de gás dissolvido na água. Experiências feitas em laboratório [18] mostram que a celeridade fica sensivelmente reduzida com o aumento de gás dissolvido no líquido e em regiões sujeitas a cavitação, conforme mostra a figura 2.3, onde o volume total de fluido, V , pode ser expresso como sendo a soma do volume de líquido, V_{lq} , com o volume de gás, V_g . Para o presente trabalho esta variação da celeridade é considerada muito pequena, já que a quantidade de gás dissolvido também é muito pequena e não há ruptura do veia líquida. Esta consideração está a favor da segurança.

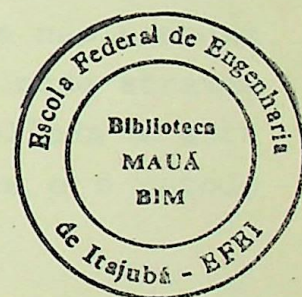
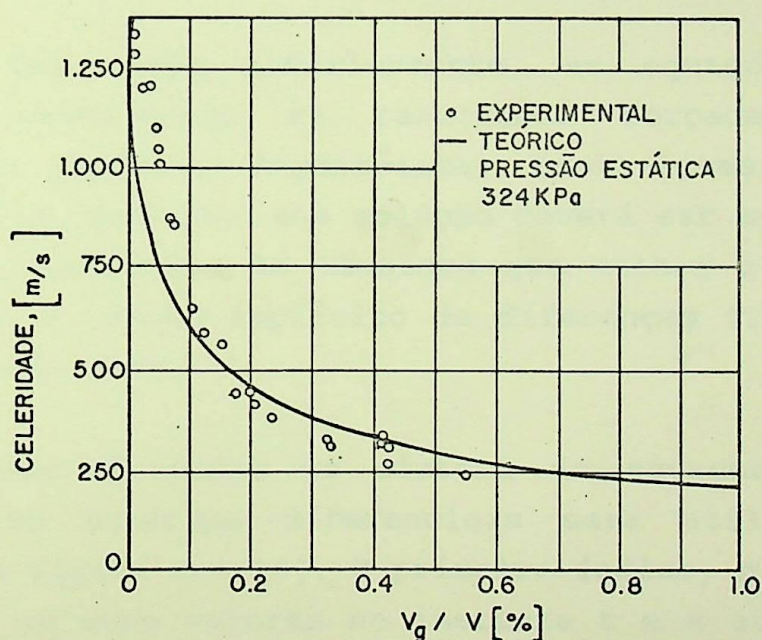


Figura 2.3 - Variação da celeridade devido à quantidade de gás dissolvido

O fator de atrito, "f", para um mesmo tubo, varia com o número de Reynolds, no entanto ele pode ser considerado constante durante o transitório e com o mesmo valor do regime permanente, sem apresentar influência significativa [1]. Neste trabalho o fator de atrito será determinado em cada seção do tubo, a cada instante, em função do número de Reynolds, pois se por um lado ele não apresenta influência na magnitude da sobrepressão máxima, por outro ele assume importância significativa no tempo de estabilização do sistema.

Do ponto de vista matemático as equações L_1 e L_2 apresentam duas importantes propriedades: elas são quase-lineares (os termos não lineares nestas equações envolvem derivadas de primeira ordem e primeiro grau) e são do tipo hiperbólico [1,10]. Estas propriedades simplificam muito o estudo do problema do ponto de vista numérico, já que estas equações na forma apresentada não possuem solução geral.

2.6 - Métodos de Resolução das Equações Diferenciais Hiperbólicas

2.6.1 - Definições e notações

Como foi visto anteriormente, as equações que regem o movimento transitório em tubulações forçadas são equações diferenciais parciais, hiperbólicas, quase-lineares e não possuem solução exata, portanto sua solução deverá ser aproximada através de métodos numéricos. As técnicas que melhor se aplicam à esta análise são o método implícito de diferenças finitas e o método das características.

No desenvolvimento do sistema de equações de diferenças associado às equações diferenciais será utilizada a notação indexada da figura 2.4 [6]. O primeiro índice, p , nas variáveis H e Q indica os seus valores no instante t e a ausência do índice indicará os seus valores no instante anterior, $t - \Delta t$. No estudo de transitórios considera-se que para $t = 0$ as variáveis Q e H são conhecidas (regime permanente, antes do início do fechamento). O segundo índice indica a posição ao longo do conduto, medida a partir do extremo de montante.

Com esta notação, a cada passo de cálculo numérico são incógnitas os valores H_{p1} e Q_{p1} , para $1 \leq i \leq NS$, onde $NS = N + 1$ é a última seção à jusante do tubo de comprimento L , e N é o número adotado de trechos : $L = N \cdot \Delta x$

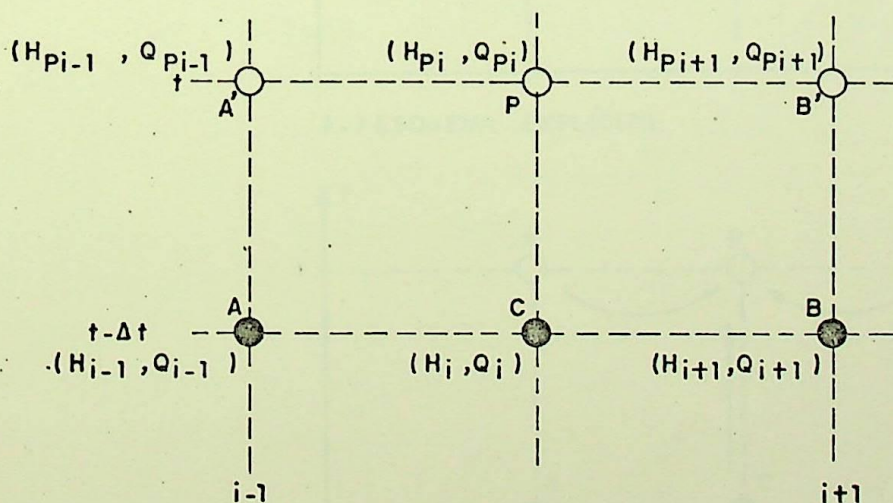
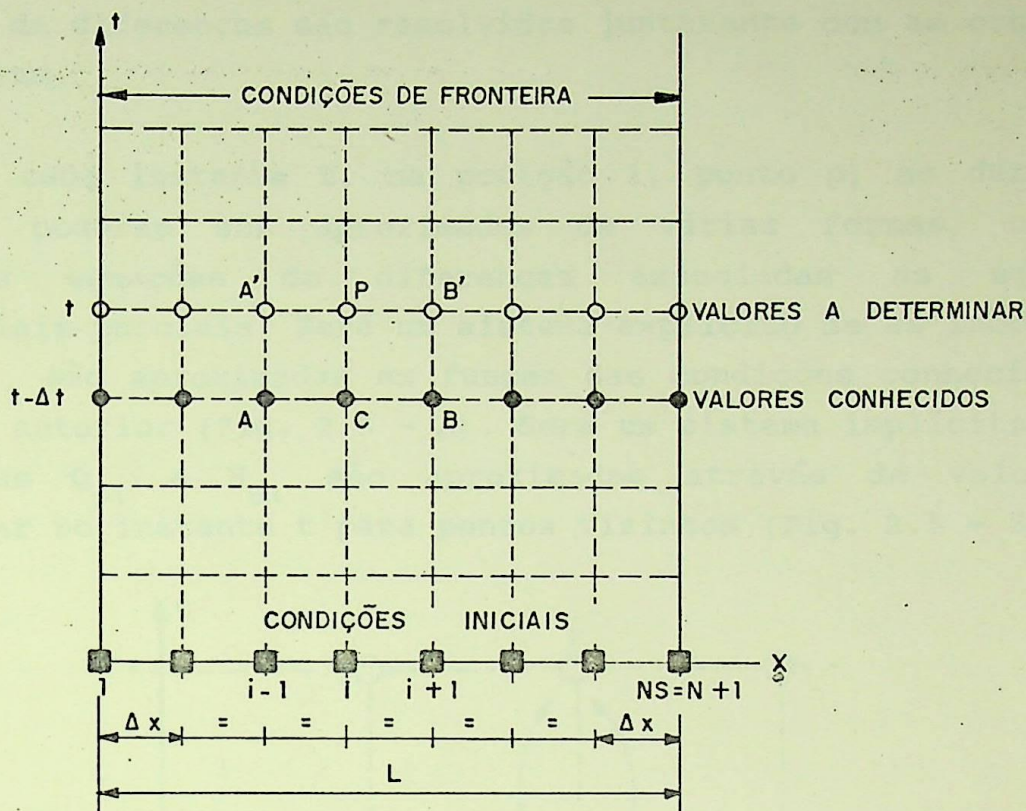
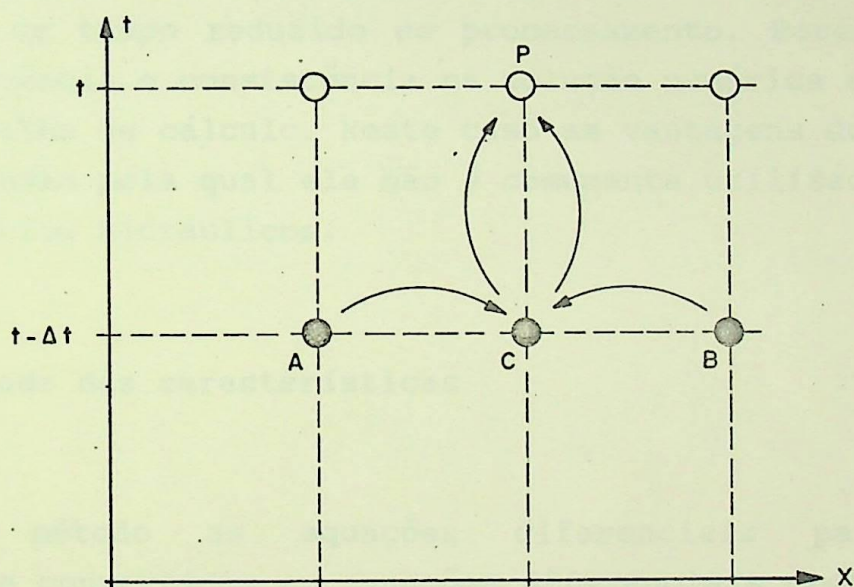


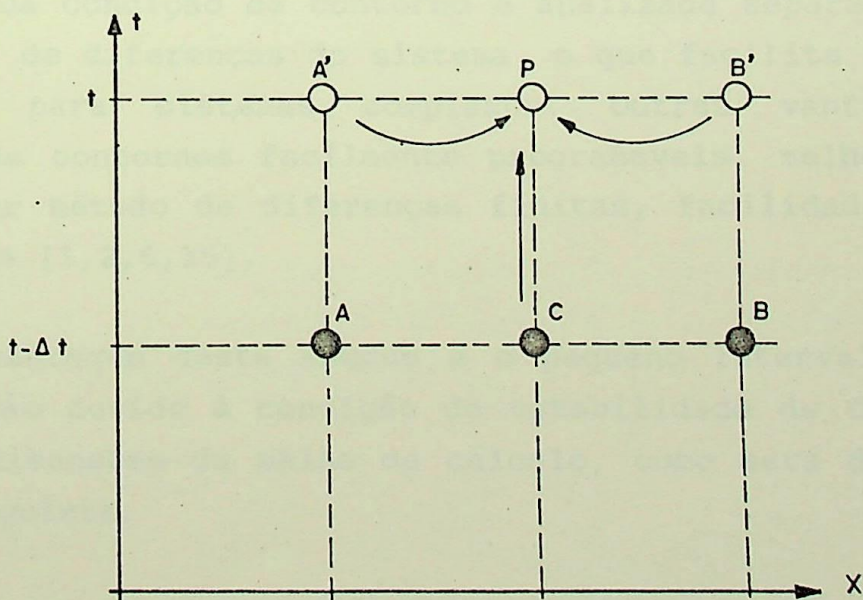
Figura 2.4 - Malha de cálculo e notação

Nos extremos de montante ($i = 1$) e de jusante ($i = NS$), as equações de diferenças são resolvidas juntamente com as condições de contorno.

Para cada instante t , na posição i , ponto p , as derivadas parciais poderão ser aproximadas de várias formas, obtendo distintas equações de diferenças associadas as equações diferenciais parciais. Será um sistema explícito se as incógnitas Q_{p1} e H_{p1} são aproximadas em função das condições conhecidas no instante anterior (fig. 2.5 - A). Será um sistema implícito se as incógnitas Q_{p1} e H_{p1} são aproximadas através de valores a determinar no instante t para pontos vizinhos (Fig. 2.5 - B).



A-) ESQUEMA EXPLÍCITO



B-) ESQUEMA IMPLÍCITO

Figura 2.5 - Esquemas para o cálculo das derivadas

2.6.2 - Método implícito

Neste método as equações diferenciais parciais são passadas para a forma de diferenças finitas, resultando em equações algébricas que são resolvidas simultaneamente a cada passo para a determinação de Q_{p1} e H_{p1} . Para sistemas complexos, com equações de contorno não lineares, pode-se obter processamentos de longa duração.

A vantagem deste método está na liberdade da malha de cálculo, já que ele é incondicionalmente estável [2]. Portanto, longos intervalos de tempo podem ser usados na iteração, o que resulta em um tempo reduzido de processamento. Porém, para que haja convergência e consistência na solução numérica é necessário reduzir a malha de cálculo. Neste caso as vantagens do método são perdidas, razão pela qual ele não é comumente utilizado no estudo de transitórios hidráulicos.

2.6.3 - Método das características

Neste método as equações diferenciais parciais são inicialmente convertidas em equações diferenciais ordinárias, que são então resolvidas por uma técnica explícita de diferenças finitas. Cada condição de contorno é analisada separadamente com as equações de diferenças do sistema, o que facilita a aplicação do método para sistemas complexos. Outras vantagens são: condições de contornos facilmente programáveis, melhor precisão que qualquer método de diferenças finitas, facilidade de depuração de programas [1,2,6,15].

A desvantagem deste método é o pequeno intervalo de tempo para iteração devido à condição de estabilidade de Courant, que limita as dimensões da malha de cálculo, como será detalhado no capítulo seguinte.

CAPÍTULO 3 - MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

3.1 - Equações Características

As equações diferenciais obtidas anteriormente possuem duas incógnitas, a pressão, p , e a velocidade, V . Estas equações podem ser combinadas linearmente por um multiplicador desconhecido λ , de modo que:

$$L = L_1 + \lambda \cdot L_2 \quad (3.1)$$

Quaisquer dois valores reais distintos de λ fornecem duas equações diferenciais em V e p que representam o mesmo fenômeno físico que as equações originais L_1 e L_2 e que podem substituí-las em qualquer solução. Deste modo, substituindo as equações 2.2 e 2.5 em 3.1, tem-se:

$$L = \left(\frac{\delta V}{\delta t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} \right) + \lambda \cdot \left(\frac{\delta p}{\delta t} + \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\delta V}{\delta x} \right) \quad (3.2)$$

Rearranjando:

$$L = \left(\frac{\delta V}{\delta t} + \lambda \cdot \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\delta V}{\delta x} \right) + \lambda \cdot \left(\frac{\delta p}{\delta t} + \frac{1}{\lambda \rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} \right) + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.3)$$

Verifica-se que os dois termos entre parenteses na equação anterior serão as derivadas totais da velocidade, $\frac{DV}{Dt}$, e da pressão, $\frac{Dp}{Dt}$, respectivamente, se:

$$\lambda \cdot \rho \cdot a^2 = \frac{dx}{dt} \quad (3.4)$$

e

$$\frac{1}{\lambda \cdot \rho} = \frac{dx}{dt} \quad (3.5)$$

Das equações (3.4) e (3.5) obtém-se:

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho \cdot a} \quad (3.6)$$

Logo:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (3.7)$$

Considerando (3.6), a equação (3.3) pode agora ser escrita como sendo:

$$L = \frac{DV}{Dt} \pm \frac{1}{\rho \cdot a} \cdot \frac{Dp}{Dt} + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.8)$$

ou seja:

$$\frac{DV}{Dt} + \frac{1}{\rho \cdot a} \cdot \frac{Dp}{Dt} + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (3.10)$$

$$\frac{DV}{Dt} - \frac{1}{\rho \cdot a} \cdot \frac{Dp}{Dt} + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (3.12)$$

Os dois valores reais de λ utilizados convertem as duas equações diferenciais parciais L_1 e L_2 em duas equações diferenciais ordinárias, equações (3.9) e (3.11), cada qual sujeita à restrição das equações (3.10) e (3.12), respectivamente.

Pode-se agora visualizar uma solução desenvolvida no plano das variáveis independentes, isto é, no plano xt (Fig. 3.1). Como a celeridade, a , é constante para uma determinada tubulação, a equação (3.10) plota uma linha reta no plano xt , de inclinação positiva, a qual será chamada de C^+ . Analogamente a equação (3.12) plota uma reta de inclinação negativa chamada C^- . Estas retas no plano xt são as chamadas linhas características, ao longo das quais as equações (3.9) e (3.11), respectivamente, são válidas. Estas últimas equações são chamadas equações de compatibilidade.

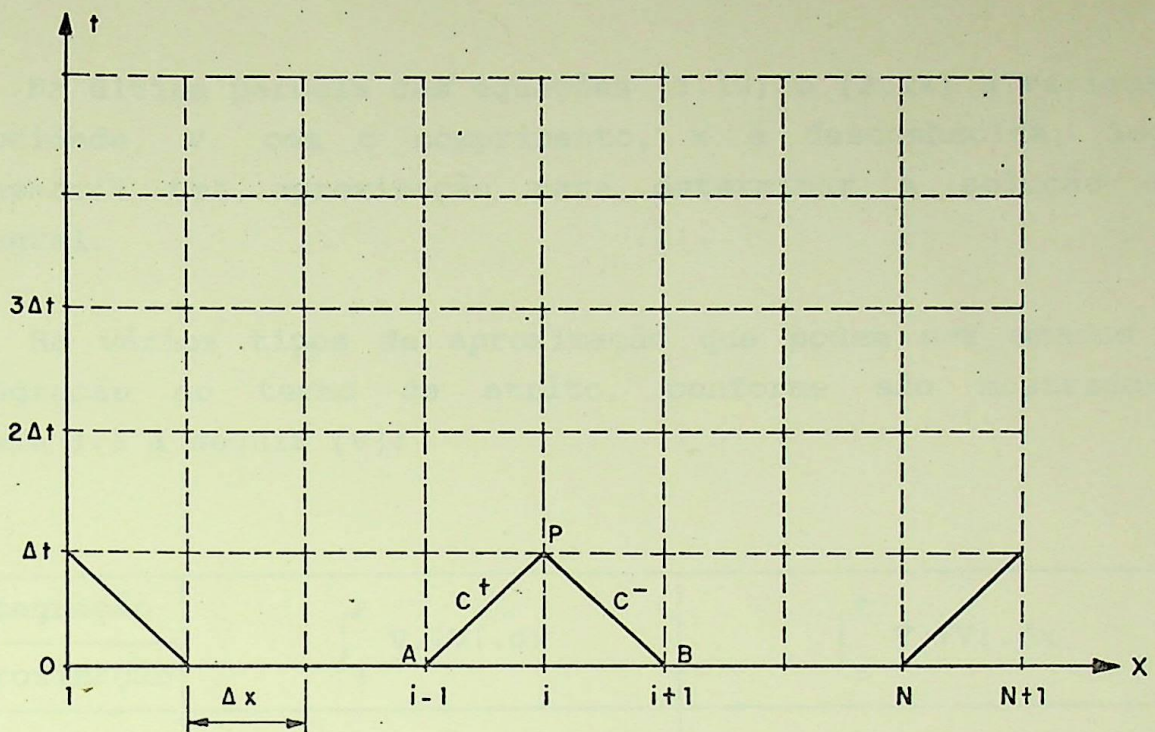


Figura 3.2 - Malha para resolução pelo método das características

As variáveis dependentes pressão, p , e velocidade, V , são conhecidas no ponto A, logo a equação (3.9) pode ser integrada entre os pontos A e P e ser escrita em função das incógnitas p e V no ponto P.

Analogamente, a equação (3.11) é válida sobre a reta C^- , e pode ser integrada entre os pontos B e P e ser escrita em função das incógnitas p e V no ponto P.

Multiplicando a equação (3.9) por $\rho \cdot a \cdot dt$ e integrando entre os pontos A e P, considerando a inclinação da tubulação, θ , constante entre A e P, obtém-se:

$$\rho \cdot a \cdot \int_A^P dV + \int_A^P dp + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot \int_A^P dx + \frac{f \cdot \rho}{2 \cdot D} \cdot \int_A^P V \cdot |V| \cdot dx = 0 \quad (3.13)$$

Analogamente, multiplicando a equação (3.11) por $\rho \cdot a \cdot dt$ e integrando entre B e P, considerando θ constante entre B e P, obtém-se:

$$\rho \cdot a \cdot \int_B^P dV - \int_B^P dp + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot \int_B^P dx + \frac{f \cdot \rho}{2 \cdot D} \cdot \int_B^P V |V| dx = 0 \quad (3.14)$$

Na última parcela das equações (3.13) e (3.14) a variação da velocidade, V , com o comprimento, x é desconhecida, logo é necessária uma aproximação para determinar a solução desta integral.

Há vários tipos de aproximação que podem ser usados para integração do termo de atrito, conforme são mostrados na tabela 3.1 a seguir [8]:

Integração	$\int_A^P V \cdot V \cdot dx$	$\int_B^P V \cdot V \cdot dx$
Aproximação		
1	$V_A \cdot V_A \cdot \Delta x$	$V_B \cdot V_B \cdot \Delta x$
2	$V_P \cdot V_A \cdot \Delta x$	$V_P \cdot V_B \cdot \Delta x$
3	$\frac{V_A \cdot V_A + V_P \cdot V_P }{2} \cdot \Delta x$	$\frac{V_B \cdot V_B + V_P \cdot V_P }{2} \cdot \Delta x$
4	$\frac{(V_A + V_P) \cdot V_A + V_P }{4} \cdot \Delta x$	$\frac{(V_A + V_P) \cdot V_A + V_P }{4} \cdot \Delta x$

Tabela 3.1 - Tipos de aproximação

onde $\Delta x = x_P - x_A$ ou $\Delta x = x_P - x_B$

A aproximação do tipo 1 é uma aproximação de 1ª ordem e as demais são de 2ª ordem. Na maioria dos casos a aproximação de 1ª ordem é satisfatória, exceto naqueles em que o atrito é predominante. Nestes casos uma aproximação de 2ª ordem é necessária, já que a aproximação de 1ª ordem leva a resultados incorretos, e em casos extremos, a uma instabilidade na solução [15].

A tabela 3.2 mostra a variação do erro cometido com cada uma das aproximações, considerando-se como exato o resultado para uma variação linear de V com x do tipo $Q = Q_0 \left(1 + \frac{b \cdot x}{L}\right)$ [8,22]:

Aproximação	Erro
1	$V_o \cdot \left(b \cdot \Delta x^2 + \frac{b^2 \cdot \Delta x^3}{3} \right)$
2	$V_o \cdot \left(\frac{b^2 \cdot \Delta x^3}{3} \right)$
3	$V_o \cdot \left(\frac{b^2 \cdot \Delta x^3}{6} \right)$
4	$V_o \cdot \left(\frac{b^2 \cdot \Delta x^3}{12} \right)$

Tabela 3.2 - Erros de cada tipo de aproximação.

Uma aproximação do tipo 2 introduz menores erros na solução sem aumentar o tempo de processamento [1,12] e portanto será utilizada neste trabalho.

Para uma aproximação do tipo 2 as equações (3.13) e (3.14) podem ser escritas, respectivamente, por:

$$\rho \cdot a \cdot (V_P - V_A) + (p_P - p_A) + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot \Delta x + \frac{f \cdot \rho \cdot V_P \cdot |V_A| \cdot \Delta x}{2 \cdot D} = 0 \quad (3.15)$$

$$\rho \cdot a \cdot (V_P - V_B) - (p_P - p_B) + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot (-\Delta x) + \frac{f \cdot \rho \cdot V_P \cdot |V_B| \cdot (-\Delta x)}{2D} = 0 \quad (3.16)$$

Visto que para problemas de hidráulica é mais conveniente trabalhar com a carga piezométrica, H , e com a vazão, Q , ao invés de pressão, p , e velocidade, V , pode-se escrever as seguintes relações (carga dinâmica pode ser desprezada) de acordo com a fig. 2.1:

$$\left. \begin{aligned} p_P &= \rho \cdot g \cdot (H_p - z_p) \\ p_A &= \rho \cdot g \cdot (H_p - z_A) \\ p_B &= \rho \cdot g \cdot (H_p - z_B) \\ V &= Q \cdot A \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

e substituí-las em (3.15) e (3.16) obtendo-se, respectivamente:

$$C^+ : H_p = H_A - \frac{a}{g.A} \cdot (Q_p - Q_A) - \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \cdot Q_p \cdot |Q_A| \quad (3.18)$$

válida sobre a linha característica AP, e:

$$C^- : H_p = H_B + \frac{a}{g.A} \cdot (Q_p - Q_B) + \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \cdot Q_p \cdot |Q_B| \quad (3.19)$$

válida sobre a linha característica BP.

Para problemas de transitórios hidráulicos normalmente no tempo inicial, $t = 0$, o sistema encontra-se em regime permanente e as condições em todos os pontos da tubulação são conhecidos. Para a malha retangular da figura 3.2, a solução consiste em determinar a carga, H , e a vazão, Q , para todos os pontos da malha a cada intervalo de tempo Δt . Para os pontos internos da malha, seção i , onde se deseja H_p e Q_p , as condições no instante anterior são conhecidas, ou seja, Q_{i-1} , Q_{i+1} , H_{i-1} , H_{i+1} . A solução é dada pela resolução simultânea das eq. (3.18) e (3.19).

Escrevendo as expressões anteriores na forma indexada, conveniente para o processamento, obtém-se:

$$C^+ : H_{p1} = H_{i-1} - B \cdot (Q_{p1} - Q_{i-1}) - R \cdot Q_{p1} \cdot |Q_{i-1}| \quad (3.20)$$

$$C^- : H_{p1} = H_{i+1} + B \cdot (Q_{p1} + Q_{i+1}) + R \cdot Q_{p1} \cdot |Q_{i+1}| \quad (3.21)$$

onde:

$$B = \frac{a}{g \cdot A} \quad (3.22)$$

e:

$$R = \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (3.23)$$

Somando as equações (3.20) e (3.21), tem-se :

$$Q_{p1} = \frac{B \cdot (Q_{i-1} + Q_{i+1}) + (H_{i-1} + H_{i+1})}{2 \cdot B + R \cdot (|Q_{i-1}| + |Q_{i+1}|)} \quad (3.24)$$

Aplicando esta equação para um ponto E e outro D, conforme mostra a figura 3.3, tem-se a chamada malha cruzada ou escalonada [12].

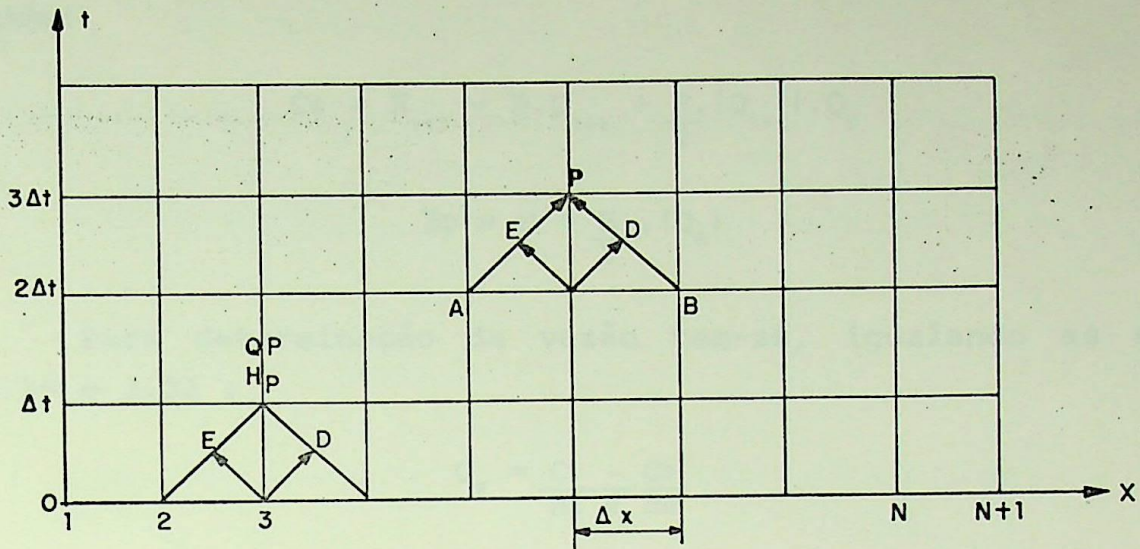


Figura 3.3 - Malha cruzada

$$Q_E = \frac{B \cdot (Q_{i-1} + Q_i) + (H_{i-1} - H_i)}{2 \cdot B + \frac{R}{2} \cdot (|Q_{i-1}| + |Q_i|)} \quad (3.25)$$

$$Q_D = \frac{B \cdot (Q_i + Q_{i+1}) + (H_i - H_{i+1})}{2 \cdot B + \frac{R}{2} \cdot (|Q_i| + |Q_{i+1}|)} \quad (3.26)$$

Aplicando a equação de C^+ (3.20) para o ponto E e para o ponto P, tem-se :

$$H_E = H_{i+1} + B \cdot Q_{i-1} - \left(B + \frac{R}{2} \cdot |Q_{i-1}| \right) \cdot Q_E \quad (3.27)$$

$$H_P = H_E + B \cdot Q_E - \left(B + \frac{R}{2} \cdot |Q_E| \right) \cdot Q_P \quad (3.28)$$

Das duas equações anteriores resulta:

$$H_P = C_E - B_E \cdot Q_P \quad (3.29)$$

onde :

$$C_E = H_{i-1} + B \cdot Q_{i-1} - \frac{R}{2} \cdot |Q_{i-1}| \cdot Q_E \quad (3.30)$$

$$B_E = B + \frac{R}{2} \cdot |Q_E| \quad (3.31)$$

Analogamente, para a linha característica C^- , chega-se a:

$$H_P = C_D + B_D \cdot Q_P \quad (3.32)$$

onde:

$$C_D = H_{1+1} - B \cdot Q_{1+1} + \frac{R}{2} |Q_{1+1}| \cdot Q_D \quad (3.33)$$

$$B_D = B + \frac{R}{2} \cdot |Q_D| \quad (3.34)$$

Para determinação da vazão tem-se, igualando as equações 3.29 e 3.32 :

$$Q_P = \frac{C_E - C_D}{B_E + B_D} \quad (3.35)$$

Todos os pontos internos da malha podem ser determinados pelas equações (3.25), (3.26), (3.29), (3.32) e (3.35).

3.3 - Conceito de Condições de Contorno

Observando a figura 3.2 verifica-se que na extremidade de montante apenas a equação característica C^- fornece uma relação entre as incógnitas H_{p1} e Q_{p1} . É necessária então uma condição auxiliar que relacione a resposta da tubulação com o comportamento do contorno. Da mesma forma, na extremidade de jusante apenas a equação característica C^+ fornece uma relação entre $H_{p,n+1}$ e $Q_{p,n+1}$ sendo necessária mais uma condição externa e suas consequentes relações matemáticas para se representar o comportamento físico do escoamento na extremidade de jusante durante o transitório.

As expressões matemáticas das condições de contorno são chamadas equações de contorno. Estas expressões, e portanto as condições de contorno, segundo Evangelist [5], classificam-se em:

$$a) \text{ não dinâmica } \left\{ \begin{array}{l} - \text{ autônoma} \\ - \text{ não autônoma} \end{array} \right.$$

b) dinâmica

a) A condição de contorno é dita não dinâmica se é representada por equação algébrica do tipo:

$$F_1[H(t), Q(t), t] = 0$$

onde $H(t)$ e $Q(t)$ são a altura piezométrica e a vazão no contorno.

a1) Será autônoma se não contiver explicitamente a variável t :

$$F_1 [H(t), Q(t)] = 0$$

a2) Será não autônoma se contiver explicitamente a variável t :

$$F_1[H(t), Q(t), t] = 0$$

Portanto, neste tipo de contorno a relação entre Q e H não é decorrência da evolução do transitório, ou seja, ela é definida à priori, na concepção da instalação e pelo operador. São exemplos de contornos não dinâmicos:

- variações das propriedades físicas e geométricas dos tubos (mudança de material, espessura ou diâmetro);
- junção de vários condutos;
- reservatórios de grandes dimensões onde pode-se considerar o nível constante durante o transitório;
- válvulas nas quais a manobra é definida pelo operador (não-controladas);
- orifícios abertos para a atmosfera.

b) A condição de contorno é dita dinâmica se a relação entre H e Q depende da evolução do transitório, não podendo, portanto, ser previamente fixada.

Se as expressões matemáticas envolvem K grandezas específicas da fronteira que variam com o transitório, são necessárias $(K+1)$ equações para, juntamente com C^+ ou C^- , resolver o sistema de $(K+2)$ incógnitas.

São exemplos deste tipo de contorno:

- máquinas hidráulicas de fluxo nas quais a rotação e o torque no eixo são grandezas adicionais que deverão ser determinadas a cada instante.
- Chaminés de equilíbrio, tanques alimentadores e câmaras de carga, para os quais os níveis de água são variáveis durante o transitório.
- As válvulas servo-controladas, nas quais a abertura em cada instante é determinada pela carga na instalação. Ex.: pás-diretrizes.

3.4 - Condições de Estabilidade e Convergência [2]

Para obter uma solução numérica razoavelmente precisa de uma equação diferencial parcial, as aproximações por diferenças finitas devem satisfazer a condições de convergência e estabilidade. Embora inter-relacionadas, estas condições diferem entre si.

3.4.1 - Erros de discretização

Admite-se que $U(x,t)$ é uma solução exata de equação diferencial parcial tendo x e t como variáveis independentes e que $u(x,t)$ é uma solução exata da equação de diferenças finitas que aproxima a equação diferencial parcial. A diferença $(U-u)$ é designada como erro de discretização, e sua magnitude depende da malha $(\Delta x, \Delta t)$ e das aproximações feitas para as derivadas. Com a diminuição da malha diminui o erro de discretização.

3.4.2 - Convergência

Um esquema de diferenças finitas é dito convergente se u tende a U à medida que Δx e Δt tendem à zero. É difícil desenvolver diretamente as condições de convergência, entretanto tem sido desenvolvidos procedimentos para investigar a convergência de equações diferenciais parciais hiperbólicas lineares por meio de condições de estabilidade e consistência. Um esquema de diferenças finitas é dito convergente se ele é consistente com a equação diferencial e se satisfaz as condições de estabilidade.

3.4.3 - Consistência

Seja $F_{i,j}(u) = 0$ a representação de diferenças finitas no ponto (i,j) da rede. Substituindo a solução exata da equação diferencial parcial, U , na equação de diferenças finitas, $F_{i,j}(U) = \delta_i$ é chamado de erro de truncamento local no ponto (i,j) da rede. Se esse erro tende a zero, a medida que Δx e Δt tendem à zero, então a equação de diferenças é dita consistente com a equação diferencial.

3.4.4 - Estabilidade

Quando se resolve equações de diferenças finitas, uma solução exata $u(x,t)$ somente será obtida se os cálculos forem feitos até um número infinito de casas decimais. No entanto, como os cálculos são feitos com um número finito de casas decimais, erros de arredondamento, R , são introduzidos a cada passo. Portanto, a solução numérica N , que se obtém é diferente da solução exata, u . Daí surge o erro de arredondamento global, $R = (u - N)$. Se o erro de arredondamento não cresce sem limites ao avançar-se o cálculo, então o esquema de diferenças finitas é estável.

O método das características é estável apenas se:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} \geq a \quad (3.36)$$

o que é conhecido como condição de estabilidade de Courant-Friedrich-Lewy. Geometricamente esta condição exige que as linhas características que passam por P interceptem a linha AB entre AC e CB, conforme mostra a figura 3.4.

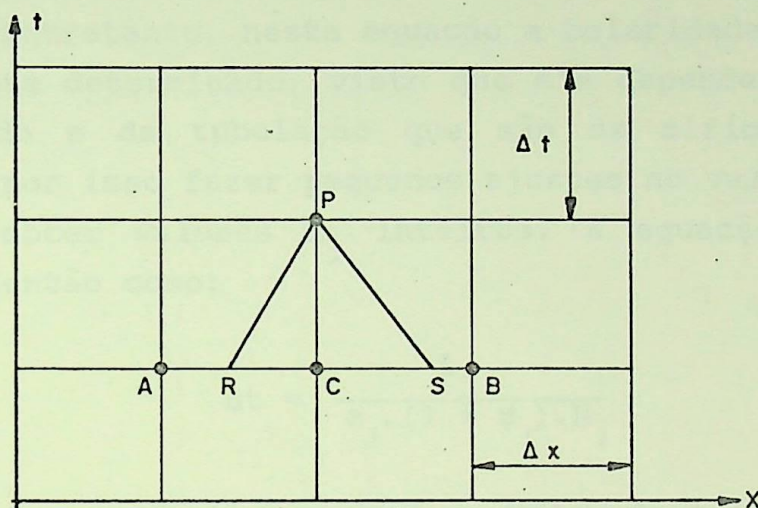


Figura 3.4 - Condição de estabilidade de Courant

Chaudry [1] comparou vários resultados de diferentes esquemas de diferenças finitas e mostrou que o método das características sem interpolações, ou seja, quando as linhas características passam por AP e BP, é o que apresenta melhores resultados, Portanto deve-se ter:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = a \quad (3.37)$$

3.5 - Seleção do Incremento de Tempo para Sistemas Complexos

Para sistemas complexos envolvendo 2 ou mais tubulações, a malha de cálculo (Δx , Δt) em cada um dos j tubos deve satisfazer a condição de Courant ($\Delta x \geq a\Delta t$). Como para poder analisar o sistema numericamente é necessário que o incremento de tempo Δt seja o mesmo em todos os tubos para que se possa utilizar as equações de contorno, deve-se ter em cada um dos j tubos do sistema:

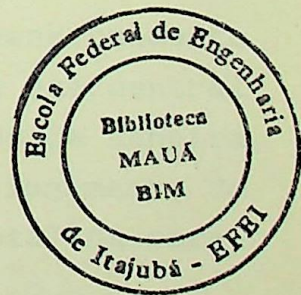
$$\Delta t = \frac{\Delta x_j}{a_j} = \frac{L_j}{a \cdot N_j} \quad (3.38)$$

onde N_j é o número de trechos de cada um dos j tubos (é um número inteiro).

É claro que muito dificilmente obter-se-á um número inteiro de trechos para todos os tubos do sistema, satisfazendo a equação (3.38). Entretanto, nesta equação a celeridade, a , não é um valor exatamente determinado, visto que ele depende de características do fluido e da tubulação que são de difícil determinação, e pode-se por isso fazer pequenos ajustes no valor da celeridade de modo a obter valores N_j inteiros. A equação (3.38) pode ser escrita então como:

$$\Delta t = \frac{L_j}{a_j \cdot (1 \pm \psi_j) \cdot N_j} \quad (3.39)$$

onde ψ_j é a variação possível no valor da celeridade, que segundo Streeter [15] não deve exceder 0,15.



CAPÍTULO 4 - APLICAÇÃO DO MÉTODO ÀS PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

4.1 - Introdução

Segundo o Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas [4], as PCH's classificam-se conforme a tabela 4.1 a seguir:

Classificação	potência instalada (kW)	queda de projeto [m]		
		Baixa	Média	Alta
Microcentrais	até 100	menos de 15	15 à 50	mais de 50
Minicentrais	100 à 1000	menos de 20	20 à 100	mais de 100
Pequenas Centrais	1.000 à 10.000	menos de 25	25 à 130	mais de 130

Tabela 4.1 - Classificação das PCH's

O mesmo manual também apresenta critérios de dimensionamento e roteiros de cálculo para os diversos componentes de uma central hidrelétrica, porém estes componentes são considerados de maneira isolada e algumas vezes podem levar a um superdimensionamento do circuito de adução e conseqüente elevação do custo total da obra.

Cabe aqui ressaltar que o estudo apresentado neste trabalho não se aplica somente às PCH's, sendo válida também a sua aplicação em centrais de maior porte. O método de simulação adotado pode ser utilizado como ferramenta para estudos de regulação, juntamente com as características da turbina (diagrama de colina) e do regulador de velocidade.

4.2 - Componentes Típicos das Pequenas Centrais Hidrelétricas

A grande maioria dos pequenos aproveitamentos hidrelétricos são de centrais de desvio, onde a casa de máquinas fica afastada da tomada d'água, sendo necessária à implantação de um sistema de adução para a turbina. No manual de PCH's não foi considerada a adução através de túneis, devido ao elevado custo de implantação, e da mesma forma não será considerado neste trabalho. Logo, as centrais podem ter dois tipos de adução:

- adução através de canal e tubulação forçada;
- adução através de tubulação de baixa pressão e tubulação forçada.

A escolha de um ou outro tipo depende de um estudo econômico. Quando a inclinação e o material do terreno forem favoráveis, a adução através de canal deverá ser a mais econômica. A figura 4.1 mostra um circuito de adução típico de uma PCH com tubulação de baixa pressão e seus principais componentes:

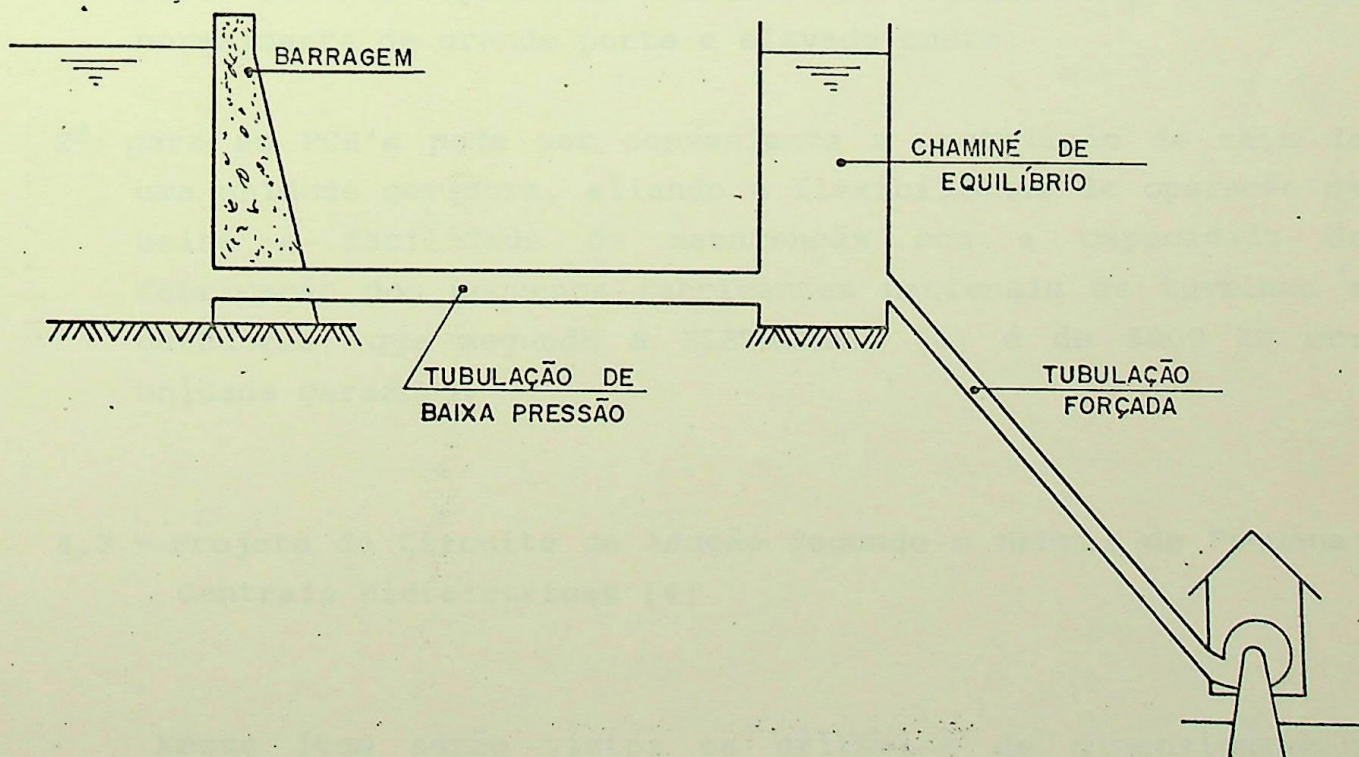


Figura 4.1 - Esquema de circuito de adução típico de uma PCH

O modelo matemático desenvolvido neste trabalho tem o objetivo de simular o comportamento de um sistema de adução de uma central hidrelétrica composto pelos seguintes elementos:

- reservatório de nível constante;
- tubulação de baixa pressão;
- chaminé de equilíbrio;
- tubulação forçada;
- até três grupos geradores.

