

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Leilton Santos da Silva

**MODIFICAÇÃO TÉCNICA E CONCEITUAL
NO SISTEMA DE SEGURANÇA DOS
GERADORES E CONDUTOS FORÇADOS
N^{OS} 1 E 2 DA USINA HENRY BORDEN**

Taubaté - SP

2008

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Leilton Santos da Silva

**MODIFICAÇÃO TÉCNICA E CONCEITUAL
NO SISTEMA DE SEGURANÇA DOS
GERADORES E CONDUTOS FORÇADOS
N^{OS} 1 E 2 DA USINA HENRY BORDEN**

Dissertação apresentada para obtenção do Título de Mestre pelo Curso de Mestrado Profissional do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Área de Concentração: Automação Industrial e Robótica

Orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo.

Taubaté - SP

2008

LEILTON SANTOS DA SILVA

MODIFICAÇÃO TÉCNICA E CONCEITUAL NO SISTEMA DE SEGURANÇA DOS GERADORES E CONDUTOS FORÇADOS N^{OS} 1 E 2 DA USINA HENRY BORDEN

Dissertação apresentada para obtenção do Título de Mestre pelo Curso de Mestrado Profissional do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Área de Concentração: Automação Industrial e Robótica.

Data: _____

Resultado: _____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. _____ Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. _____ Universidade _____

Assinatura _____

Prof. Dr. _____ Universidade _____

Assinatura _____

Dedico este trabalho ao Almir,
meu irmão e incentivador.

À Simone, minha esposa,
e a Rodrigo e Rafael, meus filhos.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. José Rui Camargo, pela sua paciência e habilidade com que orientou nosso trabalho.

Aos colegas da operação na usina Henry Borden, que me incentivaram e me ajudaram nas trocas de horário, pela paciência nos atrasos.

Aos colegas da manutenção mecânica, que me auxiliaram com esclarecimentos técnicos e opiniões sobre a filosofia de automação adotada na Usina Henry Borden.

Aos meus familiares, que sempre me incentivaram na busca pelo desenvolvimento pessoal.

"A imaginação é mais importante
que o conhecimento."

Albert Einstein

RESUMO

Este trabalho tem o objetivo de propor uma modificação técnica e conceitual no sistema de segurança dos geradores e condutos forçados n^{os} 1 e 2 da Usina Henry Borden, em Cubatão – São Paulo, com a finalidade de reduzir os golpes de aríete no conduto forçado. Inicia-se com uma breve revisão sobre turbinas hidráulicas, com ênfase nos tipos mais comuns no Brasil. Faz um estudo sobre o desenvolvimento das turbinas, prossegue com uma explanação sobre turbinas de ação tipo Pelton, e sobre os fundamentos teóricos envolvidos nos componentes auxiliares, como, por exemplo, injetores, defletores, agulhas de segurança e conduto forçado. Apresenta sucintamente a história e a descrição técnica da Usina Henry Borden. Ao final, aborda o efeito do golpe de aríete no conduto forçado e as implicações que esse fenômeno causa na operação do gerador.

A seguir, o estudo propõe uma modificação técnica e conceitual no funcionamento das agulhas de segurança, com as premissas de operação e sincronismo dos injetores principais e auxiliares. Comenta sobre a utilização de reguladores de velocidade digitais que foram utilizados na modernização dos reguladores de velocidade dos geradores 11 a 16 da usina subterrânea, e também na usina Henry Borden. O trabalho conclui com uma discussão sobre a perturbação ocorrida no conduto forçado n^o 1, e como a modificação técnica apresentada pode minimizar as oscilações dinâmicas nos condutos forçados.

Palavras Chave: Turbinas Pelton. Golpe de aríete. Injetores.

ABSTRACT

This study aims to propose a technical and conceptual modification in the safety system of generators and forced ducts nº 1 and 2 of Henry Borden hydroelectric power plant, in Cubatão - Sao Paulo, with the main objective of reducing the water hammer in the forced ducts. This work starts with a concise review on hydraulic turbines, with emphasis on the most common turbines in Brazil industry. The study in the improvement of turbines shows an introduction with an explanation about Pelton turbine as well as the theoretical foundations involved in the auxiliary components, such as injectors, deflectors, safety needles and forced ducts. The study shows a historical and a technical description of the Henry Borden hydroelectric power plant. At the end, a detailed effect of water hammer in forced duct shown as well as the implications that this phenomenon affects the operation of the generators.

After that, the work reveals a proposal to a technical modification and shows a new concept in the operation of safety needles, with the premises of operation and synchronism of the main and auxiliary injectors. The following is a short comment on the use of digital speed regulators, which were used in the innovation of the speed regulators of the generating 11 to 16 of the underground plant, also in Henry Borden plant. In conclusion, there is a technical discussion about the effect of the phenomenon observed inside the forced ducts Number 1 shown as a well as proposal for technical modification, that would minimize dynamic oscillations in the forced ducts and reduce maintenance costs.

Words Key: Turbines Pelton. Water hammer. Injectors.

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Vetor aceleração (m/s^2)
a	Velocidade de propagação de onda de pressão (m/s)
A	Área (m^2)
C^-	Característica negativa
C^+	Característica positiva
c_1	Constante para condutos com juntas de dilatação (adimensional)
D	Diâmetro (m)
dA	Varição de área
dp	Varição de pressão
dV	Varição da velocidade média
E	Energia específica (J/Kg)
E	Módulo de elasticidade (Pa)
f	Coefficiente de atrito ou de perda de carga
F	Força (N)
F	Frequência natural (rd/s)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
H	Carga piezométrica (mH_2O)
H_{TOP}	Altura topográfica (m)
L	Comprimento do conduto forçado (m)
L_1	Equação do movimento
L_2	Equação da continuidade
L_c	Equação característica ($L_1 + \lambda L_2$)
L_{equiv}	Comprimento equivalente do conduto forçado (m)
m	Massa (kg)
m	Relação entre os diâmetros do rotor e o do jato Adimensional (adimensional)
MWh	Potência ativa dos geradores (Mega Watts hora)
p	Pressão (Pa)
Q	Vazão (m^3/s)

S	Área da seção (m ²)
t^{\cdot}	Espessura da parede do conduto (m)
$t_{crítico}$	Tempo de fechamento crítico (s)
V	Velocidade média (m/s)
Z	Distância vertical (m)

LETRAS GREGAS

θ	Ângulo (rad)
δ	Espessura da camada limite (m)
γ	Peso específico (N/m ³)
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
π	Constante
K	Módulo de elasticidade volumétrica (Pa)
λ	Multiplicador indeterminado
v	Volume (m ³)
ν	Velocidade da água na saída do injetor (m/s)
ϕ	Diâmetro (m)

SUMÁRIO

RESUMO.....	VI
ABSTRACT	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
LETRAS GREGAS	IX
Capítulo 1 – Objetivo.....	12
Capítulo 2 – Turbinas Hidráulicas	14
2.1 Histórico e Desenvolvimento	14
2.2 Principais tipos de Turbinas Hidráulicas.....	17
2.2.1 Turbinas Tipo Pelton.....	17
2.2.2 Turbina Tipo Francis.....	22
2.2.3 Turbina Tipo Kaplan	23
2.2.4 Turbinas Tipo Bulbo	24
2.3 Escolha do Tipo de Turbina	25
2.4 Algumas Usinas Hidrelétricas com Turbinas Pelton no Brasil.....	26
2.5 Turbinas Hidráulicas Tipo Pelton	27
2.5.1 Lester Allan Pelton.....	27
2.5.2 Operação de uma Turbina Pelton.....	29
2.5.3 Rotor da Turbina Pelton	30
2.5.4 Injetor da Turbina Pelton.....	33
2.5.5 Dimensionamento dos Injetores para Fluidos Incompressíveis	35
2.5.5.1 Equação da Energia de Bernoulli	35
2.5.5.2 Diâmetro do jato	36

Capítulo 3 – Usina Henry Borden	37
Capítulo 4 - Sistema de Adução	44
Capítulo 5 – Golpe de Aríete no Conduto Forçado	48
5.1 Descrição do Fenômeno do Golpe de Aríete	48
5.2 Carga Hidráulica sobre o Conduto Forçado	50
5.3 Equações Diferenciais para o Cálculo do Golpe de Aríete	50
5.4 Equação do Movimento	51
5.5 Equação da Continuidade.....	53
5.6 A Solução Pelo Método das Características.....	56
5.7 Cálculo da Carga no Injetor	59
Capítulo 6 – Controle das Agulhas Principal e Auxiliar	65
6.1 Reguladores de Velocidade.....	65
6.2 Premissas para sincronismo das Agulhas Principal e Auxiliar	69
Capítulo 7 – Discussão e Resultados	72
Capítulo 8 – Conclusão.....	76
REFERÊNCIAS	77

Capítulo 1 – Objetivo

Este trabalho propõe uma modificação técnica e conceitual no sistema de segurança dos Geradores 1 e 2 da Usina Henry Borden. O sistema é composto por dois injetores auxiliares, juntas de dilatação e uma válvula ventosa, para cada Unidade Geradora. Após um projeto de automação, os injetores auxiliares passariam a atuar como agulha defletora, com a finalidade de reduzir os golpes dinâmicos no conduto forçado e melhorar o controle da rotação, quando o gerador não estiver sincronizado ao sistema elétrico.

Em julho de 1982, houve uma anormalidade durante a operação do gerador nº 1, provocando fortes oscilações no conduto forçado. Conforme o relatório de ensaios de rejeição de carga, realizado nas Unidades n^{os} 1 e 2 da usina Henry Borden, o fenômeno foi relatado pelos pintores que estavam sobre o conduto forçado da seguinte maneira:

Ruído forte, tipo batida de coração, alto, com frequência de aproximadamente 1 vez por segundo.