Foi determinada esta configuração típica pois:

- 1º) a adução através de tubulação em baixa pressão é a que normalmente apresenta maior custo e conseqüente necessidade de otimização de projeto em suas dimensões e dispositivos de segurança, o que não ocorre com adução em baixa pressão através de canais, visto que o trecho de tubulação é mais curto e não apresenta chaminé de equilíbrio, estrutura normalmente de grande porte e elevado custo;
- 2º) para as PCH's pode ser conveniente a instalação de mais de uma unidade geradora, aliando a flexibilidade de operação da usina e facilidade de manutenção com a capacidade de fabricação dos pequenos fabricantes nacionais de turbinas e geradores, que segundo a ELETROBRAS [4] é de 5000 kW por unidade geradora.

4.3 - Projeto do Circuito de Adução Segundo o Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas [4]

Neste item serão vistos os critérios de dimensionamento recomendados pelo manual de PCH's, que posteriormente serão comparados com os resultados obtidos com a aplicação do método das características.

4.3.1 - Tubulação em baixa pressão

O diâmetro mínimo para uma tubulação de baixa pressão pode ser adotado como o diâmetro que produz uma perda de carga de 1% em relação à queda bruta. Com esta consideração, a fórmula de Scobey fornece:

$$D = 341,278 \cdot Q^{0,388} \cdot \left(K_a \cdot \frac{L}{H} \right)^{0,204} \quad (4.1)$$

onde:

- Q : vazão de projeto [m³/s]
- D : diâmetro interno da tubulação [cm]
- L : comprimento da tubulação [km]
- H : altura de queda bruta [m]
- K_a = 0,32 para tubulação de aço nova
- K_a = 0,34 para tubulação de cimento amianto
- K_a = 0,38 para tubulação de concreto armado

A fórmula genérica para determinação da espessura de parede de tubulação submetida a pressão interna é a seguinte:

$$e = \frac{p_1 \cdot D}{2 \cdot \sigma_{adm} \cdot k} + e_s \quad (4.2)$$

- onde:
- e : espessura da parede [mm]
 - p₁ : pressão hidrostática máxima interna [kgf/cm²]
 - D : diâmetro interno do tubo [mm]
 - σ_{adm} : tensão admissível do aço, adotada igual à 1400 kgf/cm²
 - e_s : sobre-espessura para corrosão, adotada igual à 1 mm
 - k : eficiência de junta
 - para tubos sem costura k = 1,0
 - para tubos com costura
 - k = 0,8 sem radiografia e alívio de tensões
 - k = 0,9 com radiografia ou alívio de tensões
 - k = 1,0 com radiografia e alívio de tensões

Levando-se em conta que qualquer defeito de laminação ou efeito de corrosão afeta, percentualmente, mais a espessura das chapas finas do que as grossas e que a elaboração de juntas soldadas é mais difícil em tubos finos, o manual de PCH's recomenda que ela não seja inferior à 6,35 mm. A espessura mínima é então dada por:

$$e = \frac{D \text{ [mm]} + 508}{400} \geq 6,35 \text{ mm} \quad (4.3)$$

4.3.2 - Chaminé de equilíbrio

A chaminé de equilíbrio tem como finalidade amortecer os efeitos dos aumentos de pressão e velocidade da água no interior da tubulação forçada, pela criação de um problema de oscilação de massa, causados pelo golpe de aríete durante um fechamento rápido do dispositivo de fechamento da turbina.

A condição para que não haja necessidade da instalação de uma chaminé de equilíbrio é obtida pela relação:

$$\frac{L}{H_{br}} \leq 5 \quad (4.4)$$

onde:

L : comprimento da tubulação forçada

H_{br} : queda bruta

ambos com a mesma unidade de comprimento.

Assim, se o comprimento da tubulação forçada ultrapassar a cinco vezes a queda bruta, há necessidade de prever-se uma chaminé de equilíbrio. Recomenda-se fazer também a verificação da necessidade ou não da instalação da chaminé de equilíbrio pelo critério da constante de aceleração da água na tubulação:

$$t_h = \frac{V.L}{g.H_{br}} \quad (4.5)$$

onde:

V : velocidade da água no interior da tubulação forçada
[m/s]

Se t_h for inferior à 3s, não há necessidade da chaminé de equilíbrio. Há casos de não se instalar chaminé de equilíbrio para t_h até 6s, mas acima deste valor a instalação é recomendada.

Para o caso de haver necessidade de instalação de chaminé de equilíbrio, o manual de PCH's fornece o critério descrito à seguir para o dimensionamento de chaminé de equilíbrio do tipo simples de seção constante.

Para garantir a estabilidade das oscilações do nível d'água na chaminé de equilíbrio, Thoma desenvolveu a seguinte expressão para cálculo da área da seção interna mínima da chaminé de equilíbrio:

$$A_{ch} \geq \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{L_c \cdot A_t}{(H_m - h_t) \cdot h_t} \quad (4.6)$$

onde:

A_{ch} : área mínima da seção transversal da chaminé de equilíbrio [m²]

V : velocidade da água no interior da tubulação adutora [m/s]

L_c : comprimento da tubulação adutora [m] (trecho entre a chaminé de equilíbrio e a tomada d'água)

A_t : área interna da seção transversal da tubulação adutora [m²]

H_m : queda mínima [m]

h_t : perda de carga do sistema adutor [m]

A determinação da altura da chaminé de equilíbrio é feita em função da oscilação do nível d'água no seu interior. Desprezando as perdas de carga do sistema adutor tem-se:

$$Y_e = Y_d = V \cdot \sqrt{\frac{A_t \cdot L_c}{g \cdot A_{ch}}} \quad (4.7)$$

onde:

Y_e : elevação do nível da água [m]

Y_d : depleção do nível da água [m]

A elevação do nível d'água da chaminé é contado para cima do nível estático máximo, e a depleção para baixo do nível estático mínimo.

Considerando as perdas de carga do sistema adutor:

$$Y_E = z_e \cdot Y_e \quad (4.8)$$

onde:

$$z_e = 1 - \frac{2}{3} \cdot k + \frac{1}{9} \cdot k^2 \quad e \quad k = \frac{h_t}{Y_e} \quad (4.9)$$

Y_E : elevação do nível d'água [m] (considerando as perdas de carga)

k : perda de carga relativa

h_t : é a perda de carga total do sistema adutor, formada pela perda por atrito, calculada pela fórmula de Scobey com $K_a = 0,32$ (parede lisa), somada às perdas localizadas.

Para o cálculo da depleção do nível d'água na chaminé deve-se escolher o caso mais desfavorável entre:

- depleção consecutiva à elevação máxima, decorrente do fechamento total do dispositivo de fechamento;
- depleção decorrente da abertura parcial de 50% a 100% do dispositivo de fechamento.

Para o primeiro caso o tem-se:

$$Y_D = z_d \cdot Y_d \quad (4.10)$$

onde:

$$z_d = 1 - 0,593 \cdot k'^3 + 1,556 \cdot k'^2 - 1,683 \cdot k' \quad e \quad k' = \frac{h'_t}{Y_d} \quad (4.11)$$

h'_t : é a perda de carga total do sistema adutor, formada pela perda por atrito, calculada pela fórmula de Scobey com $K_a = 0,40$ (parede áspera), somada às perdas localizadas.

Para o segundo caso tem-se:

$$Y'_D = z'_d \cdot Y_d \quad (4.12)$$

onde:

$$z'_d = 0,5 + 0,131 \cdot k'^2 + 0,353 \cdot k' \quad (4.13)$$

A altura da chaminé de equilíbrio é então determinada por:

$$H_c = Y_E + y_e + (Y_D \text{ ou } Y'_D) + Y_d + Y_R \quad (4.14)$$

onde:

y_e e Y_d : acréscimos de segurança nas alturas de elevação e depleção, aproximadamente iguais à 1m;

Y_R : depleção máxima do nível d'água do reservatório.

Para PCH's $Y_R = 0$.

4.3.3 - Tubulação forçada

O diâmetro econômico da tubulação forçada é dado pela fórmula de Bondshu:

$$D_e = 127 \cdot \sqrt[7]{\frac{Q^3}{H_t}} \quad (4.15)$$

onde:

$$H_t = H + h_s$$

D_e : diâmetro econômico [cm]

Q : vazão máxima na tubulação [m^3/s]

H_t : carga hidráulica total sobre a tubulação [m]

H : queda bruta [m]

h_s : sobrepressão devido ao golpe de aríete [m]

Para PCH's pode-se, em primeira aproximação tomar $h_s = 0,2 \cdot H$.

Conhecido o diâmetro, deve ser feita a verificação da velocidade da água na tubulação, que não deve exceder 5,0 m/s para o aço. Em seguida calcula-se a perda de carga devido ao atrito, desprezando-se as demais, através da fórmula de Scobey, que não deve ultrapassar os valores adotados para estimativa da queda líquida de projeto.

A espessura é calculada da mesma maneira apresentada no item b, ou seja:

$$e = \frac{p_i \cdot D}{2 \cdot \sigma_{adm} \cdot K} + e_s \quad (4.2)$$

porém, agora: $p_i = p + p_s$, e:

p : é a pressão hidrostática interna devido à altura de queda bruta [kgf/cm²]

p_s : é a sobrepressão hidrostática devido ao golpe de aríete [kgf/cm²]

A sobrepressão é calculada através do método de Allievi, baseada nas seguintes expressões:

$$h_s = (Z^2 - 1) \cdot H \quad (4.16)$$

onde:

h_s : sobrepressão ou depressão [m]

H : altura de queda bruta [m]

Z^2 : parâmetro obtido do gráfico de Allievi [4], ou através da equação 4.17.

$$Z^2 = 0,9977 + 0,9808 \cdot \left(\frac{\rho^*}{\theta^*} \right) + 0,6936 \cdot \left(\frac{\rho^*}{\theta^*} \right)^2 \quad (4.17)$$

Os parâmetros ρ^* e θ^* , para determinação de Z^2 , são calculados através das expressões:

$$\rho^* = \frac{a \cdot V}{2 \cdot g \cdot H} \quad e \quad \theta^* = \frac{a \cdot V}{2 \cdot L} \quad (4.18)$$

onde:

- ρ^* : constante do tubo
 e^* : número de intervalos $2.L/a$ contidos no tempo de fechamento, t_f
 a : celeridade [m/s]
 H : queda bruta [m]
 t_f : tempo de fechamento do órgão de controle [s]
 L : comprimento da tubulação forçada [m]

4.4 - Condições de Contorno Para o Método das Características

Como foi visto no item 3.3, são necessárias equações adicionais para determinar as condições de carga e de vazão nas extremidades de um tubo. Para as PCH's com a configuração descrita no item anterior, serão utilizadas as seguintes condições de contorno:

- reservatório de nível constante à montante;
- chaminé de equilíbrio;
- junção de dois ou mais tubos;
- válvula na extremidade de jusante.

4.4.1 - Reservatório de nível constante

Considerando um reservatório de grandes dimensões, figura 4.2, pode-se supor que o seu nível permaneça inalterado durante o transitório. Pode-se então escrever:

$$H_{res} = H_{p1} \quad (4.19)$$

Onde H_{res} é a altura do reservatório e H_{p1} é a carga na primeira seção do tubo ligado ao reservatório, para o instante considerado.

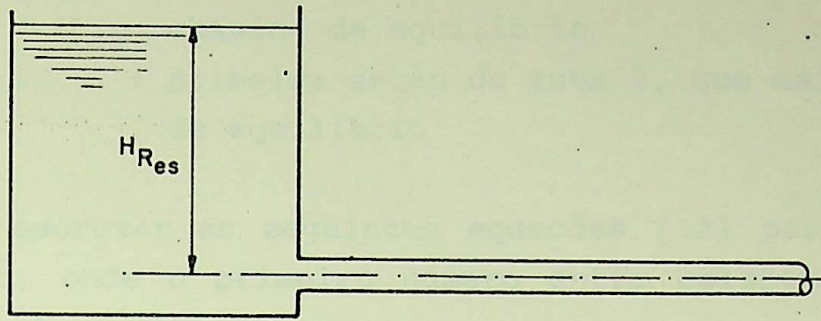


Figura 4.2 - Reservatório de nível constante

Combinando a equação (4.19) com a equação característica C^- (3.32), tem-se:

$$Q_p = \frac{H_{res} - C_D}{B_D} \quad (4.20)$$

As equações (4.19) e (4.20) determinam as condições na extremidade de montante da tubulação ligada ao reservatório.

4.4.2 - Chaminé de equilíbrio

Considerando o trecho da instalação que contém a chaminé de equilíbrio, conforme mostra a figura 4.3:

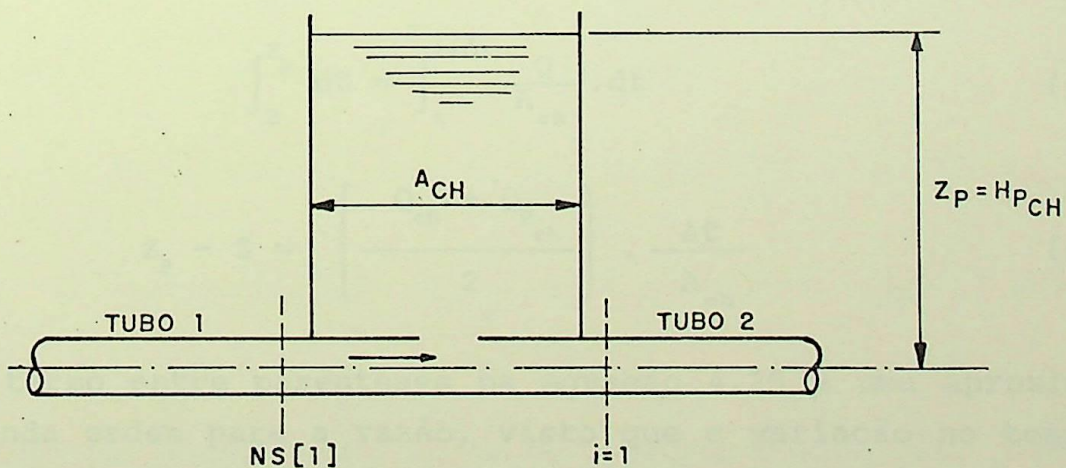


Figura 4.3 - Notação para dedução das equações da chaminé de equilíbrio

Onde: A_{ch} : é a área da seção transversal da chaminé de equilíbrio

$NS[1]$: número de seções do tubo 1, que chega à

chaminé de equilíbrio

i : primeira seção do tubo 2, que sai da chaminé de equilíbrio

Pode-se escrever as seguintes equações [12] para a chaminé de equilíbrio, onde o primeiro número entre colchetes indica o tubo e o segundo a seção:

1. Equação característica C^+ (3.29) para a última seção do tubo 1:

$$H_p[1,NS[1]] = CE[1] - BE[1].Q_p[1,NS[1]] \quad (4.21)$$

2. Equação característica C^- (3.32) para a primeira seção do tubo 2:

$$H_p[2,1] = Cd[2] + Bd[2].Q_p[2,1] \quad (4.22)$$

3. Equação da continuidade na chaminé :

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q}{A_{ch}} \quad \text{ou} \quad dz = \frac{Q}{A_{ch}} .dt \quad (4.23)$$

integrando entre t e $t+\Delta t$ tem-se:

$$\int_z^{z_p} dz = \int_t^{t+\Delta t} \frac{Q}{A_{ch}} .dt \quad (4.24)$$

$$z_p - z = \left(\frac{Q_{ch} + Q_{p_{ch}}}{2} \right) \cdot \frac{\Delta t}{A_{ch}} \quad (4.25)$$

onde o termo entre parênteses na equação 4.25 é uma aproximação de segunda ordem para a vazão, visto que a variação no tempo da vazão através da chaminé é desconhecida.

4. Desprezando as perdas na junção podemos escrever:

$$H_p[1,NS[1]] = H_p[2,1] \quad (4.26)$$

5. Equação da vazão pelo orifício de entrada da chaminé:

$$Q_{P_{ch}} = C_V \cdot A_{ch} \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_P - H_{P_{ch}})} \quad (4.27)$$

onde C_V é o coeficiente de vazão pelo orifício;

$H_{P_{ch}}$ é a carga na base de chaminé de equilíbrio, fig.4.3.

Pode-se escrever:

$$Q_{P_{ch}} = C_V \cdot A_{ch} \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_P[1, NS[1]] - Z_P)} \quad (4.28)$$

Elevando (4.28) ao quadrado e rearranjando tem-se:

$$H_P[1, NS[1]] - Z_P = \left(\frac{Q_{P_{ch}}}{C_V \cdot A_{ch}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot g} \quad (4.29)$$

Definindo:

$$C_{ch} = \frac{1}{2 \cdot g \cdot (C_V \cdot A_{ch})^2} \quad (4.30)$$

como sendo a contante da chaminé, obtém-se:

$$H_P[1, NS[1]] - Z_P = C_{ch} \cdot Q_{P_{ch}} \cdot |Q_{P_{ch}}| \quad (4.31)$$

onde $(Q_{P_{ch}})^2$ é expresso por $Q_{P_{ch}} \cdot |Q_{P_{ch}}|$ para dar o sinal adequado à vazão.

6. Equação da continuidade entre os tubos e a chaminé:

$$Q_{P[1, NS[1]]} = Q_{P_{ch}} + Q_{P[2, 1]} \quad (4.32)$$

Através de combinações entre as equações (4.21), (4.22), (4.25), (4.26), (4.31), (4.32) e algum rearranjo, obtém-se:

$$\alpha \cdot Q_{p_{ch}} \cdot |Q_{p_{ch}}| + \beta \cdot Q_{p_{ch}} + \gamma = 0 \quad (4.33)$$

onde α , β , γ , são conhecidos a cada instante e dados por:

$$\alpha = \frac{C_{ch}}{BD[2]} + \frac{C_{ch}}{BE[1]} \quad (4.34)$$

$$\beta = 1 + \frac{\Delta t}{2 \cdot A_{ch} \cdot BD[2]} + \frac{\Delta t}{2 \cdot A_{ch} \cdot BE[1]} \quad (4.35)$$

$$\gamma = \frac{Z - CD[2]}{BD[2]} + \frac{Z - CE[1]}{BE[1]} + \frac{Q_{ch} \cdot \Delta t}{2 \cdot A_{ch} \cdot BD[2]} + \frac{Q_{ch} \cdot \Delta t}{2 \cdot A_{ch} \cdot BE[1]} \quad (4.36)$$

Como α e β são sempre positivos e γ pode ser tanto positivo como negativo, Betâmio de Almeida [6] propôs a solução em forma única da equação (4.32) dada por :

$$Q_{p_{ch}} = \frac{-2\gamma}{2 \cdot \beta + \sqrt{\beta^2 + 4|\gamma|}} \quad (4.37)$$

Com a solução obtida em (4.37) determina-se consecutivamente as equações (4.25), (4.31), (4.26), (4.22) e (4.32), solucionando-se assim as condições no contorno : carga e vazão nos dois tubos, altura e vazão na chaminé.

4.4.3 - Junção de dois ou mais tubos .

Para dedução das expressões desta condição de contorno utiliza-se o esquema da figura 4.4. As perdas na junção são desprezadas e considera-se, para o caso de centrais hidrelétricas, que apenas um tubo chega ao nó, ou seja, o escoamento vem por uma tubulação e na junção ele se divide para duas ou mais tubulações.

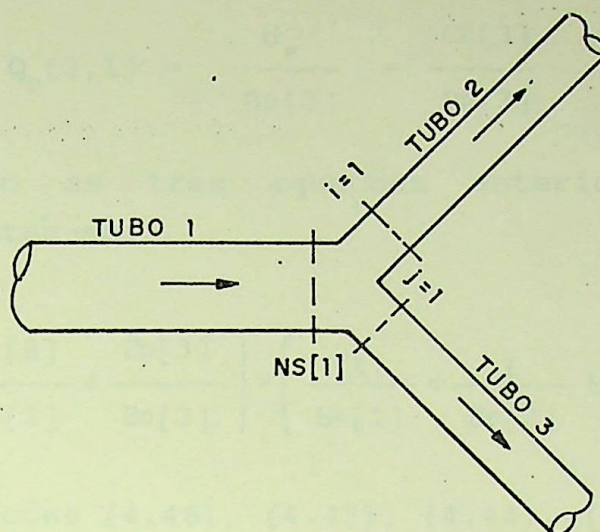


Figura 4.4 - Junção de tubulações

Pode-se escrever que:

$$H_p[1,NS[1]] = H_p[2,1] = H_p[3,1] \quad (4.38)$$

$$Q_p[1,NS[1]] + Q_p[2,1] + Q_p[3,1] = 0 \quad (4.39)$$

onde o primeiro número entre colchetes indica o tubo e o segundo número indica a seção, sendo NS[1] a última seção do tubo 1.

Para o tubo 1 é válida a equação C^+ (3.29):

$$H_p[1,NS[1]] = CE - BE[1].Q_p[1,NS[1]] \quad (4.40)$$

Para os tubos 2 e 3 é válida a equação C^- (3.32):

$$H_p[2,1] = Cd[2] + Bd[2].Q_p[2,1] \quad (4.41)$$

$$H_p[3,1] = Cd[3] + Bd[3].Q_p[3,1] \quad (4.42)$$

Pode-se escrever as equações (4.40), (4.41) e (4.42) da seguinte forma:

$$Q_p[1,NS[1]] = - \frac{H_p}{BE[1]} + \frac{CE[1]}{BE[1]} \quad (4.43)$$

$$Q_p[2,1] = \frac{H_p}{Bd[2]} - \frac{Cd[2]}{Bd[2]} \quad (4.44)$$

$$Q_p[3,1] = \frac{H_p}{Bd[3]} - \frac{Cd[3]}{Bd[3]} \quad (4.45)$$

Substituindo as três equações anteriores em (4.39) e rearranjando, obtém-se:

$$H_p = \left(\frac{Ce[1]}{Be[1]} + \frac{Cd[2]}{Bd[2]} + \frac{Cd[3]}{Bd[3]} \right) * \left(\frac{1}{Be[1]} + \frac{1}{Bd[2]} + \frac{1}{Bd[3]} \right)^{-1} \quad (4.46)$$

Com as equações (4.46), (4.43), (4.44), (4.45) determinam-se as cargas e vazões nos tubos que compõe este nó.

4.4.4 - Válvula na extremidade de jusante

Normalmente as PCH's possuem uma válvula borboleta imediatamente antes da entrada da turbina, com a função de proteger o equipamento eletromecânico de eventuais sobrepressões. Esta válvula é acionada automaticamente quando é detectada uma rejeição de carga, em um tempo mínimo especificado em projeto.

Como o objetivo deste trabalho é determinar as pressões máximas que podem ocorrer no circuito de adução, considera-se que esta válvula provoca todo o transitório, desprezando qualquer influência da turbina e do regulador de velocidade.

Sabe-se que a vazão através da válvula para o regime permanente é dada por:

$$Q_0 = (C_v \cdot A_v)_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \quad (4.47)$$

Para um tempo qualquer tem-se:

$$Q_p = (C_v \cdot A_v) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p} \quad (4.48)$$

onde H_0 e H_p são as cargas atuantes na válvula.

Dividindo (4.48) por (4.47), obtém-se:

$$\frac{Q_P}{Q_0} = \frac{C_V \cdot A_V}{(C_V \cdot A_V)_0} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_P}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}} \quad (4.49)$$

Definindo:

$$\tau = \frac{C_V \cdot A_V}{(C_V \cdot A_V)_0} \quad (4.50)$$

como sendo a lei de manobra, com seu valor definido a cada instante.

Elevando a equação (4.49) ao quadrado tem-se:

$$H_P = \frac{Q_P^2}{\frac{(Q_0 \cdot \tau)^2}{H_0}} \quad (4.51)$$

Substituindo a equação C^- (3.29) em (4.51):

$$C_E - B_E \cdot Q_P = \frac{Q_P^2}{X} \quad (4.52)$$

$$\text{onde. } X = \frac{(Q_0 \cdot \tau)^2}{H_0} \quad (4.53)$$

Rearranjando tem-se:

$$Q_P^2 + X \cdot B_E \cdot Q_P - X \cdot C_E = 0 \quad (4.54)$$

cuja solução é dada por

$$Q_P = 0,5 \cdot \left(-X \cdot B_E + \sqrt{(X \cdot B_E)^2 + 4 \cdot X \cdot C_E} \right) \quad (4.55)$$

visto que a vazão na válvula deve ser sempre positiva.

As equações (4.55) e (4.51) definem a carga e a vazão no contorno.

4.5 - Metodologia de Estudo

Para uma PCH com os componentes descritos anteriormente pode-se simular as seguintes situações:

- rejeição total de carga em um grupo gerador, ou seja, fechamento do dispositivo de segurança em seu tempo mínimo;
- rejeição total e simultânea de carga em dois grupos geradores;
- rejeição total e simultânea de carga em três grupos geradores.

Para cada situação são obtidas as cargas e vazões em vários pontos da tubulação, permitindo desta maneira a determinação das condições mais desfavoráveis em vários pontos da tubulação e conseqüentemente uma otimização de seu projeto, determinando espessuras de parede mais adequadas, necessidade ou não de chaminé de equilíbrio e suas respectivas dimensões.

4.6 - Fluxograma Básico

A seguir é dado o fluxograma básico do programa desenvolvido para simulação e análise dos transitórios hidráulicos em centrais hidrelétricas, figura 4.5, e nos itens seguintes os diversos blocos são detalhados.

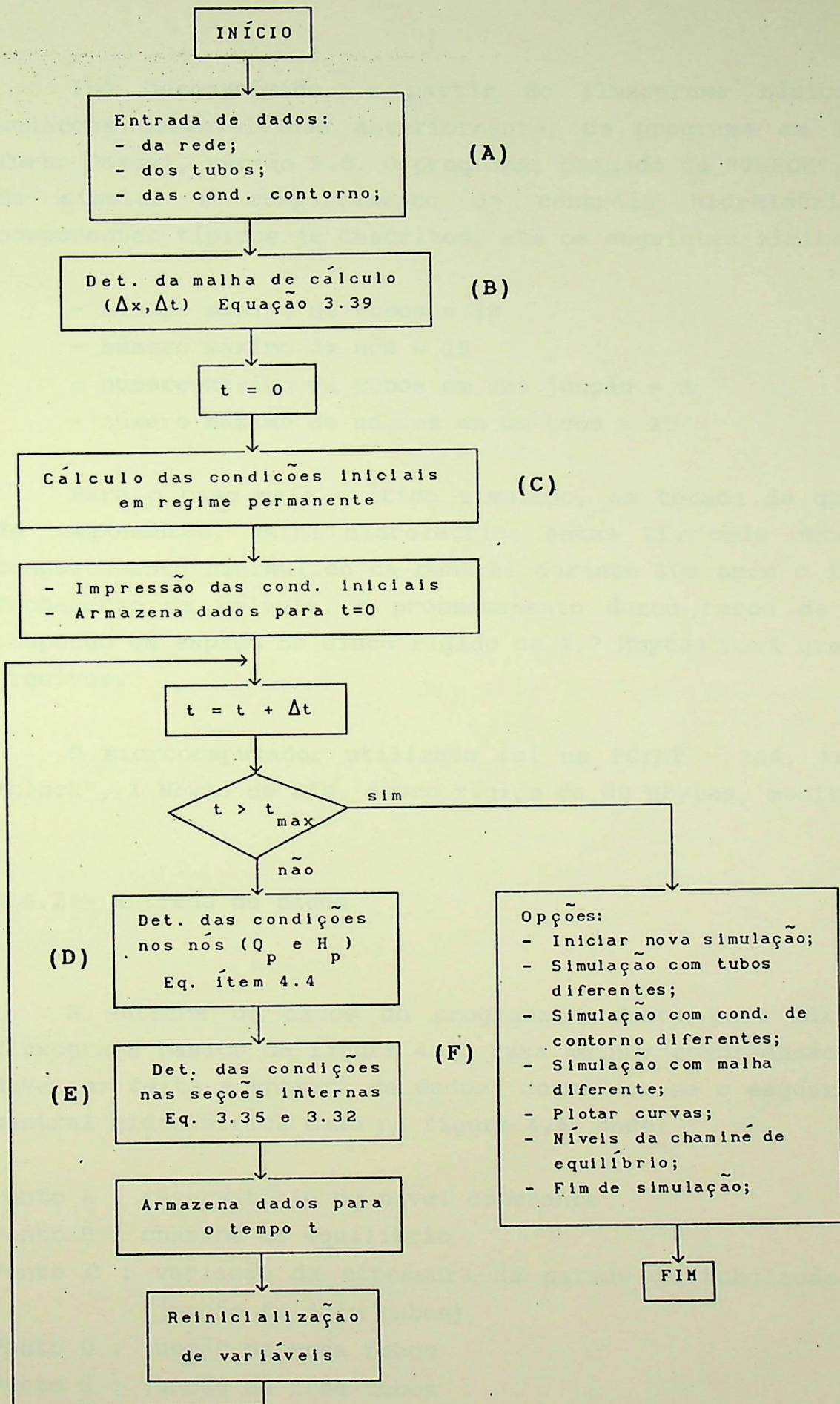


Figura 4.5 - Fluxograma básico

4.6.1 - Programa computacional

Foi desenvolvido, a partir do fluxograma básico e das equações desenvolvidas anteriormente, um programa em linguagem Turbo Pascal, versão 5.0. O programa, chamado de "THPCH", é capaz de simular o comportamento de centrais hidrelétricas com componentes típicos já descritos, até os seguintes limites:

- número máximo de tubos = 18
- número máximo de nós = 19
- número máximo de tubos em uma junção = 3
- número máximo de seções em um tubo = 15

Para o caso mais crítico simulado, em termos de quantidade de componentes, usina hidrelétrica Antas II, onde obteve-se o comportamento hidráulico da central durante 10s após o início do fechamento da válvula, o processamento durou cerca de 17 min, ocupando um espaço no disco rígido de 1,7 Mbytes para gravação de arquivos.

O microcomputador utilizado foi um PC/AT - 286, 16 Mhz de "clock", 1 Mbyte de RAM, disco rígido de 80 Mbytes, monitor VGA.

4.6.2 - Entrada de dados

A entrada de dados do programa é feita pelo bloco A do fluxograma básico da figura 4.5. Para melhor compreensão de como deve ser feita a entrada de dados, considere-se o esquema de uma central hidrelétrica dado na figura 4.6, onde:

Ponto A : reservatório de nível constante

Ponto B : chaminé de equilíbrio

Ponto C : variação da espessura da parede da tubulação forçada
(junção de dois tubos)

Ponto D : junção de três tubos

Ponto E : junção de três tubos

Ponto F, G, H : grupos geradores

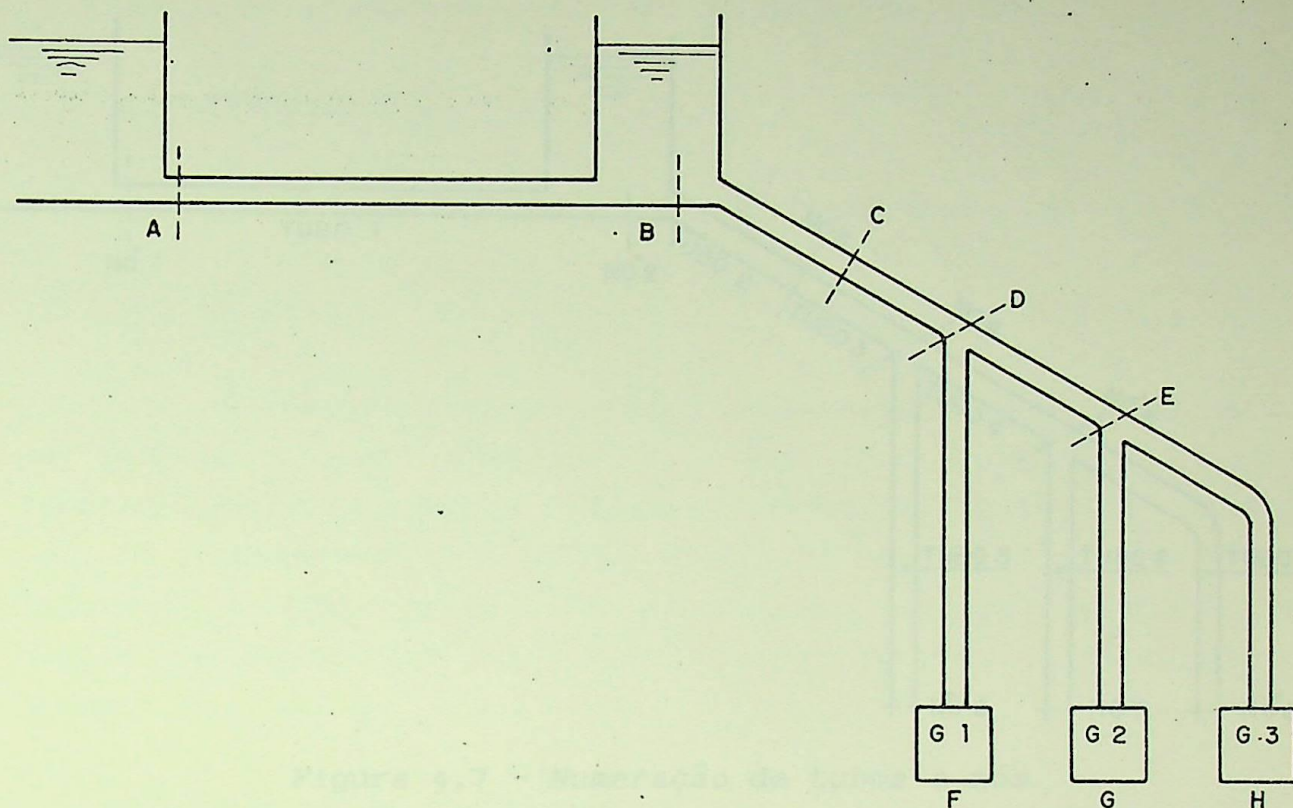


Figura 4.6 - Esquema para entrada de dados

Deve-se dividir o circuito em quantos tubos forem necessários, de forma que qualquer tubo do sistema possua características constantes (material, diâmetro, espessura). Desta forma qualquer variação nas propriedades físicas ou geométricas dos tubos, assim como qualquer componente da instalação (reservatório, chaminé de equilíbrio, junções, válvulas) é considerado um nó. Cada nó é associado a uma condição de contorno.

A seguir deve-se numerar os tubos e os nós de montante para jusante em ordem crescente, conforme mostra a figura 4.7. De acordo com a figura, a entrada de dados será feita da seguinte forma (ver apêndice B):

a) Entrada de dados da rede:

Na tela serão solicitados os seguintes dados de entrada:

número de tubos = 7

número de nós = 8

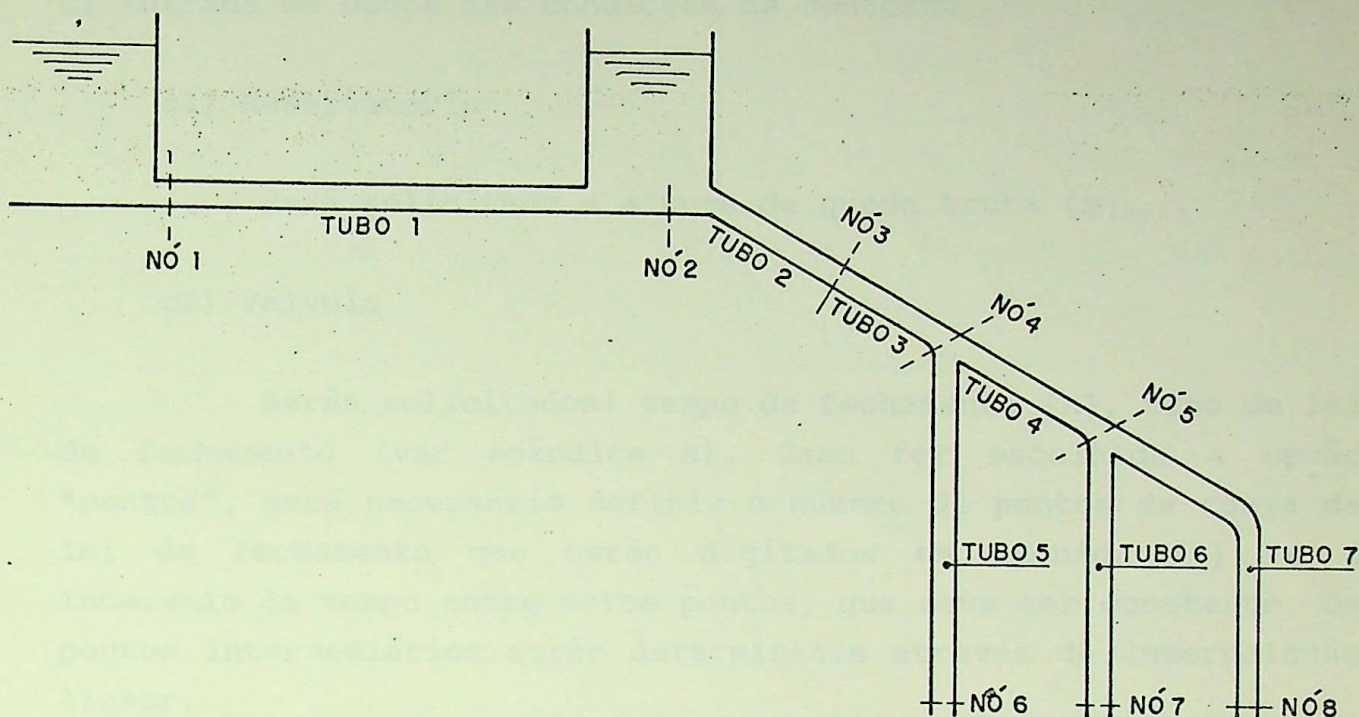


Figura 4.7 - Numeração de tubos e nós

Em seguida é iniciado um "loop" para todos os nós do sistema solicitando os dados seguintes:

número de tubos ligados ao nó 1 = 1
 número do 1º tubo ligado ao nó 1 = 1
 tipo de condição de contorno do nó 1 = reservatório

número de tubos ligados ao nó 2 = 2
 número do 1º tubo ligado ao nó 2 = 1
 número do 2º tubo ligado ao nó 2 = 2
 tipo de condição de contorno do nó 2 = chaminé de equilíbrio

e assim sucessivamente, até o último nó do sistema.

b) Entrada de dados dos tubos:

É iniciado um "loop", solicitando os seguintes dados, para todos os tubos do sistema: comprimento [m], diâmetro [m], espessura [m], rugosidade absoluta [m], módulo de elasticidade [N/m^2], vazão [m^3/s] (para o regime permanente inicial), celeridade [m/s] (opcional, pois poderá ser calculada).

c) Entrada de dados das condições de contorno

c1) Reservatório

Será solicitada a altura de queda bruta [m].

c2) Válvula

Serão solicitados: tempo de fechamento [s], tipo de lei de fechamento (ver apêndice B). Caso for escolhida a opção "pontos", será necessário definir o número de pontos da curva da lei de fechamento que serão digitados em seguida (τ), e o intervalo de tempo entre estes pontos, que deve ser constante. Os pontos intermediários serão determinados através de interpolação linear.

c3) Chaminé de equilíbrio

Dados necessários: Diâmetro da chaminé [m], existência ou não de orifício na entrada da chaminé.

4.6.3 - Determinação da malha de cálculo

A determinação da malha de cálculo consiste em determinar o número de trechos em que cada tubo do sistema será dividido e o incremento de tempo que é dado a cada passo de cálculo. Esta definição é feita pelo bloco B do fluxograma básico da figura 4.5.

A malha de cálculo deve obedecer a condição de estabilidade de Courant [1], definida anteriormente por:

$$\Delta t = \frac{L_j}{a_j \cdot \left(1 \pm \psi_j\right) \cdot N_j} \quad (3.39)$$

Deve-se escolher o maior intervalo de tempo possível para não aumentar demasiadamente o tempo de processamento. Para as centrais hidrelétricas em questão a celeridade possui valores

semelhantes para todos os tubos, logo o intervalo de tempo máximo será limitado pelo tubo mais curto do sistema.

Para determinação do intervalo de tempo máximo para o incremento de tempo, determina-se inicialmente a tubulação mais curta do sistema e considera-se que ela seja dividida em apenas um trecho, ou seja, $N[J] = 1$, onde J é o número do tubo de menor comprimento. Considera-se ainda a celeridade com o menor valor possível, ou seja:

$$a[J].(1-\psi[J]) = 0,85.a[J].$$

Com as considerações feitas obtém-se o maior intervalo de tempo que pode ser adotado, dado pela eq. (3.39). Evangelist [5] afirma que intervalos de tempo entre $1/16$ à $1/24$ do tempo de viagem da onda de pressão de um extremo a outro do sistema fornecem resultados precisos, enquanto Chaudry [1] comenta que este intervalo de tempo proposto por Evangelist deve ser usado apenas como uma orientação, podendo ser aumentado ou diminuído de acordo com a razão pela qual os transitórios são produzidos. Na tela é indicado o valor de Δt máximo a ser adotado e em seguida o valor escolhido deve ser digitado.

Definido o intervalo de tempo a ser utilizado, usa-se novamente a equação (3.39) para determinar o número de trechos em que será dividido cada tubo do sistema. Para isto procede-se da seguinte maneira para cada tubo:

- determinam-se os valores máximo, mínimo e médio que podem ser adotados para a celeridade, ou seja:

$$CELMAX = (1 + \psi[J]).a[J] = 1,15.a[J] \quad (4.56)$$

$$CELMIN = (1 - \psi[J]).a[J] = 0,85.a[J] \quad (4.57)$$

$$CELMED = a[J] \quad (4.58)$$

- substitui-se os valores das três equações anteriores na equação (3.39) e obtém-se então, respectivamente, o número mínimo, o número máximo e o número médio de trechos em que pode ser dividido o tubo para o intervalo de tempo adotado.

- os valores obtidos são indicados na tela e o usuário digita o número de trechos a ser usado, procurando sempre o valor inteiro mais próximo do número médio de trechos.

Se ao final do processo não foi possível obter um número inteiro de trechos para todos os tubos, há a opção de voltar para uma nova escolha de intervalo de tempo, de modo a ajustar o número de trechos dos tubos. O fluxograma da figura 4.8 indica resumidamente o exposto.

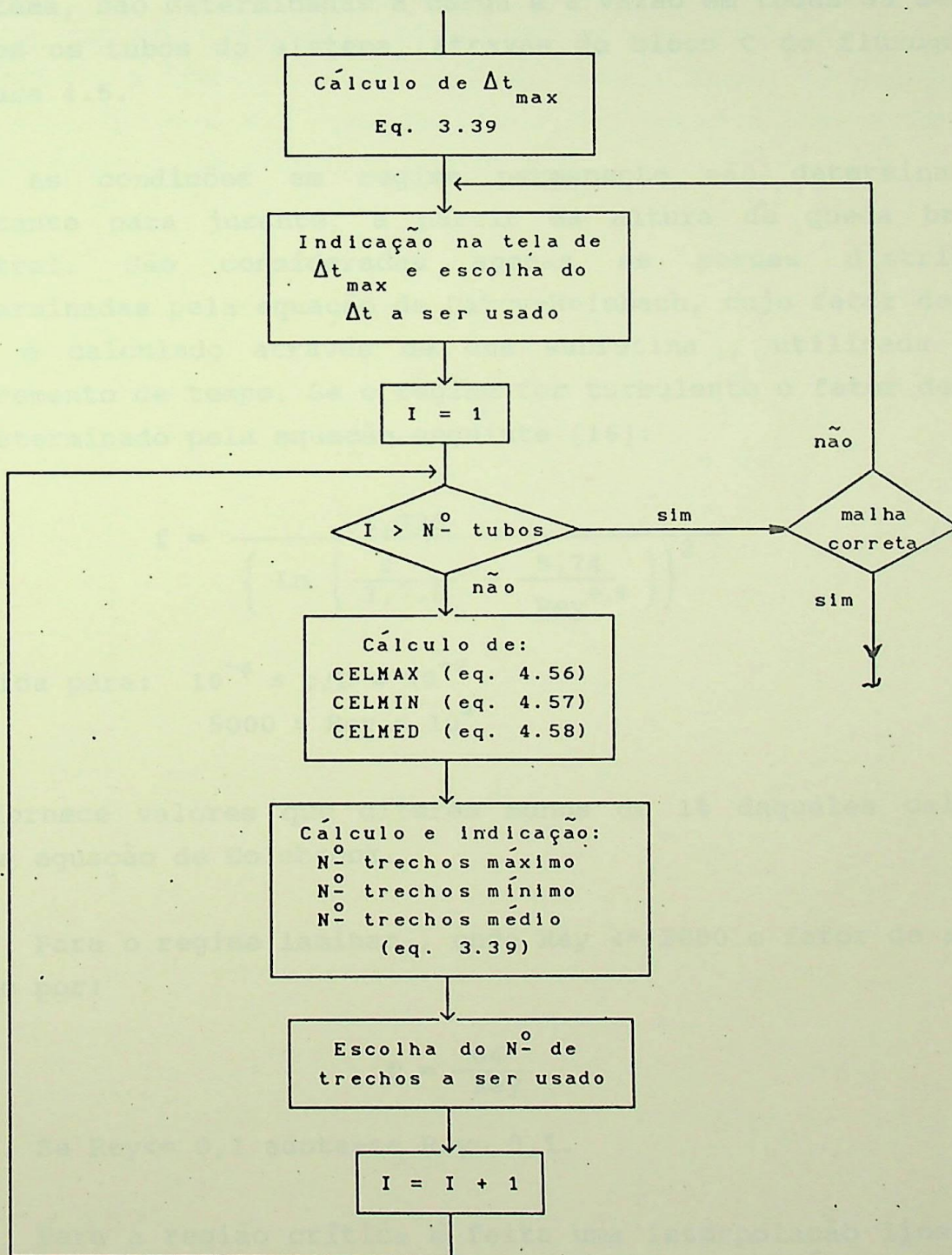


Figura 4.8 - Fluxograma para escolha da malha de cálculo

Após a definição da malha é solicitado na tela o tempo máximo de simulação (tmax) e o número de intervalo de tempo entre cada gravação de dados para posterior traçado de curvas.

4.6.4 - Determinação das condições iniciais em regime permanente

Após a determinação do número de trechos de cada tubo do sistema, são determinadas a carga e a vazão em todas as seções de todos os tubos do sistema, através do bloco C do fluxograma da figura 4.5.

As condições em regime permanente são determinadas de montante para jusante, a partir da altura de queda bruta da central. São consideradas apenas as perdas distribuídas, determinadas pela equação de Darcy-Weisbach, cujo fator de atrito (f) é calculado através de uma subrotina, utilizada a cada incremento de tempo. Se o regime for turbulento o fator de atrito é determinado pela equação seguinte [16]:

$$f = \frac{1,325}{\left\{ \ln \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Rey}^{0,9}} \right) \right\}^2} \quad (4.59)$$

válida para: $10^{-6} \leq \epsilon/D \leq 10^{-2}$
 $5000 \leq \text{Rey} \leq 10^8$

e fornece valores que diferem menos de 1% daqueles calculados pela equação de Colebrook.

Para o regime laminar, onde $\text{Rey} \leq 2000$ o fator de atrito é dado por:

$$f = \frac{64}{\text{Rey}} \quad (4.60)$$

Se $\text{Rey} \leq 0,1$ adota-se $\text{Rey} = 0,1$.

Para a região crítica é feita uma interpolação linear entre os valores limites de f para o regime laminar e o turbulento, considerando o respectivo ϵ/D .

4.6.5 - Determinação das condições nos nós

Após a determinação das condições em regime permanente o tempo é incrementado sucessivamente de Δt até que seja alcançado o tempo máximo de estudo. A carga e a vazão nas extremidades dos tubos junto a cada nó são determinadas no bloco D do fluxograma básico da figura 4.5.

A cada intervalo de tempo é iniciado um "loop" que varre todos os nós sistema, identificando a condição de contorno associada a cada nó e em seguida determinando as condições no contorno através das equações deduzidas no item 4.4. O fluxograma deste bloco é mostrado na figura 4.9.

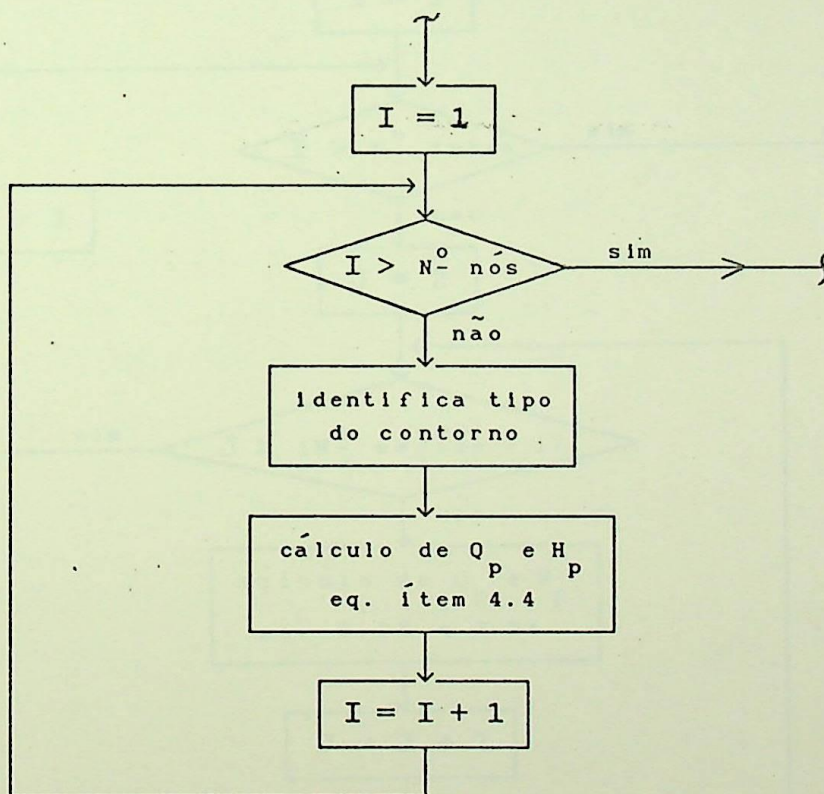


Figura 4.9 - Fluxograma para determinação das condições nos nós

4.6.6 - Determinação das condições nas seções internas

Após a determinação das condições nas extremidades dos tubos (nós) num determinado instante, procede-se a determinação da carga e da vazão para cada seção interna dos tubos do sistema, através do bloco E do fluxograma da figura 4.5.

Para determinação da carga e vazão nestas seções utilizam-se as equações (3.35) e (3.32) ou (3.29). O fluxograma é mostrado na figura 4.10.

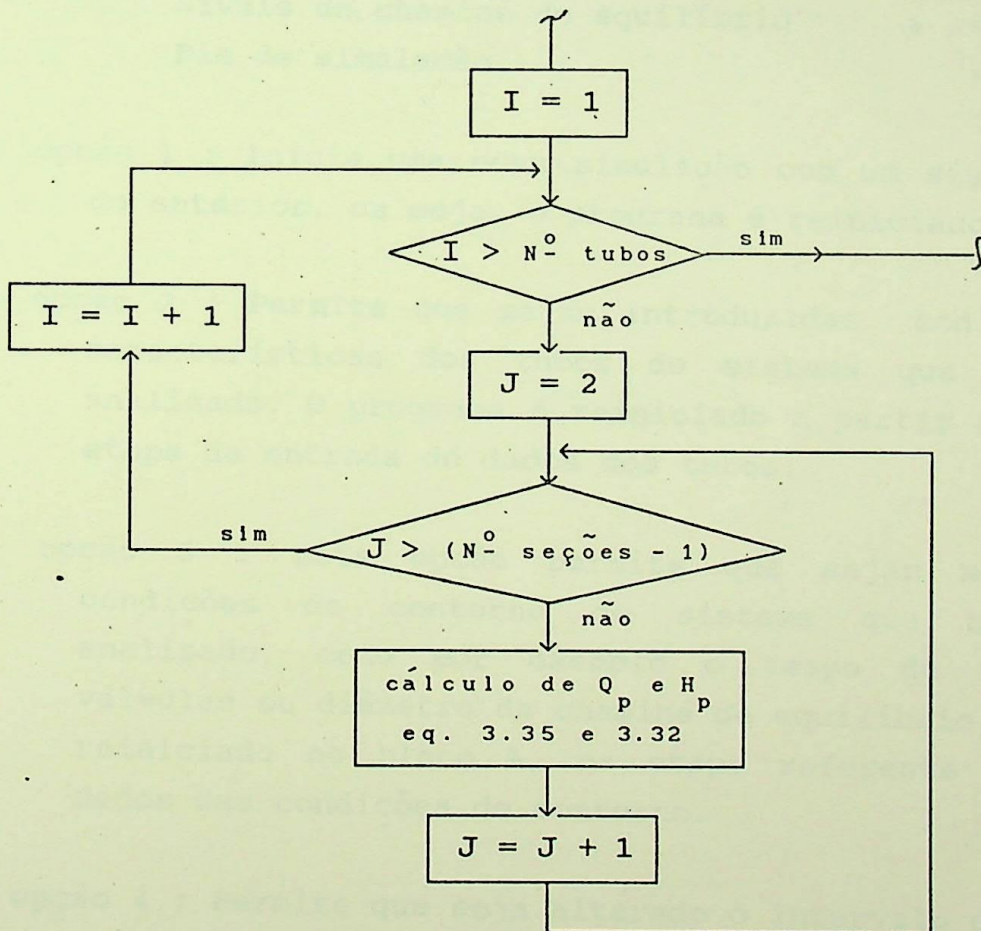


Figura 4.10 - Fluxograma para determinação das condições nas seções internas para $t > 0$

4.6.7 - Menu de opções

Os procedimentos descritos nos itens 4.6.5 e 4.6.6 são repetidos a cada intervalo de tempo até que se chegue ao tempo máximo de simulação (t_{max}), quando então é mostrado na tela um menu com as seguintes opções, indicadas no bloco F da figura 4.5:

Iniciar nova simulação	= opção 1
Simulação com tubos diferentes	= opção 2
Simulação com cond. de cont. diferentes	= opção 3
Simulação com malha diferente	= opção 4
Plotar curvas	= opção 5
Níveis da chaminé de equilíbrio	= opção 6
Fim de simulação	= opção 7

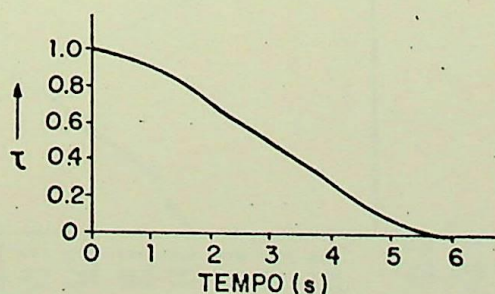
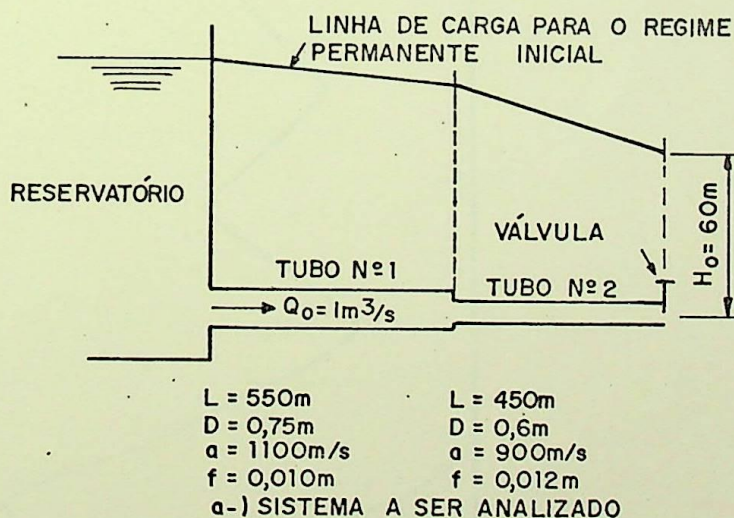
- a) opção 1 : Inicia uma nova simulação com um sistema diferente do anterior, ou seja, o programa é reiniciado.
- b) opção 2 : Permite que sejam introduzidas modificações nas características dos tubos do sistema que acaba de ser analisado. O programa é reiniciado a partir do bloco A, na etapa de entrada de dados dos tubos.
- c) opção 3 : Esta opção permite que sejam modificadas as condições de contorno do sistema que acaba de ser analisado, como por exemplo o tempo de fechamento de válvulas ou diâmetro da chaminé de equilíbrio. O programa é reiniciado no bloco A, na etapa referente à entrada de dados das condições de contorno.
- d) opção 4 : Permite que seja alterado o intervalo de tempo Δt da malha de cálculo ou ainda o tempo máximo de simulação. O programa é reiniciado no bloco B.
- e) opção 5 : Esta opção remete à subrotina "curvas", que traça as curvas de variação da carga e da vazão em função do tempo, para qualquer seção de qualquer tubo do sistema.

- f) opção 6 : Esta opção mostra na tela os níveis máximo e mínimo de água atingidos na chaminé de equilíbrio durante o tempo de simulação.
- g) opção 7 : Fim do programa. Retorna ao sistema operacional.

4.7 - Verificação do Modelo

Para verificar se o programa elaborado estava correto procederam-se várias simulações de exemplos contidos na bibliografia e os resultados foram comparados.

Para o exemplo proposto por Chaudry [1], dado na figura 4.11, os resultados obtidos na simulação foram praticamente coincidentes, com uma pequena variação na pressão máxima (3% menor), figura 4.12, que pode ser atribuído ao fato de que Chaudry utilizou uma interpolação parabólica entre os pontos da lei de fechamento, ao passo que no programa proposto a interpolação foi linear.



b-) CURVA DE FECHAMENTO DA VÁLVULA

Figura 4.11 - Exemplo proposto por Chaudry [1]

SIMULADO DE TRANSFORMAS HORNILLAS EN PHS

PROBLEMA: Exemplo Chaudry 11 - 1988 - 3

Variao [kg/s]

Carga [kg]

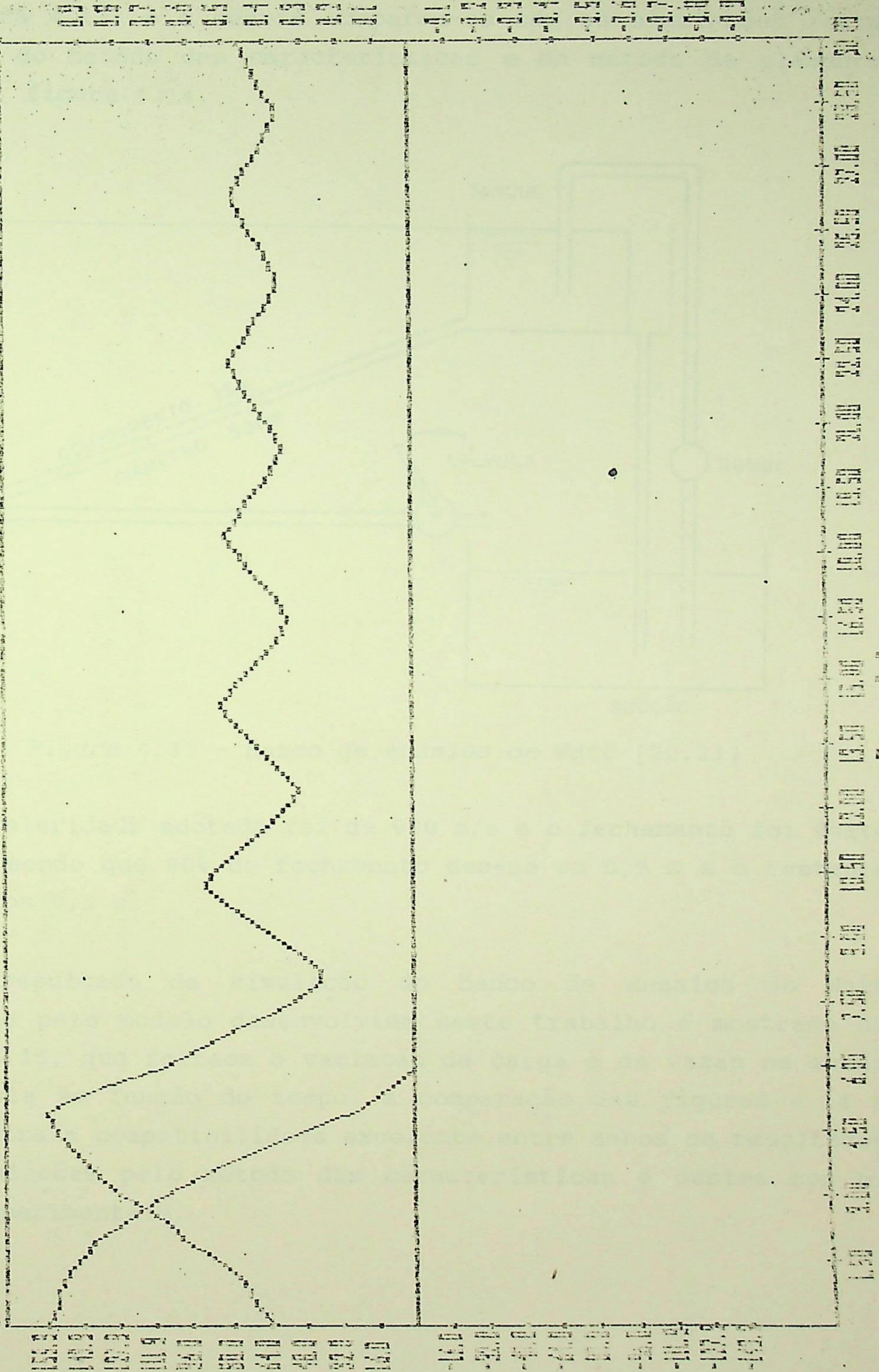


Figura 4.12 - Teste: exemplo Chaudry.

Outro importante trabalho foi realizado por Watt [20,21], que obteve resultados experimentais no banco de ensaios mostrado na figura 4.13, e a seguir comparou-os com as simulações feitas através do método das características e do método de elementos finitos, figura 4.14.

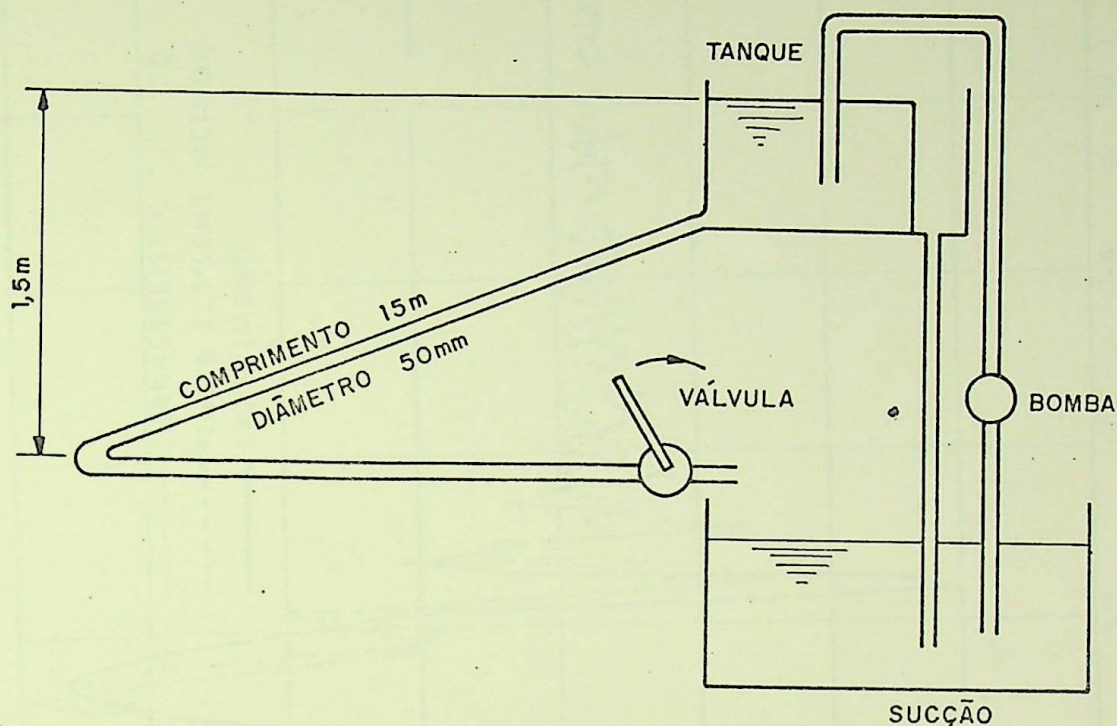


Figura 4.13 - Banco de ensaios de Watt [20,21]

A celeridade adotada foi de 900 m/s e o fechamento foi feito em 1 s, sendo que 80% do fechamento deu-se em 0,5 s e o restante nos outros 0,5 s.

O resultado da simulação do banco de ensaios de Watt realizada pelo modelo desenvolvido neste trabalho é mostrado na figura 4.15, que fornece a variação da carga e da vazão na seção da válvula em função do tempo. A comparação das figuras 4.14 e 4.15 mostra a compatibilidade excelente entre ambos os resultados das simulações pelo método das características e destes com os dados experimentais.

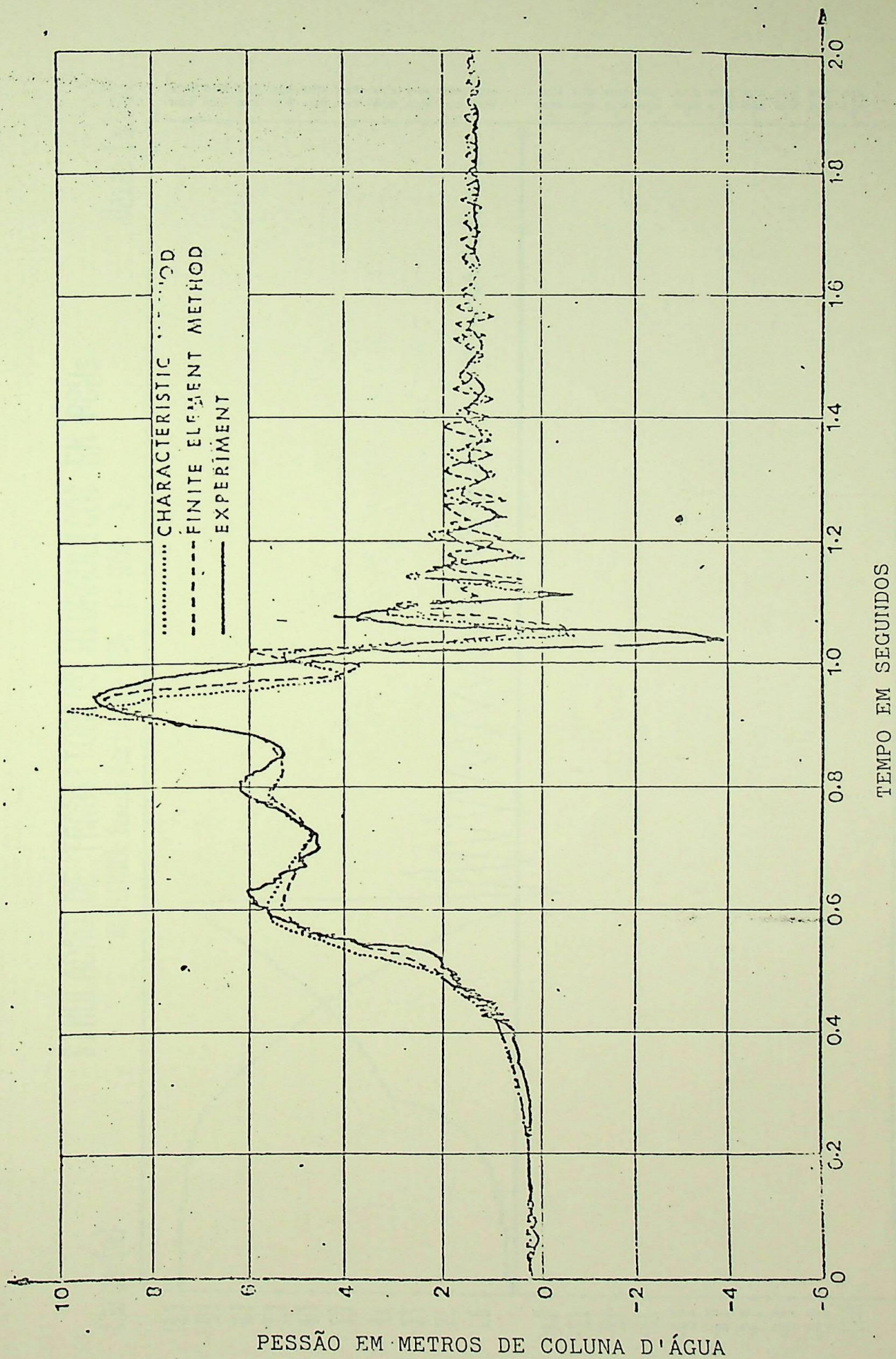


Figura 4.14 - Resultados obtidos por Watt.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIPERLICOS EN FCLTS

IDENTIFICACAO: Exemplo Watt (2, 10) - TUDO - 1 - SEME: 7

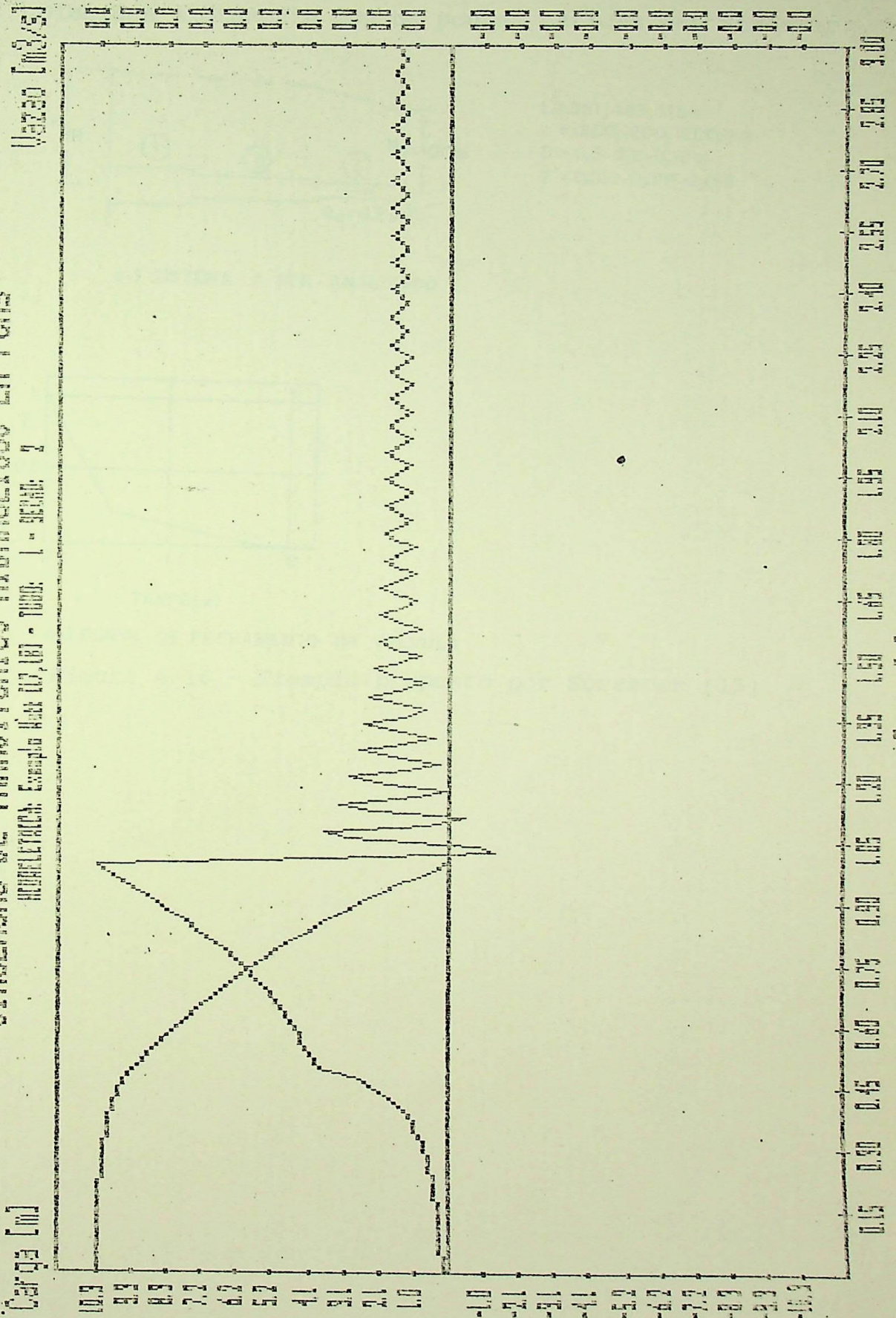
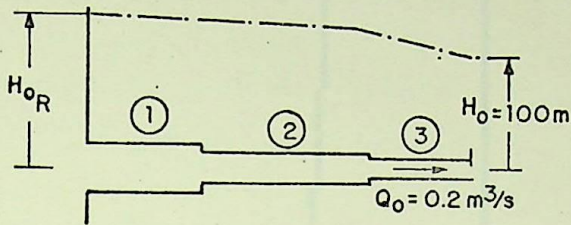


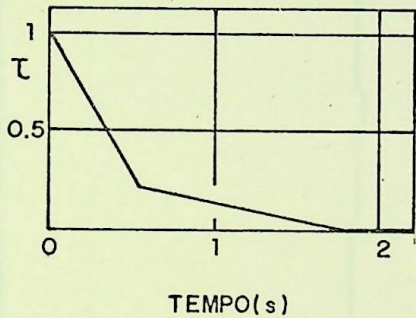
Figura 4.15 - Teste: ensaio Watt.

Para o exemplo proposto por Streeter [15], mostrado na figura 4.16, os resultados obtidos pelo modelo proposto (figura 4.17) coincidem exatamente com os pontos obtidos por Streeter.



$L = 351,483,115\text{ m}$
 $a = 1200,1200,1200, \text{m/s}$
 $D = 0,3-0,2-0,15\text{ m}$
 $f = 0,019-0,018-0,018$

a-) SISTEMA A SER ANALIZADO



b-) CURVA DE FECHAMENTO DA VÁLVULA

Figura 4.16 - Exemplo proposto por Streeter [15]

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

MODELETRICH: Exemplo Streeter - TUDO: 3 - SEGUNDO: 7

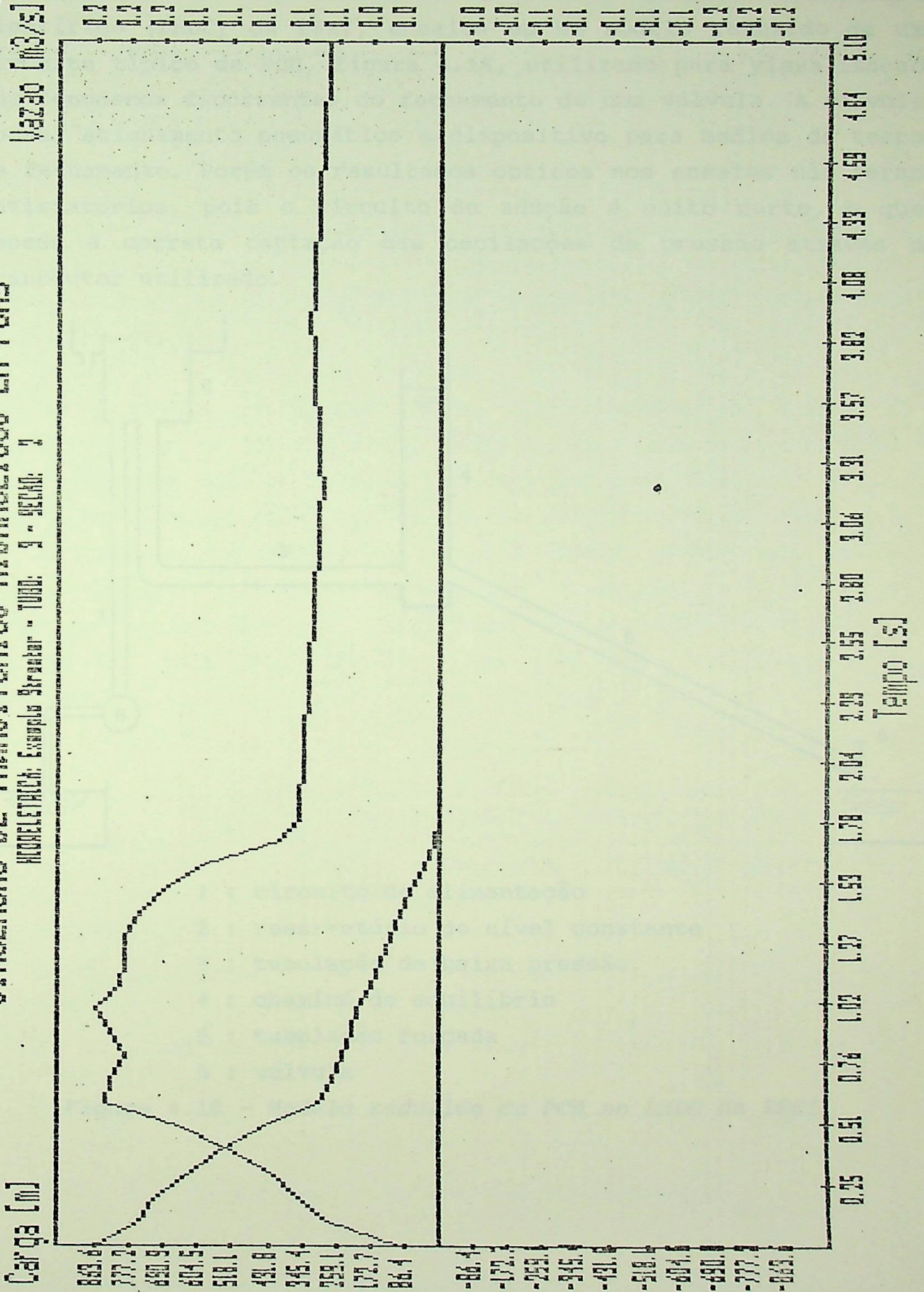
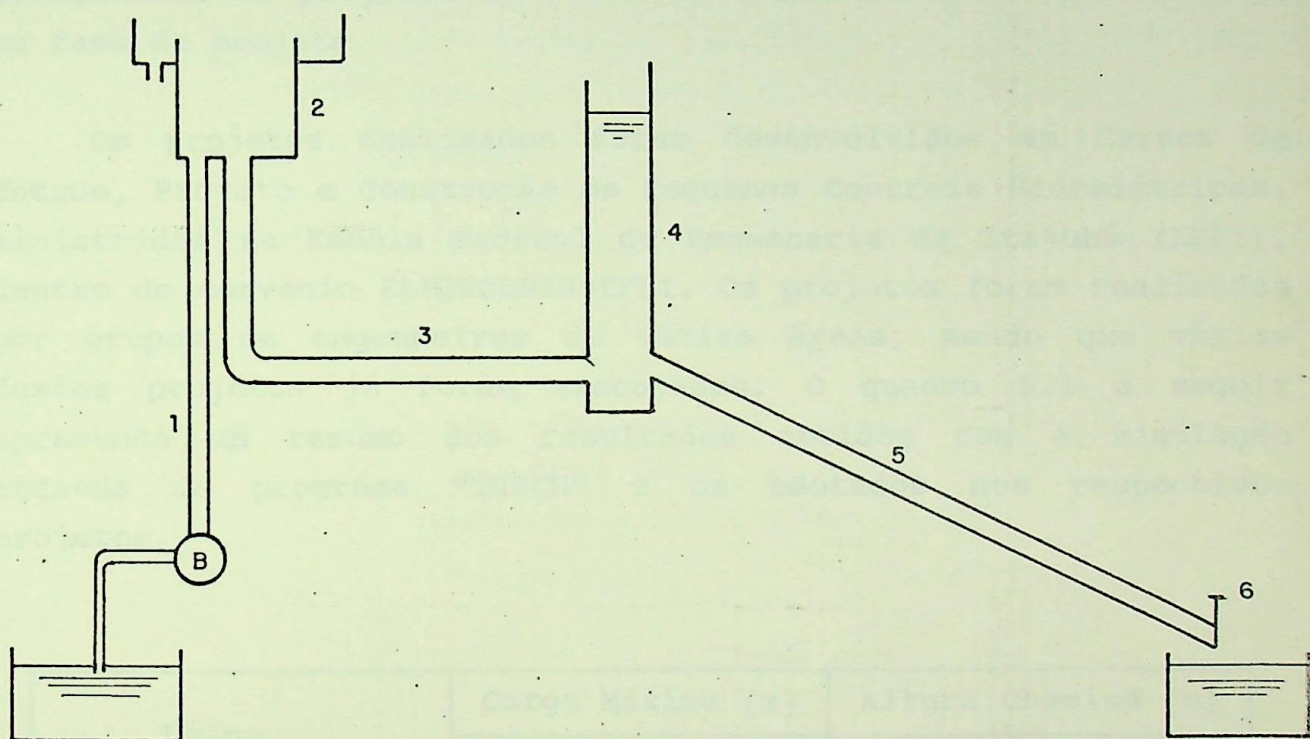


Figura 4.17 - Teste: exemplo Streeter.

Foram realizados também, no Laboratório Hidráulico Didático Científico (LHDC) da EFEI, ensaios em um modelo reduzido de um circuito típico de PCH, figura 4.18, utilizado para visualização dos fenômenos decorrentes do fechamento de uma válvula. A válvula possui acionamento pneumático e dispositivo para medida de tempo de fechamento. Porém os resultados obtidos nos ensaios não foram satisfatórios, pois o circuito de adução é muito curto, o que impede a correta captação das oscilações de pressão através do transdutor utilizado.



- 1 : circuito de alimentação
- 2 : reservatório de nível constante
- 3 : tubulação de baixa pressão
- 4 : chaminé de equilíbrio
- 5 : tubulação forçada
- 6 : válvula

Figura 4.18 - Modelo reduzido de PCH no LHDC da EFEI.

CAPÍTULO 5 - CASOS DE ESTUDO

5.1 - Introdução

Neste capítulo serão apresentados resultados da aplicação do programa desenvolvido para simulação e análise de transitórios hidráulicos em projetos de PCH's e verificada a sua necessidade na fase de projeto.

Os projetos analisados foram desenvolvidos em Cursos de Estudo, Projeto e Construção de Pequenas Centrais Hidrelétricas, ministrados na Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), dentro do convênio ELETROBRAS-EFEI. Os projetos foram realizados por grupos de engenheiros de várias áreas, sendo que vários destes projetos já foram executados. O quadro 5.1 a seguir apresenta um resumo dos resultados obtidos com a simulação através do programa "THPCH" e os adotados nos respectivos projetos.

Usina	Carga Máxima [m]		Altura Chaminé [m]	
	THPCH	Projeto	THPCH	Projeto
Rio do Peixe	24,0	23,3	10,6	10,6
S. F. da Glória (equipe C)	60,0	59,8	13,5	13,2
S. F. da Glória (equipe B)	61,0	60,1	9,0	9,0
Véu das Noivas	43,0	43,2	8,5	8,5

Quadro 5.1 - Resumo dos Resultados

Finalmente foi analisado um projeto de ampliação da Usina Hidrelétrica Antas II, do Departamento Municipal de Eletricidade de Poços de Caldas, MG, com dados fornecidos pelo consultor Professor Zulcy de Souza. Apresenta-se a seguir o quadro 5.2,

resumindo os resultados obtidos na análise dos quatro casos estudados através do modelo desenvolvido neste trabalho e do relatório apresentado pelo fornecedor. Os casos estudados foram:

Caso 1 - rejeição, total e simultânea, de carga em 3 grupos geradores

Caso 2 - rejeição, total e simultânea, de carga em 2 grupos geradores

Caso 3 - rejeição, total e simultânea, de carga em 1 grupo gerador

Caso 4 - rejeição, total e simultânea, de carga nos grupos geradores 1 e 2, com o grupo 3 partindo ao disparo ($t_{\text{fechamento}} = \text{infinito}$)

A lei de manobra é suposta linear, com um tempo de fechamento de 5 s.

	Pressão na caixa espiral (seção do distribuidor) [mCa]		Dife rença
	Neyrpic	THPCH	[%]
Caso 1	199,57	197,00	-1,28
Caso 2	189,76	190,00	+0,12
Caso 3	182,17	181,00	-0,64
Caso 4			
G1,G2	190,91	186,00	-2,57
G3	188,30	184,00	-2,28

Quadro 5.2 - Quadro Comparativo

O fornecedor garante que uma sobrepressão possível de acontecer não ultrapassa 229,43 mca, ou seja, ele garante a instalação para uma pressão máxima 15% acima calculada, como margem de segurança.

A seguir são apresentados os dados e resultados dos projetos de centrais hidrelétricas analisados, a partir dos quais foram elaborados os quadros 5.1 e 5.2.

5.2 - Usina Hidrelétrica Rio do Peixe

Este projeto foi desenvolvido pela Equipe B do curso oferecido pelo convênio ELETROBRAS-EFEI de 1986. Os dados de projeto são dados a seguir, de acordo com a figura 5.1:

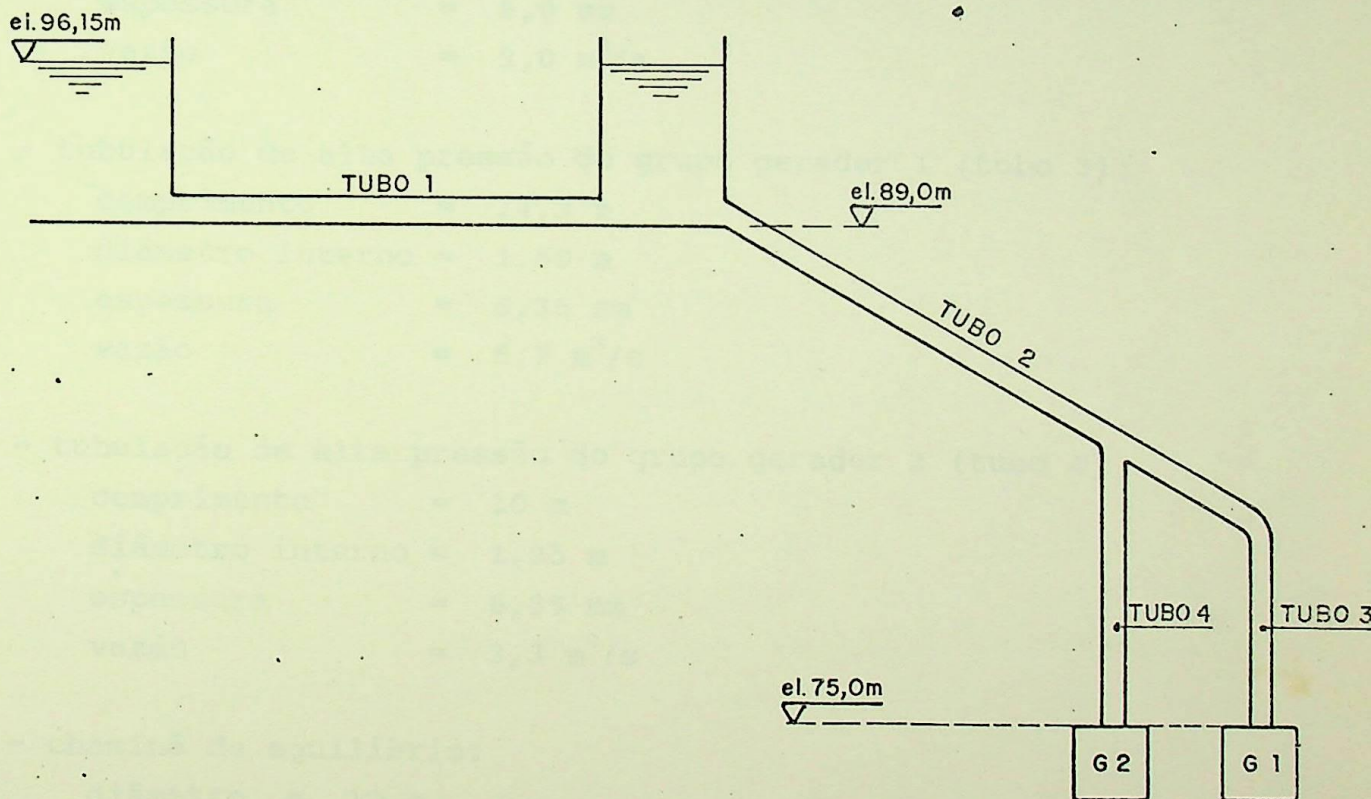


Figura 5.1 - Esquema da UHE Rio do Peixe

- dados energéticos:

queda bruta = 21,15 m

vazão de projeto = 9,0 m³/s

- tubulação de baixa pressão (tubo 1):

comprimento = 400 m

diâmetro interno = 2,97 m

espessura = 9,5 mm

vazão = 9,0 m³/s

- tubulação de alta pressão entre a chaminé de equilíbrio e a bifurcação (tubo 2):

comprimento = 31 m

diâmetro interno = 2,10 m

espessura = 8,0 mm

vazão = 9,0 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 1 (tubo 3):

comprimento = 14,3 m

diâmetro interno = 1,50 m

espessura = 6,35 mm

vazão = 5,7 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 2 (tubo 4):

comprimento = 10 m

diâmetro interno = 1,35 m

espessura = 6,35 mm

vazão = 3,3 m³/s

- chaminé de equilíbrio:

diâmetro = 10 m

altura = 10,6 m

Para fins de simulação o tubo 1 foi dividido em quatro tubos iguais de 100 m cada um. Foi considerada uma rejeição de carga total e simultânea nos dois grupos geradores, ocasionando um fechamento linear das válvulas na entrada das turbinas no tempo mínimo especificado, 6 s.

A figura 5.2 mostra a variação da vazão e da carga na seção da válvula do grupo gerador 1. Observa-se que a carga máxima atuante nesta seção é de 24,0 mca, contra 23,3 mca obtidos através do método de Allievi, conforme recomenda o Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas [4]. Deve-se salientar que foram desprezadas as perdas de carga localizadas, obtendo-se uma queda líquida de 21,0 mca, ao passo que a queda líquida de projeto é de 20 mca.

Com aplicação das equações 4.2 e 4.3 obtem-se:

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,02 \text{ mm}$$

Logo a espessura adotada no projeto é a mínima recomendada de 6,35 mm.

A figura 5.3 mostra a variação da carga e da vazão na seção da válvula do grupo gerador 2. A carga máxima obtida é de 22,8 mca. Com a aplicação das equações 4.2 e 4.3 novamente adota-se a espessura mínima recomendada de 6,35 mm.