A adutora, da junta de expansão para jusante, mudava de seção cilíndrica para elíptica, com eixo maior da elipse no plano horizontal. O aumento do eixo maior seria de aproximadamente 10 a 15 cm.

A mudança de seção se processava em gomos de aproximadamente 1 m de comprimento.

A duração do fenômeno foi de aproximadamente ½ min.

Os gomos “bombavam” na adutora, não se movimentando na direção axial.

A adutora ondulava para cima, para baixo e para os lados, acompanhada de ruído seco.

O ruído, acompanhando o fenômeno, era seco e similar ao da água se chocando com uma chapa.

Se houvesse alguma pessoa montada na adutora, a mesma seria arremessada para fora.

Alguns rebites verteram água, mas nada foi observado na junta de dilatação.

Naquela época, as Unidades Geradoras faziam o controle de carga e frequência do sistema elétrico. As oscilações ocorreram durante fortes variações de potência, nesta condição, os reguladores de velocidade tentaram estabilizar a rotação do gerador e causaram as oscilações no conduto forçado. O fenômeno foi observado entre as pilastras 1 e 2, no nível 681,00 metros, próximo ao reservatório. Neste trecho, o diâmetro é 1.550 mm e a chapa, em aço carbono forjado, tem espessura de 10 mm.

Para evitar perturbações no sistema de adução, nos geradores atuais, e a partir do gerador nº 3 da usina Henry Borden, há um dispositivo chamado defletor, o qual tem a finalidade de desviar o jato da turbina em caso de rejeição de carga ou nas variações de potência no sistema elétrico. Este dispositivo protege o gerador de uma sobre velocidade, desviando o jato da turbina, e permite um fechamento mais lento do injetor principal, evitando as oscilações dinâmicas no conduto forçado.

Nos Geradores 1 e 2 da usina Henry Borden, a principal proteção do conduto forçado é feita através de injetores auxiliares que desviam o jato da turbina. Esta característica é devido ao desenvolvimento dos grandes geradores utilizando o sistema Pelton que, na época (1920), estavam apenas começando.

O principal objetivo desta dissertação é criar premissas para instalação de um sistema de automação nos injetores, principal e auxiliar. Como não há espaço físico para instalação de defletores, um sistema de controle digital irá manter a originalidade construtiva dos injetores.

A abertura e o fechamento das agulhas auxiliares seriam programados para abrir imediatamente e fechar lentamente em situações de rejeição de carga. Também, para abrir e fechar quando o injetor principal estiver com velocidade de fechamento rápido ($2L/a$).

Outro objetivo desta dissertação é estudar o fenômeno do golpe de aríete, o maior problema físico que pode ocorrer nos condutos forçados. Este trabalho pretende dar subsídios técnicos para um projeto de automação no controle dos injetores.

Capítulo 2 – Turbinas Hidráulicas

2.1 Histórico e Desenvolvimento

Os seguintes marcos são relevantes para a evolução das turbinas hidráulicas, de acordo com **Lauria** (1993), **MOSONYI** (1988) e **SARRATE** (1967).

1403 – Desenho mais antigo de uma roda d'água que se conhece, com eixo vertical.

1550 – J. Besson descreve a primeira turbina axial de reação, com pás de madeira, construída na região de Toulouse, na França.

1730 – Bernouilli publica, em seu livro, uma fórmula para o cálculo da força exercida por um jato d'água.

1750 – J.A. Segner idealiza a primeira máquina a jato d'água, instalada em Nörten, próximo a Göttingen (rio Leine, Alemanha).

1754 – Euler estabelece a equação fundamental das máquinas de fluxo, admitindo escoamento uni direcional e número infinito de pás.

1824 – C. Burdin apresenta à Academia de Paris projetos de turbinas de ação e reação, e propõe, pela primeira vez, o nome turbina.

1827 - Fourneyron inventa a primeira máquina hidráulica praticamente utilizável, que se transformou posteriormente na turbina de reação.

1834 – Fourneyron constrói e instala sua turbina, para uma queda de 108m, potência de 25 kW e rotação de 2200rpm.

1838 – J. V. Poncelet publica trabalho sobre a turbina de Fourneyron. Propõe uma roda d'água de fluxo inferior com as pás acionadas parcialmente, precursora da turbina de Fluxo Cruzado.

1841- Henschel-Jonval – constrói a primeira turbina axial de reação com tubo de sucção. Regulação do nível d' água por meio de vários anéis; vazão o mais constante possível e queda variável.

1842- Roda tangencial de Zuppinger, para grandes quedas e vazões reduzidas.

1843- Fontaine construiu a turbina de Jonval para saltos constantes e vazões variáveis, trabalhando a livre admissão.

1848- Schwamkrug idealiza a primeira turbina parcial para grandes quedas e vazões reduzidas.

- 1849-** Francis idealiza a turbina Francis. Inicialmente, com câmara aberta.
- 1851-** Girard aperfeiçoou a turbina Fontaine, regulando consecutivamente as células, assegurando sua regulação e construindo a turbina parcial, com queda a mais constante possível.
- 1860-** Haenel, Knop e Lehmann constroem a turbina Girard, em forma de turbina limite para vazões e alturas variáveis.
- 1872-** Fink institui as palhetas diretrizes giratórias, primeira regulação correta das turbinas de reação.
- 1873 -** J.M. Voith constrói a primeira turbina Francis com palhetas diretrizes Fink.
- 1880 -** Pelton idealiza e patenteia a turbina Pelton.
- 1886 –** G. A. Pfarr constrói, para a firma Voith, a turbina Francis com caixa espiral.
- 1891 –** Primeiro regulador mecânico de rotação construído por G. A. Pfarr é instalado na Usina de Lauffen.
- 1892 –** H. Bremer patenteia, na Alemanha, o injetor para turbina Pelton.
- 1903 –** A. G. M. Michell inventa a turbina de fluxo cruzado.
- 1912 -** Primeiros experimentos da turbina Kaplan.
- 1918 –** Banki constrói e otimiza a turbina de fluxo cruzado, independentemente de A. G..M. Michell.
- 1924 –** A fábrica Charmilles constrói a usina Piottino, na Suíça, com turbinas Francis de 300m de queda e potência de 22 MW.
- 1925 -** Colocação em funcionamento da primeira turbina Kaplan de grandes proporções.
- 1926 –** A firma J. M. Voith constrói as primeiras turbinas Kaplan, com pás fixas e 6 MW.
- 1928 –** A firma KMW constrói a primeira turbina Kaplan de grande porte, com pás móveis e potência de 11 MW, e diâmetro de 5,8m.
- 1930 –** A firma J. M. Voith fabrica as turbinas Pelton, para a Usina de Henry Borden, em Cubatão, S.Paulo.
- 1931 –** A firma Escher Wyss constrói a primeira turbina reversível axial (Bomba–Turbina), enquanto que a Voith constrói a primeira turbina reversível tipo Francis, que é instalada na usina reversível de Pedreira, para captação e geração de energia na Usina Henry Borden (rio Pinheiros – S. Paulo).
- 1936 –** A firma Escher Wyss constrói as primeiras turbinas tipo Bulbo.
- 1939 –** As firmas J. M. Voith e Escher Wyss constroem as turbinas Francis, para queda de 87m, potência de 85 MW e 4,5 m de diâmetro.

1956– A firma suéca Nohab constrói 3 turbinas Francis, com rotores completamente soldados, para a usina de Stornorfors, com potência de 147 MW.

1957 – A firma francesa Neyrpic constrói a primeira série de 24 bombas-turbina Kaplan, para a usina maré motriz de La Rance (França).

1965 - A firma Leningrad Metallindustrie constrói 8 turbinas Kaplan, com potência de 60 MW e diâmetro externo do rotor de 10,3m, até hoje o maior que se tem notícia, para a usina Satarow, no rio Volga.

1966 – A firma italiana Riva constrói duas turbinas Pelton de dois jatos e eixo horizontal, com 130 MW cada e altura de queda 1300 m, para a usina de Monte Ceresio (Itália).

1969 – As firmas Andritz (Áustria) e Escher Wyss (Suíça) constroem 4 turbinas Francis, com altura de queda de 672m (até então a maior do mundo), e potência de 60 MW cada, para a usina de Rosshag (Áustria).

1973 – A firma canadense Dominion e a americana Allis Chalmers constroem as turbinas Francis, para a usina de Grand Coulee II, no rio Colúmbia, estado de Washington, até então as maiores turbinas do mundo, com diâmetro externo de 10,30m e potência de 700 MW.

1980 – A firma Escher Wyss constrói duas turbinas Pelton, com potência de 265 Mw cada uma, e 6 jatos, para a usina de Silz (Austria).

1981 - As firmas Voith e Neyrpic, com suas associadas brasileiras Voith S.P. e Mecânica Pesada, constroem 18 turbinas com 750 MW, com diâmetro da roda, tipo Francis, de 8,60m, peso de 310 ton, para a maior usina até então construída no mundo (Itaipu Binacional).

1984 – As firmas Andritz (Áustria) e Escher Wyss (Suíça) constroem, para a usina de Häusling, na Áustria, duas turbinas Francis, para altura de queda máxima de 740m e potência de 180 MW. Desde então, esta é a mais alta queda para este tipo de turbina.

1991 – As firmas GE Hydro e J.M. Voith iniciam a fabricação das turbinas de "Three Gorges Project", Sanxia, China, com 710 MW e queda de 80,6m, a qual, depois de concluída, com previsão entre 2020 e 2030, será a maior central hidrelétrica do mundo, com 25.000 MW.