As figuras 5.4 e 5.5 mostram a variação das condições do escoamento na última e na primeira seção do tubo 2 (fig. 5.1), respectivamente. As cargas máximas atuantes nestas seções são obtidas subtraindo-se dos valores máximos determinados nas figuras, a altura entre cada uma destas seções e a seção das válvulas, conforme indica a fig. 5.1. Considera-se que bifurcação esteja no mesmo nível das válvulas (ou turbinas). Logo:

$$H_{\max} = 22,6 - 0,0 = 22,6 \text{ mca}$$

$$H_{\min} = 22,0 - 14,0 = 8,0 \text{ mca}$$

nas seções de jusante e de montante do tubo 2, respectivamente. Com a aplicação das equações 4.2 e 4.3, obtém-se:

$$e = 3,12 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 6,52 \text{ mm}$$

Para o diâmetro deste tubo, a espessura comercial mais próxima encontrada é de 8,0 mm, conforme o projetado.

Obteve-se ainda da simulação os níveis máximo e mínimo de água na chaminé de equilíbrio:

$$Z_{\max} = 23,518 \text{ m}$$

$$Z_{\min} = 18,936 \text{ m}$$

Subtraindo-se destes valores a altura entre o fundo da chaminé e a seção das válvulas à jusante obtém-se os níveis máximo e mínimo de água na chaminé, medidos à partir de sua base, o que nos fornece a altura necessária para a chaminé, ou seja:

$$Z_{\max} = 23,518 - 14,0 = 9,518 \text{ m}$$

$$Z_{\min} = 18,936 - 14,0 = 4,936 \text{ m}$$

valores que estão próximos dos valores calculados segundo o manual de PCH's, resultando numa altura para a chaminé de 10,6m, considerando 1 m a mais de altura como segurança.

SIMULADO DE TRANSIENTOS HIDRULICOS EM PNE

INSTITUTO DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS - UNICAMP - SÃO CARLOS - SP

Veloc [m/s]

Carga [m]

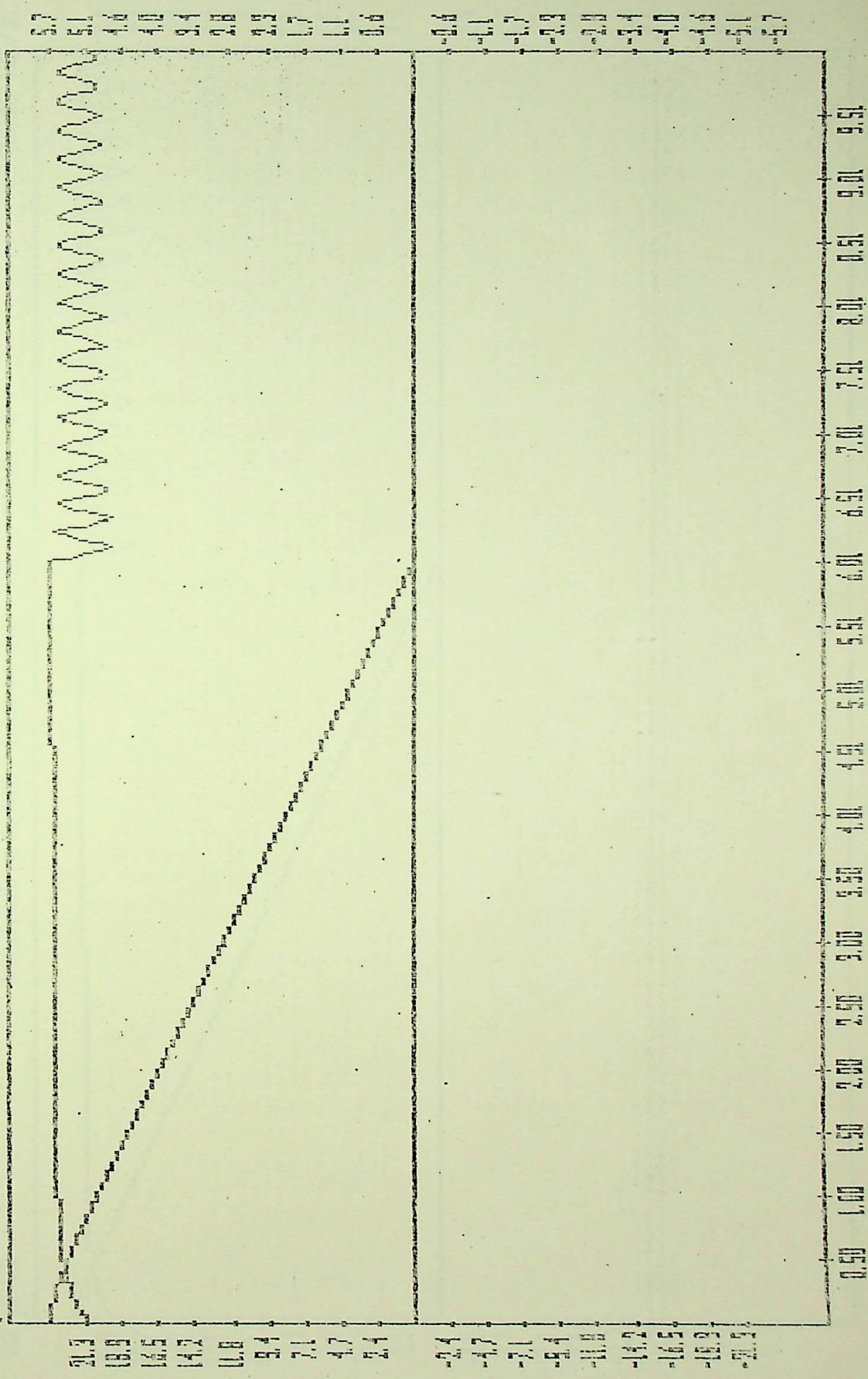


Figura 5.2 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULACAO DE TRANSIENTOS HIDRAULICOS EM FOLHA

HYDROTECH: Rio do Peixe - Grupo 2 - 1988 - 7 - 2000

Vazao [m³/s]

Carga [m]

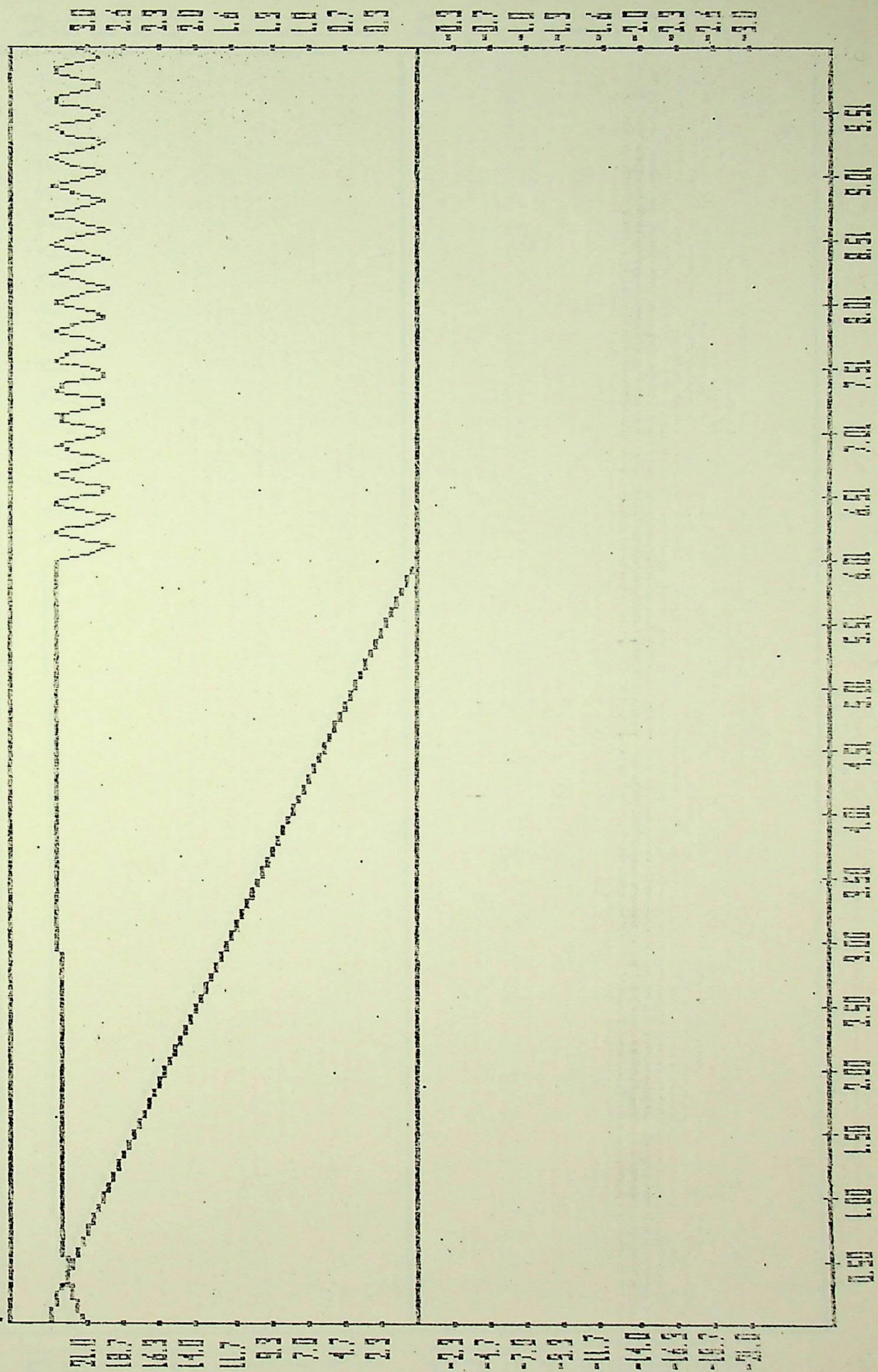


Figura 5.3 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

SIMULADO DE TRANSIENTOS HIDRULICOS EM TUBOS

MONITORING: Rio do Peixe - Equipe 8 - 1988 - TUBO 5 - 2000 - 4

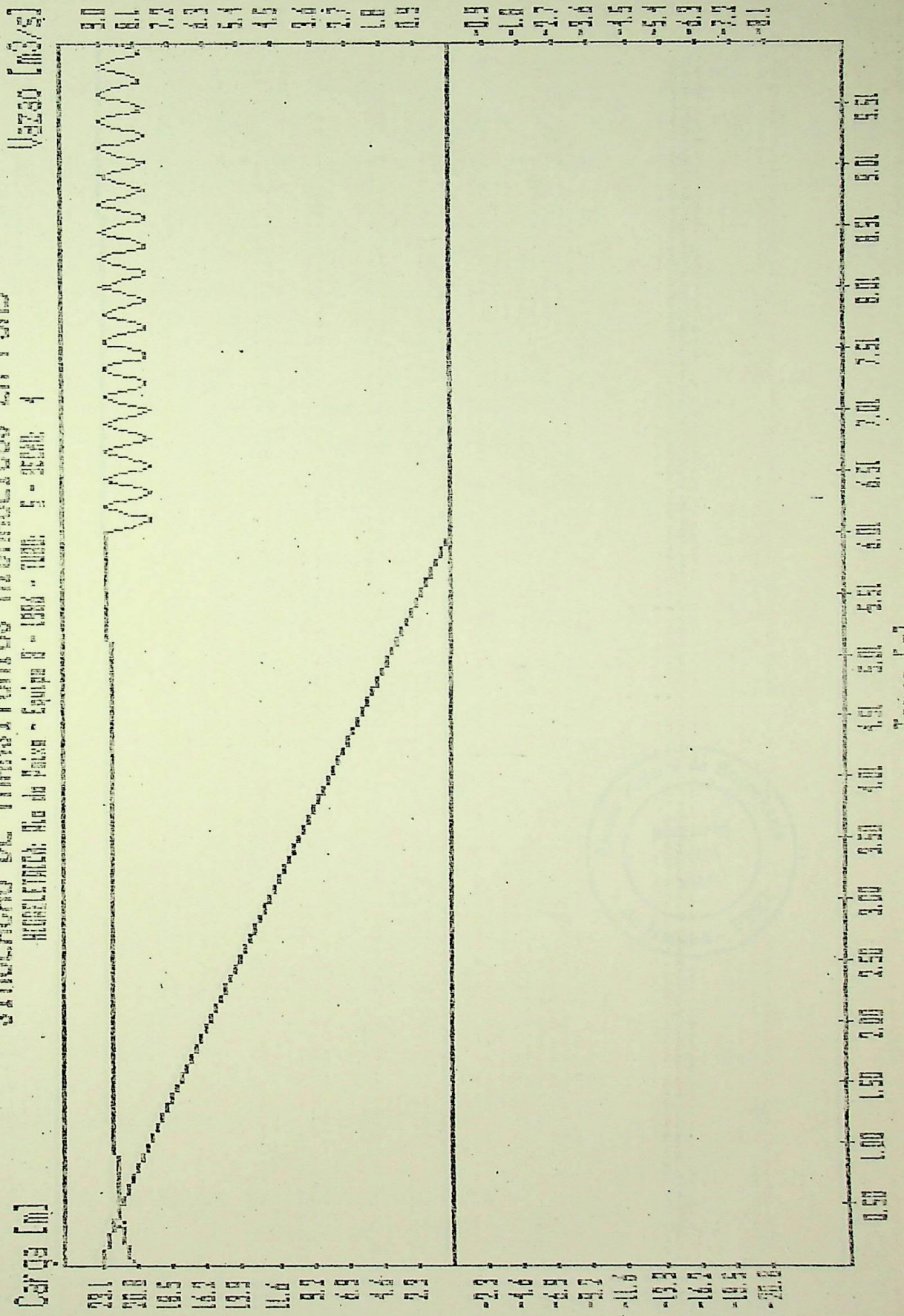


Figura 5.4 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na última seção do tubo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PECS
 HIDROELETRICA Rio do Peixe - Equipa B - UHEB - UHEP - 5 - 2008

Vazao [m³/s]

Carga [m]

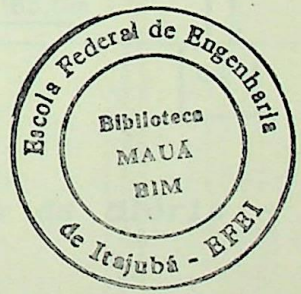
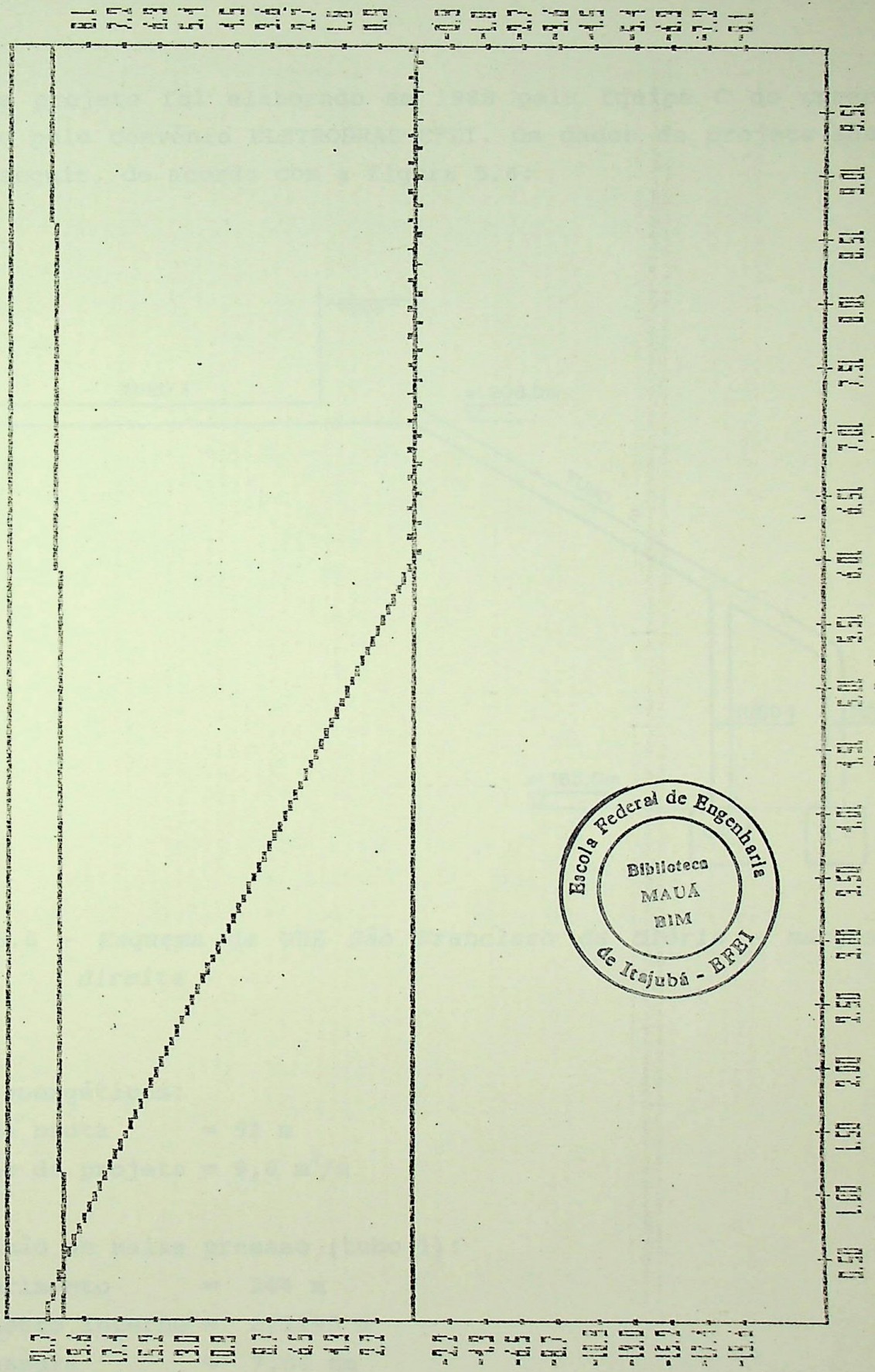


Figura 5.5 - UHE Rio do Peixe: condições do escoamento na primeira seção do tubo 2.

5.3 - Usina São Francisco da Glória - Margem Direita

Este projeto foi elaborado em 1988 pela Equipe C do curso oferecido pelo convênio ELETROBRAS-EFEI. Os dados de projeto são dados à seguir, de acordo com a figura 5.6:

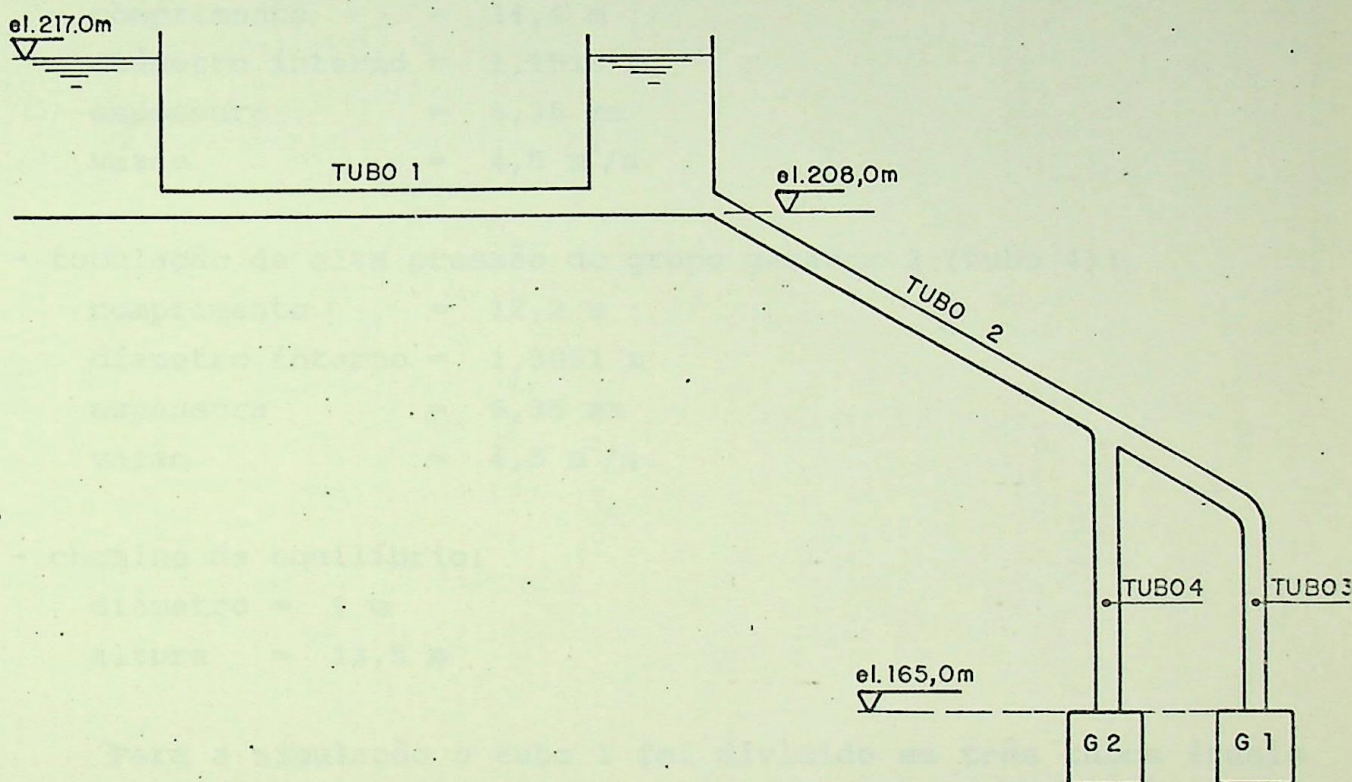


Figura 5.6 - Esquema da UHE São Francisco da Glória - margem direita

- dados energéticos:

queda bruta = 52 m
vazão de projeto = $9,0 \text{ m}^3/\text{s}$

- tubulação de baixa pressão (tubo 1):

comprimento = 244 m
diâmetro interno = 2,1195 m
espessura = 7,04 mm
vazão = $9,0 \text{ m}^3/\text{s}$

- tubulação de alta pressão entre a chaminé de equilíbrio e a bifurcação (tubo 2):

comprimento = 70 m
 diâmetro interno = 1,8161 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 9,0 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 1 (tubo 3):

comprimento = 14,4 m
 diâmetro interno = 1,1513 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 4,5 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 2 (tubo 4):

comprimento = 12,2 m
 diâmetro interno = 1,3081 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 4,5 m³/s

- chaminé de equilíbrio:

diâmetro = 9 m
 altura = 13,5 m

Para a simulação o tubo 1 foi dividido em três tubos iguais de 81,3 m cada um. Foi simulado o caso mais crítico de rejeição de carga, com um fechamento total e simultâneo das válvulas dos grupos geradores em seu tempo mínimo, 4 s. Considera-se que o fechamento seja linear.

As figuras 5.7 e 5.8 mostram a variação da vazão e da carga na seção da válvula do grupos geradores 1 e 2 respectivamente. A carga máxima obtida nos dois tubos é de 60 mca. Pela aplicação das equações 4.2 e 4.3 obtém-se:

$$e = 5,04 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,04 \text{ mm}$$

logo, a espessura mínima recomendada é de 6,35 mm.

As figuras 5.9 e 5.10 mostram a variação da vazão e da carga no tubo 2, na seção de montante e numa seção situada no meio de tubo, respectivamente. Considerando que o tubo 2 possua inclinação constante e que a última seção deste tubo esteja na mesma cota das válvulas, obtém-se, de acordo com a figura 5.6:

$$H_{\max} = 52 - (208,0 - 165,0) = 9,0 \text{ mca} \quad \text{p/ a seção de montante}$$

$$H_{\max} = 55 - (186,5 - 165,0) = 33,5 \text{ mca} \quad \text{p/ a seção intermediária}$$

$$H_{\max} = 60 - (165,0 - 165,0) = 60,0 \text{ mca} \quad \text{p/ a seção de jusante}$$

Aplicando as equações 4.2 e 4.3 obtém-se:

- seção de montante

$$e = 1,70 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,81 \text{ mm}$$

- seção intermediária

$$e = 3,70 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,81 \text{ mm}$$

- seção de jusante

$$e = 5,86 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,81 \text{ mm}$$

Em todas as seções a espessura mínima necessária foi inferior à mínima recomendado, logo o tubo 2 terá espessura igual à 6,35 mm.

Da simulação obteve-se ainda os níveis máximo e mínimo de água na chaminé de equilíbrio. Destes níveis deve-se subtrair a altura entre o fundo da chaminé e as válvulas, resultando:

$$H_{\max} = 54,699 - (207,5 - 165,0) = 12,199 \text{ m}$$

$$H_{\min} = 49,718 - (207,5 - 165,0) = 7,218 \text{ m}$$

Destes dados, considerando uma altura de segurança de 1 m, adota-se para a altura da chaminé $h = 13,2 \text{ m}$. Da mesma maneira verifica-se que o nível mínimo de água na chaminé está bem acima dos tubos.

SIMULADO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM PONTAS
 INCOMPLETAS Das Frestas da Borda - Grupo 1 - 5 - 1980

Vazão [m³/s]

Carga [m]

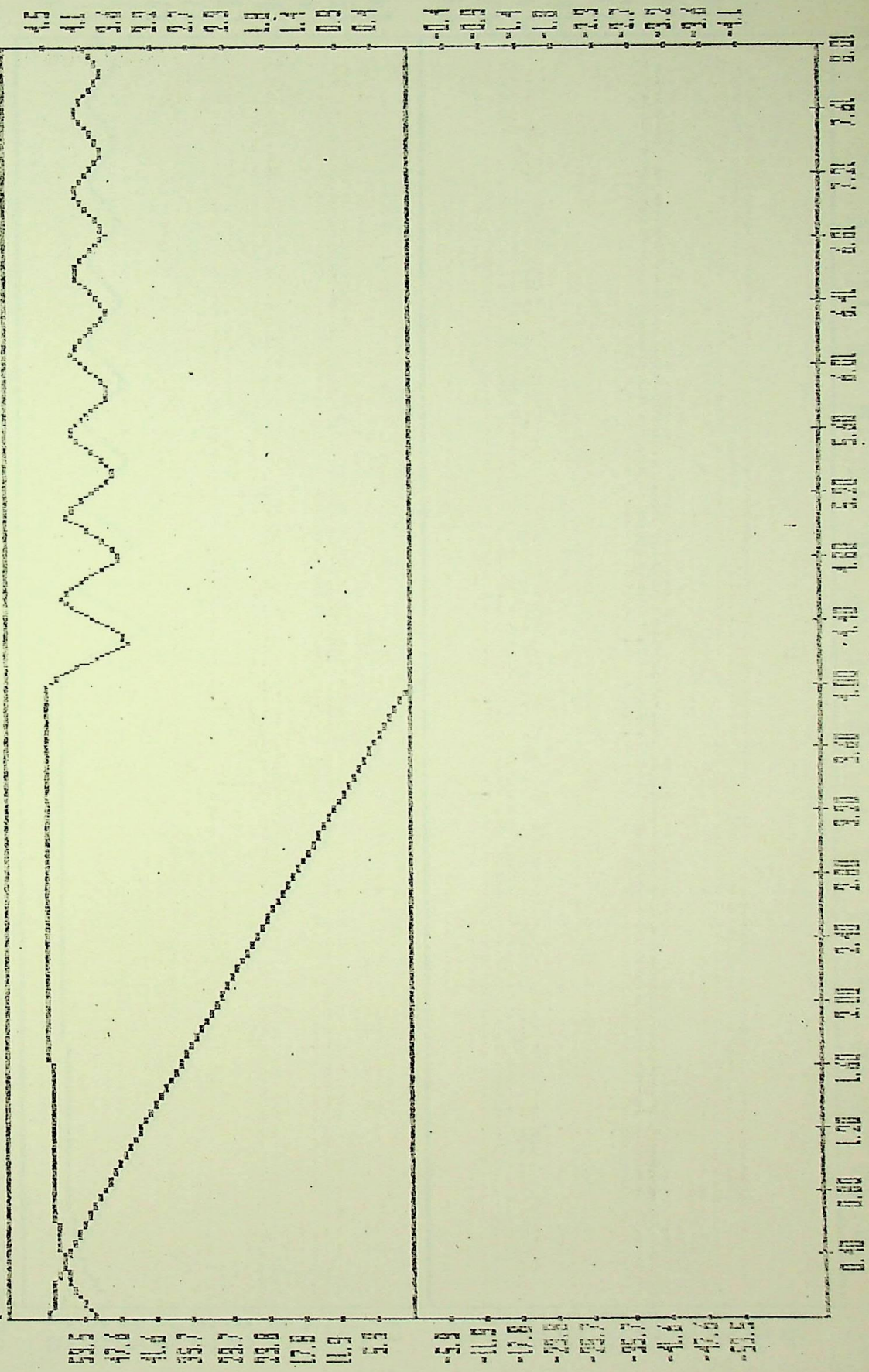


Figura 5.7 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULADO DE TRANSIENTOS HIDRÁULICOS EM POLE

HYDROELECTRICH Sao Francisco da Gloria - Grupo 2 - Grupo 2

Carga [m] Vazao [m³/s]

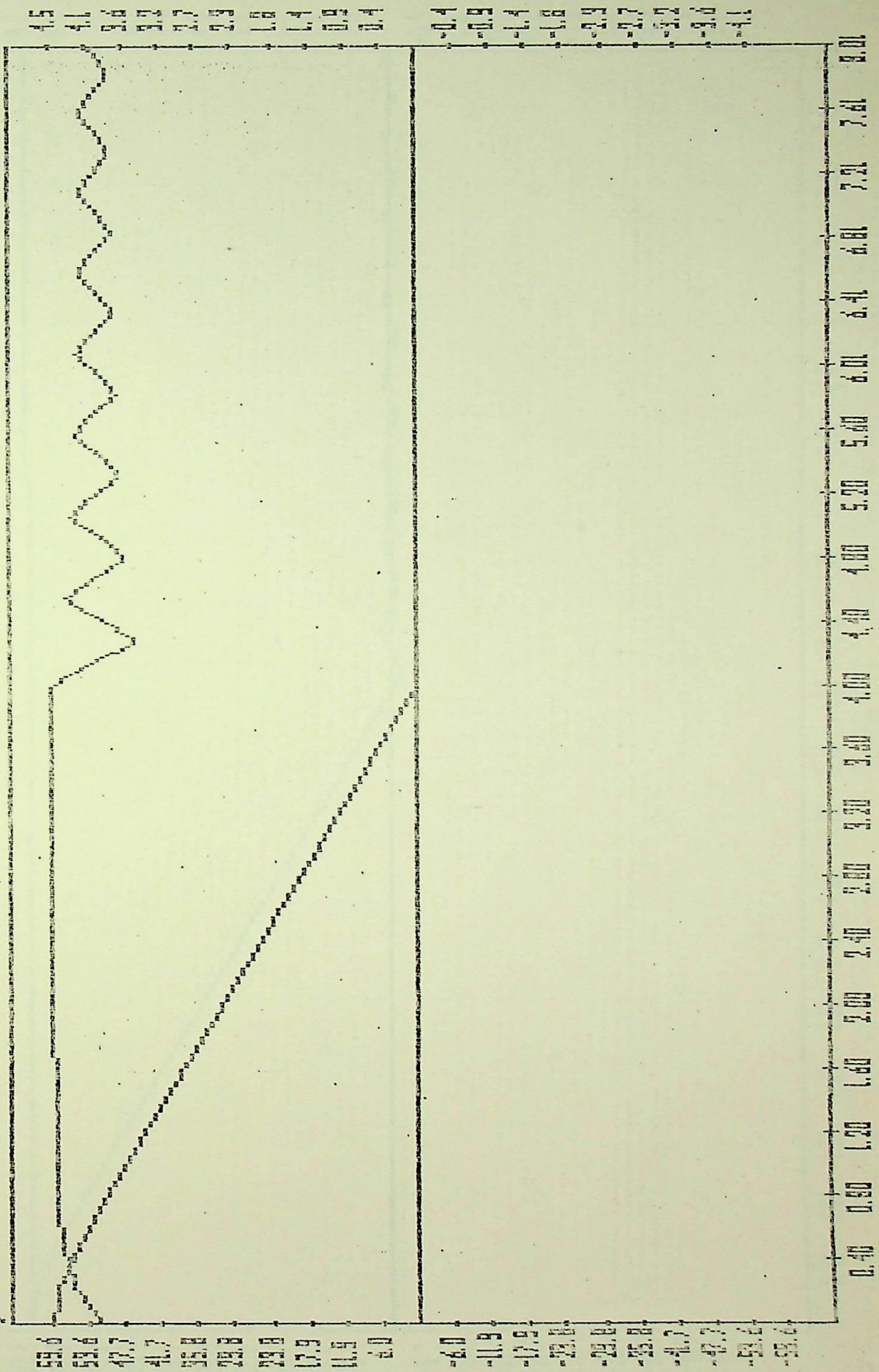


Figura 5.8 -UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

SIMULAÇÃO DE TRANSIENTOS HIDRÁULICOS EM TUBOS

PROJETO São Francisco da Glória - Grupo C - 1980 - 1981 - 1982 - 1

Carga [m]

Valor [m/s]

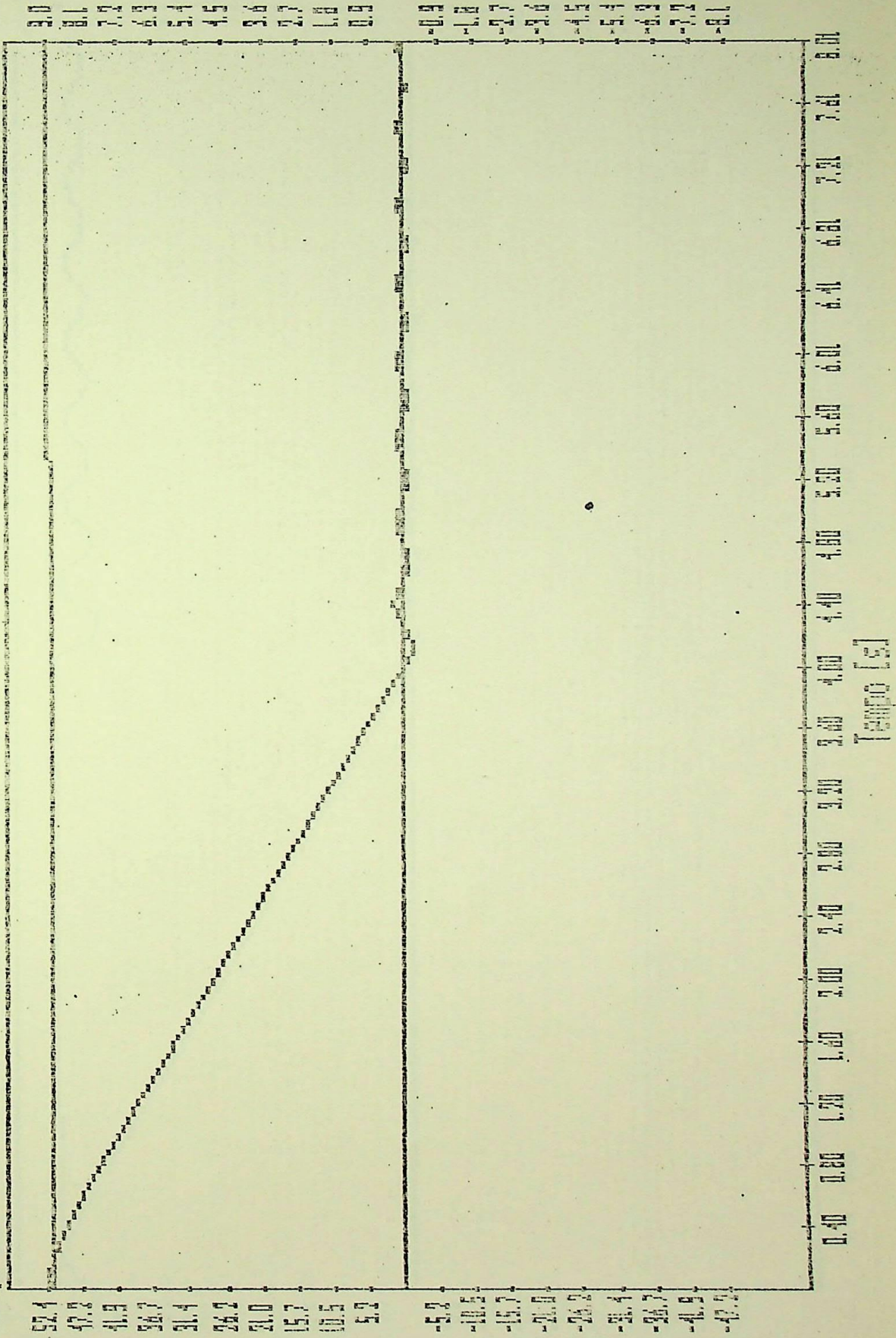


Figura 5.9 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na primeira seção do tubo 2.

SIMULADO DE TRANSIENTOS HIDRULICOS EM TUBOS

MONITORIA: São Francisco da Glória - Equip. C - 1990 - 1991 - 1º SEM. 4

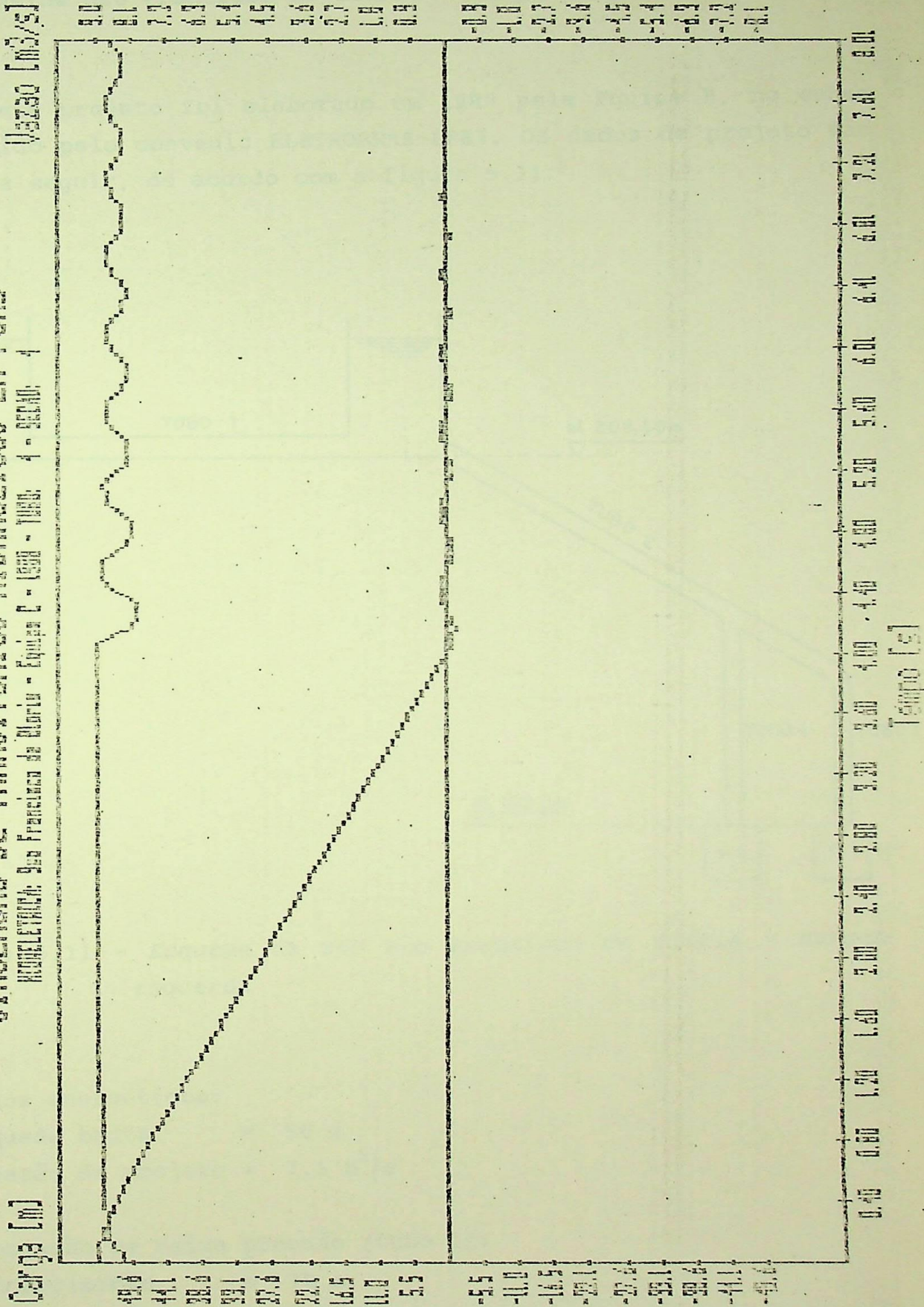


Figura 5.10 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção central do tubo 2.

5.4 - Usina São Francisco da Glória - Margem Esquerda

Este projeto foi elaborado em 1988 pela Equipe B, no curso oferecido pelo convênio ELETROBRAS-EFEI. Os dados de projeto são dados a seguir, de acordo com a figura 5.11:

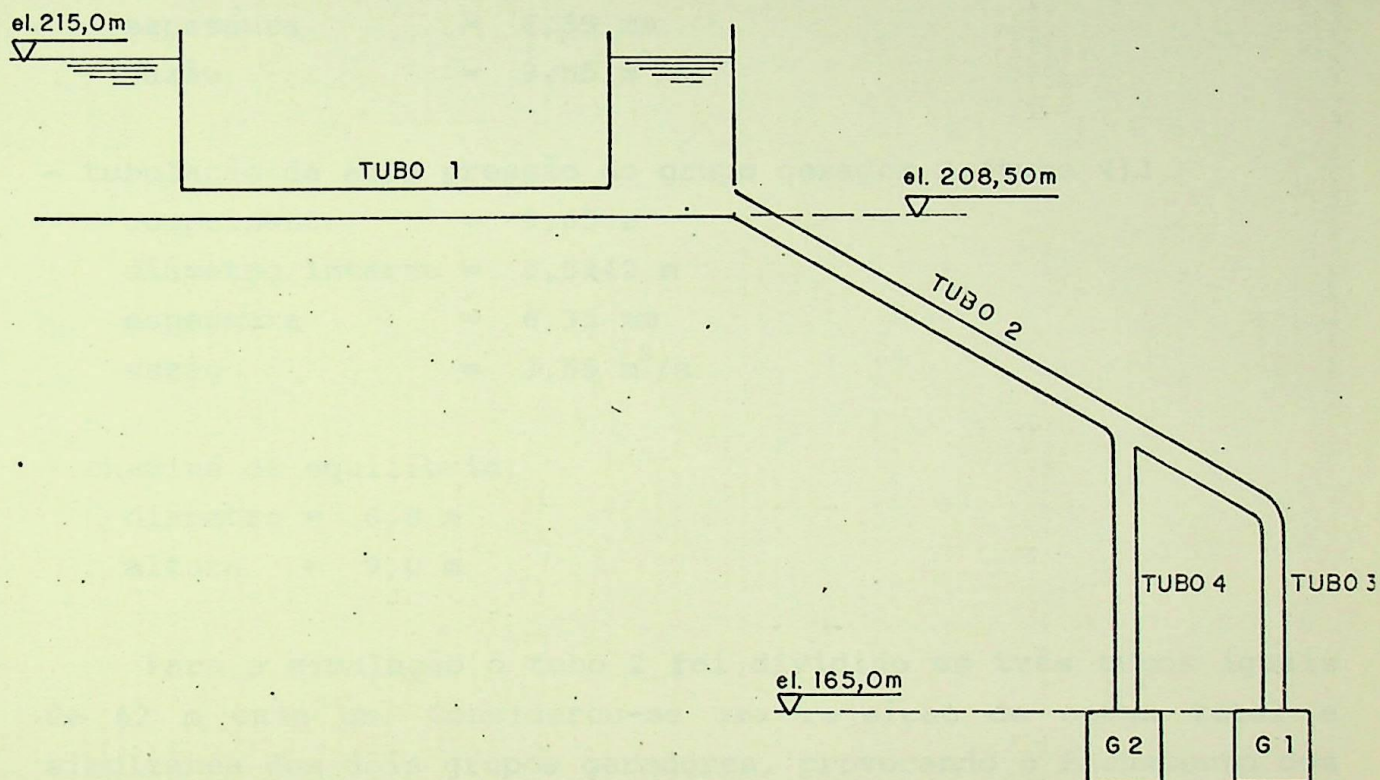


Figura 5.11 - Esquema da UHE São Francisco da Glória - margem esquerda

- dados energéticos:

queda bruta = 50 m
vazão de projeto = 7,1 m³/s

- tubulação de baixa pressão (tubo 1):

comprimento = 70 m
diâmetro interno = 1,9177 m
espessura = 6,35 mm
vazão = 7,1 m³/s

- tubulação forçada entre a chaminé e a bifurcação (tubo 2):

comprimento = 186 m
 diâmetro interno = 1,8161 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 7,1 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 1 (tubo 3):

comprimento = 15,1 m
 diâmetro interno = 1,284 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 3,55 m³/s

- tubulação de alta pressão do grupo gerador 2 (tubo 4):

comprimento = 9,65 m
 diâmetro interno = 1,5242 m
 espessura = 6,35 mm
 vazão = 3,55 m³/s

- chaminé de equilíbrio:

diâmetro = 6,0 m
 altura = 9,0 m

Para a simulação o tubo 2 foi dividido em três tubos iguais de 62 m cada um. Considerou-se uma rejeição de carga total e simultânea dos dois grupos geradores, provocando o fechamento dos distribuidores (ou válvulas) em seu tempo mínimo, 6 s, segundo um fechamento linear.