1998 – O consórcio formado pelas empresas VA TECH VOEST MCE, austríaca, SULZER HYDRO e HYDRO VEVEY, suíças, instalam a turbina Pelton de BIEUDRON, na Suíça, com dois recordes mundiais: maior queda, de 1.800m, e maior potência para uma turbina Pelton, 423 MW, com diâmetro do rotor de 3,993m.

Fonte - "<http://meusite.mackenzie.com.br>"

O autor chama atenção para a data de 1930, quando são destacadas as turbinas do Gerador nº 3 da usina Henry Borden.

2.2 Principais tipos de Turbinas Hidráulicas

2.2.1 Turbinas Tipo Pelton

São construídas com várias conchas presas a um disco de aço, as mais modernas são fundidas de forma integral (figura 1). Geralmente o gerador é acoplado diretamente ao eixo da turbina, por meio de acoplamentos rígidos.

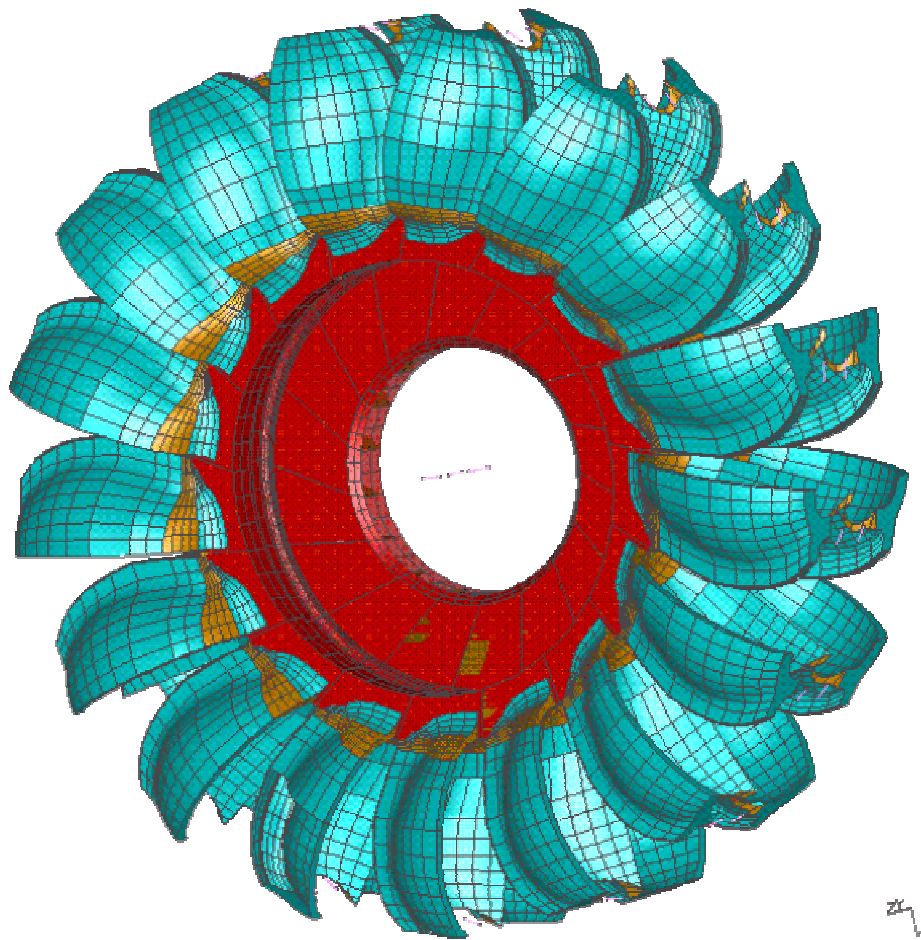


Figura 1 - Turbina hidráulica de ação tipo Pelton
(html.rincondelvago.com)

Basicamente a turbina consiste das seguintes partes consideradas principais: o rotor, o injetor, a agulha para controle do fluxo e a caixa de proteção do rotor (figura 2).

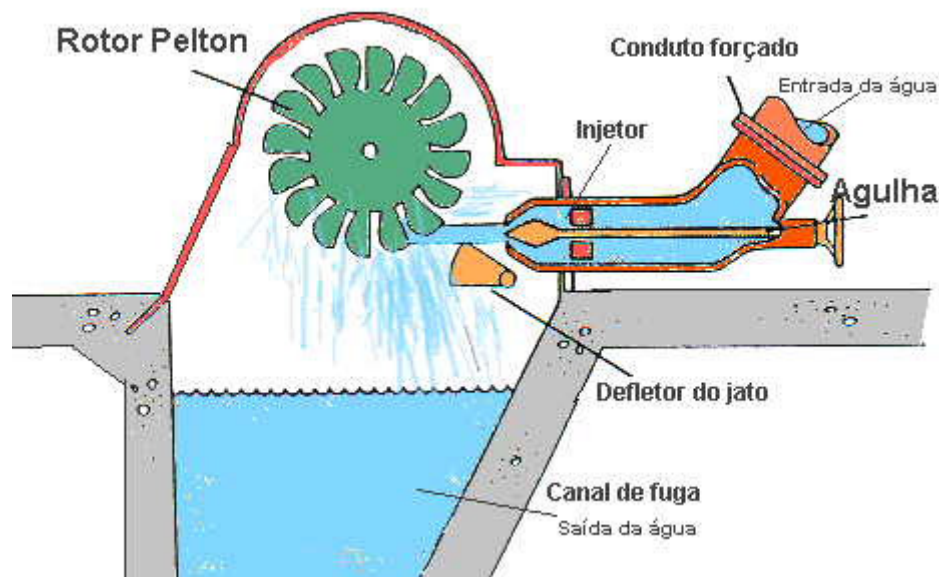


Figura 2 - Detalhe de Conjunto da Turbina Pelton
(<http://meusite.mackenzie.com.br>)

Entretanto, é possível a fabricação separada das conchas e da roda, e a fixação, por meio de pinos e parafusos. No primeiro caso, havendo uma concha danificada, o rotor precisa ser substituído por inteiro; no segundo, basta substituir a concha danificada. Essas conchas podem ser simples ou duplas (figura 3).

O material utilizado para a fabricação das conchas é o aço fundido, com adição de 13% de cromo para melhorar a resistência ao desgaste.

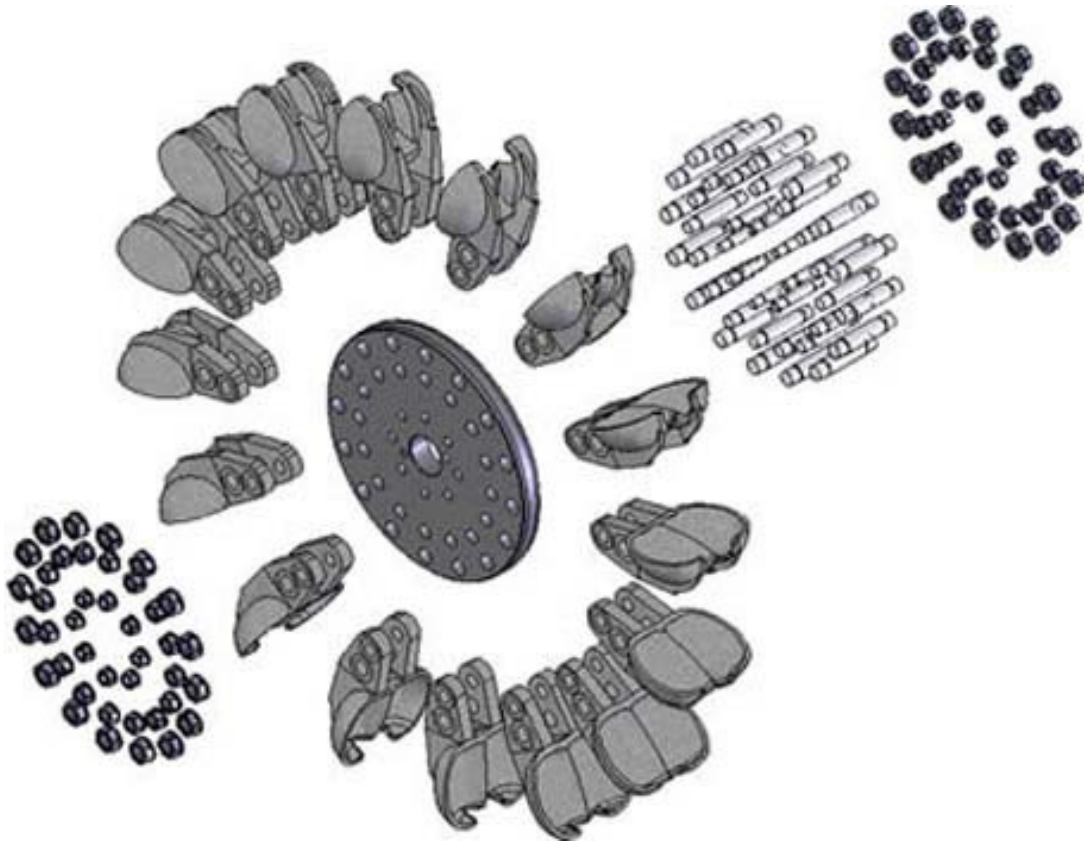


Figura 3 - Detalhe construtivo de uma turbina tipo Pelton
(www.denverengenharia.com)

A geometria das conchas é bastante complicada, o que torna sua fabricação um serviço quase artesanal, principalmente a etapa de acabamento. A concha deve ter a capacidade de absorver convenientemente a energia cinética transmitida pela ação do jato que sai do injetor e, ao mesmo tempo, distribuí-la no seu retorno, sem interferir com a pá subsequente (figura 4).

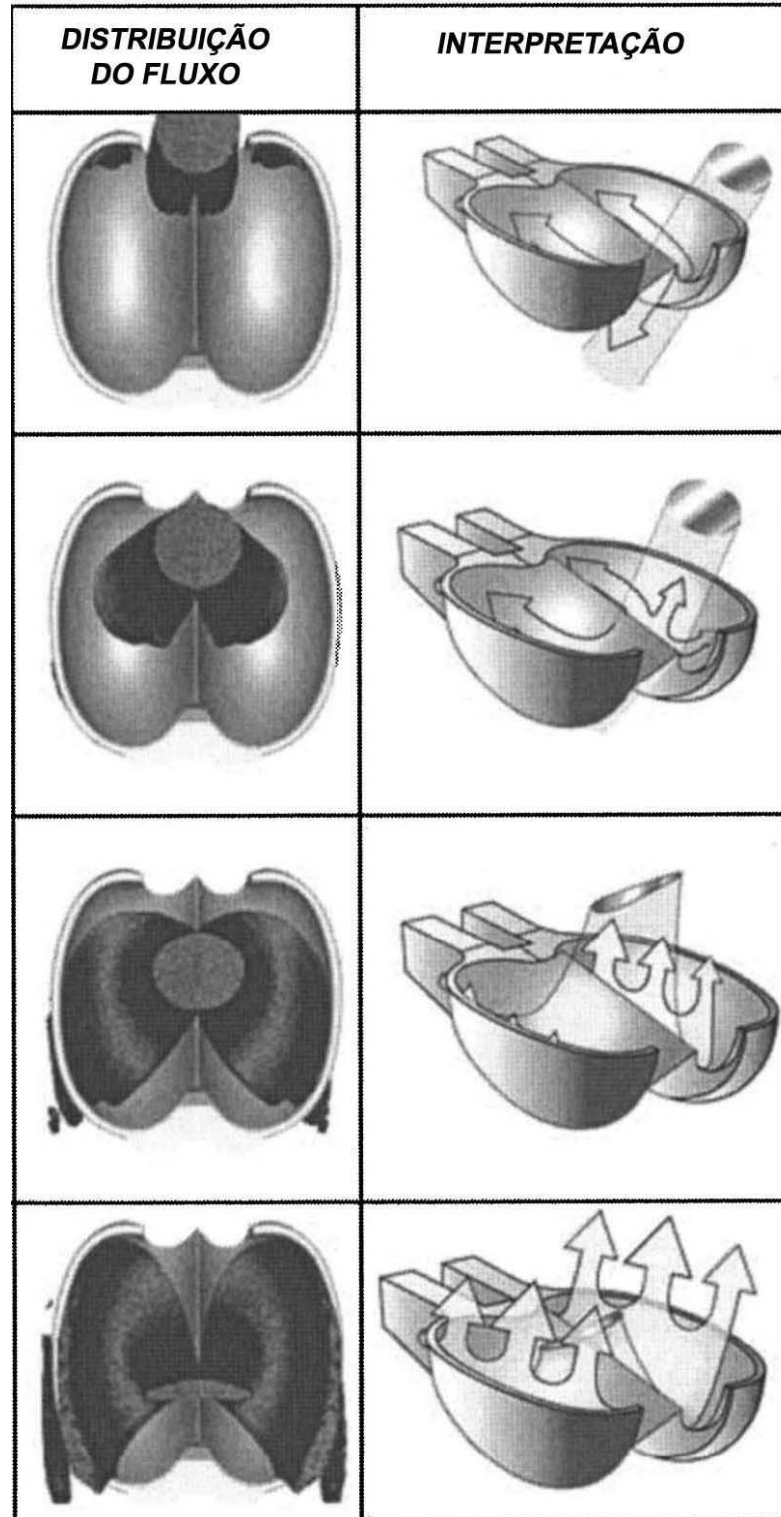


Figura 4 - Detalhe do fluxo de água nas conchas
(Journal of Fluids Engineering)

No injetor, a pressão da água é convertida em velocidade. O injetor consiste em uma peça cônica fixada ao extremo da tubulação e uma agulha interna acionada por uma haste, a qual regula o fluxo de saída da água para a roda da turbina (figura 5).

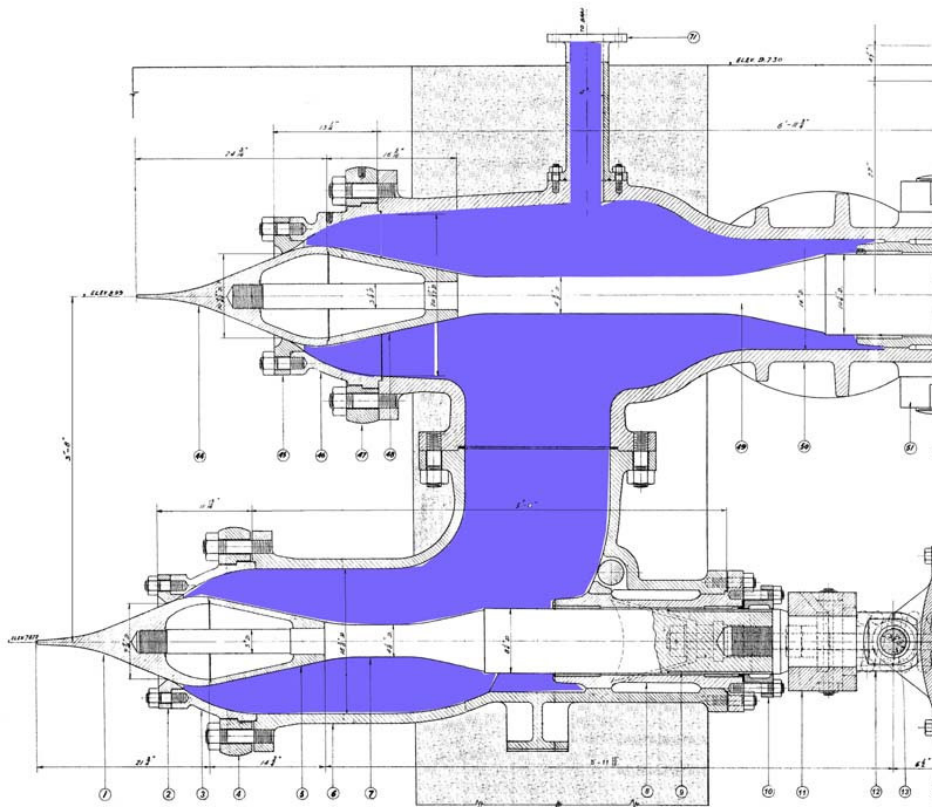


Figura 5 - Detalhe do injetor e agulhas do Gerador nº da Usina Henry Borden

Tanto o bocal quanto a agulha sofrem severo desgaste, sendo feitos de material de alta qualidade, normalmente um aço com manganês, que apresenta grande resistência ao desgaste.

Encontram no Brasil várias centrais hidrelétricas, principalmente no campo das pequenas centrais, funcionando com esse tipo de turbina.

2.2.2 Turbina Tipo Francis

A turbina Francis (figura 6) foi idealizada em 1849, tendo o nome do seu inventor, sendo que a primeira turbina foi construída pela firma J.M. Voith, em 1873, passando desde então por aperfeiçoamentos constantes, como a utilização das pás diretrizes, também chamadas de pás Fink (SARRATE 1956).



Figura 6 - Detalhe da Turbina tipo Francis
(www.topomatika.hr)

Tem sido aplicada largamente, pelo fato das suas características cobrirem um grande campo de rotação específica. Atualmente se constroem para grandes aproveitamentos, podendo ultrapassar a potência unitária de 750 MW. As turbinas construídas de 1930 a 1950 não possuíam rendimentos superiores a 85%, hoje ultrapassam a 92% para grandes máquinas.

Na EMAE – Empresa Metropolitana de Águas e Energia S.A., proprietária da Usina Henry Borden, elas são utilizadas nas usinas hidroelétricas de Rasgão, em Pirapora do Bom Jesus, e na usina hidroelétrica de Porto Góes, em Salto, ambas no Estado de São Paulo. Também são utilizadas na usina elevatória de Pedreira, em SP. Esta usina tem a característica de ser reversível.

2.2.3 Turbina Tipo Kaplan

A turbina axial tradicional, também chamada de Propeller, consiste basicamente de um rotor, similar à hélice de navio, ajustada internamente na continuação de um conduto, com o eixo fixado ao conjunto (figura 7).

Normalmente três ou quatro pás são utilizadas quando a altura de queda é relativamente baixa, podendo ter até oito pás para maiores alturas. A entrada da água é regulada por palhetas diretrizes. O rendimento dessa turbina, com vazões menores daquela do ponto normal de funcionamento, tende a baixar de maneira considerável, até mais acentuada que na turbina Francis.