As figuras 5.12 e 5.13 mostram a variação das condições do escoamento nas seções das válvulas dos grupos geradores 1 e 2, respectivamente. A carga máxima nestas seções é de 61 mca. Com a aplicação das equações 4.2 e 4.3 obtém-se:

$$e = 5,15 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,08 \text{ mm}$$

Adota-se então a espessura mínima recomendada pelo manual de PCH's igual à 6,35 mm.

As figuras 5.14, 5.15 e 5.16 mostram a variação da vazão e da carga em três seções do tubo 2 (fig. 5.11). A figura 5.14 refere-se à seção junto à bifurcação, considerada como estando na mesma cota das válvulas. Nesta seção tem-se:

$$H_{\max} = 60 \text{ mca}$$

A figura 5.15 refere-se à seção situada no meio do comprimento do tubo. Considerando que o tubo 2 possua inclinação constante, esta seção situa-se na cota 186,75 m, logo a máxima carga nesta seção é:

$$H_{\max} = 55,0 - (186,75 - 165,00) = 34,25 \text{ mca}$$

A figura 5.16 refere-se à seção junto à chaminé de equilíbrio. A carga nesta seção é a mesma dada pela coluna d'água na chaminé de equilíbrio, conforme descrito no item 4.3.2. Até o tempo máximo estudado a carga máxima nesta seção é de:

$$H_{\max} = 51,0 - (208,5 - 165,00) = 7,5 \text{ mca}$$

Para a seção que possui a carga máxima de 60 mca, obtém-se através das equações 4.2 e 4.3:

$$e = 5,86 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 5,81 \text{ mm}$$

A espessura adotada será 6,35 mm.

O comprimento do tubo 2 (186 m) já justifica o estudo detalhado da variação da pressão em várias seções para uma eventual redução da espessura da parede dos trechos mais à montante. Porém, para a seção de jusante, que possui a carga máxima, a espessura necessária é inferior à mínima recomendada, o que implica que todas as seções à montante, que estão sujeitas a uma cargas menores, também terão espessuras adotadas iguais à mínima recomendada.

Os níveis máximo e mínimo obtidos para a chaminé de equilíbrio são dados por:

$$Z_{\max} = 51,974 - (208,5 - 165,0) = 8,474 \text{ m}$$

$$Z_{\min} = 48,179 - (208,5 - 165,0) = 4,679 \text{ m}$$

medidos à partir da base da chaminé de equilíbrio. Pode-se adotar para a chaminé uma altura de 9 m, considerando uma pequena altura de segurança.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDRELÉTRICA: São Francisco da Glória - Equipa II - TUBO: 5 - DECMO: 2

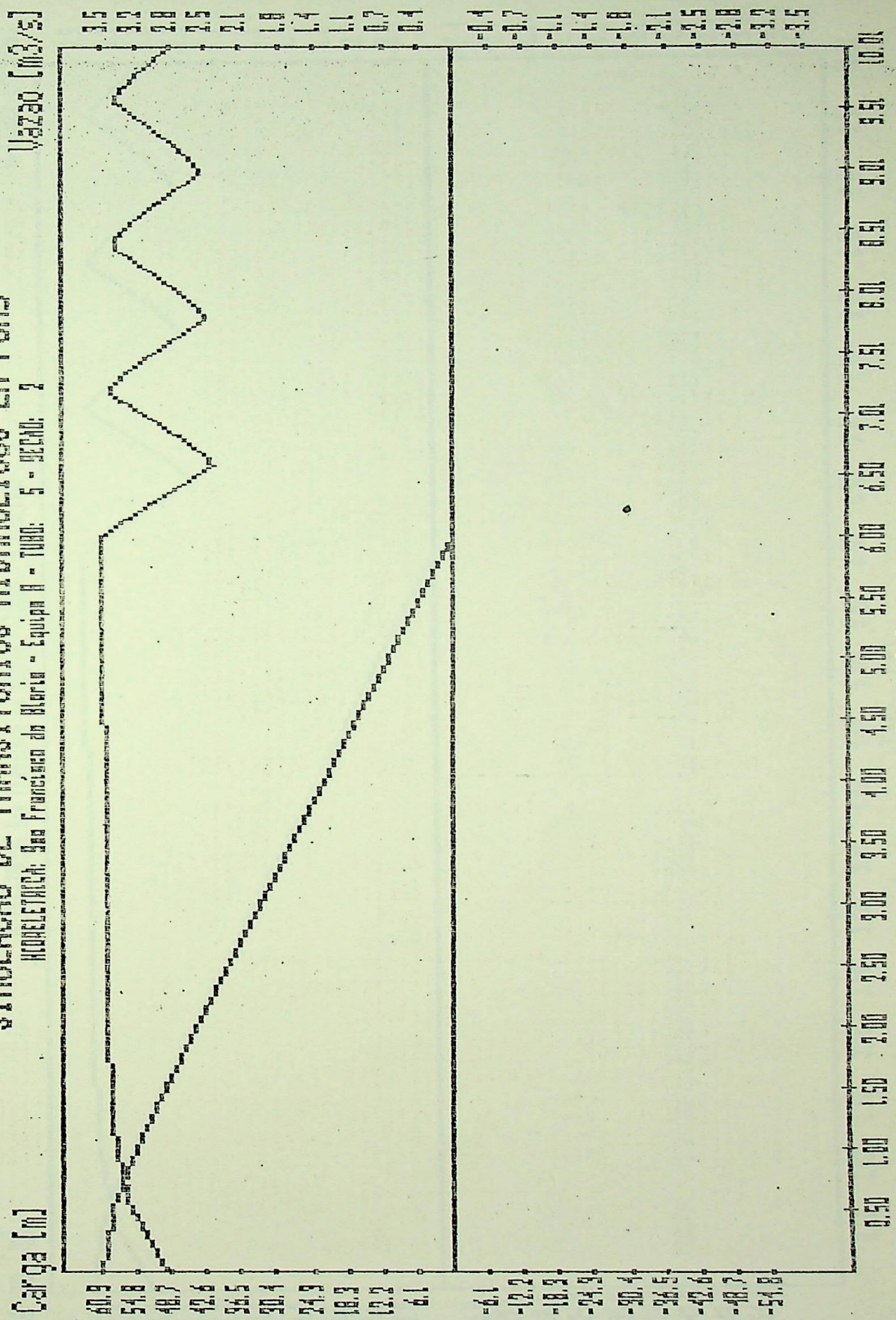


Figura 5.12 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1

SIMULAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM POHS

MONITORIA: São Francisco da Glória - TUBO: 6 - SEÇÃO: 2

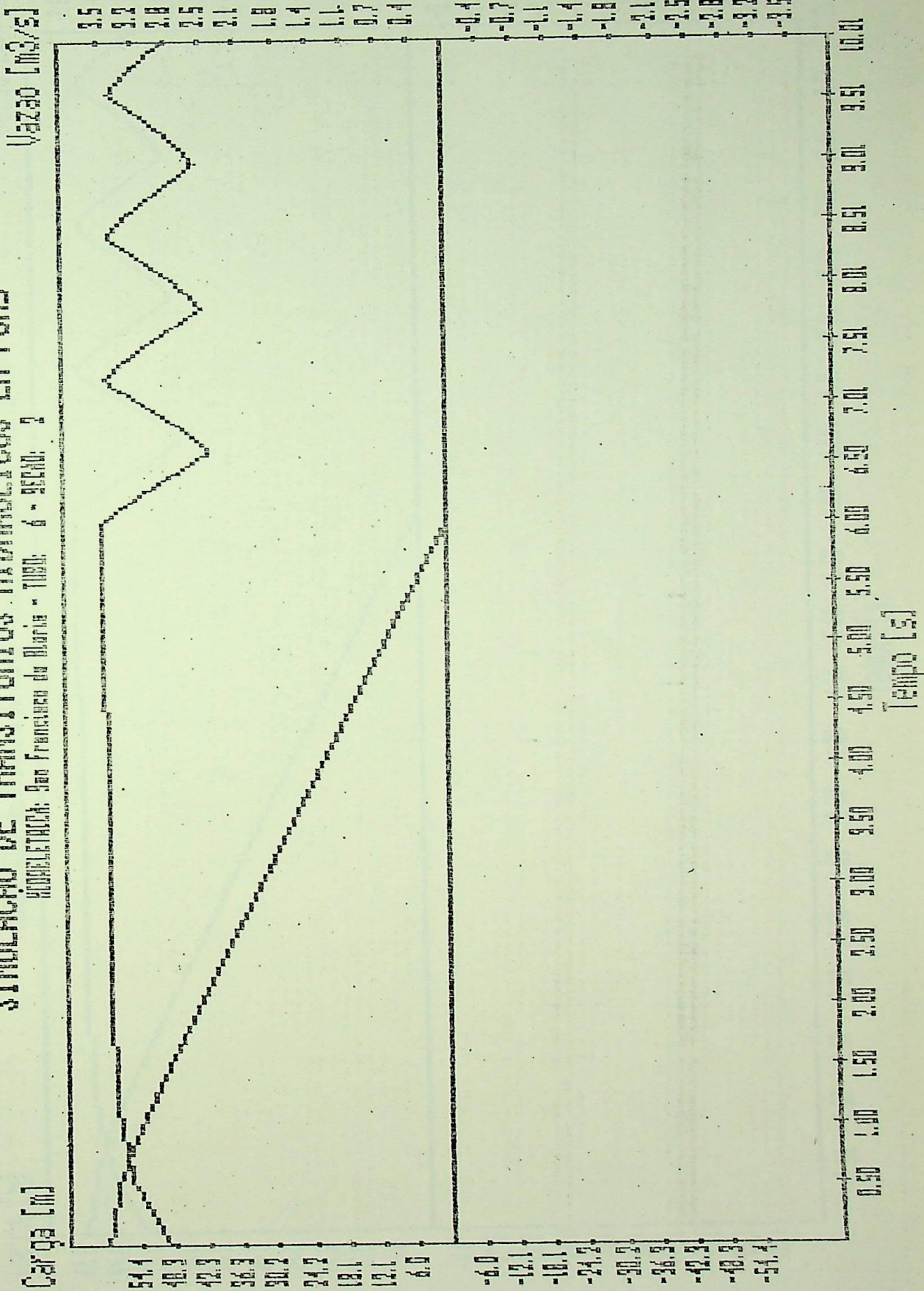


Figura 5.13 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

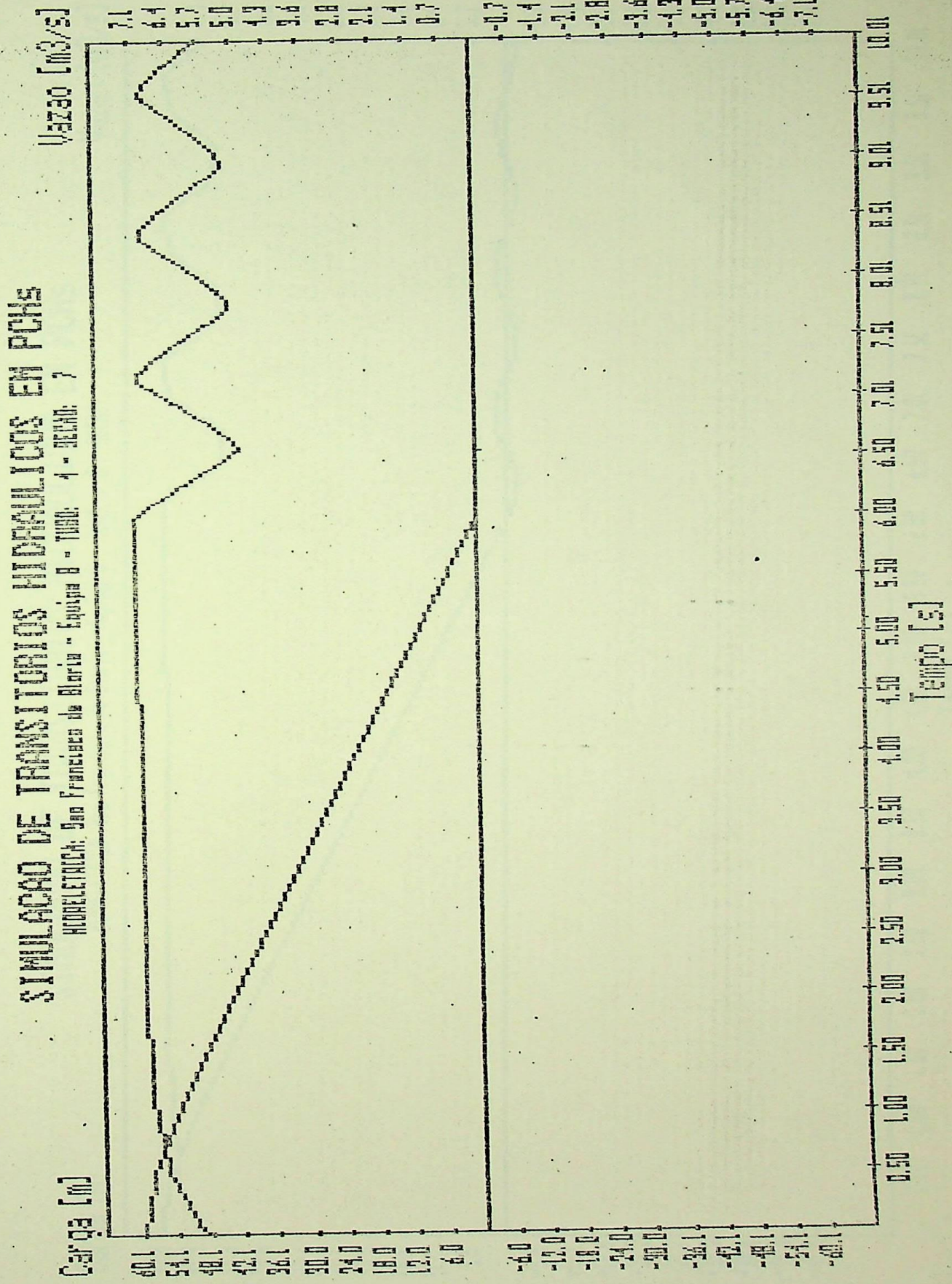


Figura 5.14 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM FENs

MODELAGEM: São Francisco da Glória - Equipa B - Tubo: 2 - HECHO: 1

Veloz [m3/s]

Carga [m]

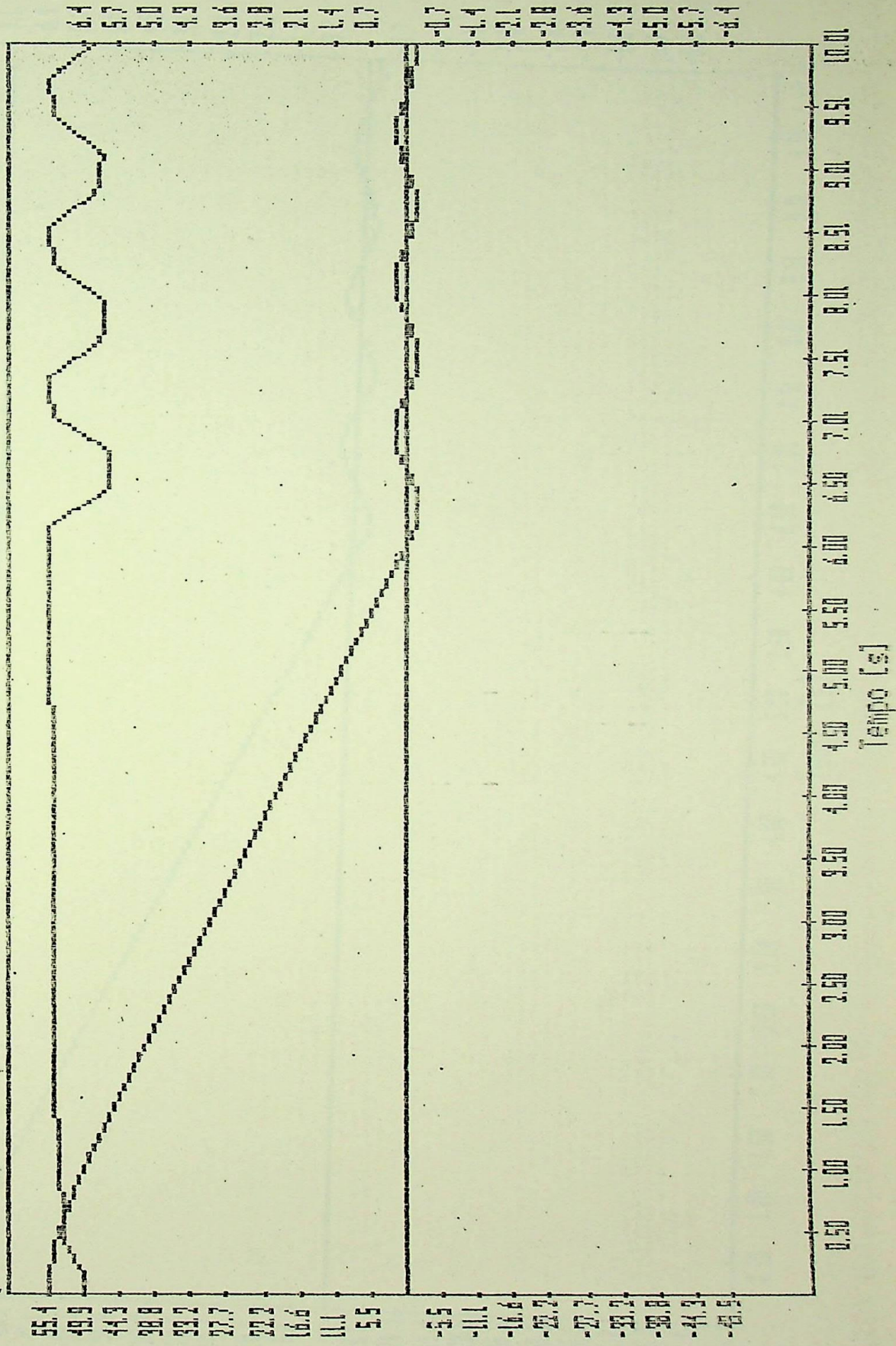


Figura 5.15 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento no meio do tubo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

MONITORIA: São Francisco da Glória - Equipe D - TUND: 2 - SECUND: 1

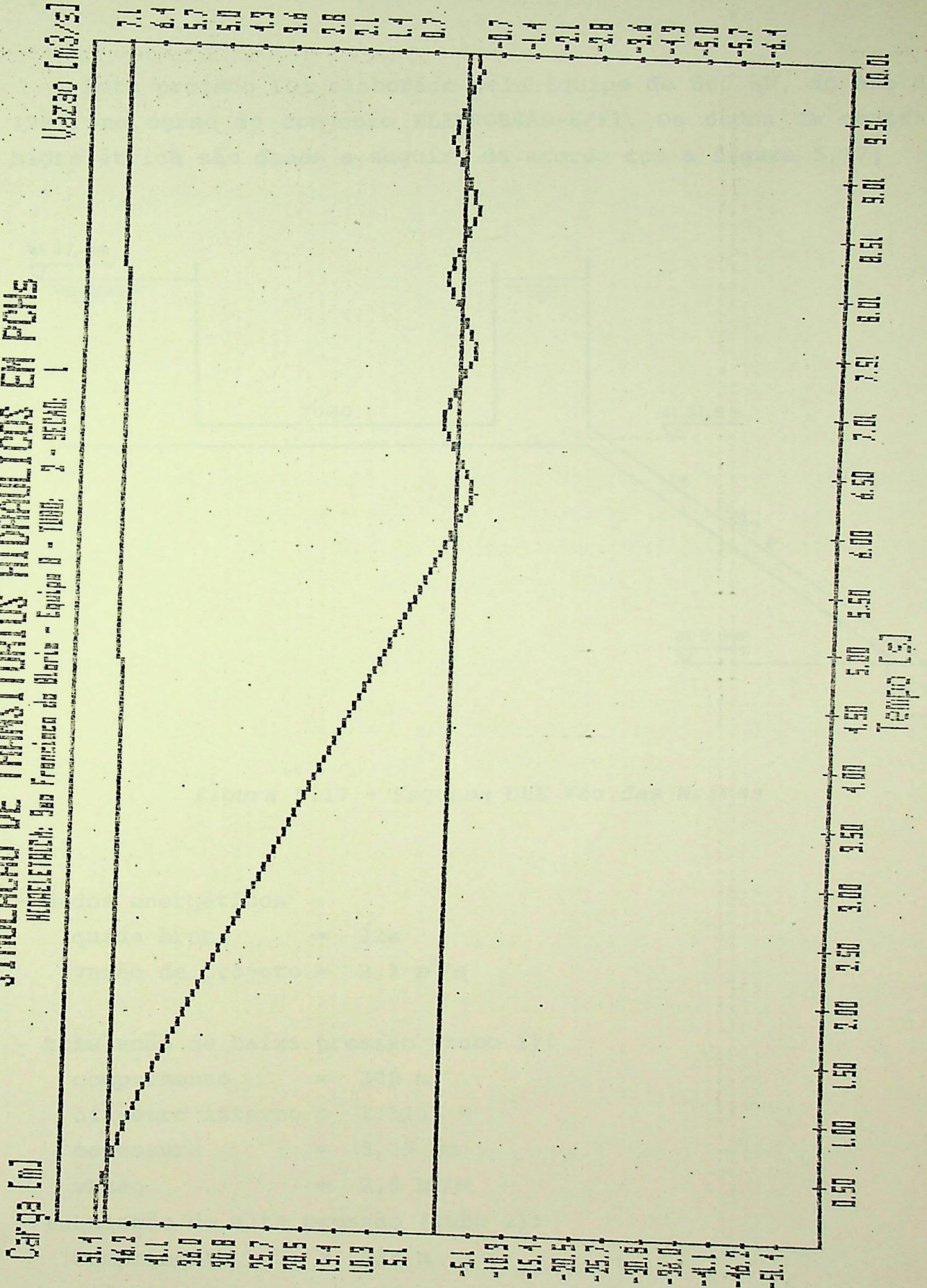


Figura 5.16 - UHE São Francisco da Glória: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.

5.5 - Usina Vêu das Noivas

Este projeto foi elaborado pela Equipe de 500 kW, do ano de 1983, no curso do convênio ELETROBRAS-EFEI. Os dados da central hidrelétrica são dados a seguir, de acordo com a figura 5.17:

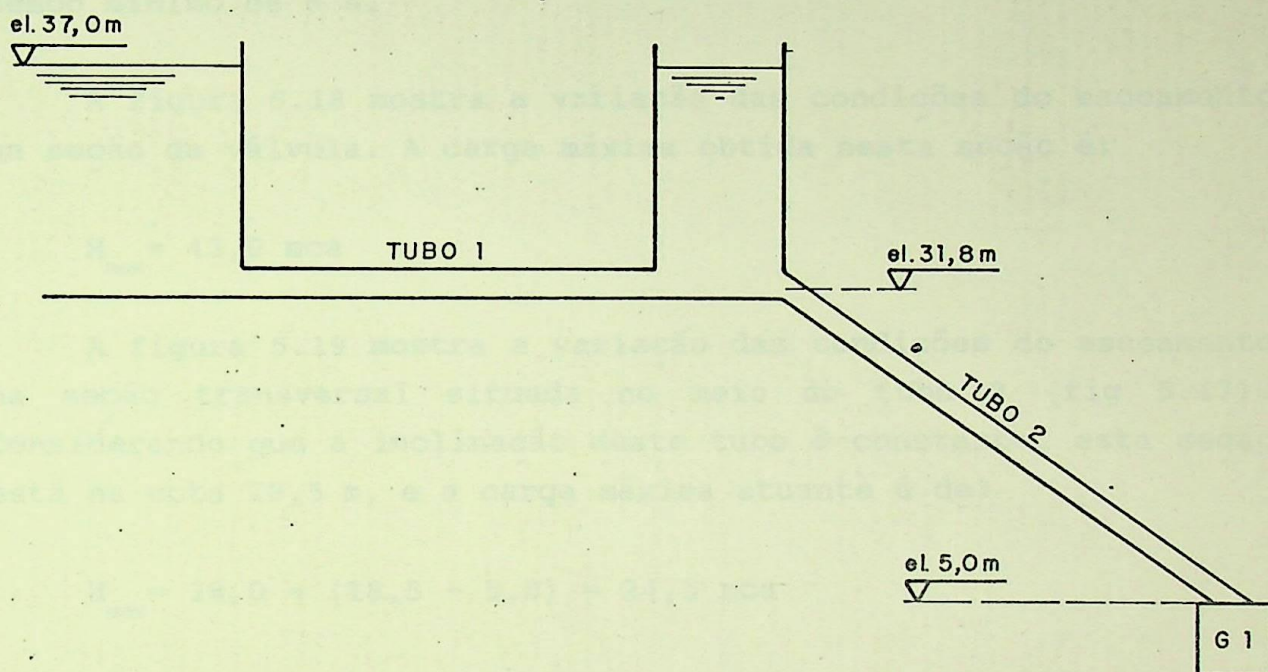


Figura 5.17 - Esquema UHE Vêu das Noivas

- dados energéticos

queda bruta = 32m
vazão de projeto = 2,3 m³/s

- tubulação de baixa pressão (tubo 1):

comprimento = 300 m
diâmetro interno = 1,5113 m
espessura = 6,35 mm
vazão = 2,3 m³/s

- tubulação de alta pressão (tubo 2):

comprimento = 234 m
diâmetro interno = 1,1049 m
espessura = 6,35 mm
vazão = 2,3 m³/s

- chaminé de equilíbrio:

diâmetro = 4 m

altura = 6,3 m

Para a simulação o tubo 1 foi dividido em 5 tubos iguais de 60 m cada um, e o tubo 2 em 4 tubos iguais de 58,5 m cada um. Foi considerado um fechamento total e linear da válvula em seu tempo mínimo de 6 s.

A figura 5.18 mostra a variação das condições do escoamento na seção da válvula. A carga máxima obtida nesta seção é:

$$H_{\max} = 43,0 \text{ mca}$$

A figura 5.19 mostra a variação das condições do escoamento na seção transversal situada no meio do tubo 2 (fig 5.17). Considerando que a inclinação deste tubo é constante, esta seção está na cota 18,5 m, e a carga máxima atuante é de:

$$H_{\max} = 38,0 - (18,5 - 5,0) = 24,5 \text{ mca}$$

A figura 5.20 fornece os resultados para a seção junto à chaminé de equilíbrio. A carga máxima obtida nesta seção é dada por:

$$H_{\max} = 33,0 - (32,0 - 5,0) = 6,0 \text{ mca}$$

Para a seção junto à válvula, que sofre a maior carga, tem-se das equações 4.2 e 4.3:

$$e = 3,12 \text{ mm}$$

$$e_{\min} = 4,03 \text{ mm}$$

o que indica que toda a tubulação deverá ter a espessura mínima recomendada de 6,35 mm.

Os níveis de água obtidos para a chaminé de equilíbrio são:

$$Z_{\max} = 34,515 - (31,8 - 5,0) = 7,715 \text{ m}$$

$$Z_{\min} = 29,719 - (31,8 - 5,0) = 2,919 \text{ m}$$

medidos a partir da base da chaminé, que nos leva a adotar uma altura para a chaminé igual à 8,5 m, já considerando uma altura extra como margem de segurança.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHs

HELETRON: UHE das Noivas - TUBO: 9 - SECAO: 2

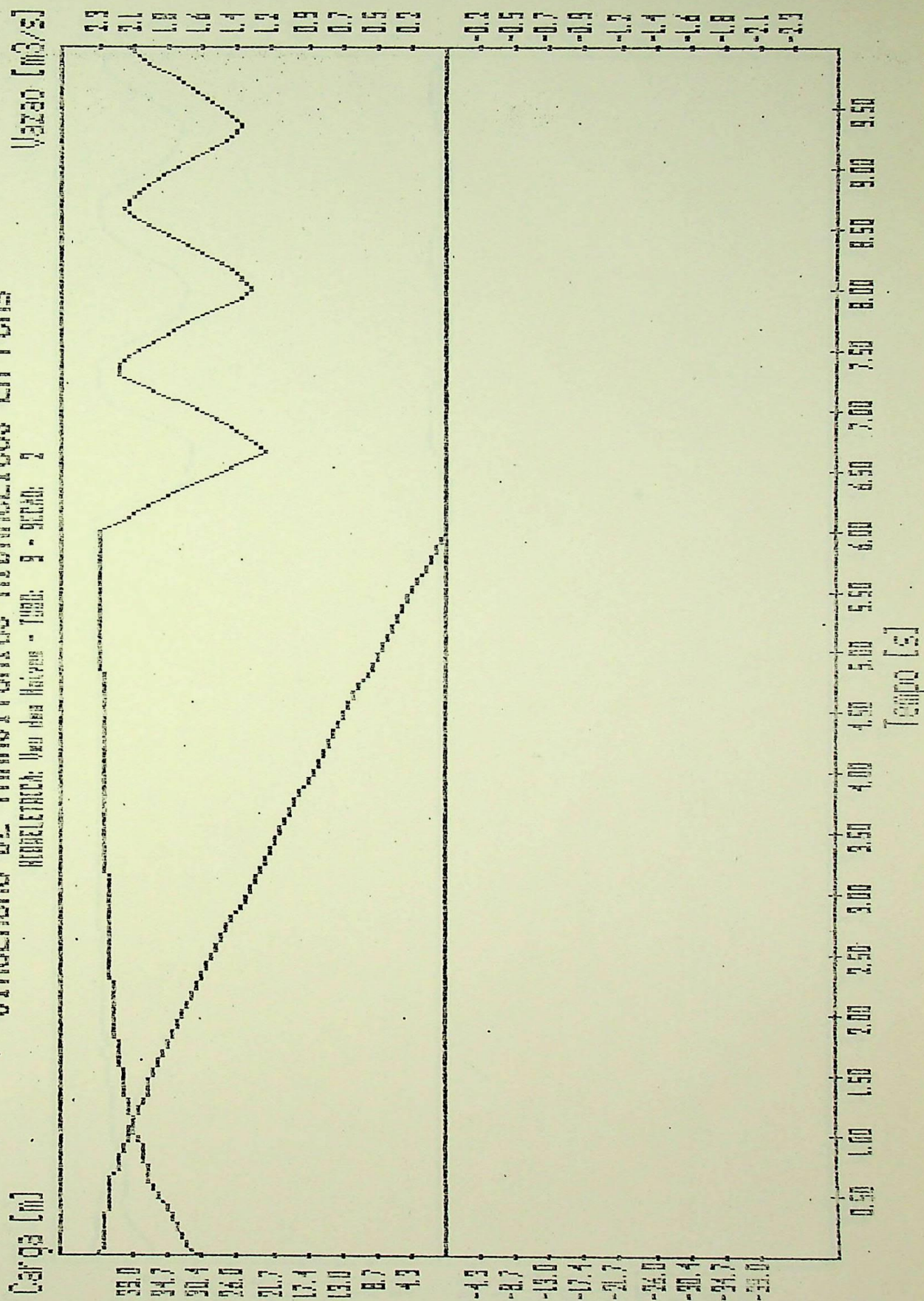


Figura 5.18 - UHE Vêu das Noivas: condições do escoamento na seção da válvula.

SIMULAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM PCHs

HIDROELÉTRICA VÉU DAS NOIVAS - TUBO 2 - SEÇÃO 2

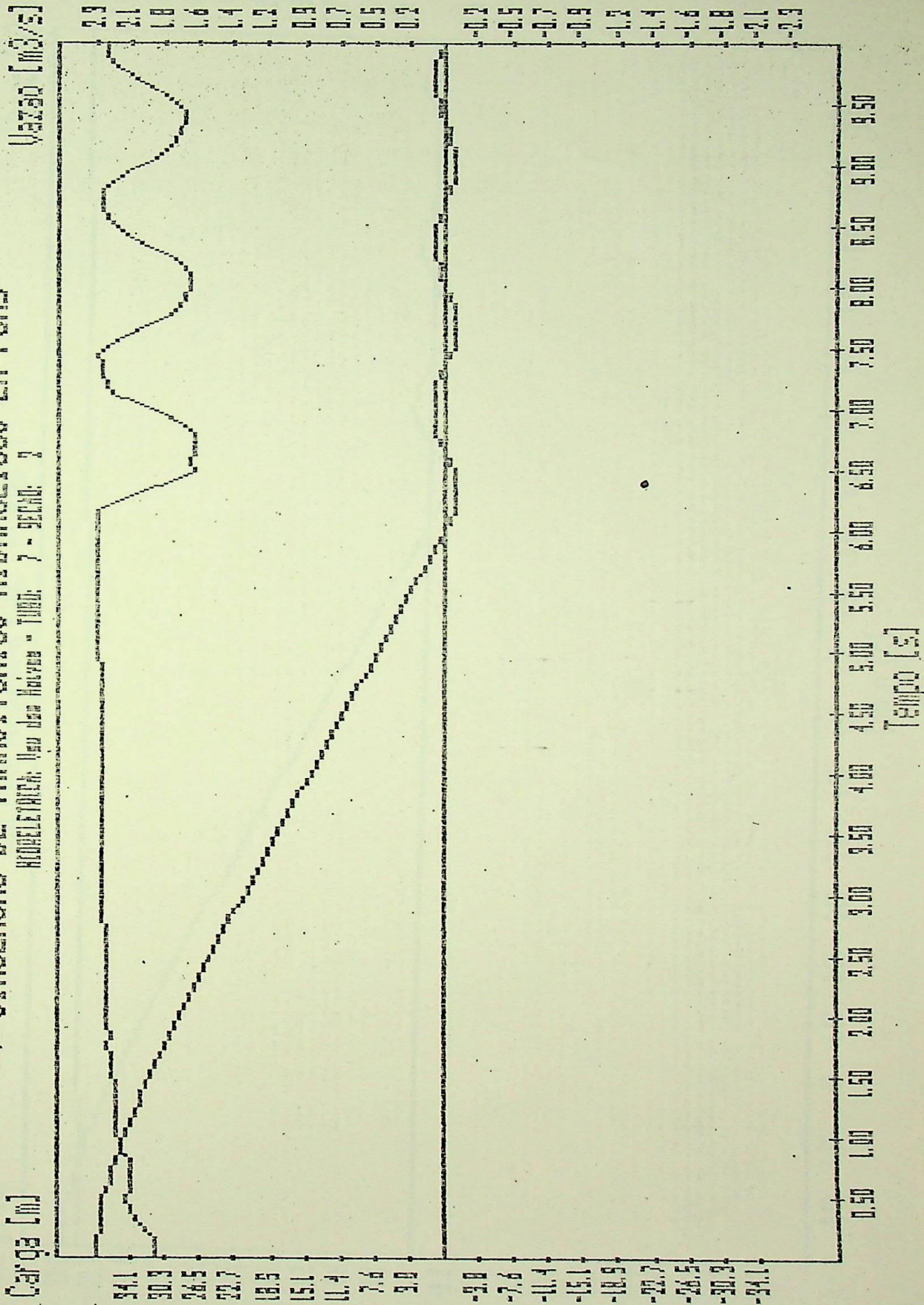


Figura 5.19 - UHE Véu das Noivas: condições do escoamento na seção central do tubo 2.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELECTRICA: Veu das Noivas - Tubo: 6 - Secao: 1

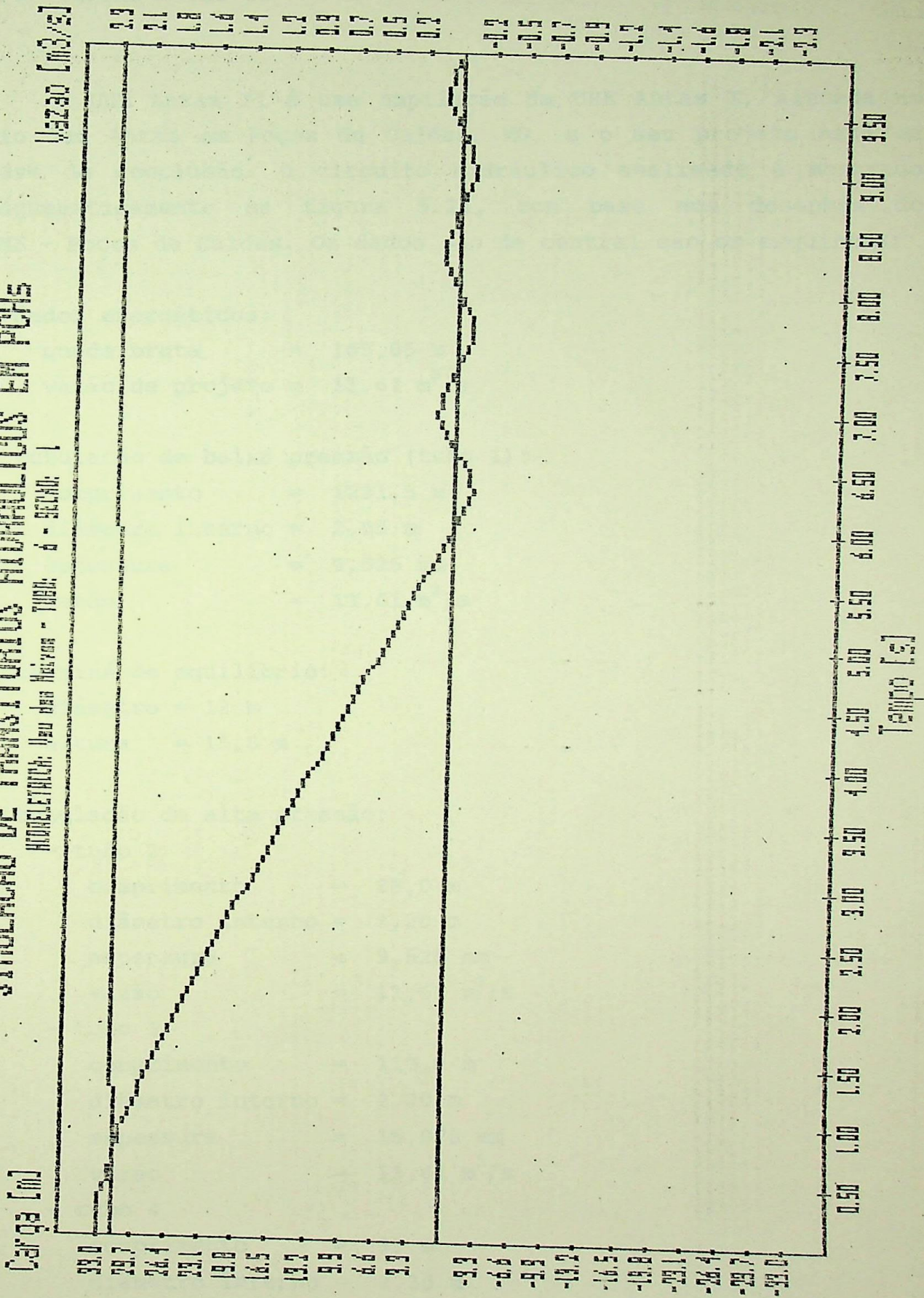


Figura 5.20 - UHE Veu das Noivas: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.

5.6 - Usina Antas II

A UHE Antas II é uma ampliação da UHE Antas I, situada no rio das Antas em Poços de Caldas, MG, e o seu projeto está em fase de conclusão. O circuito hidráulico analisado é mostrado esquematicamente na figura 5.21, com base nos desenhos do DME - Poços de Caldas. Os dados são da central são os seguintes:

- dados energéticos:

queda bruta = 165,05 m
vazão de projeto = 11,61 m³/s

- tubulação de baixa pressão (tubo 1):

comprimento = 1221,5 m
diâmetro interno = 2,55 m
espessura = 9,525 mm
vazão = 11,61 m³/s

- chaminé de equilíbrio:

diâmetro = 12 m
altura = 15,8 m

- tubulação de alta pressão:

- tubo 2

comprimento = 88,0 m
diâmetro interno = 2,20 m
espessura = 9,525 mm
vazão = 11,61 m³/s

- tubo 3

comprimento = 110,0 m
diâmetro interno = 2,20 m
espessura = 15,875 mm
vazão = 11,61 m³/s

- tubo 4

comprimento = 99 m
diâmetro interno = 2,20 m
espessura = 25,4 mm
vazão = 11,61 m³/s

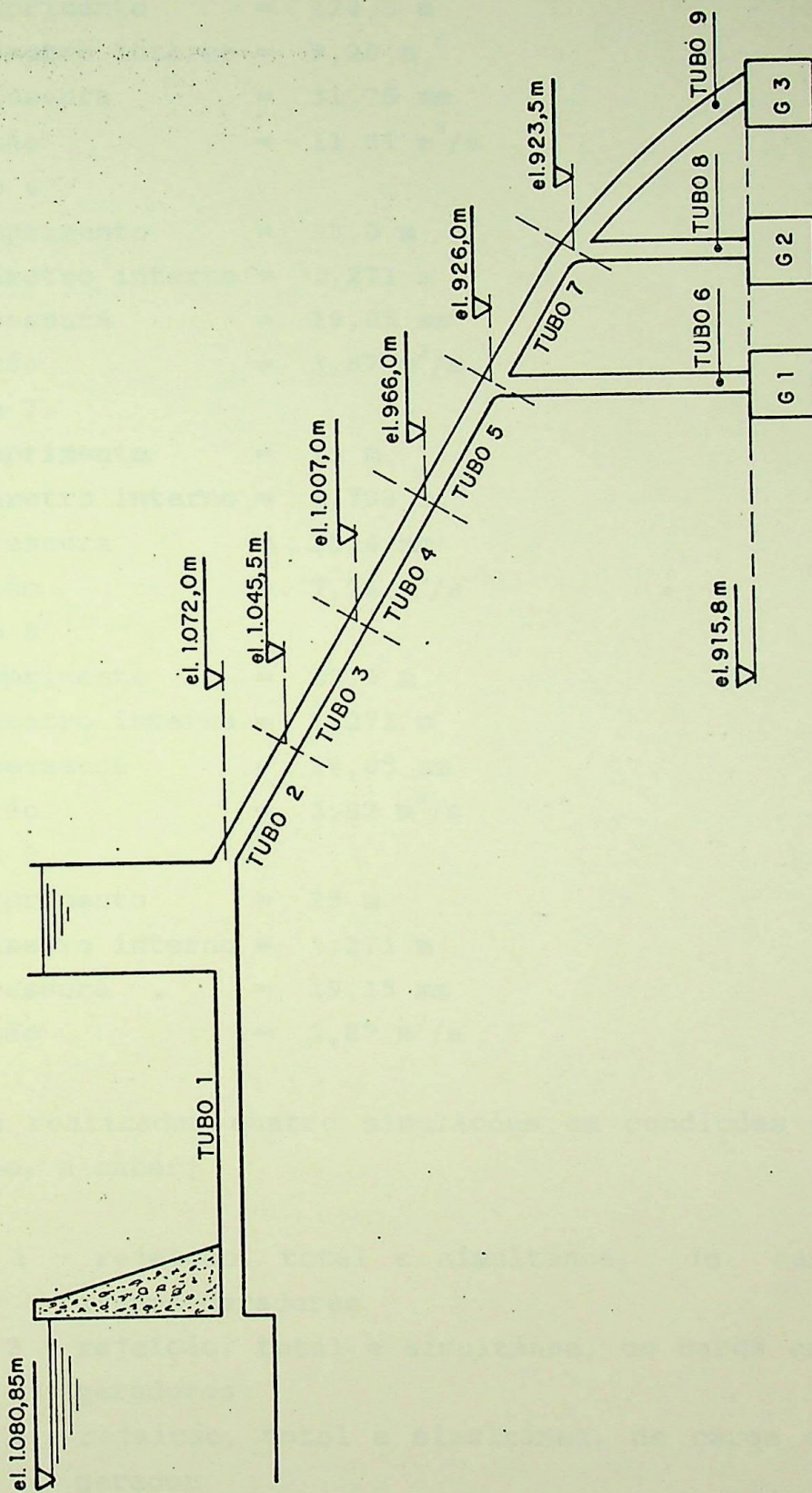


Figura 5.21 - Esquema UHE Antas II

- tubo 5
 - comprimento = 124,5 m
 - diâmetro interno = 2,20 m
 - espessura = 31,75 mm
 - vazão = 11,61 m³/s
- tubo 6
 - comprimento = 33,0 m
 - diâmetro interno = 1,271 m
 - espessura = 19,05 mm
 - vazão = 3,87 m³/s
- tubo 7
 - comprimento = 19 m
 - diâmetro interno = 1,798 m
 - espessura = 25,4 mm
 - vazão = 7,74 m³/s
- tubo 8
 - comprimento = 19,5 m
 - diâmetro interno = 1,271 m
 - espessura = 19,05 mm
 - vazão = 3,87 m³/s
- tubo 9
 - comprimento = 25 m
 - diâmetro interno = 1,271 m
 - espessura = 19,15 mm
 - vazão = 3,87 m³/s

Foram realizadas quatro simulações em condições diferentes de operação, a saber:

- Caso 1 - rejeição, total e simultânea, de carga em 3 grupos geradores
- Caso 2 - rejeição, total e simultânea, de carga em 2 grupos geradores
- Caso 3 - rejeição, total e simultânea, de carga em 1 grupo gerador
- Caso 4 - rejeição, total e simultânea, de carga nos grupos geradores 1 e 2, com o grupo 3 partindo ao disparo ($t_{\text{fechamento}} = \text{infinito}$)

A lei de manobra é suposta linear, com um tempo de fechamento de 5 s.