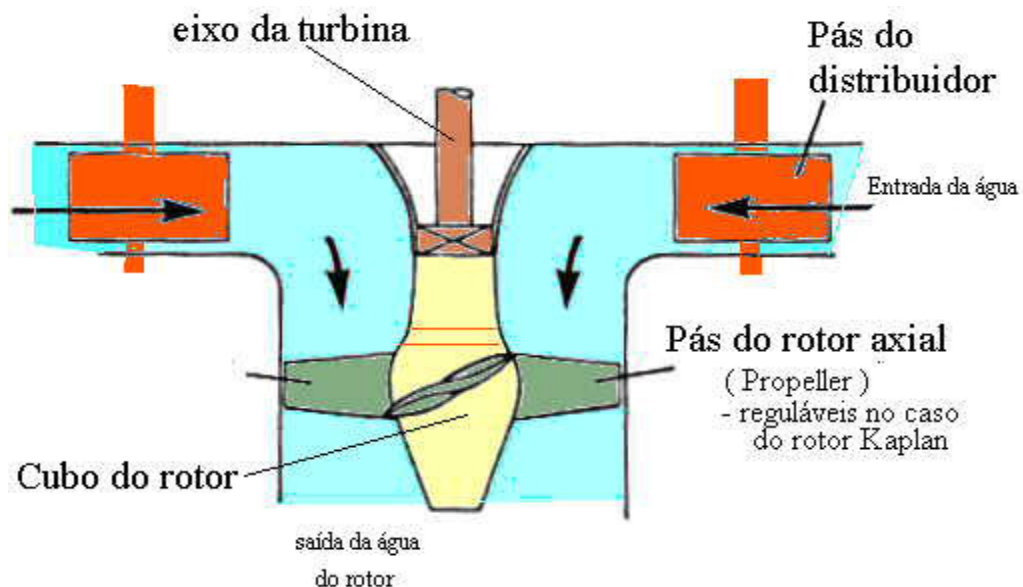


Figura 7 – Desenho esquemático da turbina Kaplan
(<http://meusite.mackenzie.com.br>)

Variando o passo das pás do rotor simultaneamente com as palhetas do distribuidor, podem-se conseguir bons rendimentos com vazões parciais.

As turbinas Kaplan são utilizadas na usina elevatória de Traição, localizada no canal do Rio Pinheiros, em São Paulo. Tem a característica de ser uma usina reversível.

Esses três tipos de turbinas hidráulicas, Pelton, Francis e Kaplan são as mais utilizadas na EMAE – Empresa Metropolitana de Águas e Energia S.A., sendo comuns nas usinas geradoras e elevatórias que compõem o sistema hidráulico e energético da Empresa.

2.2.4 Turbinas Tipo Bulbo

A turbina bulbo apresenta-se como uma solução compacta da turbina Kaplan, podendo ser utilizada tanto para pequenos quanto para grandes aproveitamentos. Caracteriza-se por ter o gerador montado na mesma linha da turbina em posição quase horizontal e envolto por um casulo que o protege do fluxo normal da água, Figura 8.

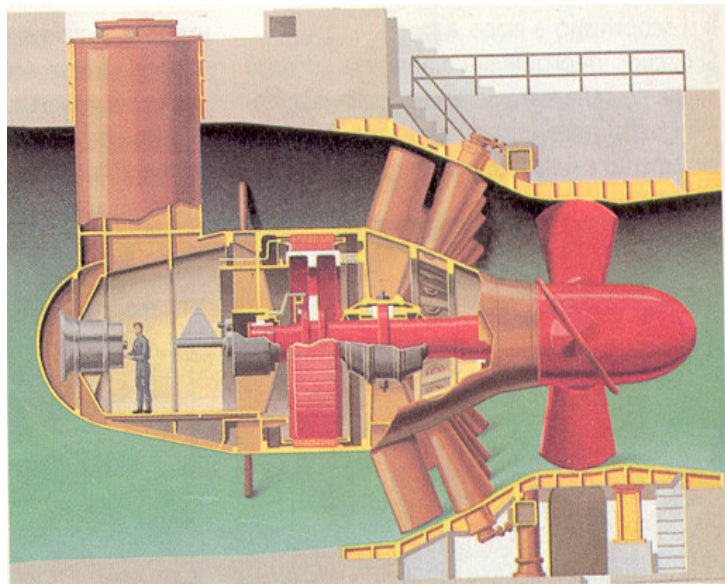


Figura 8 - Detalhes de um gerador com turbina tipo Bulbo
(www.tes.mi.it)

É empregada na maioria das vezes para aproveitamentos de baixa queda e quase sempre a “fio d’água”, este tipo de usina tem como característica um pequeno reservatório, que opera praticamente em níveis constante. Sua concepção compacta de uma turbina Kaplan reduz consideravelmente o volume das obras civis, tornando a mesma de menor custo. Em

compensação, o custo do equipamento eletromecânico, turbina e gerador, é maior que o das turbinas convencionais, pela tecnologia e pelos processos de fabricação aplicáveis em termos de ajustes e vedações. Pela relação do Sistema de Informações do Potencial Hidrelétrico Brasileiro (SIPOT), sistema desenvolvido pela ELETROBRÁS – Centrais Elétricas Brasileiras S.A., podemos encontrar algumas dessas turbinas instaladas nos mais diversos estados brasileiros, de potências variando de 0,43 MW (Aripuanã.– MT –CEMAT) até 42 MW (Igarapava –SP/MG – CEMIG).

2.3 Escolha do Tipo de Turbina

A escolha da turbina a ser utilizada no aproveitamento é, entre outros fatores, determinada de acordo com a altura topográfica, a vazão disponível, o rendimento, a velocidade específica e o impacto ambiental da área de alagamento.

Para grandes alturas, as mais utilizadas são as turbinas Pelton (figura 9), pois reúnem um baixo consumo de água, com alta pressão. Enquanto que, para as menores, são utilizadas as do tipo Kaplan e Bulbo.

Na figura 9 podemos observar que para a vazão de 6 m³/s e altura útil de 720m, a turbina Pelton é a melhor opção. Porém para a mesma vazão e com altura útil de 400m pode-se utilizar a Pelton ou a Francis, o que definirá, entre uma ou outra, são as condições ambientais e econômicas.

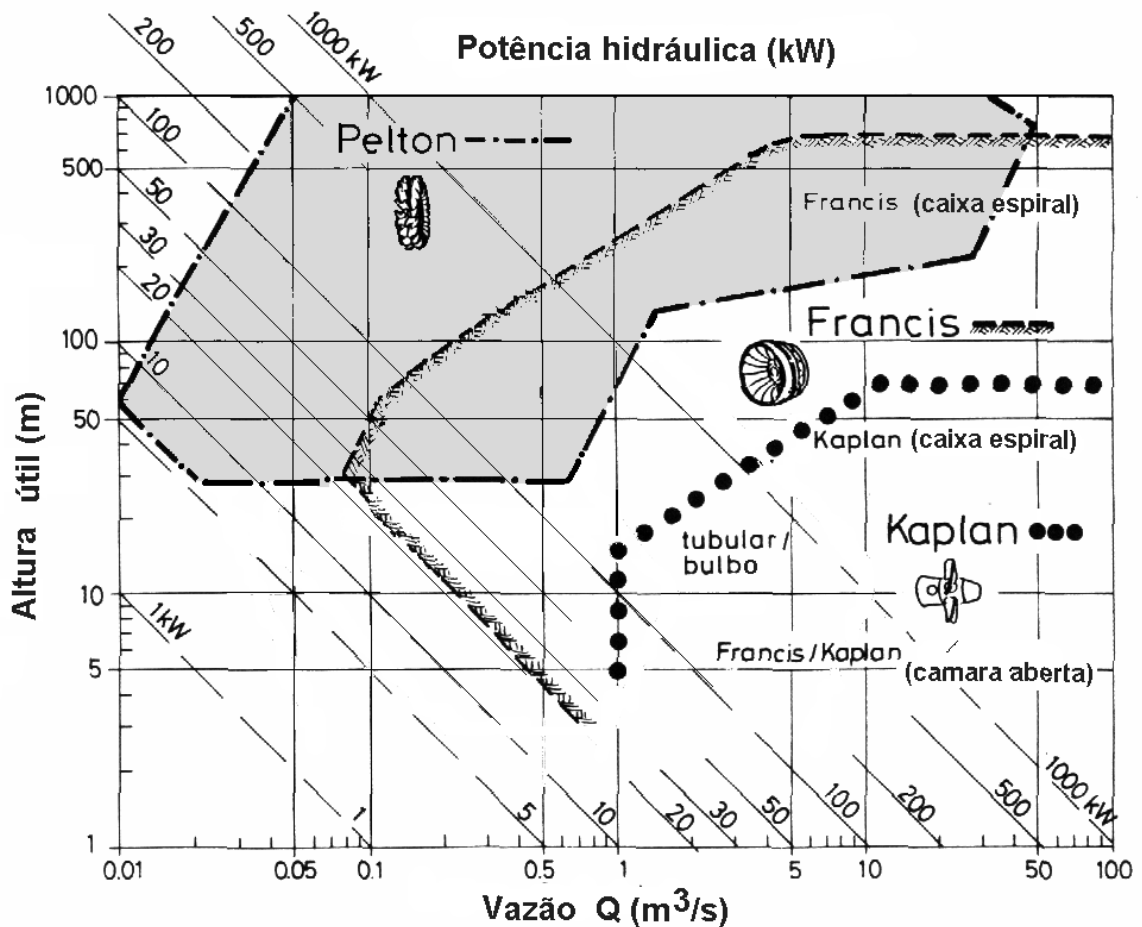


Figura 9 - Gráfico Altura x Vazão
 (<http://meusite.mackenzie.com.br> e modificado pelo autor para
 destacar as turbinas Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo)

2.4 Algumas Usinas Hidrelétricas com Turbinas Pelton no Brasil

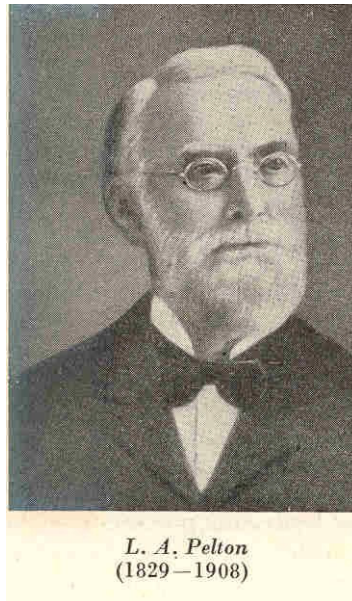
No Brasil existem poucas usinas utilizando o sistema Pelton (tabela 1), elas precisam de grandes quedas de água e reservatórios de média capacidade, em comparação aos grandes reservatórios para as turbinas Francis. Somente na Serra do Mar existem encostas com diferenças de altura com mais de 300 metros. Nestes locais os recursos hídricos são pequenos. No caso da usina Henry Borden, em Cubatão, houve a necessidade de reverter o curso do canal Pinheiros para uma capacidade total de 889 MWh.

Tabela nº 1 – Características de algumas usinas (Simone, 1994)

APROVEITAMENTO	Nº DE TURBINAS	DESNÍVEL H _{TOP} (m)	VAZÃO m ³ /s	LOCAL (Estado)
Cubatão I	9	720	12,0	São Paulo
Cubatão II	6	684	12,7	
Parigot de Souza	4	715	10,0	Paraná
Fontes	5	310	6,3	Rio de Janeiro
Macabu	5	317	1,3	

2.5 Turbinas Hidráulicas Tipo Pelton

2.5.1 Lester Allan Pelton



Mineiro e inventor estadunidense nascido em Vermillion, Ohio, que patenteou (1880) a famosa turbina Pelton. Com a idade de 20 anos foi para a Califórnia, EUA, onde comprou (1864) um moinho em Camptonville, Yuba County. Trabalhando em Camptonville, iniciou experimentos com rodas d'água (1877), que o conduziram a invenção de um novo conceito de rodas d'água, baseadas no conceito chamado splitter. Aperfeiçoou os moinhos de água

com o emprego de caçambas-baldes, chegando a ganhar um prêmio da Universidade da Califórnia com um modelo construído para esta instituição. Começou a pesquisar rotores e, seu primeiro invento, que colocou em funcionamento, foi usado para fazer funcionar a máquina de costura de sua esposa, em Camptonville. Fundou então a Allan Machine Shop and Foundry em Nevada City, onde fabricou rotores de vários tipos e tamanhos, os quais foram feitos e testados, e recebeu sua primeira patente (1880) pelo invento da turbina Pelton, figura 10.

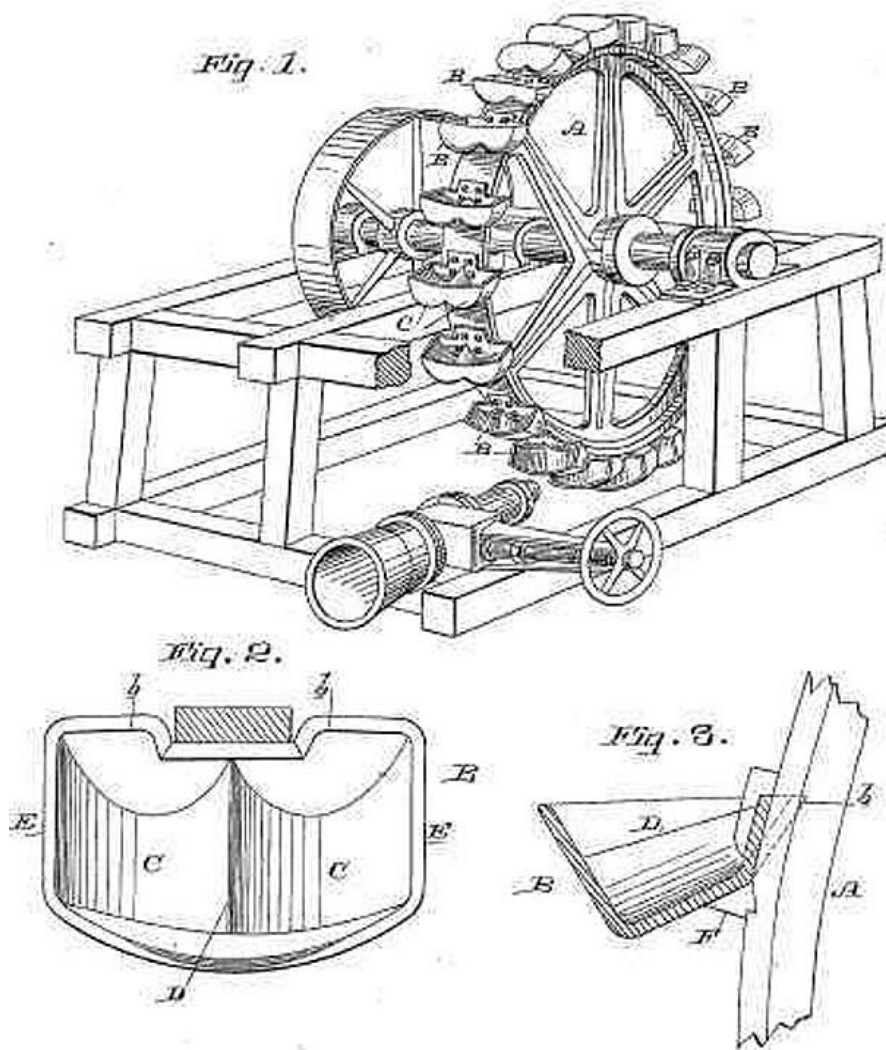


Figura 10 – Desenho patenteado da turbina Pelton
 (<http://inventors.about.com>)

A turbina Pelton era de um, dois, quatro ou seis jatos de água cilíndricos sobre as pás do rotor, denominada de Turbina Pelton ou Roda Pelton, como assim passou a se chamar, do

tipo de ação ou tangenciais. Nas turbinas Pelton, o distribuidor difere-se dos outros modelos, por não se tratar de uma pá, mas sim de um bico, regulado por uma agulha, o qual incide um jato de água cilíndrico sobre as pás do rotor. Em cerca de 15 anos, seus rotores já eram usados em usinas ao redor de todo o mundo, e, com o enorme crescimento da empresa, mudou, em 1898, suas instalações para San Francisco, sob o nome de Pelton Water Wheel Company. Vendeu seus direitos para outras empresas e tornou-se consultor de uma companhia fundada por ele próprio, para ser dona de suas patentes e fabricar seus modelos. Ganhou também uma condecoração do Franklin Institute, Medalha Elliott Cresson, por sua contribuição ao progresso da ciência. Morreu em 1908 na cidade de Oakland, California. (UFCG, 2007).

2.5.2 Operação de uma Turbina Pelton

As turbinas de ação tipo Pelton operam com um ou mais injetores que dirigem um jato de água contra as conchas do rotor. Uma turbina que possua um só injetor ganha em simplicidade e em custos, porém as conchas possuem dimensões maiores e limitam o número delas no perímetro da roda. Quando o número de injetores cresce, as conchas possuem dimensões menores, sendo possível a instalação de um número maior ou a redução no diâmetro da roda.

Foram realizados vários experimentos com rotores Pelton, nos mais variados aproveitamentos, e foi estabelecida uma relação entre o raio do rotor e o diâmetro do jato. Essa relação não deve ser menor que 8:

$$m = \frac{R(\text{rotor})}{d(\text{jato})} \geq 8$$

Já o pesquisador Gerber determinou, experimentalmente, relação entre a altura topográfica H_{TOP} e o mínimo valor para o coeficiente m , conforme tabela 2.

Tabela 2 – Valores mínimos para o coeficiente m em função da altura topográfica

H_{TOP}	400	500	600	750	1000	1500	2000
m (mínimo)	8	9	10	11	14	19	24

Com H_{TOP} igual a 720m, as turbinas dos geradores 1 e 2 têm valor de m igual a 11.

2.5.3 Rotor da Turbina Pelton

O rotor (ou rotores) de uma turbina Pelton é constituído de uma coroa circular, ao redor da qual são fixadas, por parafuso ou rebites, as Pás ou Conchas. Essas conchas têm formato de uma colher dupla (figura 11). Tudo se passa como se duas colheres fossem soldadas lado a lado, formando um septo central. O jato de água é recebido exatamente nessa linha divisória entre as duas colheres, e se divide em duas metades, desenhando, cada um, um arco de pouco mais de 120° , contrabalançando, mutuamente, os empuxos axiais provenientes de cada ramo do jato, pela mudança de direção de cada metade do referido, figura 12.