Estes quatro casos foram também estudados pela Neyrpic, e o Departamento de Pequenas Centrais Hidrelétricas da Mecânica Pesada (MEP) forneceu um relatório com os resultados teóricos obtidos, os quais foram comparados com os resultados do modelo desenvolvido neste trabalho.

Para simulação foi considerado que o tubo 1 é composto por 10 tubos iguais, de 122,15 m cada um.

5.6.1 - Caso 1

A figura 5.22 mostra o resultado obtido pela Neyrpic, que obteve uma carga máxima de 199,57 mca para as seções dos distribuidores das turbinas. A curva da vazão apresentou a partir de 4 s valores negativos, que não foram comentados pelo fornecedor, que também não apresenta maiores detalhes quanto às considerações feitas na análise.

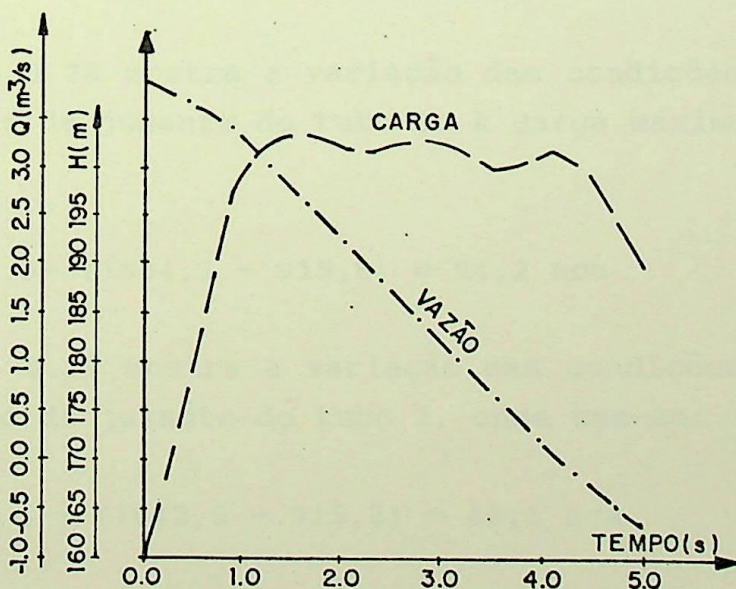


Figura 5.22 - Resultado para o caso 1, obtido pela Neyrpic

As figuras 5.23, 5.24 e 5.25 mostram a variação da carga e da vazão na seção da válvula (distribuidor), donde se observa que as curvas são praticamente iguais para os três grupos. A carga

máxima obtida nesta seção é:

$$H_{\max} = 197 \text{ mca}$$

Comparando-se as curvas das fig. 5.23 à 5.25, obtidas neste trabalho, com a fig. 5.22, observa-se que a curva de carga é bastante semelhante nos dois modelos, tanto no seu aspecto quanto no seu valor máximo.

A figura 5.26 mostra a variação das condições do escoamento na extremidade de jusante do tubo 5. A carga máxima atuante nesta seção é então obtida subtraindo-se, do valor máximo encontrado na figura, a altura entre a seção considerada e o distribuidor (válvula):

$$H_{\max} = 194,0 - (926,0 - 915,8) = 183,8 \text{ mca}$$

A figura 5.27 mostra a variação das condições do escoamento na seção de jusante do tubo 4. Considerando que os tubos 2 à 5 possuam a mesma inclinação e que ela seja constante, a carga máxima nesta seção é, de acordo com a fig. 5.21:

$$H_{\max} = 187,0 - (969,5 - 915,8) = 133,3 \text{ mca}$$

A figura 5.28 mostra a variação das condições do escoamento na extremidade de jusante do tubo 3. A carga máxima nesta seção é de:

$$H_{\max} = 182,5 - (1004,1 - 915,8) = 94,2 \text{ mca}$$

A figura 5.29 mostra a variação das condições do escoamento na extremidade de jusante do tubo 2, onde tem-se:

$$H_{\max} = 175,0 - (1042,5 - 915,8) = 48,3 \text{ mca}$$

Como esta central excede os limites de classificação de uma pequena central hidrelétrica e portanto possui critérios de projeto diferenciados, os cálculos de espessura de parede para cada seção não serão analisados.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HYDROELECTRICAL Antas II - TUBO: 15 - SECCAO: 3

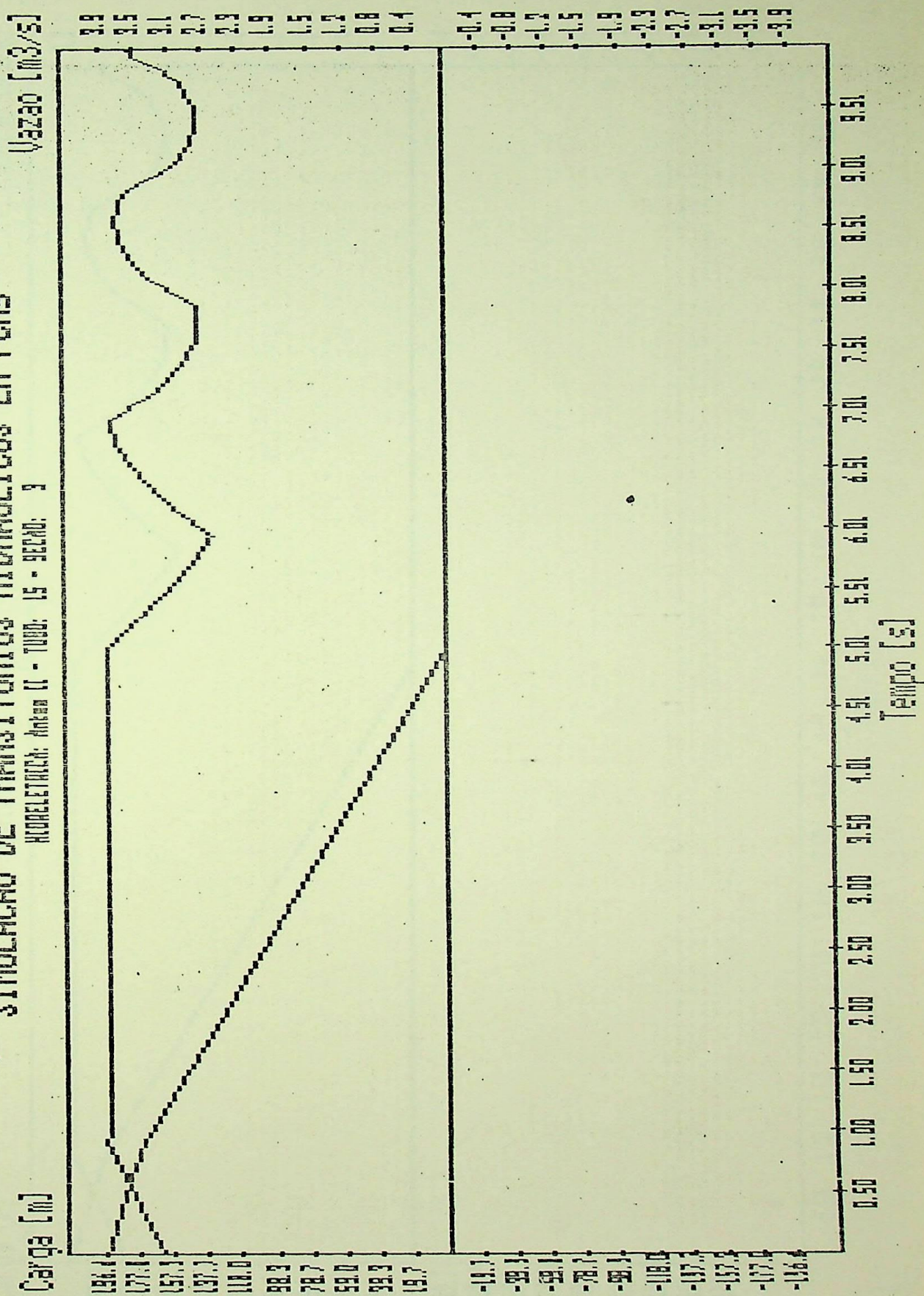


Figura 5.23 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PONS

MONITORIA Antas II - TUDO - CP - Grupo: 2

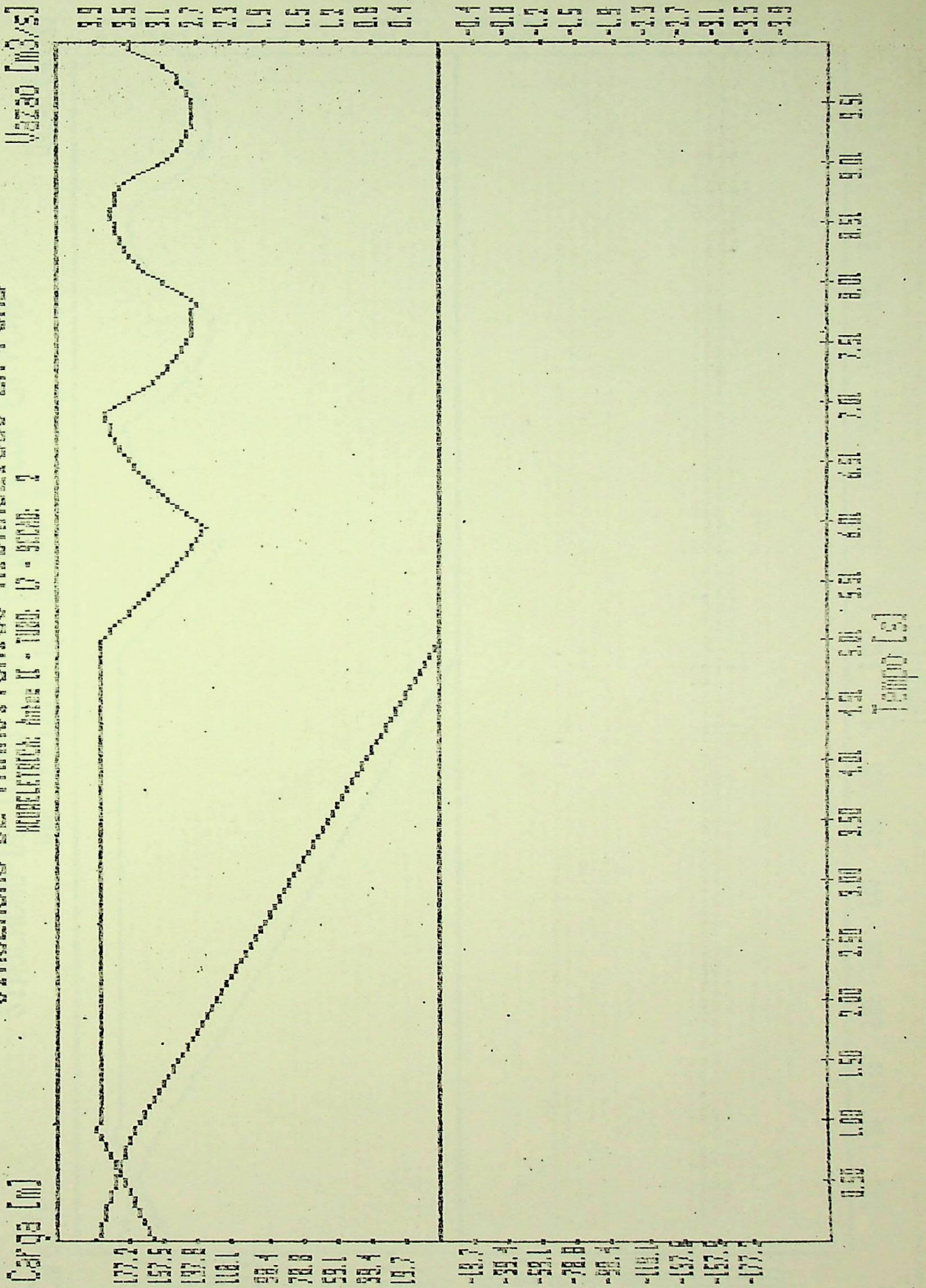


Figura 5.24 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHs

MODELETCOM: Antas II - TUBO 10 - SUCUDA 3

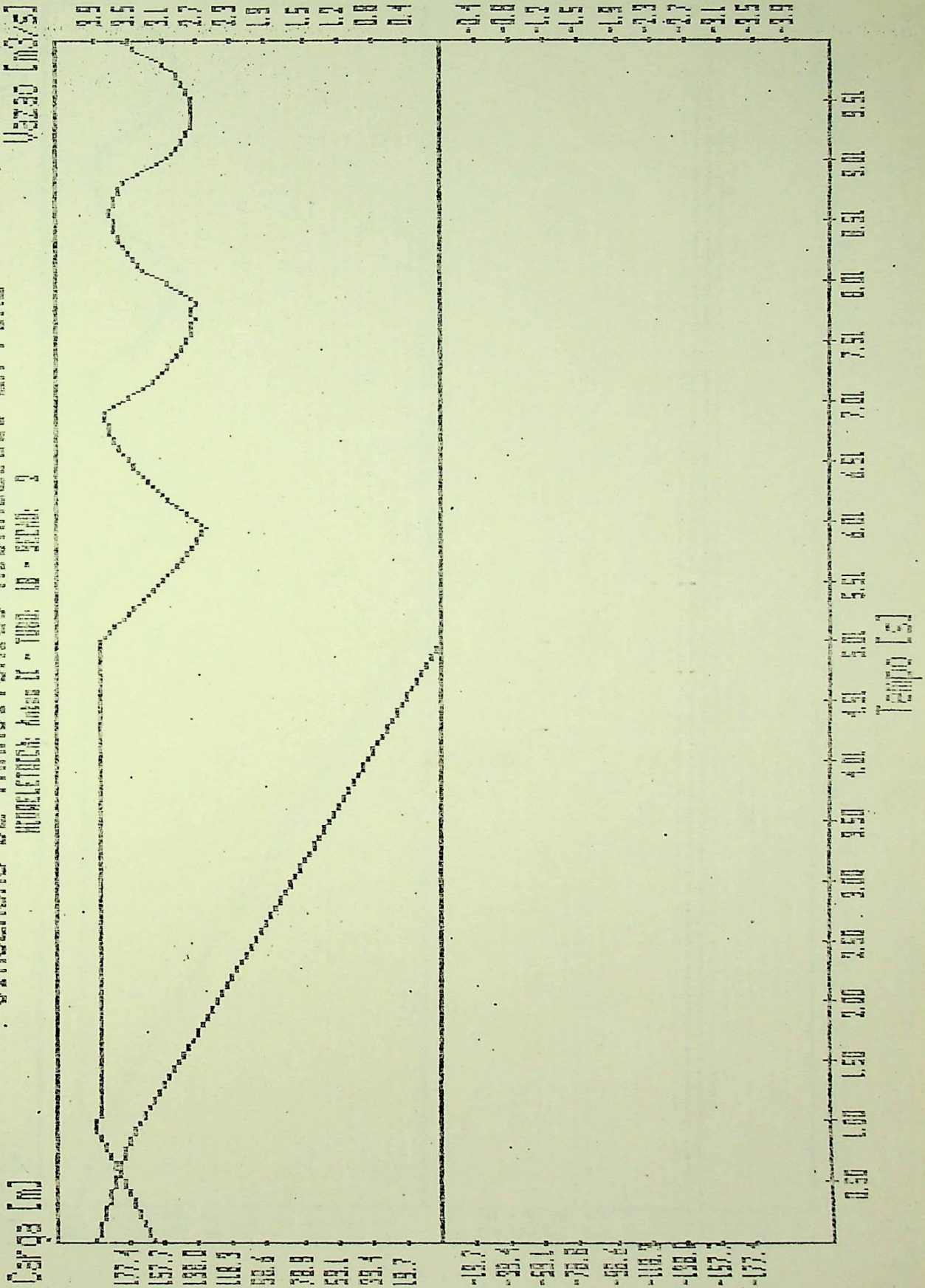


Figura 5.25 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM POES

HIDROTECH: Antas II - TUBO: 14 - SECAO: 7

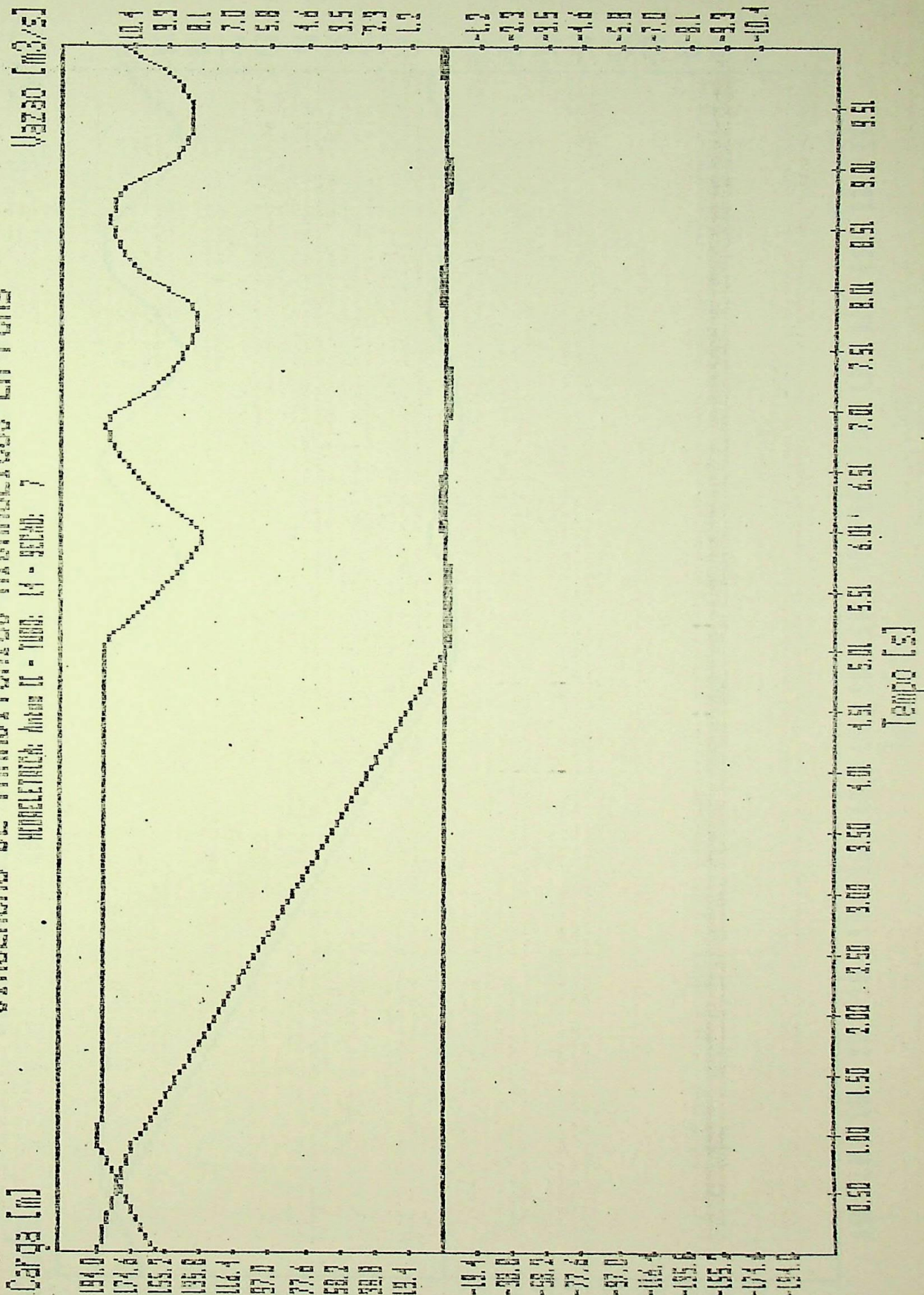


Figura 5.26 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 5.

SIMULAÇÃO DE TRANSIENTOS HIDRÁULICOS EM PEIS

INTELLECTUA: DATA 01 - 1000: 13 - ACION: 6

Carga [m]

Vazão [m³/s]

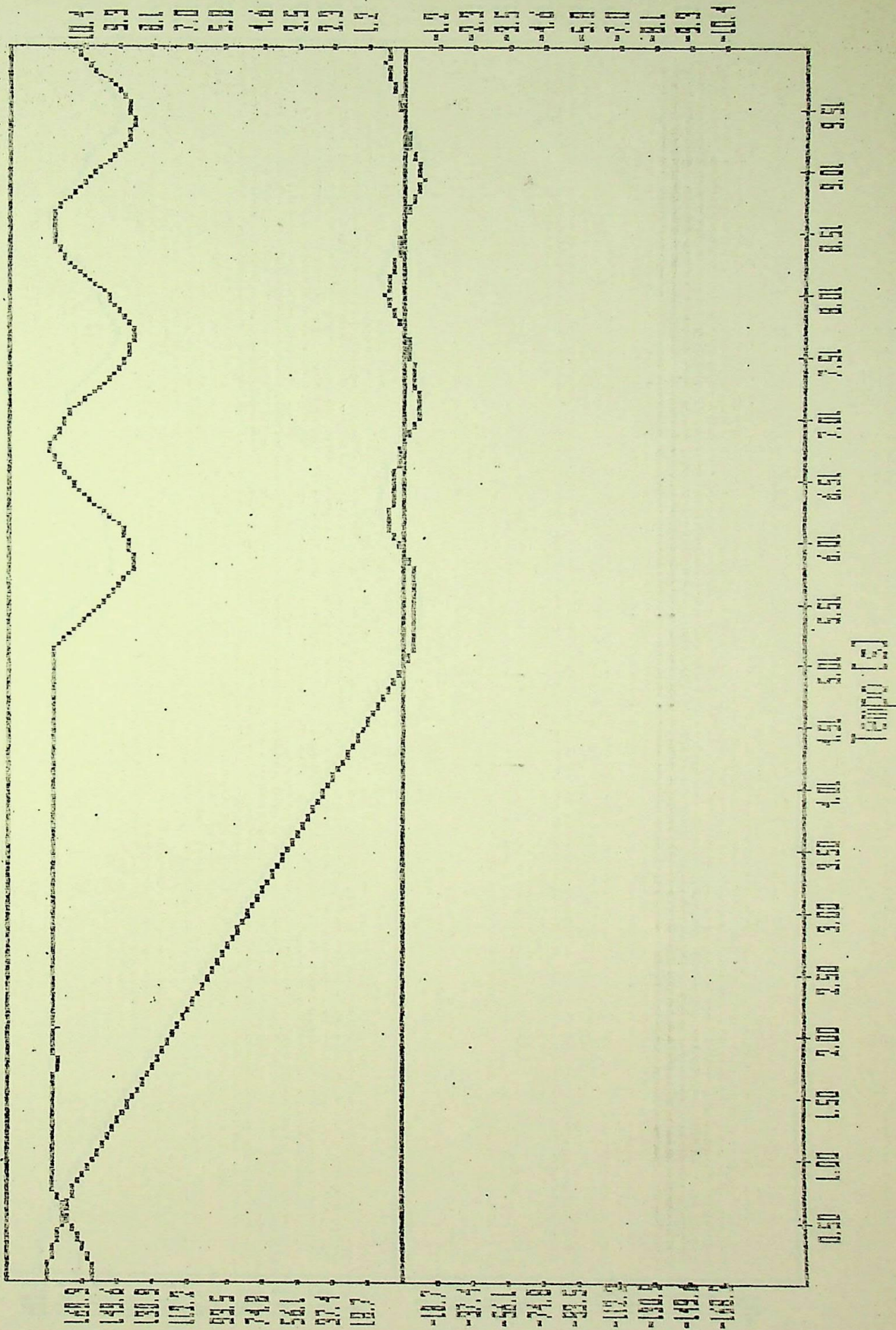


Figura 5.27 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 4.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM POHS

PROBLEMA: Jube II - TUBO: 12 - PICO: 7

Carga [m]

Vazao [m³/s]

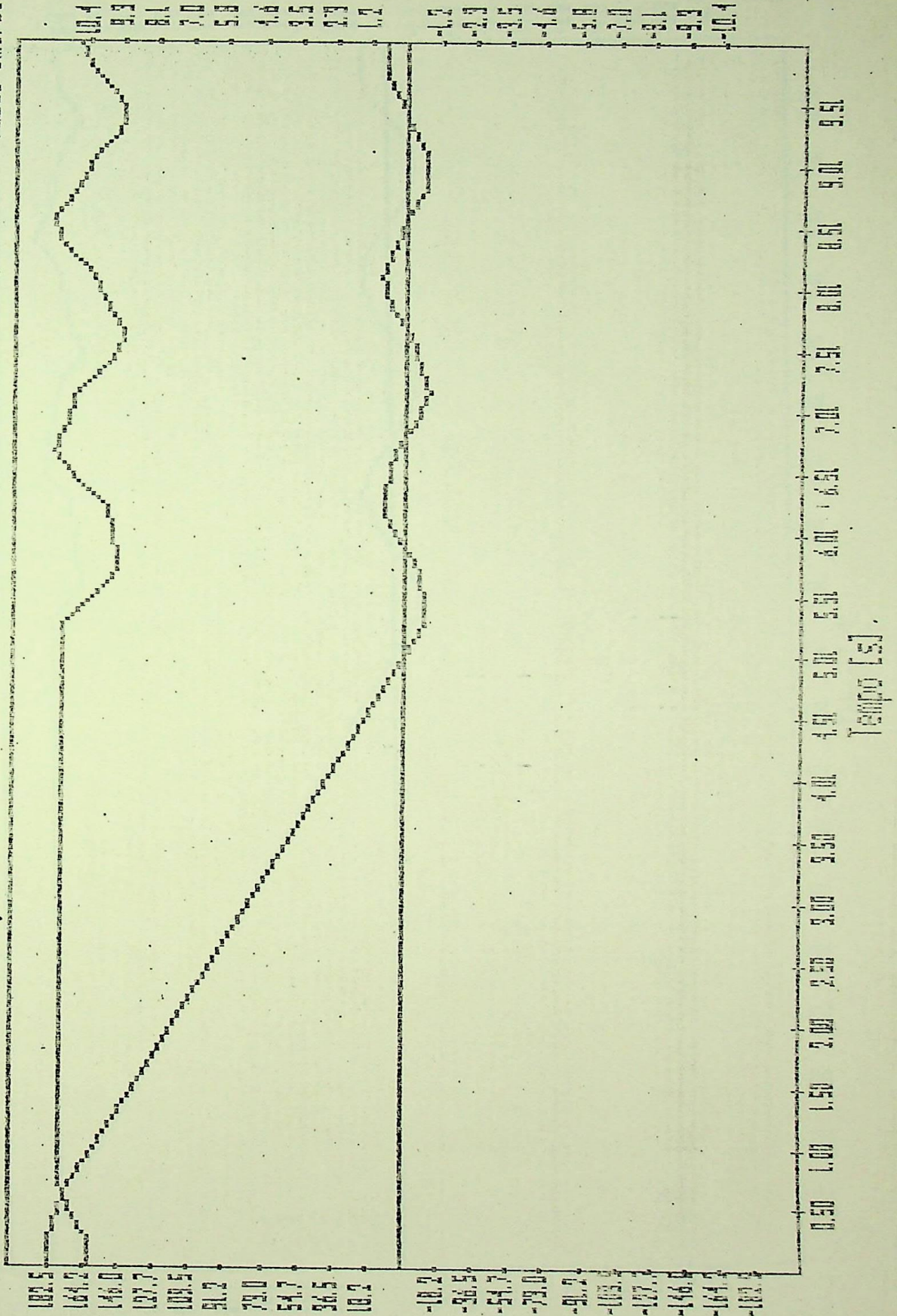


Figura 5.28 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 3.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PHS

MONITORIA DO C. TUBO. II - 2000 - 7

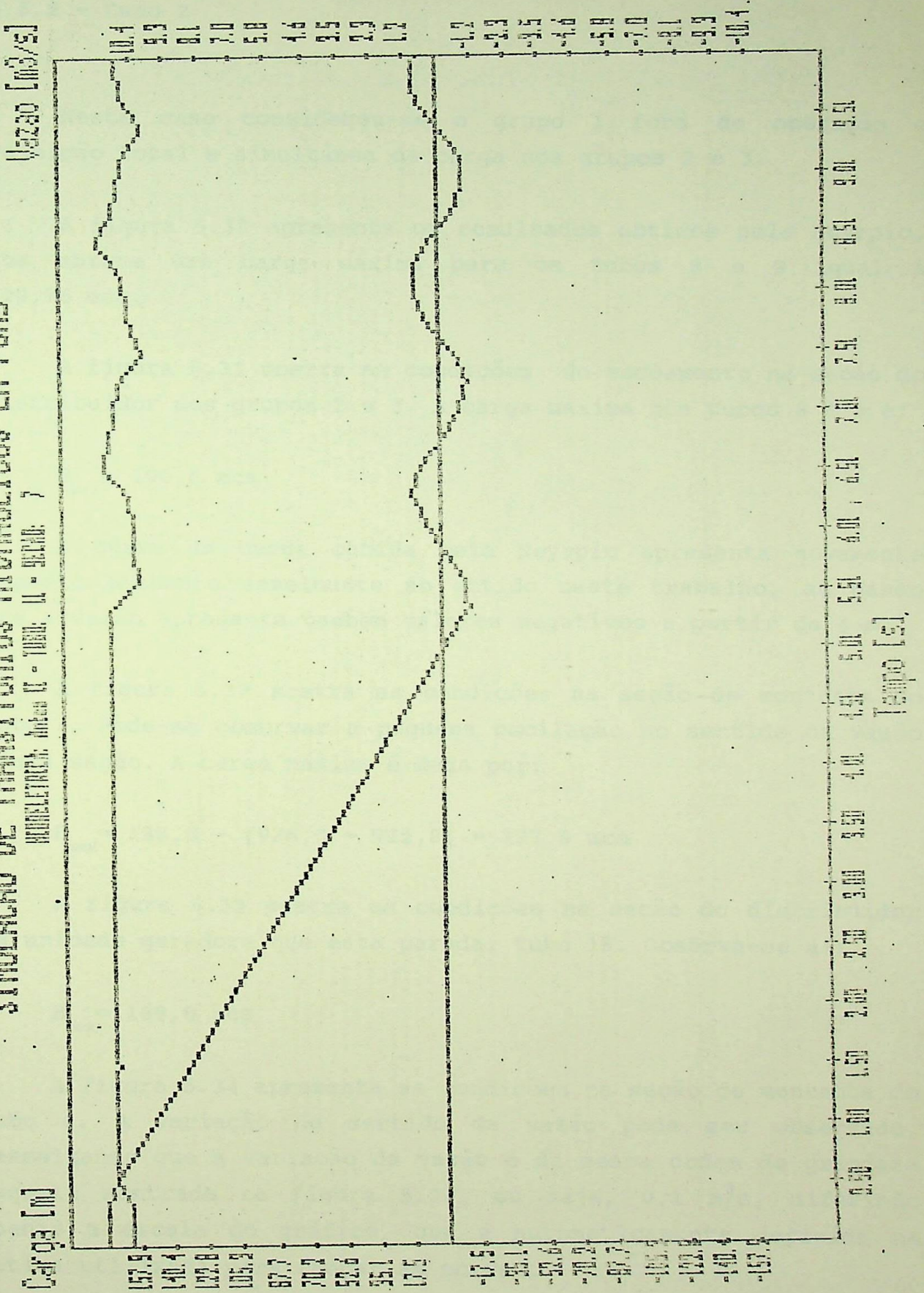


Figura 5.29 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 2.

5.6.2 - Caso 2

Neste caso considerou-se o grupo 1 fora de operação e rejeição total e simultânea de carga nos grupos 2 e 3.

A figura 5.30 apresenta os resultados obtidos pela Neyrpic, que obteve uma carga máxima para os tubos 8 e 9 igual à 189,76 mca.

A figura 5.31 mostra as condições do escoamento na seção do distribuidor dos grupos 2 e 3. A carga máxima nos tubos 8 e 9 é:

$$H_{\max} = 190,6 \text{ mca}$$

A curva de carga obtida pela Neyrpic apresenta novamente aspecto bastante semelhante ao obtido neste trabalho, ao passo que a vazão apresenta também valores negativos a partir de 4 s.

A figura 5.32 mostra as condições na seção de montante do tubo 7. Pode-se observar a pequena oscilação no sentido da vazão nesta seção. A carga máxima é dada por:

$$H_{\max} = 188,0 - (926,0 - 915,8) = 177,8 \text{ mca}$$

A figura 5.33 mostra as condições na seção do distribuidor da unidade geradora que está parada, tubo 15. Observa-se aí:

$$H_{\max} = 189,0 \text{ mca}$$

A Figura 5.34 apresenta as condições na seção de montante do tubo 6. A variação do sentido da vazão pode ser observado, ressaltando que a variação da vazão é da mesma ordem de grandeza daquela mostrada na figura 5.32, ou seja, $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$, diferindo apenas a escala do gráfico, que é automaticamente definida na rotina utilizada para traçar as curvas.

As figuras 5.35, 5.36 e 5.37 mostram as condições do escoamento nas seções de jusante dos tubos 4, 3 e 2 respectivamente, de onde obtém-se as cargas máximas nestes tubos:

$$H_{\max} = 181,0 - (969,5 - 915,8) = 127,3 \text{ mca} \quad (\text{tubo 4})$$

$$H_{\max} = 176,7 - (1004,1 - 915,8) = 88,4 \text{ mca} \quad (\text{tubo 3})$$

$$H_{\max} = 172,2 - (1042,5 - 915,8) = 45,47 \text{ mca} \quad (\text{tubo 2})$$

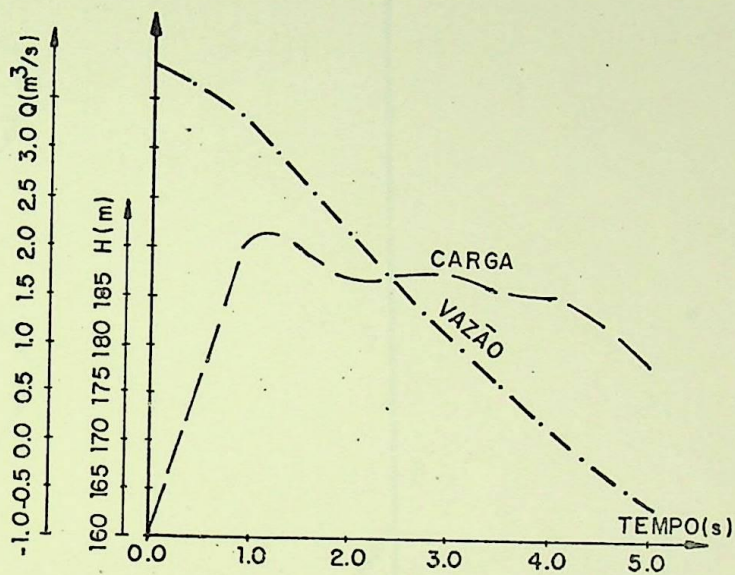


Figura 5.30 - Resultado para o caso 2, obtido pela Neyrpic

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

PROJETO: Antas II - Turb. 10 - Grupo 2

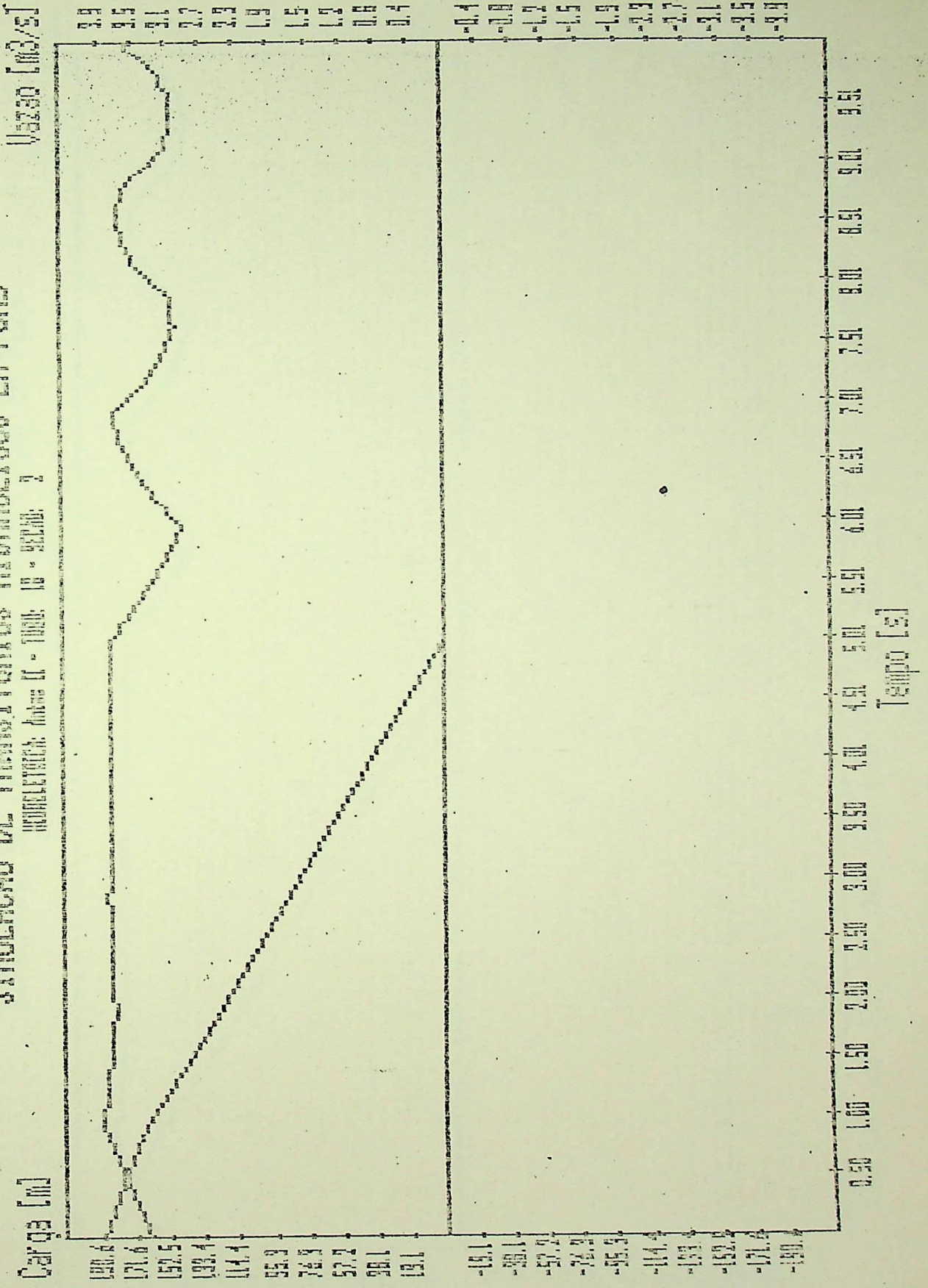


Figura 5.31 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula dos grupos 2 e 3.

SIMULAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM PCHs

PROJETO: Antas II - TUBO 07 - BOMBA 1

Carga [m]

Vazão [m³/s]

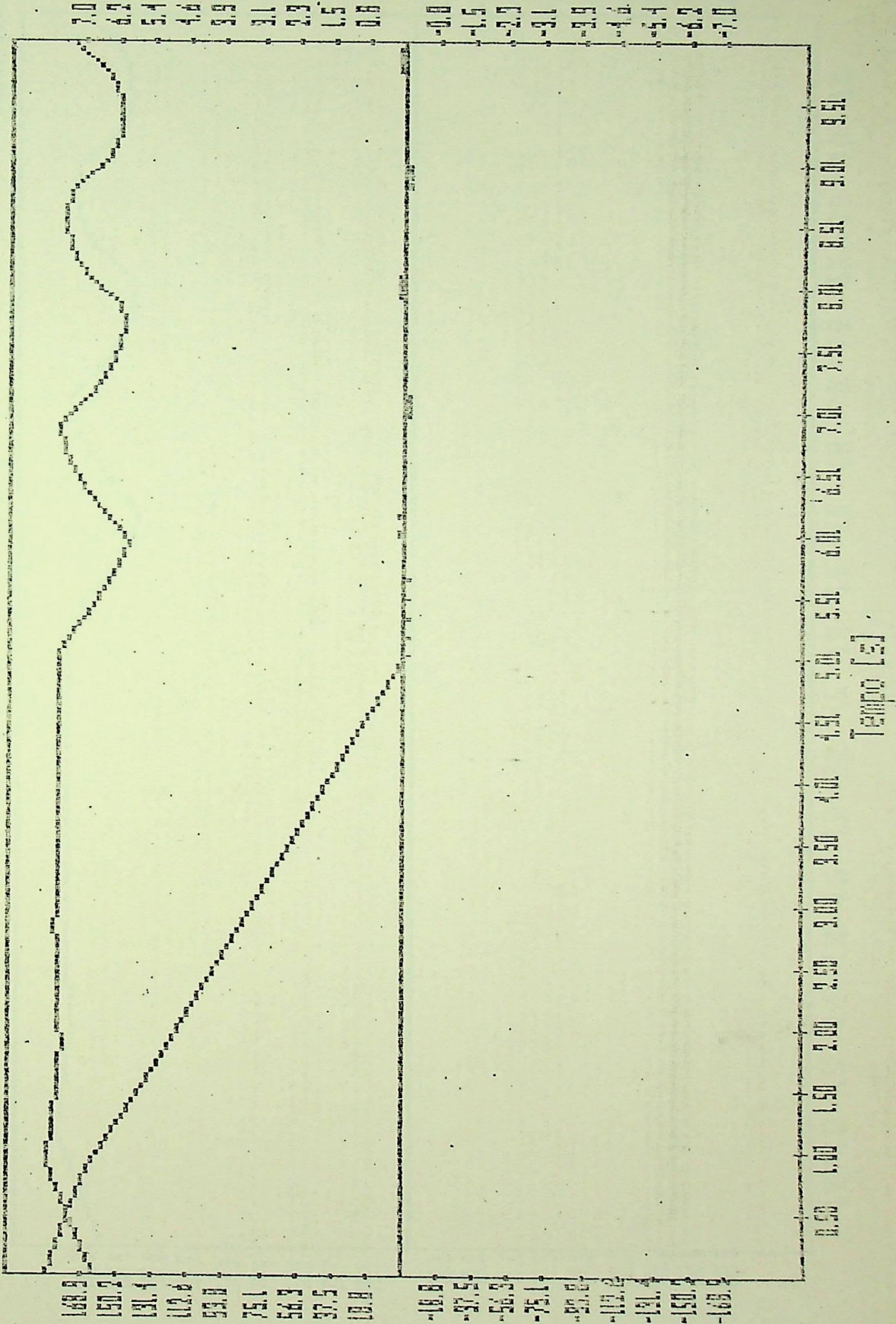


Figura 5.32 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 7.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

MODELETRON Antas II - TUDO: IS - SCHEM: 3

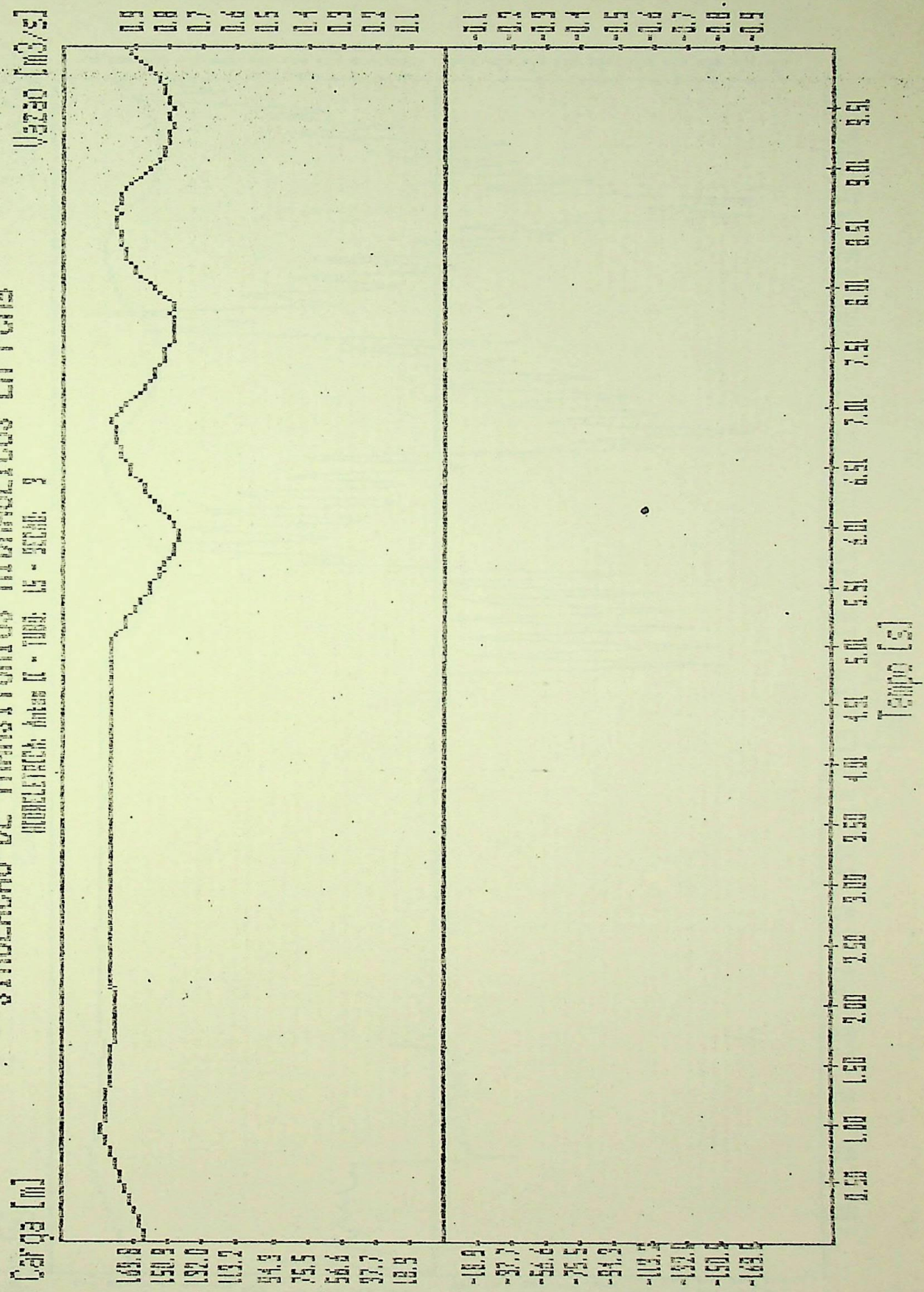


Figura 5.33 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PEHS

HIDROELECTRICA ANTAS II - TUBO: 05 - SECCAO: 1

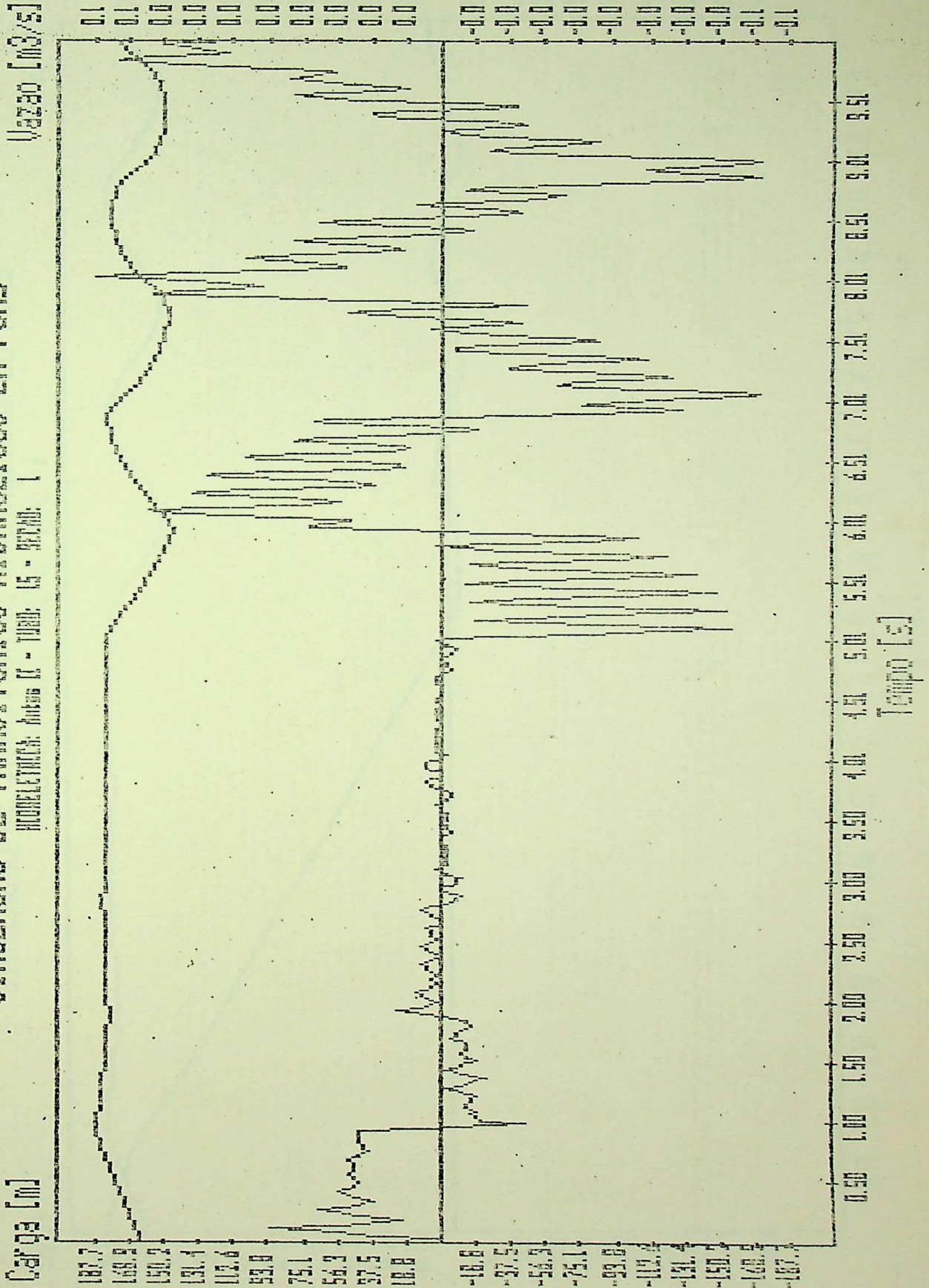


Figura 5.34 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 6.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIPOELETICA: Antas II - TUDO: 13 - SECHO: 6

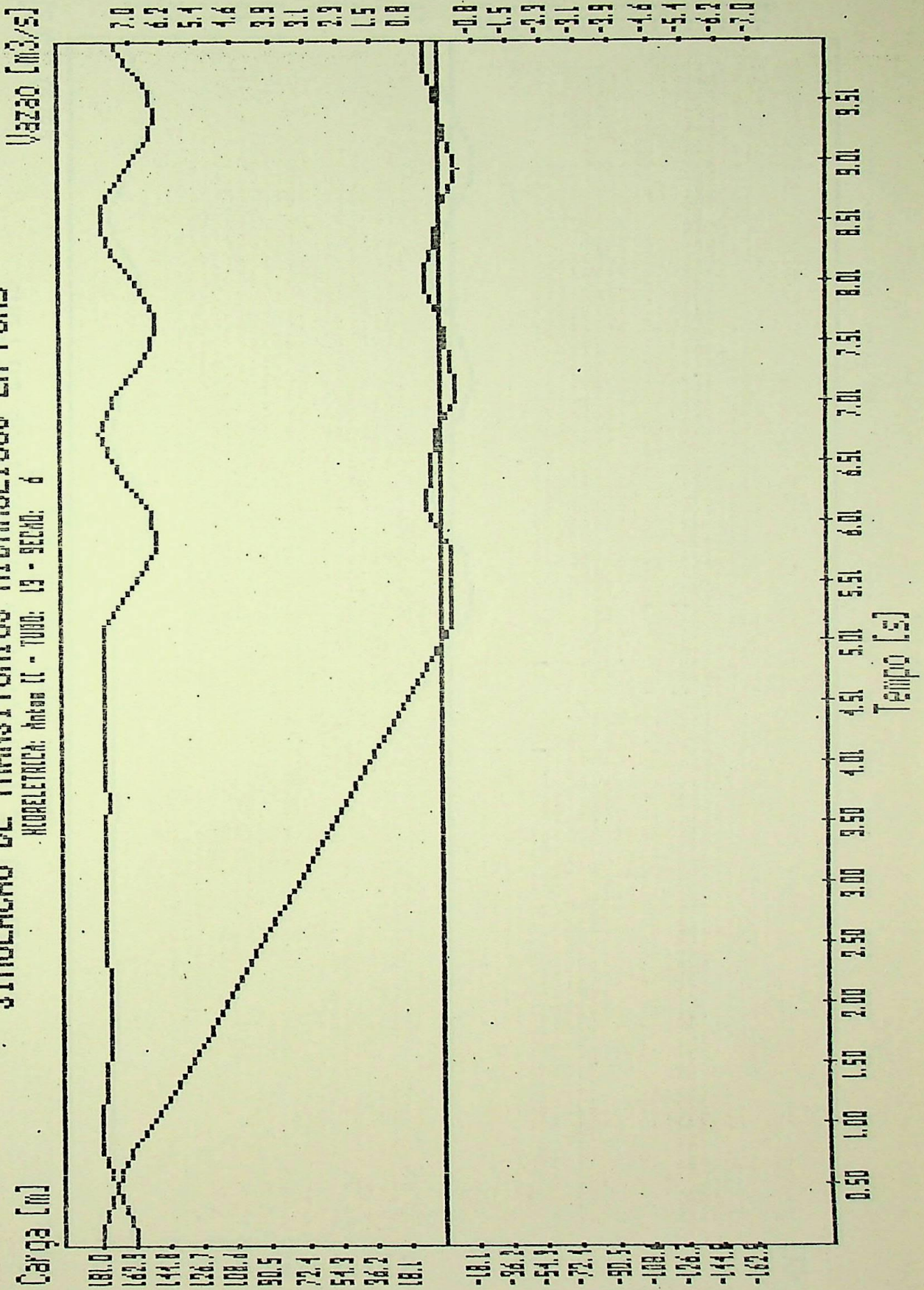


Figura 5.35 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do grupo 4.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELECTRICA: Antas II - TUBO: 12 - SECCAO: 7

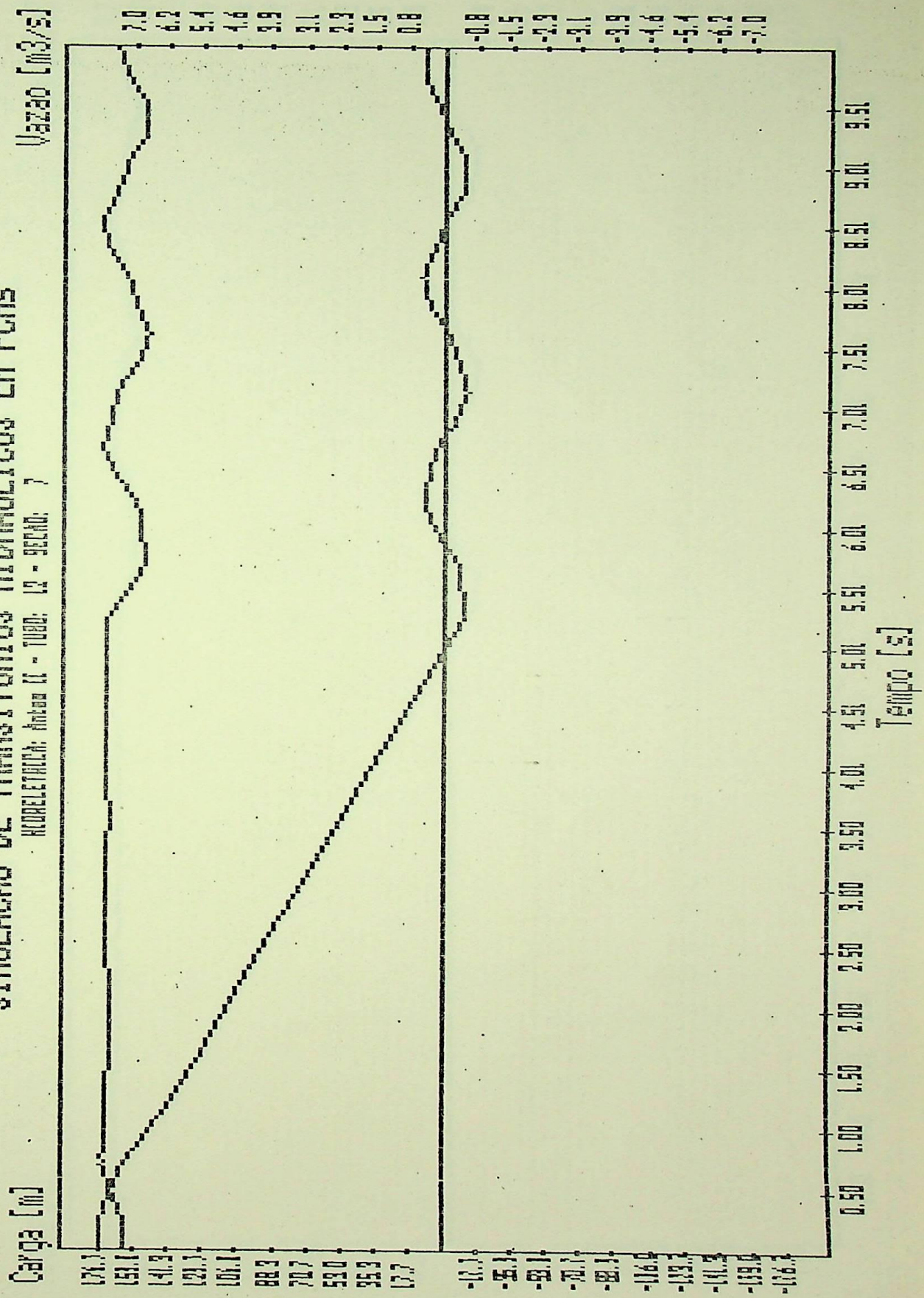


Figura 5.36 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 3.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHs

HIDROELETRIC: Antas II - TUBO: II - SECAO: 7

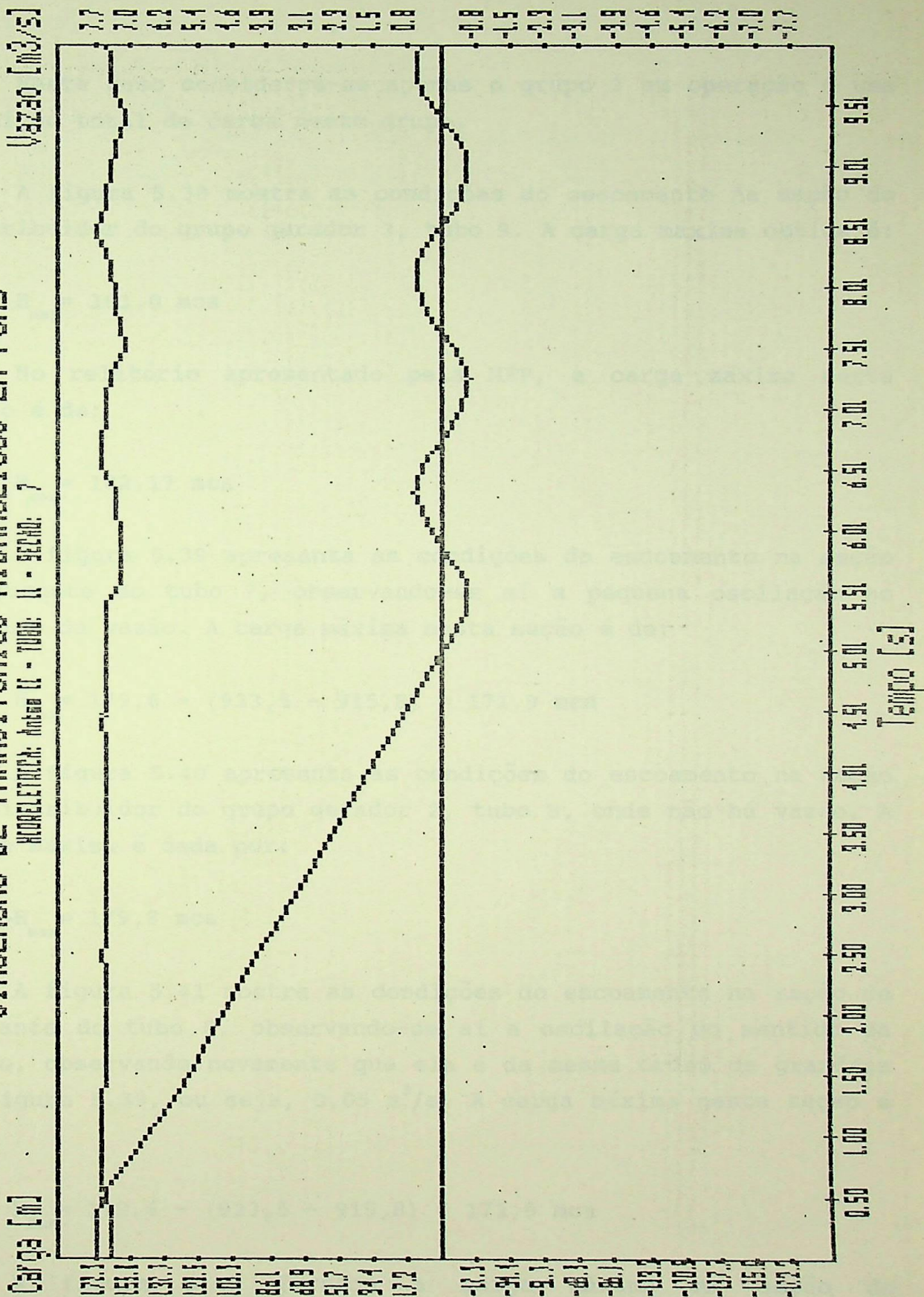


Figura 5.37 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 2.

5.6.3 - Caso 3

Neste caso considerou-se apenas o grupo 3 em operação e uma rejeição total de carga neste grupo.

A figura 5.38 mostra as condições do escoamento na seção do distribuidor do grupo gerador 3, tubo 9. A carga máxima obtida é:

$$H_{\max} = 181,0 \text{ mca}$$

No relatório apresentado pela MEP, a carga máxima nesta seção é de:

$$H_{\max} = 182,17 \text{ mca}$$

A figura 5.39 apresenta as condições do escoamento na seção de jusante do tubo 7, observando-se aí a pequena oscilação no sentido da vazão. A carga máxima nesta seção é de:

$$H_{\max} = 179,6 - (923,5 - 915,8) = 171,9 \text{ mca}$$

A figura 5.40 apresenta as condições do escoamento na seção do distribuidor do grupo gerador 2, tubo 8, onde não há vazão. A carga máxima é dada por:

$$H_{\max} = 179,8 \text{ mca}$$

A figura 5.41 mostra as condições do escoamento na seção de montante do tubo 8, observando-se aí a oscilação do sentido da vazão, observando novamente que ela é da mesma ordem de grandeza da figura 5.39, ou seja, $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$. A carga máxima nesta seção é de:

$$H_{\max} = 179,6 - (923,5 - 915,8) = 171,9 \text{ mca}$$

A figura 5.42 fornece a carga máxima na seção do distribuidor do grupo gerador 1, tubo 6:

$$H_{\max} = 179,2 \text{ mca}$$

As figuras 5.43 e 5.44 mostram a variação da vazão e da carga nas seções de montante do tubo 5 e jusante do tubo 2, respectivamente. As cargas máximas são:

$$H_{\max} = 178,8 - (965,5 - 915,8) = 125,1 \text{ mca} \quad (\text{tubo 5})$$

$$H_{\max} = 169,0 - (1042,5 - 915,8) = 42,3 \text{ mca} \quad (\text{tubo 2})$$

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELECTRICA: Antas II - TUBO: 18 - SECAO: 3

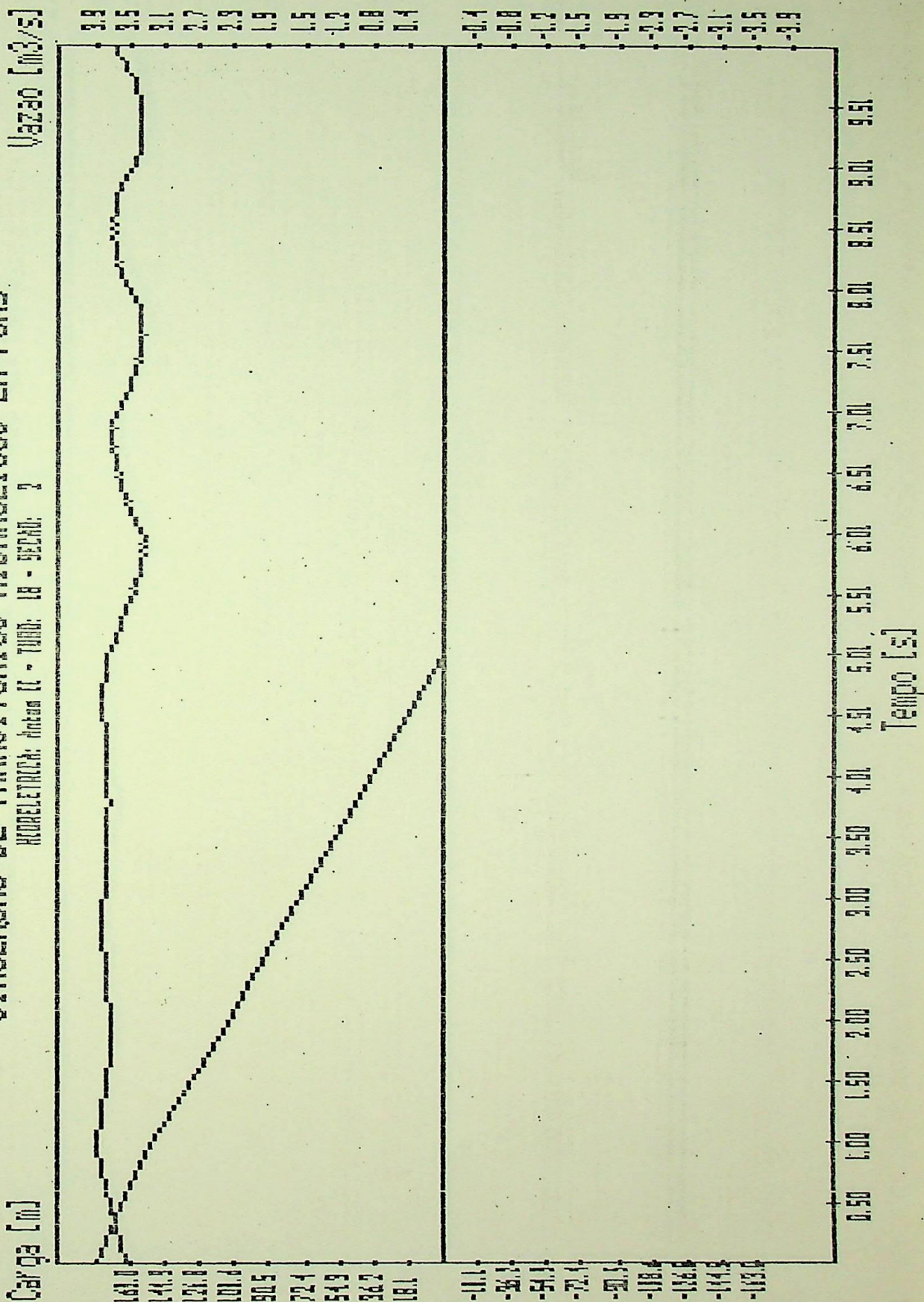


Figura 5.38 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELECTRICA: Antas II - TUBO: 16 - SECCAO: 7

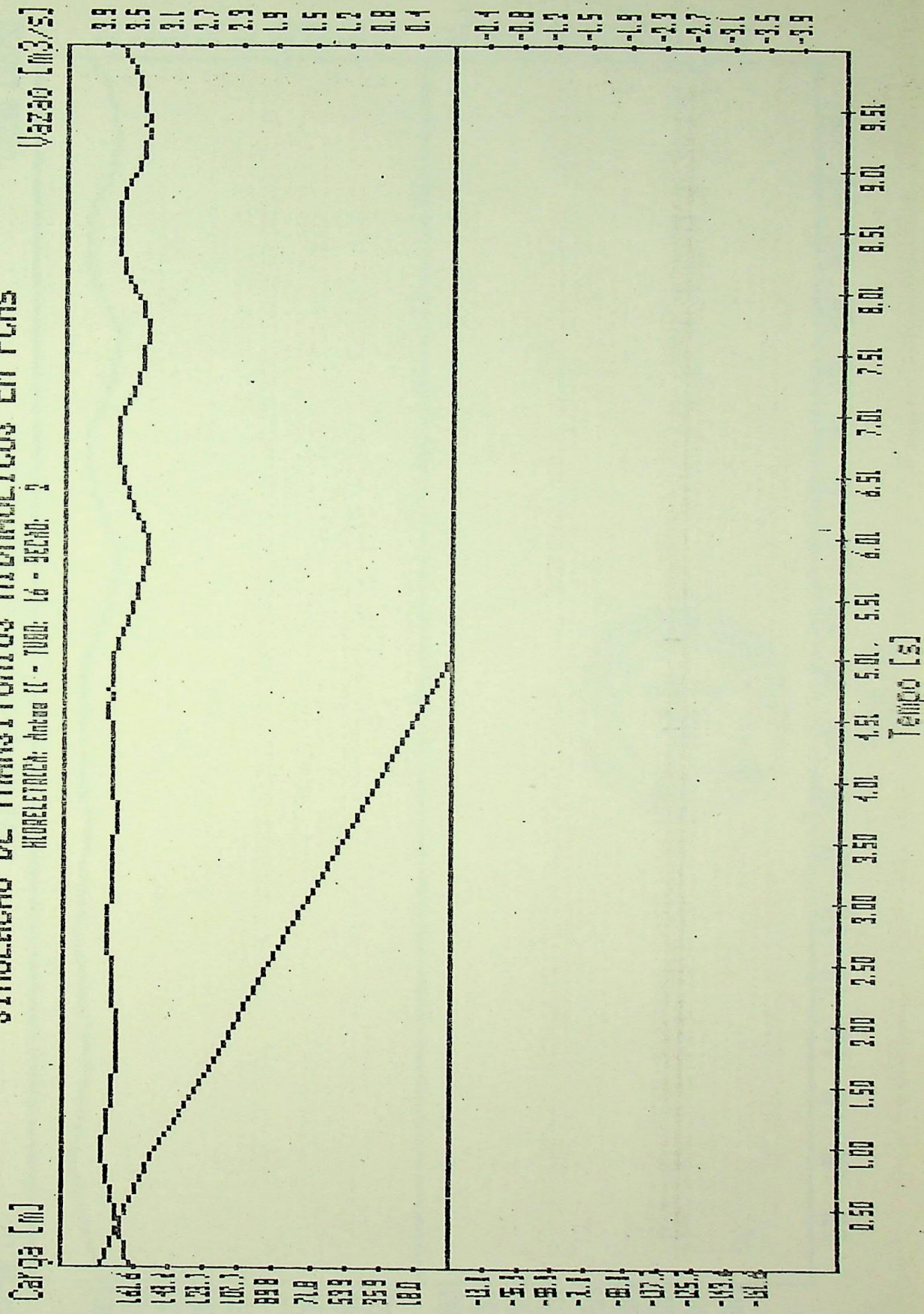


Figura 5.39 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 7.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HYDROELECTRIC: Antas II - TUBO: 17 - SECCAO: 2

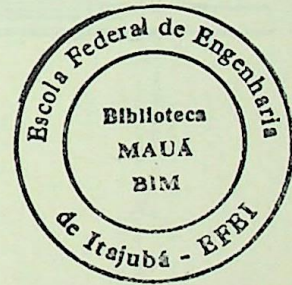
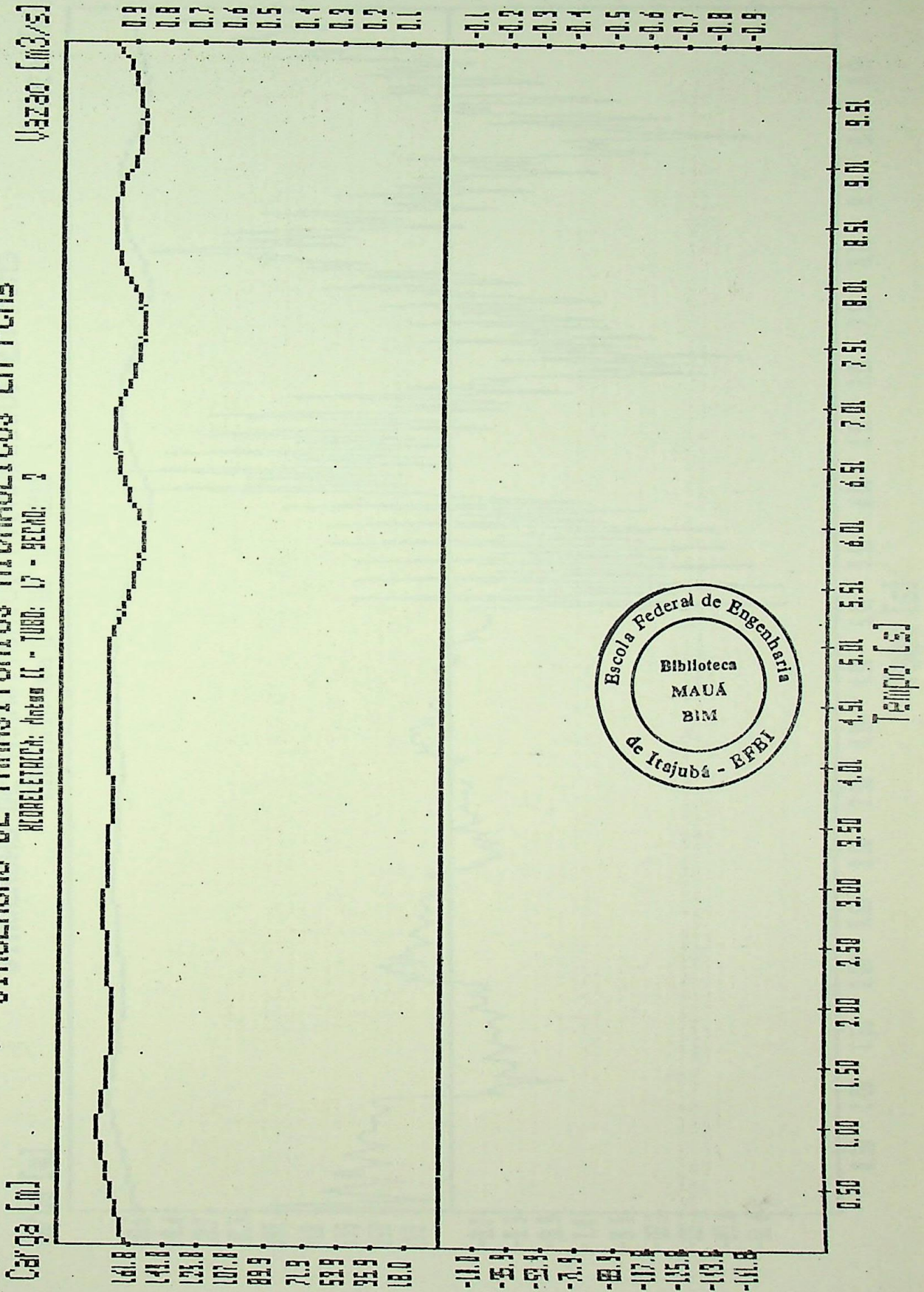


Figura 5.40 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELETRICA: Antas II - TUBO: 17 - SECCAO: 1

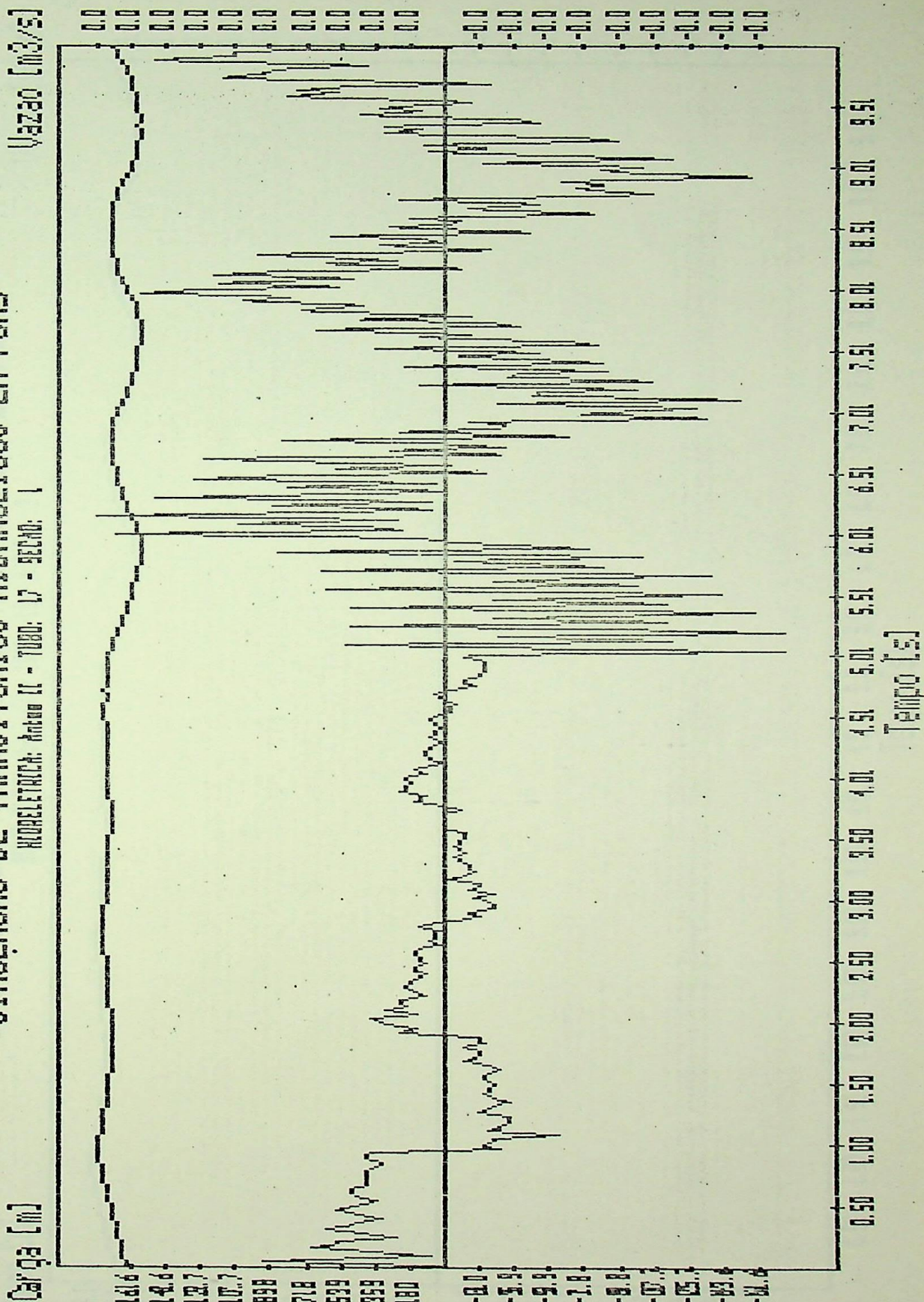


Figura 5.41 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 8.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELETRICA: Antas II - TUBO: 15 - RECHAM: 9

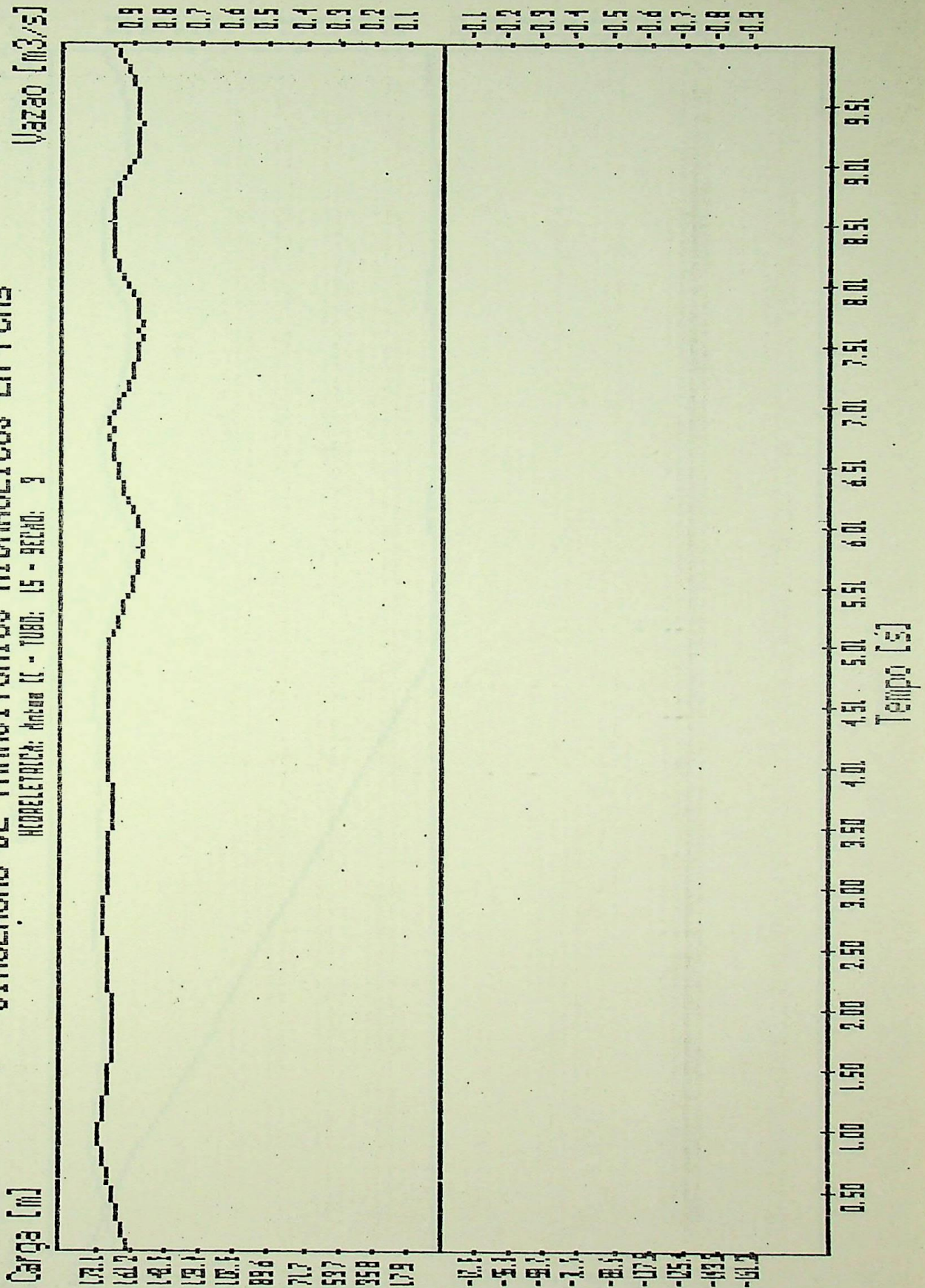


Figura 5.42 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHs

USINA: Antas II - TUBO: 14 - SECCAO: 7

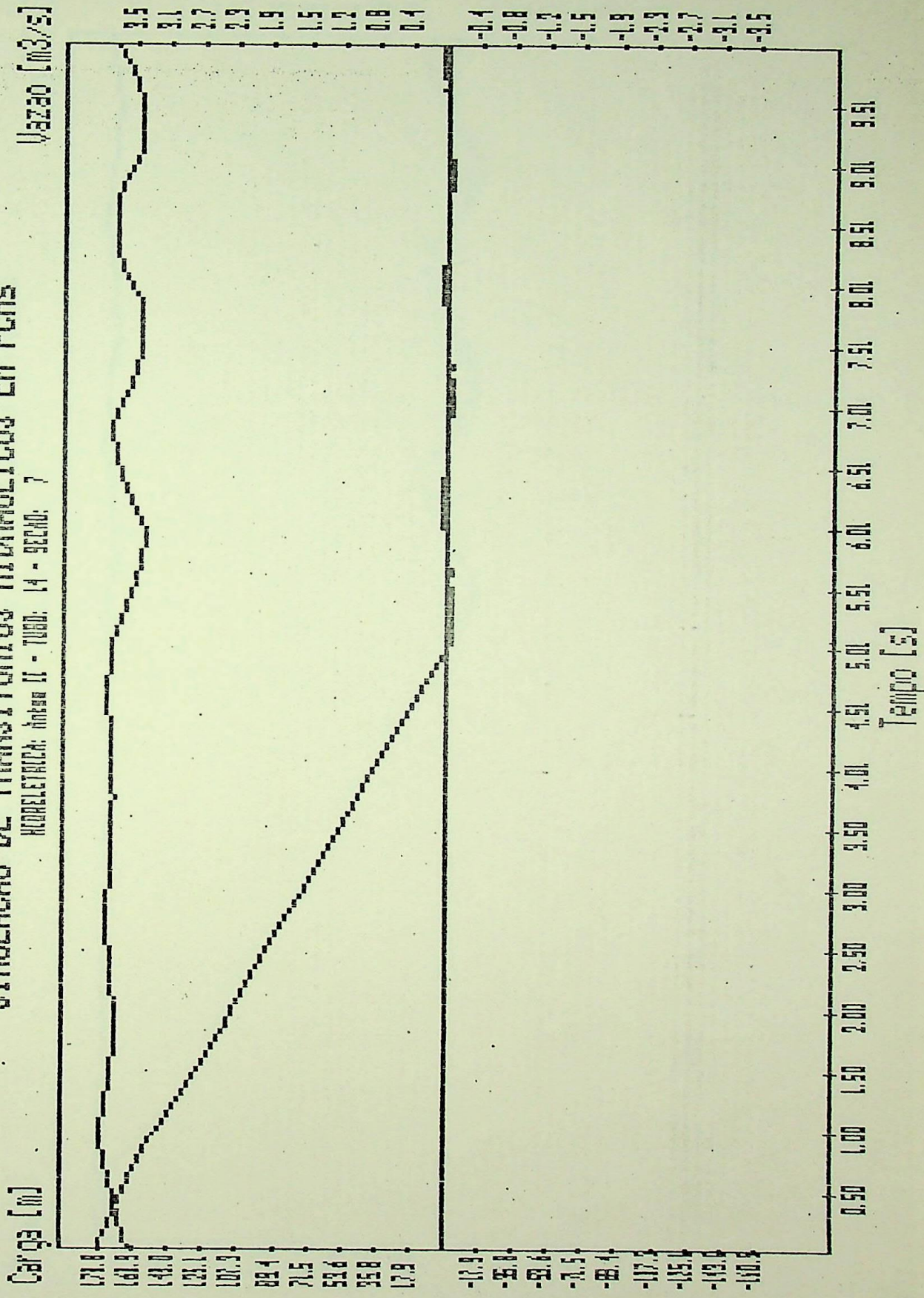


Figura 5.43 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 5.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHs

HIDROELETRICA: Antas II - TUBO: II - SECCAO: 7

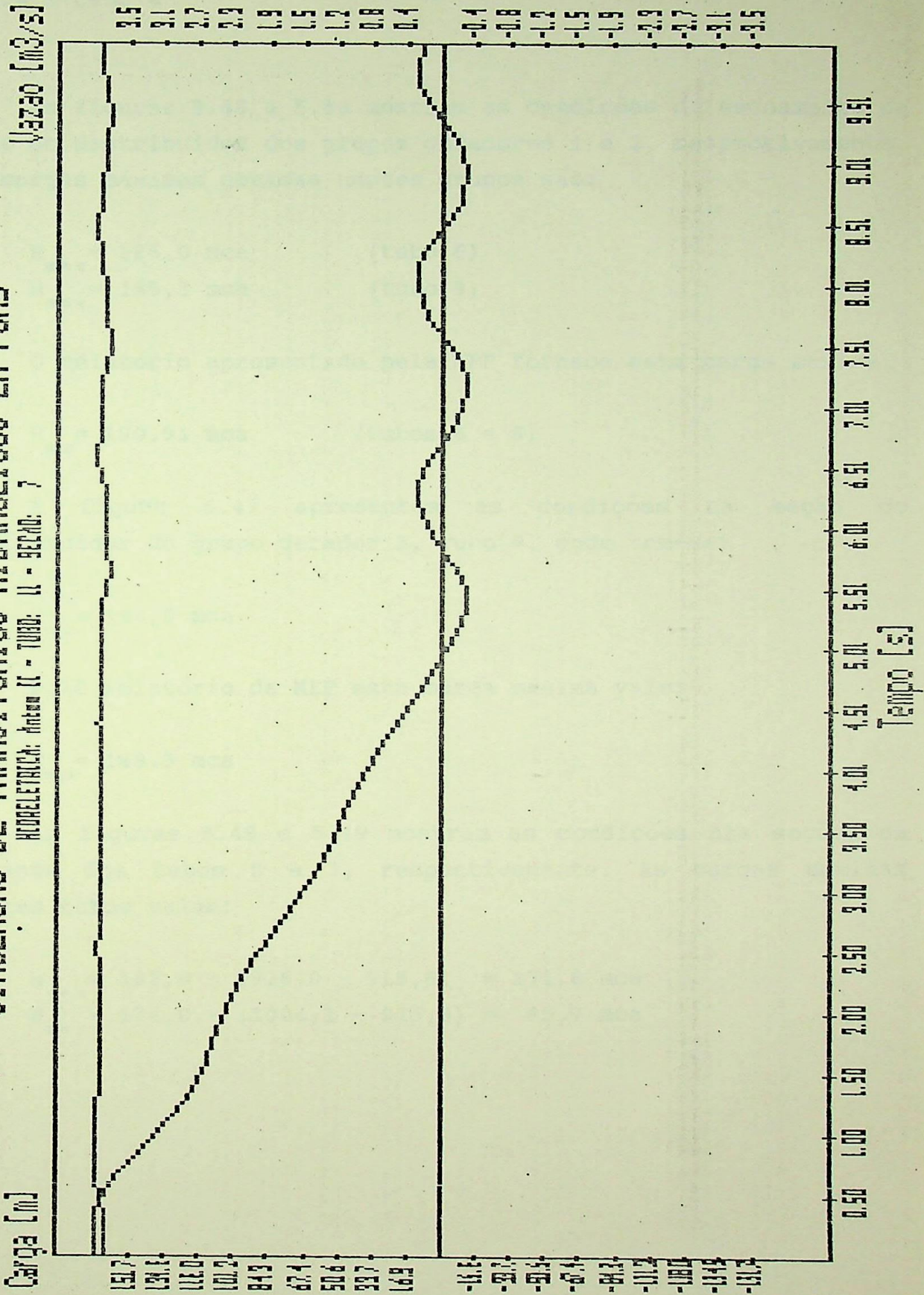


Figura 5.44 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de montante do tubo 2.

5.6.4 - Caso 4

As figuras 5.45 e 5.46 mostram as condições do escoamento na seção do distribuidor dos grupos geradores 1 e 2, respectivamente. As cargas máximas obtidas nestes grupos são:

$$H_{\max} = 186,0 \text{ mca} \quad (\text{tubo } 6)$$

$$H_{\max} = 185,3 \text{ mca} \quad (\text{tubo } 8)$$

O relatório apresentado pela MEP fornece esta carga máxima:

$$H_{\max} = 190,91 \text{ mca} \quad (\text{tubos } 6 \text{ e } 8)$$

A figura 5.47 apresenta as condições na seção do distribuidor do grupo gerador 3, tubo 9, onde tem-se:

$$H_{\max} = 184,0 \text{ mca}$$

Pelo relatório da MEP esta carga máxima vale:

$$H_{\max} = 188,3 \text{ mca}$$

As figuras 5.48 e 5.49 mostram as condições nas seções de jusante dos tubos 5 e 3, respectivamente. As cargas máximas nestes tubos valem:

$$H_{\max} = 182,0 - (926,0 - 915,8) = 171,8 \text{ mca}$$

$$H_{\max} = 174,0 - (1004,1 - 915,8) = 85,7 \text{ mca}$$

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

Hidroelétrica: Antas II - Tubo: 15 - Seção: 3

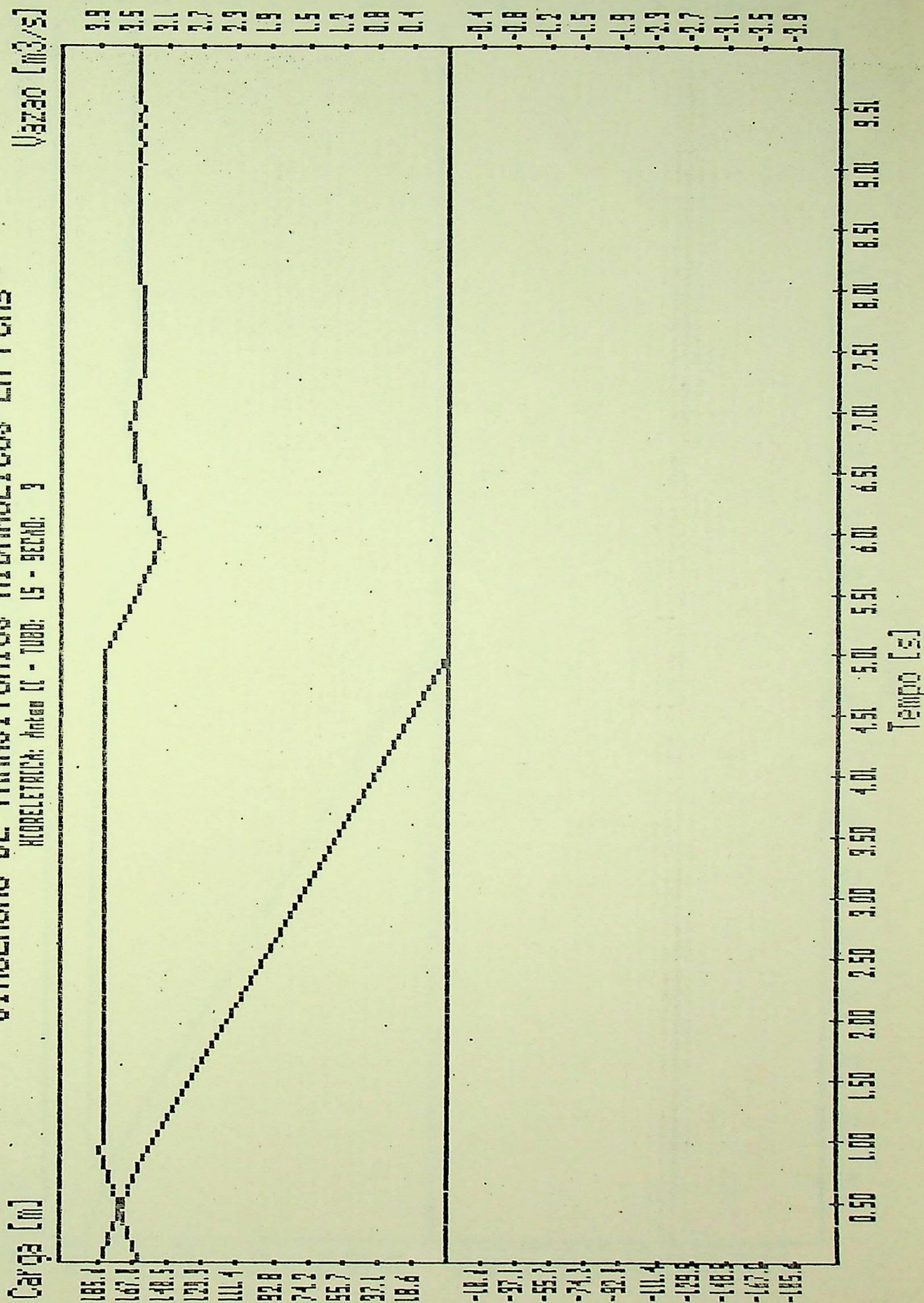


Figura 5.45 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 1.

SIMULAÇÃO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HYDROTECH: Antas II - TUBO: 17 - SECCAO: 2

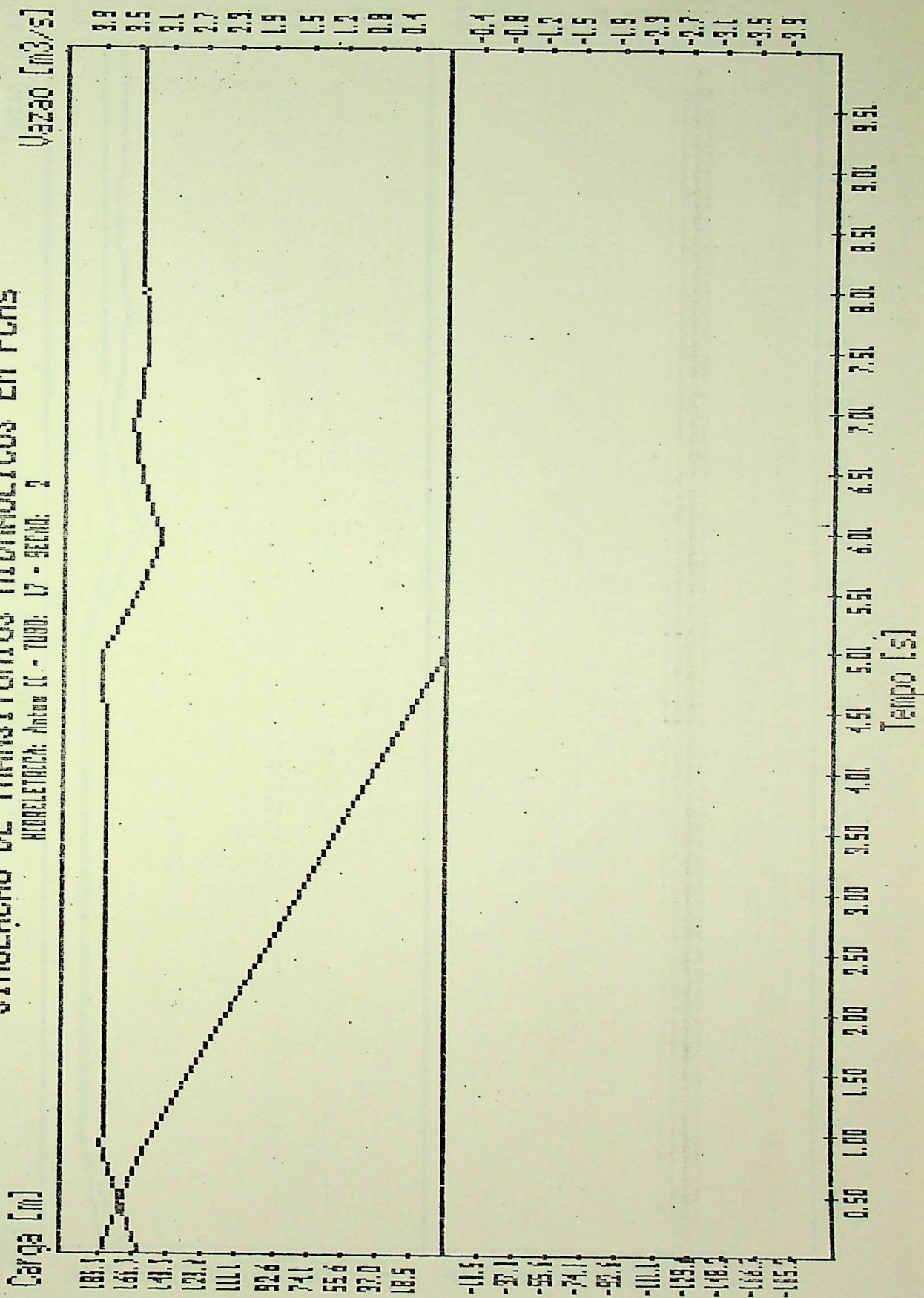


Figura 5.46 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 2.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELETRICA: Antas II - TURBO: 1B - SECAO: 2

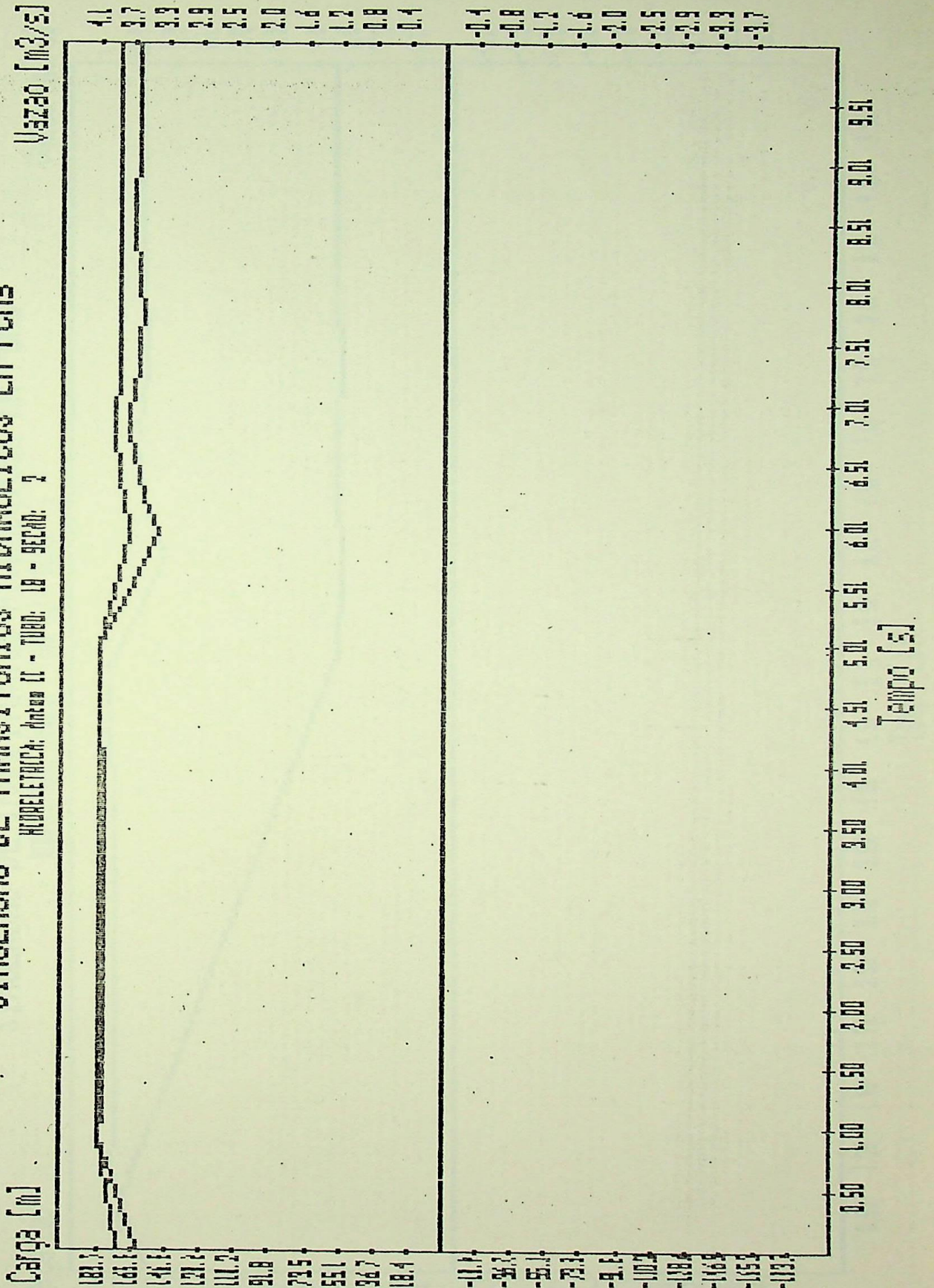


Figura 5.47 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção da válvula do grupo 3.

SIMULACAO DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELECTRICA: Antas II - TUBO: 14 - SECAO: 4

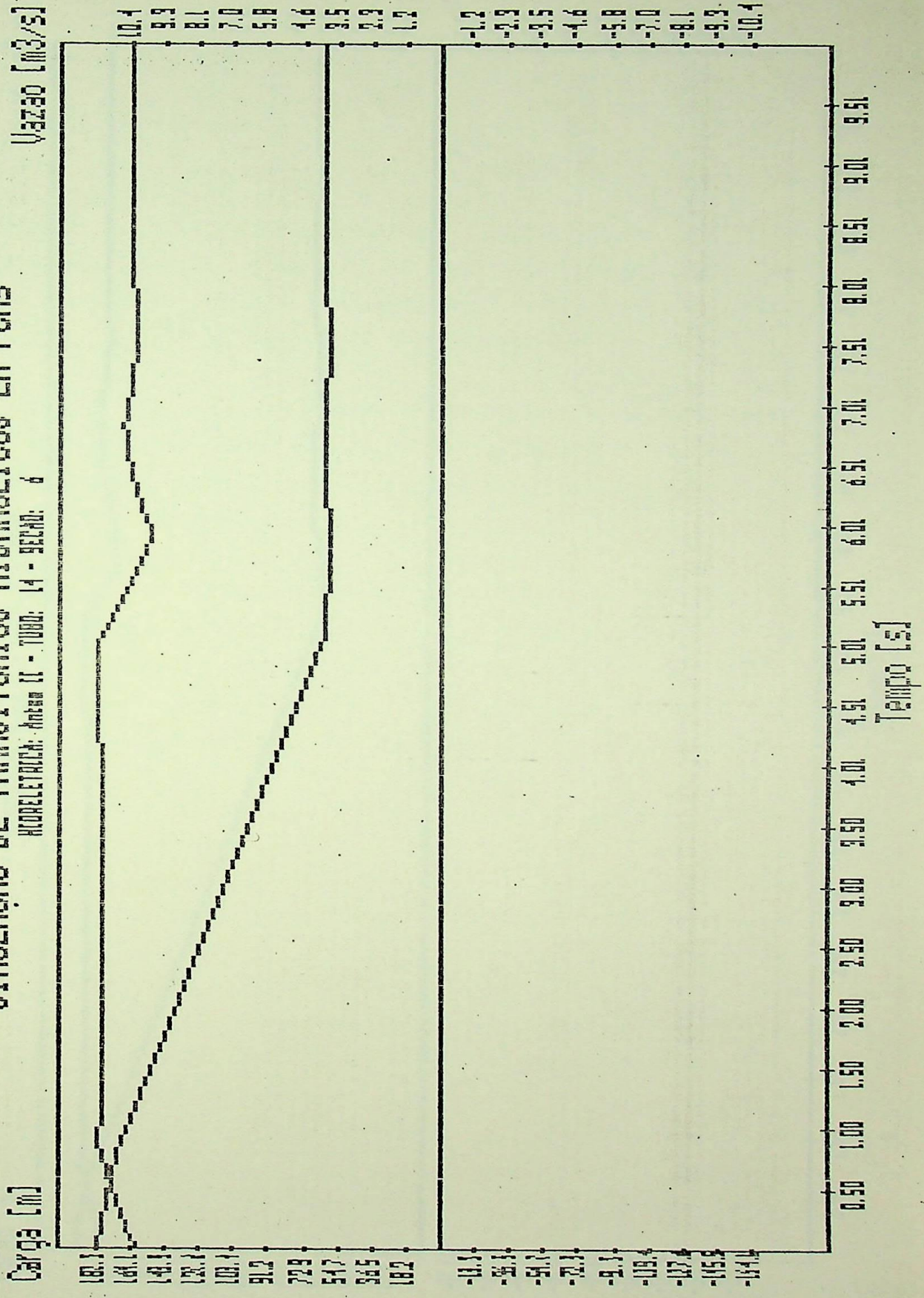


Figura 5.48 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 5.

SIMULAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRAULICOS EM PCHS

HIDROELETRICA: Antas II - TUBO: 12 - SECCAO: 7

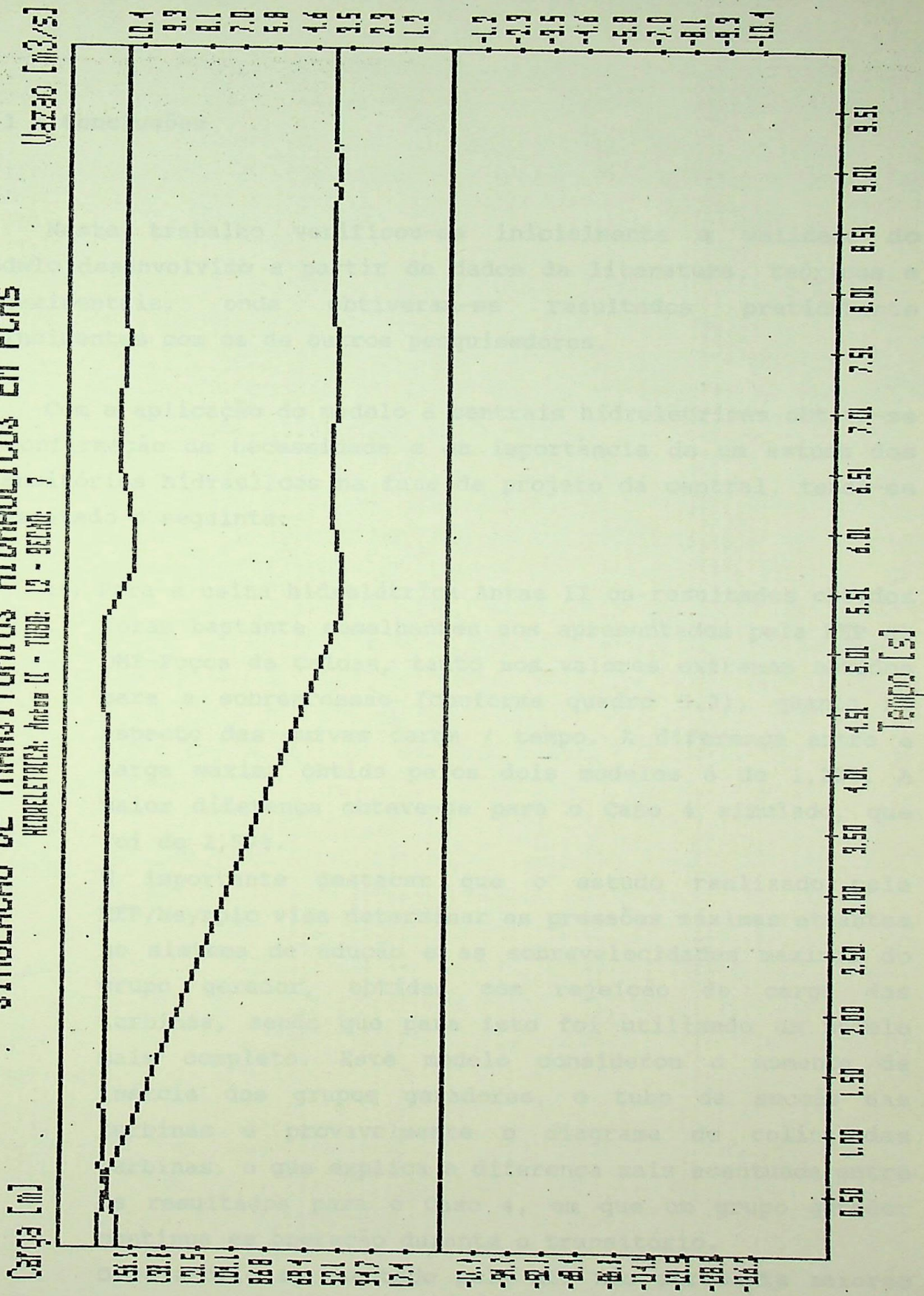


Figura 5.49 - UHE Antas II: condições do escoamento na seção de jusante do tubo 3.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 - Conclusões

Neste trabalho verificou-se inicialmente a validade do modelo desenvolvido a partir de dados da literatura, teóricos e experimentais, onde obtiveram-se resultados praticamente coincidentes com os de outros pesquisadores.

Com a aplicação do modelo à centrais hidrelétricas obteve-se a confirmação da necessidade e da importância de um estudo dos transitórios hidráulicos na fase de projeto da central, tendo-se constatado o seguinte:

- 1º) Para a usina hidrelétrica Antas II os resultados obtidos foram bastante semelhantes aos apresentados pela MEP ao DME-Poços de Caldas, tanto nos valores extremos obtidos para a sobrepressão (conforme quadro 5.2), quanto no aspecto das curvas carga / tempo. A diferença entre a carga máxima obtida pelos dois modelos é de 1,28%. A maior diferença obteve-se para o Caso 4 simulado, que foi de 2,57%.

É importante destacar que o estudo realizado pela MEP/Neyrpic visa determinar as pressões máximas atuantes no sistema de adução e as sobrevelocidades máximas do grupo gerador, obtidas com rejeição de carga das turbinas, sendo que para isto foi utilizado um modelo mais completo. Este modelo considerou o momento de inércia dos grupos geradores, o tubo de sucção das turbinas e provavelmente o diagrama de colina das turbinas, o que explica a diferença mais acentuada entre os resultados para o Caso 4, em que um grupo gerador continua em operação durante o transitório.

O relatório apresentado pela MEP não apresenta maiores detalhes sobre o modelo utilizado ou mesmo do método de análise, sendo que estas informações são importantes para a análise da vazão negativa que ocorre na seção do

distribuidor, conforme mostram as figuras 5.22 e 5.30. Conclui-se portanto que para efeito de determinação das cargas máximas atuantes em diversos pontos do circuito de adução, visando a otimização do projeto de seus componentes, o modelo simplificado desenvolvido neste trabalho é plenamente satisfatório e atinge o objetivo final deste trabalho.

- 2^o) Para os projetos de pequenas centrais hidrelétricas analisados (Rio do Peixe, São Francisco da Glória e Veu das Noivas), os resultados máximos obtidos pelo modelo desenvolvido são próximos dos calculados pelos métodos analíticos propostos pelo manual de PCH's, conforme mostra o quadro 5.1.

Como estas centrais não apresentam grandes quedas e/ou vazões, não se faz necessária uma análise mais detalhada dos transitórios hidráulicos no circuito de adução, já que a espessura mínima necessária para suportar as cargas atuantes é sempre inferior à mínima recomendada. Nestes casos, porém, ficou evidente mais uma vez a facilidade e rapidez de análise de várias opções de circuito de adução de uma central através do modelo proposto.

A análise dos transitórios através do método das características permite o acompanhamento da evolução do fenômeno em vários pontos do circuito, através dos gráficos obtidos do programa desenvolvido. O método também oferece grande facilidade de modificação do circuito, bem como de suas condições de operação, possibilitando uma análise rápida e abrangente de várias opções de arranjo.

O programa foi desenvolvido em microcomputador, o que facilita o seu uso, tendo em vista que a sua utilização é disponibilizada nas empresas em geral.

6.2 - Recomendações

Para complementação deste trabalho sugere-se que sejam realizados ensaios no Laboratório Hidráulico Didático Científico (LHDC) para PCH's da EFEI, adaptando-se a bancada existente (figura 4.18) para este tipo de ensaio, aumentando o comprimento dos tubos para facilitar a tomada de dados através de transdutores de pressão, de forma a obter mais uma fonte de comprovação prática do modelo desenvolvido.

Uma melhora no modelo desenvolvido se fará necessária quando este for utilizado para a simulação do comportamento do banco de ensaios do LHDC, pois o modelo atual não considera as perdas de carga localizadas. Em circuitos de pequenas dimensões estas perdas representam porcentagens significativas da perda de carga total, invalidando desta forma os resultados obtidos com o modelo.

Uma maneira simples de considerar estas perdas é utilizar o comprimento equivalente dos tubos para o cálculo da perda de carga, que pode ser obtido em manuais de hidráulica [11,9]. Desta maneira a equação 3.23 pode ser escrita como:

$$R = \frac{f \cdot \Delta x_{eq}}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (6.1)$$

onde Δx_{eq} é igual ao comprimento equivalente do tubo dividido pelo número de trechos em que é dividido o tubo real, determinado através da escolha da malha de cálculo.

Para trabalhos futuros sugere-se a complementação deste modelo, ampliando os seus limites de utilização, possibilitando a análise de casos que apresentarem ruptura da veia líquida, verificação de sobrevelocidades atingidas durante o transitório, determinação do momento de inércia necessário a regulação, bem como análise de centrais hidrelétricas que possuam adução em baixa pressão através de canal e câmara de carga.

APÊNDICE A - FORMA ADIMENSIONAL DAS EQUAÇÕES BÁSICAS. [6]

As equações L_1 e L_2 completas, ou seja, sem desprezar as derivadas convectivas, são:

$$L_1 = \frac{\delta V}{\delta t} + V \cdot \frac{\delta V}{\delta x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} + g \cdot \text{sene} \theta + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0 \quad (A1)$$

$$L_2 = \frac{\delta p}{\delta t} + V \cdot \frac{\delta p}{\delta x} + \rho \cdot a^2 + \frac{\delta V}{\delta x} = 0 \quad (A2)$$

Para tornar este sistema de equações adimensional seleciona-se inicialmente as grandezas de referência para cada variável envolvida. O índice (0) indica as grandezas de referência e (*) indica grandezas adimensionais correspondentes. Para grandezas de referência considera-se o regime permanente inicial onde tem-se :

$$V_0, L_0, p_0, t_0 = \frac{L_0}{a}$$

Tem - se então:

$$\left. \begin{aligned} V^* &= \frac{V}{V_0}, & x^* &= \frac{x}{L_0} \\ p^* &= \frac{p}{p_0}, & t^* &= \frac{t}{\left(\frac{L_0}{a}\right)} \end{aligned} \right\} \quad (A3)$$

Aplicando as equações A3 nas derivadas parciais obtém-se:

$$\frac{\delta V}{\delta t} = \frac{\delta (V^* \cdot V_0)}{\delta \left(t^* \cdot \frac{L_0}{a} \right)} = \frac{V_0}{\left(\frac{L_0}{a}\right)} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} \quad \dots \quad \frac{\delta V}{\delta t} = \frac{a \cdot V_0}{L_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} \quad (A4)$$

$$\frac{\delta V}{\delta x} = \frac{\delta (V^* \cdot V_0)}{\delta (x^* \cdot L_0)} = \frac{V_0}{L_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} \quad \therefore \frac{\delta V}{\delta x} = \frac{V_0}{L_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} \quad (A5)$$

$$\frac{\delta p}{\delta t} = \frac{\delta (p^* \cdot p_0)}{\delta (t^* \cdot \frac{L_0}{a})} = \frac{p_0}{\frac{L_0}{a}} \cdot \frac{\delta p^*}{\delta t^*} \quad \therefore \frac{\delta p}{\delta t} = \frac{a \cdot p_0}{L_0} \cdot \frac{\delta p^*}{\delta t^*} \quad (A6)$$

$$\frac{\delta p}{\delta x} = \frac{\delta (p^* \cdot p_0)}{\delta (x^* \cdot L_0)} = \frac{p_0}{L_0} \cdot \frac{\delta p^*}{\delta x^*} \quad \therefore \frac{\delta p}{\delta x} = \frac{p_0}{L_0} \cdot \frac{\delta p^*}{\delta x^*} \quad (A7)$$

Substituindo as expressões (A4) à (A7) em (A1) obtém-se:

$$L_1^* = \frac{a \cdot V_0}{L_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} + V^* \cdot \frac{V_0}{L_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{p_0}{L_0} \cdot \frac{\delta p^*}{\delta x^*} +$$

$$+ \frac{g \cdot \text{sene} \theta}{2D} \cdot \frac{f \cdot V^* \cdot V_0 \cdot |V \cdot V_0|}{2D} = 0 \quad (A8)$$

Multiplicando (A8) por $\frac{\rho L_0}{p_0}$, tem-se:

$$L_1^* = \frac{a \cdot V_0 \cdot \rho}{p_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} + \frac{V^* \cdot V_0^2 \cdot \rho}{p_0} \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} + \frac{\delta p^*}{\delta x^*} +$$

$$+ \frac{g \cdot \text{sene} \theta \cdot \rho \cdot L_0}{p_0} + \frac{f \cdot L_0 \cdot \rho}{2 \cdot D \cdot p_0} \cdot V_0^2 \cdot V^* \cdot |V^*| = 0 \quad (A9)$$

Fazendo-se :

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{a \cdot \rho \cdot V_0}{p_0} \\ C_2 &= \frac{V_0}{a} \\ C_3 &= \frac{f \cdot L_0 \cdot V_0^2 \cdot \rho}{2 \cdot D \cdot p_0} \\ C_4 &= \frac{\rho \cdot g \cdot L_0 \cdot \text{sene} \theta}{p_0} \end{aligned} \right\} \quad (A10)$$

Obtém-se:

$$L_1^* = C_1 \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} + C_1 \cdot C_2 \cdot V^* \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} + \frac{\delta p^*}{\delta x^*} + C_4 + C_3 \cdot V^* \cdot |V^*| = 0 \quad (A11)$$

Analogamente, substituindo (A4) à (A7) em (A2) e dividindo por $\frac{\dot{a}p_0}{L_0}$, tem-se:

$$L_2^* = \frac{\delta p^*}{\delta t^*} + C_2 \cdot V^* \cdot \frac{\delta p^*}{\delta x^*} + \frac{\delta p^*}{\delta x^*} + C_1 \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} = 0 \quad (A12)$$

Nas equações (A11) e (A12) obtidas, tem-se que na grande maioria das instalações hidráulicas $V_0 \ll a$, portanto os termos que possuem o parâmetro C_2 podem ser desprezados. As equações então assumem a forma:

$$L_1^* = C_1 \cdot \frac{\delta V^*}{\delta t^*} + \frac{\delta p^*}{\delta x^*} + C_4 + C_3 \cdot V^* \cdot |V^*| = 0 \quad (A13)$$

$$L_2^* = \frac{\delta p^*}{\delta t^*} + C_1 \cdot \frac{\delta V^*}{\delta x^*} = 0 \quad (A14)$$

expressões estas que não consideram o termo convectivo. As equações dimensionais simplificadas tornam então a seguinte forma:

$$L_1 = \frac{\delta V}{\delta t} + \frac{1}{p} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} + g \cdot \text{sene} + \frac{f \cdot V \cdot |V|}{2 \cdot D} = 0$$

$$L_2 = \frac{\delta p}{\delta t} + p \cdot a^2 \cdot \frac{\delta V}{\delta x} = 0$$

É conveniente salientar que em tubulações de material plástico onde $a \approx 200$ m/s, ou em sistemas onde há grande quantidade de gás dissolvido e conseqüente diminuição da celeridade, a consideração $V_0 \ll a$ não pode ser feita e portanto os termos convectivos não podem ser desprezados.

APÊNDICE B - TELAS DE ENTRADA DE DADOS

Neste apêndice são apresentadas as telas de entrada de dados necessários à simulação e análise dos transitórios hidráulicos em centrais hidrelétricas.

Tela 1 - Dados da Rede

```
*****  
***** ENTRADA DE DADOS DA REDE *****  
*****
```

NÚMERO DE TUBOS DO SISTEMA:

ENTRE COM O NÚMERO DE NÓS DO SISTEMA:

Tela 2 - Dados da Rede

```
*****  
***** ENTRADA DE DADOS DA REDE *****  
*****
```

NÚMERO DE TUBOS LIGADOS AO NÓ 1 :

NÚMERO DO PRIMEIRO TUBO LIGADO AO NÓ 1:

NÚMERO DO SEGUNDO TUBO LIGADO AO NÓ 1:

** CONDIÇÃO DE CONTORNO DO NÓ 1 **

DIGITE O NÚMERO CORRESPONDENTE DA COND. DE CONT.:

RESERVATÓRIO = OPCÃO 1

VÁLVULA = OPCÃO 2

CHAMINÉ = OPCÃO 3

JUNÇÃO = OPCÃO 4

.....

DADOS CORRETOS ? S ou N :

Esta tela é repetida para todos os nós do sistema em estudo. No final de cada tela relativa à entrada de dados de um nó, se algum dado não estiver correto, digita-se a tecla "N" e a tela será repetida para este nó.

A opção 4 refere-se a junções de duas ou mais tubulações, ou seja, é válida tanto para variação de características do tubo (diâmetro, espessura) quanto para bifurcações.

Tela 3 - Dados dos Tubos

```
*****  
***** ENTRADA DE DADOS DOS TUBOS *****  
*****
```

```
** ENTRADA DE DADOS PARA O TUBO NÚMERO 1: **
```

```
COMPRIMENTO [m] : .....
```

```
DIÂMETRO [m] : .....
```

```
ESPESSURA [m] : .....
```

```
RUGOSIDADE ABSOLUTA [m] : .....
```

```
MÓDULO DE ELASTICIDADE [N/m2] : .....
```

```
VAZÃO [m3/s] : .....
```

```
DESEJA ENTRAR COM VALOR PARA CELERIDADE ? S ou N : .....
```

```
ENTRE COM O VALOR DA CELERIDADE : .....
```

```
DADOS CORRETOS ? S ou N : .....
```

Esta tela é repetida para todos os tubos da central em estudo. Se algum dado estiver errado, no final de cada tela há a possibilidade de repetir a entrada de dados para o tubo, digitando a opção "N". Só será solicitada a entrada da celeridade se for digitada a opção "S" no que se refere a entrada deste dado, que é opcional.

Tela 4 - Dados das Condições de Contorno

- Para contorno " reservatório ", tem-se a tela:

```
*****
**** ENTRADA DE DADOS DAS COND. DE CONTORNO ****
*****

ALTURA DE QUEDA BRUTA [m] : .....
```

- Para contorno " válvula ", tem-se a tela:

```
*****
**** ENTRADA DE DADOS DAS COND. DE CONTORNO ****
*****

ENTRADA DE DADOS DA VÁLVULA PARA O NÓ 5 :

ENTRE COM O TEMPO DE FECHAMENTO [s] : .....
```

ENTRE COM O TIPO DE VÁLVULA :	
BORBOLETA	= TIPO B
LINEAR	= TIPO L
PONTOS	= TIPO P

```
.....

ENTRE COM O NÚMERO DE PONTOS DA CURVA TAUxTEMPO : ....
    TAU 1 : .....
    TAU 2 : .....

INTERVALO DE TEMPO ENTRE OS DADOS ANTERIORES : .....
```

DADOS CORRETOS ? S ou N :

PRESSIONE ALGUMA TECLA PARA CONTINUAR :

Para a tela anterior, relativa à entrada de dados para válvula, as opções do tipo de válvula referem-se ao tipo de lei de fechamento, onde cada uma das opções esta indicada na figura C1.

Se a opção escolhida for "pontos" na tela será solicitado o número de pontos da curva de fechamento (curva TAUxTEMPO) e em seguida os seus valores e o intervalo de tempo entre eles, que deve ser constante.

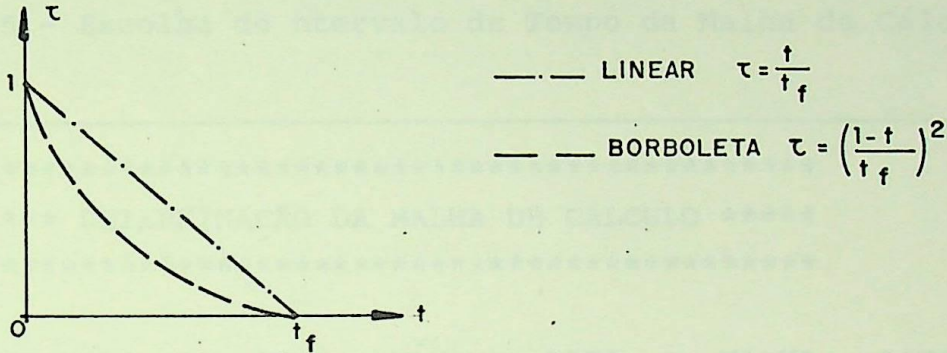
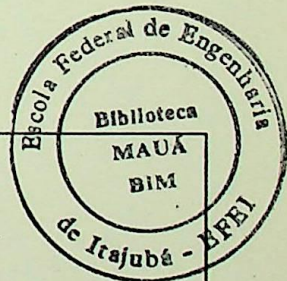


Figura C1 - Tipos de lei de fechamento

Se algum dado estiver incorreto a entrada de dados para este nó poderá ser repetida. Em caso contrário basta pressionar qualquer tecla para continuar o processamento.

- Para contorno " chaminé ", tem-se a tela:



```

*****
**** ENTRADA DE DADOS DAS COND. DE CONTORNO ****
*****

ENTRE COM OS DADOS DA CHAMINÉ PARA O NÓ 4 :

ENTRE COM O DIÂMETRO DA SECÃO TRANSVERSAL DA CHAMINÉ :.....

CHAMINÉ COM ORIFÍCIO NA ENTRADA ? S ou N : .....

DADOS CORRETOS ? S ou N : .....

PRESSIONE ALGUMA TECLA PARA CONTINUAR :
```

Se a chaminé for do tipo com orifício na entrada é adotado um coeficiente de vazão para o orifício igual à 0.6, caso contrário o coeficiente de vazão será igual a 1, para o cálculo da equação 4.12 do contorno.

Se algum dado estiver incorreto pode ser repetida a entrada de dados para este nó.

Tela 5 - Escolha do ntervalo de Tempo da Malha de Cálculo

```
*****
***** DETERMINAÇÃO DA MALHA DE CÁLCULO *****
*****

INTERVALO DE TEMPO MÁXIMO PARA A MALHA, CONSIDERANDO
A TUBULAÇÃO MAIS CURTA COM APENAS UM TRECHO: 9999999999 [s]

ENTRE COM O VALOR DO INTERVALO DE TEMPO A SER USADO
NA MALHA [s] : .....
```

Tela 6 - Determinação do Número de Trechos e Seções do Sistema

```
*****
***** DETERMINAÇÃO DA MALHA DE CÁLCULO *****
*****

** TUBO NÚMERO 1 **
NÚMERO MÁXIMO DE TRECHOS: 999999999
NÚMERO MÍNIMO DE TRECHOS: 999999.99
NÚMERO MÉDIO DE TRECHOS: 9999999.9

ESCOLHA O NÚMERO DE TRECHOS: .....

NÚMERO DE SEÇÕES CORRESPONDENTE: 9999999

PRESSIONE ALGUMA TECLA PARA CONTINUAR: ....
```

Esta tela é repetida para todos os tubos que compõe o sistema de adução da central hidrelétrica. Para o último tubo do sistema a tela anterior será acrescida do trecho a seguir:

```
MALHA DE CÁLCULO ESTÁ CORRETA ? S ou N : .....

ENTRE COMO TEMPO DE SIMULAÇÃO [s] : .....

NÚMERO DE INTERVALOS DE TEMPO ENTRE CADA GRAVAÇÃO
DE DADOS : .....
```

Se não foi possível obter um número inteiro de trechos para todos os tubos, a malha estará incorreta e o programa retorna à tela número 5 para a entrada de um novo intervalo de tempo, e o processo é então repetido até que se obtenha um número inteiro de trechos para todos os tubos.

Se a malha de cálculo estiver correta será solicitado o tempo de simulação e o intervalo entre gravação de dados calculados.

Tela 7 - Resultados Para o Regime Permanente

Nesta etapa são mostradas na tela as condições do escoamento calculadas para o regime permanente, ou seja, a carga e a vazão em todas as seções e todos os tubos do sistema. Cada tela refere-se a um tubo do sistema, sendo repetida para todos os tubos do sistema, conforme mostrado a seguir:

TEMPO = 0.00

TUBO NÚMERO 1

SECÃO	VAZÃO [m ³ /s]	CARGA [m]
1	999.99	999.99
2	999.99	999.99
3	999.99	999.99

tecle algo para continuar :

Tela 8 - Menu de Opções

**** DIGITE O NÚMERO CORRESPONDENTE DA SUA OPCÃO ****

INICIAR NOVA SIMULAÇÃO	= OPCÃO 1
SIMULAÇÃO COM TUBOS DIFERENTES	= OPCÃO 2
SIMULAÇÃO COM COND. DE CONT. DIFERENTES	= OPCÃO 3
SIMULAÇÃO COM MALHA DIFERENTE	= OPCÃO 4
PLOTAR CURVAS	= OPCÃO 5
NÍVEIS DA CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO	= OPCÃO 6
FIM DE SIMULAÇÃO	= OPCÃO 7

BIBLIOGRAFIA

- [1] CHAUDRY, M. H. - "Applied hydraulic transients". Van Nostrand, New York, 1979.
- [2] CHAUDRY, M. H. - "Métodos numéricos para resolução das equações de escoamento transitório em condutos forçados". Intercâmbio Internacional Sobre transientes hidráulicos e cavitação. Artigo A2. São Paulo, 1982.
- [3] CHAUDRY, M. H. - " Numerical solutions of transient-flow equations". Paper presented at American Socyeti of Engineers. Especialty Conf. Jackson, Mississipi, August, 1982.
- [4] DNAEE-ELETOBRAS - "Manual de pequenas centrais hidrelétricas". Publicação do Ministério das Minas e Energia. 1983.
- [5] EVANGELIST, G. - "Waterhammer analysis by the method of characteristics". L'Energia Elétrica, n^{os} 10, 11, 12. Milan, 1969.
- [6] KOELLE, E. - "Curso de transientes hidráulicos em condutos forçados". Curso ministrado por ocasião do Congresso Internacional Sobre Casos e Acidentes em Sistemas Fluidos. São Paulo, 1989.
- [7] KOELLE, E. - Intercâmbio Internacional sobre transientes hidráulicos e cavitação. Artigos A1 e B1. São Paulo, 1982.
- [8] LEMOS, Y. de F. - "Válvula para dissipação de energia e controle - Aplicação em instalações hidráulicas". Dissertação de mestrado, EPUSP, São Paulo, 1986.
- [9] LENCASTRE, A. - "Manual de hidráulica geral". Edgard Blucher e Ed. da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1972.

- [10] LISTER, M. - "The numerical solution of hiperbolic partial differential equations by the method of characteristics". Páginas 165 à 179 da ref. [14].
- [11] NEVES, E. T. - "Curso de hidráulica". Ed. Globo, Porto Alegre, 1977.
- [12] SOUZA, P. - "Métodos computacionais aplicados à engenharia hidráulica". Apostila do curso de pós-graduação, EPUSP. São Paulo, 1989.
- [13] SOUZA, Z.; FUCHS, R. D.; SANTOS, A. H. M. - "Centrais hidro e termelétricas". Edgard Blucher, São paulo, 1983.
- [14] RALSTON, A. e WILF, H. S. (editores) - "Mathematical methods for digital computers". John Wiley and Sons, New York, 1960.
- [15] STREETER, V. L. e WYLIE, E. B. - "Fluid transients". McGraw-Hill, New York, 1978.
- [16] STREETER, V. L. e WYLIE, E. B. - "Mecânica dos fluidos". 7ª ed. McGraw-Hill, Saõ Paulo, 1980.
- [17] TELLES, P. C. S. - "Tubulações industriais". Ed. Ao Livro Técnico, Rio de Janeiro, 1970.
- [18] TULLIS, J. P. - "Influência do ar aprisionado sobre os transientes". Intercâmbio Internacional Sobre Transientes Hidráulicos e Cavitação. Artigo C3. São Paulo, 1982.
- [19] VALENÇA, R. - "Porque mini centrais hidrelétricas no Brasil". Irrigação e Tecnologia Moderna, nº 32. São Paulo, 1988.

- [20] WATT, C. S.; HOBBS, J. M.; BOLDY, A. P. - "Combination of finite difference and finite element techniques in hydraulic transient problems". Proceedings of the International Conference on Pressure Surges, paper B2, Canterbury, England, 1980.
- [21] WATT, C. S.; HOBBS, J. M.; BOLDY, A. P. - "Hydraulic transients following valve closure". Journal of the Hydraulics Division, ASCE, HY10, october, 1980.
- [22] WYLIE, E. B. - "Advances in the use of MOC in unsteady pipeline flow". Conferência Internacional Sobre Oscilação de Pressão, 4^a, artigo A3, 1983.
- [23] WOOD, D. J. e JONES, S. E. - "Water-hammer charts for various types of valves". Journal of the Hydraulics Division, ASCE, janeiro 1973.