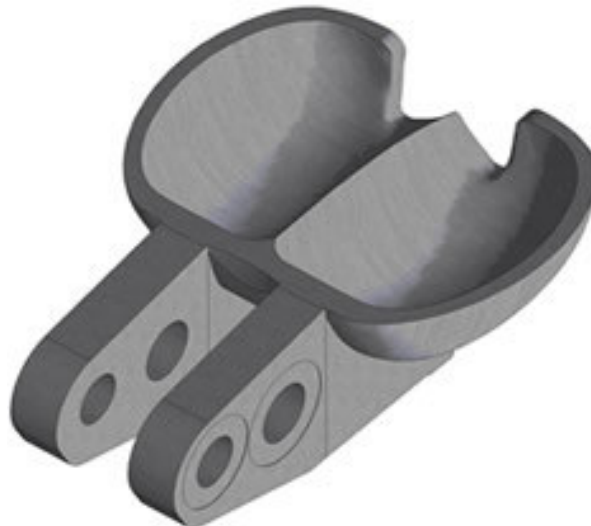


Figura 11 – Concha de uma turbina Pelton
(www.topomatika.hr)

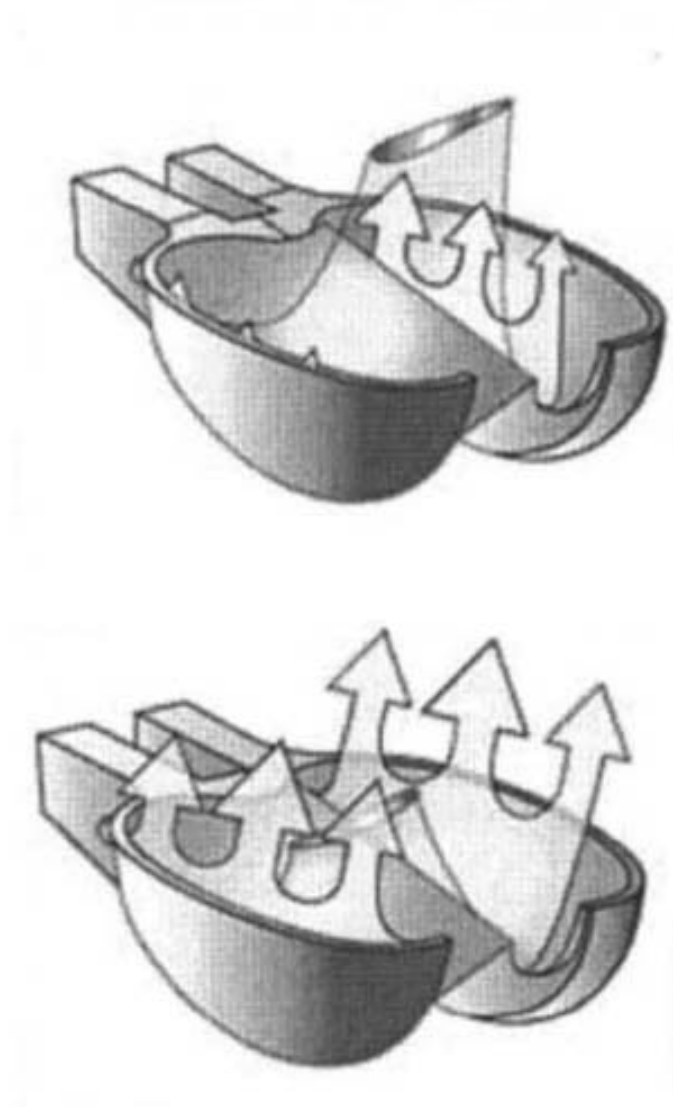


Figura 12 – Evolução do fluxo na concha
(Journal of Fluids Engineering)

Outro fator importante é o ângulo do jato em relação à concha, pois o fluxo da água na concha pode alterar o rendimento da turbina e causar uma má distribuição dos esforços na concha, levando o material à fadiga e ao aparecimento de descontinuidades lineares (trincas).

A VATECH Hydro Ltda. realizou uma investigação numérica e experimental no fluxo de água nas conchas em relação ao ângulo de rotação do rotor (figura 13). Neste estudo, são analisadas algumas posições, a distribuição do fluxo e a distribuição dos esforços nas conchas.

O objetivo foi analisar a distribuição de esforços nas conchas (torques) e a saída da água nas diferentes posições do jato.

A distribuição homogênea dos esforços nas conchas e uma boa saída da água determinam o rendimento da turbina.

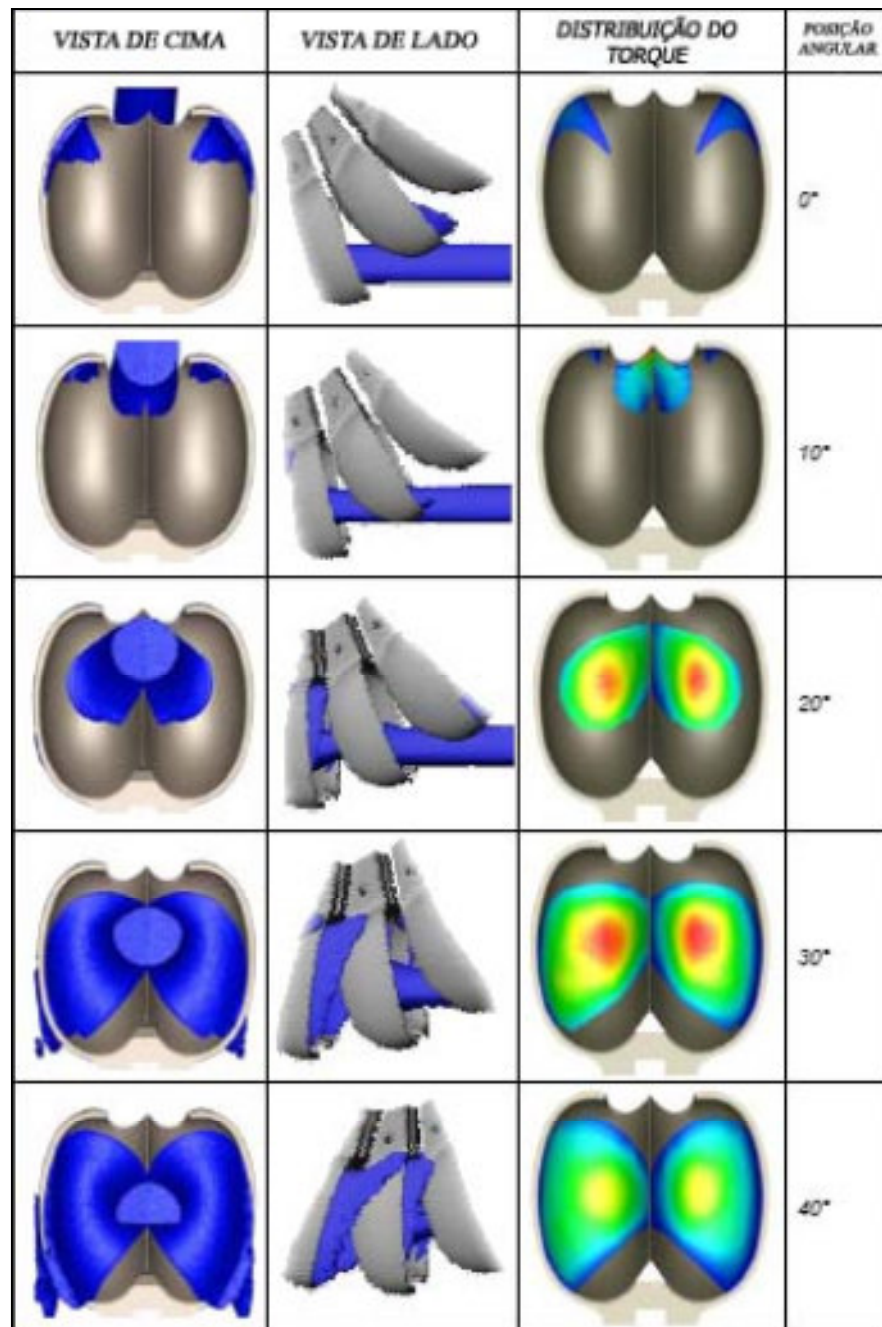


Figura 13 – Evolução do fluxo em função do ângulo de rotação da turbina
(Symposium on Hydraulic Machinery and Systems)

2.5.4 Injetor da Turbina Pelton

Injetor é a parte de um conduto, construído de tal modo, que a velocidade cresce no sentido do escoamento. Desta definição concluímos que o injetor é um elemento que serve para transformar energia potencial em energia cinética.

A figura 14 mostra um desenho em corte dos injetores principal (acima) e auxiliar dos Geradores 1 e 2 da Usina Henry Borden, com suas respectivas agulhas, elementos reguladores de vazão. Estes injetores permitem que seja mantida uma baixa velocidade na tubulação forçada, o que proporciona uma baixa perda (0,01%), permitindo a transformação de praticamente toda energia potencial disponível em energia cinética e alto rendimento, apesar da forte aceleração sofrida pelo escoamento.

A vazão é controlada pela agulha instalada dentro do injetor, e tem o movimento controlado pelo servomotor do regulador de velocidade da unidade geradora. A movimentação da agulha aumenta ou diminui o diâmetro do jato e, desta forma, varia a potência transferida para turbina.

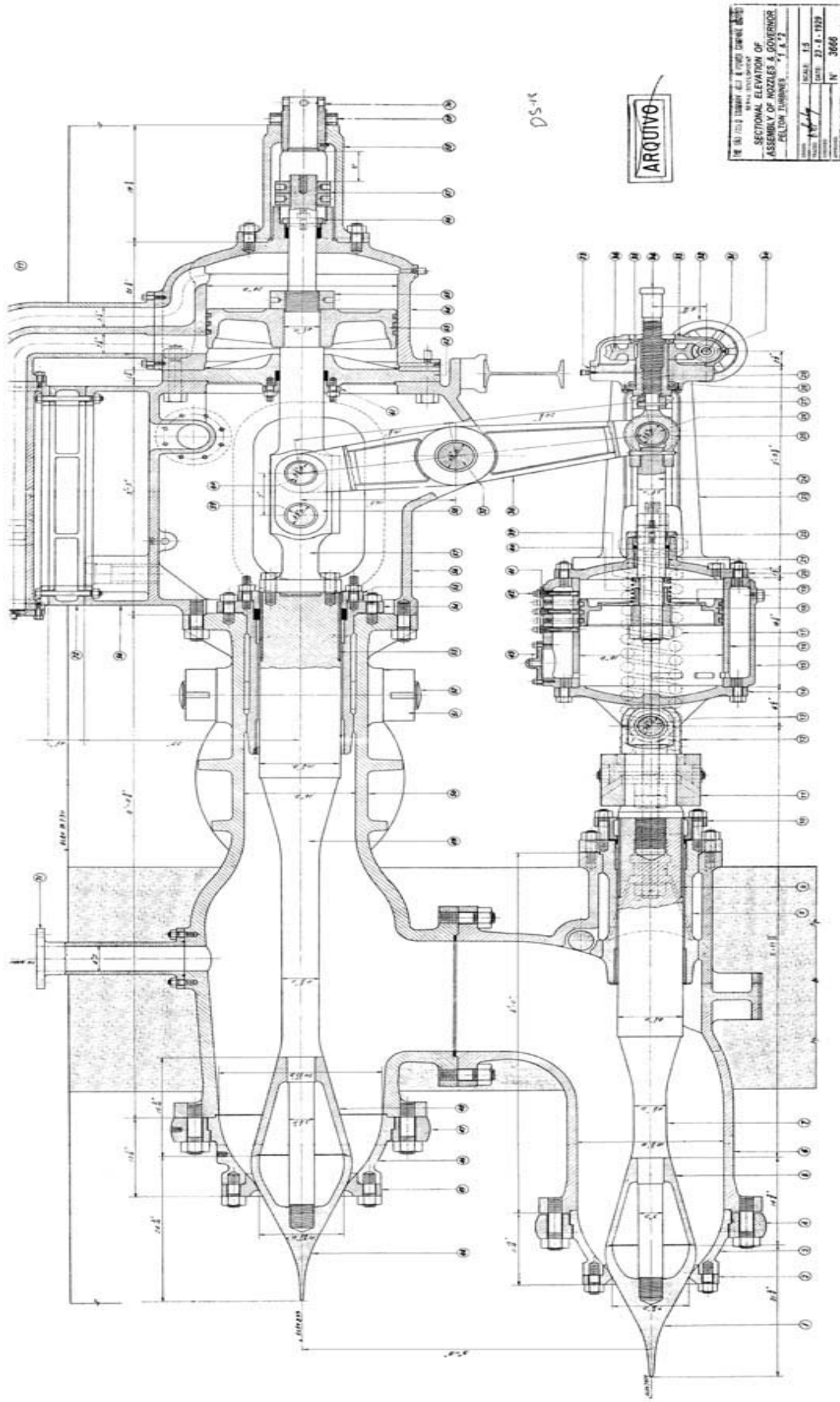


Figura 14 - Detalhe dos Injetores Principal (acima) e Auxiliar dos Geradores 1 e 2 da Usina Henry Borden (Light, desenho n° 3666)

2.5.5 Dimensionamento dos Injetores para Fluidos Incompressíveis

2.5.5.1 Equação da Energia de Bernoulli

O estudo dinâmico e cinemático dos injetores é feito através da equação de energia de Bernoulli:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z = E \quad (4.1)$$

sabendo-se que,

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

temos:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = H \quad (4.2)$$

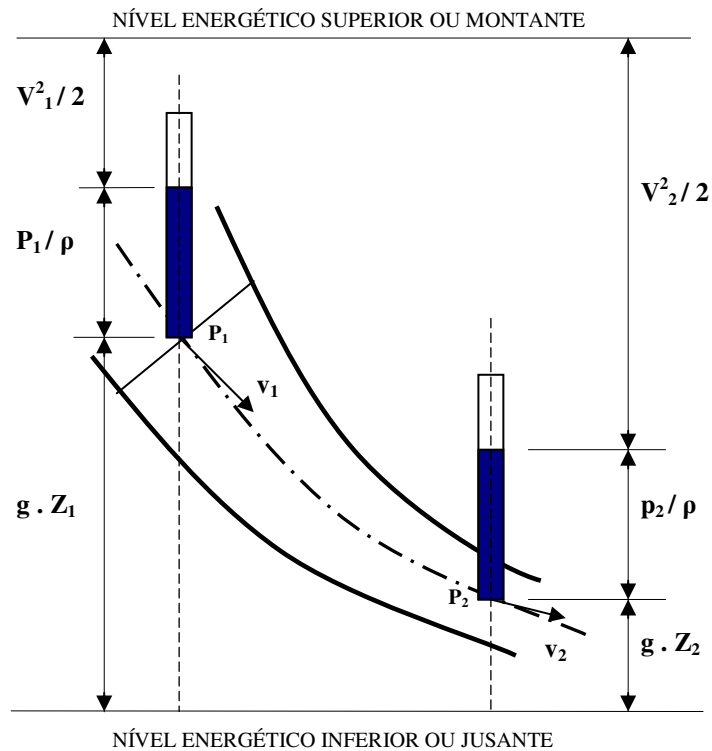


Figura 15 – Níveis de energia em um escoamento

Com a equação 4.2 é possível calcular a energia específica no injetor, sem considerar as perdas:

$$E = H \cdot g$$

$$E = 719,51 \cdot 9,81 = 7.058,40 \text{ J/kg}$$

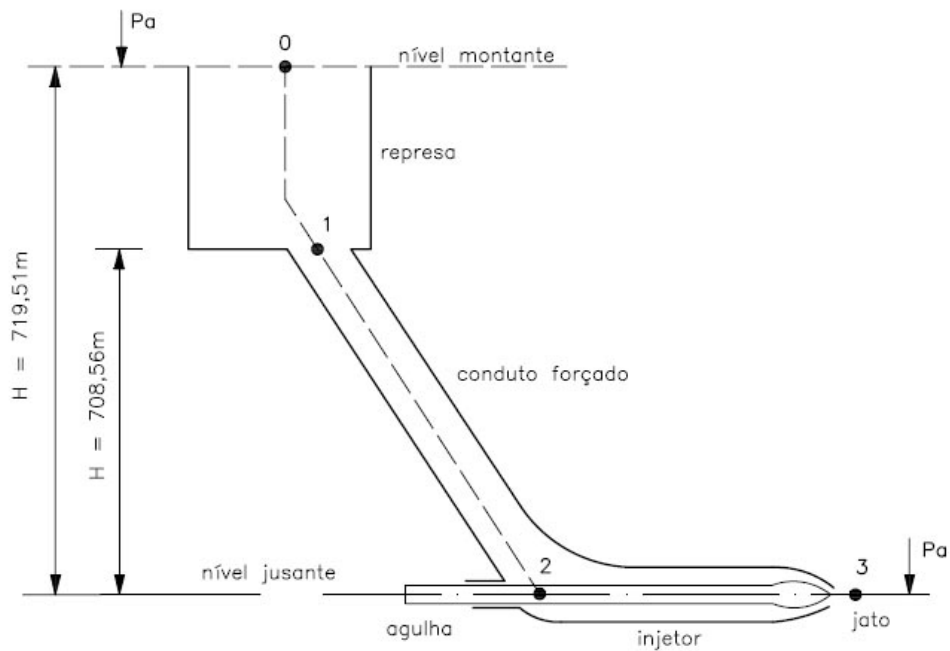


Figura 15 – Usina Henry Borden

Considerando o nível de montante constante e o fluido incompressível:

$p_a = p_3$ e $Z_3 = 0$, calcula-se a velocidade da água na saída do injetor:

$$v_3 = \sqrt{2.E} = 118,81 \text{ m/s}$$

2.5.5.2 Diâmetro do jato

$$Q = S_3 \cdot v_3 \Rightarrow D = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{v_3 \pi}}$$

$D = 0,2596 \text{ m}$ ou 260 mm \longleftrightarrow Injetores 1 e 2 com $D = 273 \text{ mm}$

Capítulo 3 – Usina Henry Borden

A construção da Usina Henry Borden (figura 16) foi iniciada em meados de 1920 e o projeto original, concebido pelo Eng^o Asa White Kenney Billings, resultou na formação do reservatório Billings, localizado na região do planalto, área metropolitana da cidade de São Paulo, e com capacidade de 1,2 bilhões de metros cúbicos, por meio de um arrojado projeto de engenharia, possibilitando lançar as águas da bacia do Tietê na Billings mediante a reversão do curso natural do sinuoso Rio Pinheiros, com a utilização de bombas de recalque reversíveis, instaladas nas usinas elevatórias de Traição (rotor Kaplan) e de Pedreira (rotor Francis), permitindo a geração máxima de 889 MW/h.

Do Reservatório Billings as águas são encaminhadas por gravidade ao reservatório do Rio das Pedras, onde estão localizadas as tomadas de água para as adutoras das turbinas. Entre o Reservatório Billings e o Reservatório Rio das Pedras há a Barragem Reguladora Billings-Pedras, que tem a finalidade de controlar o nível do Reservatório Rio das Pedras.

No sopé da Serra do Mar foram instaladas duas usinas de alta queda (720 metros): a Usina Externa, com oito Unidades Geradoras horizontais (tabela 3), e a Usina Subterrânea, com seis Unidades Geradoras verticais (tabela 3), ambas com turbinas de ação tipo Pelton. A primeira Unidade Geradora da Usina Externa foi inaugurada em 10 de outubro de 1926, e as outras sete unidades foram inauguradas até 1950, totalizando uma capacidade total de 469 MW. A Usina Subterrânea entrou em operação em 1956, com uma capacidade total de 420 MW. A Usina Henry Borden, após a construção total, tornou-se a maior Usina Geradora da América Latina (889 MW).

As águas, provenientes da geração, são encaminhadas por dois canais de fuga ao Rio Cubatão. A vazão total, quando a usina está em carga máxima é de aproximadamente 160 m³/s.



Figura 16 – Localização geográfica da Usina Henry Borden (Google Earth)

Tabela 3 – Características Técnicas dos Geradores da Usina Henry Borden

GERADOR	INÍCIO DE OPERAÇÃO	FABRICANTE	FREQ. (HZ)	POTÊNCIA ATIVA (MW)	POTÊNCIA APARENTE (MVA)	FATOR DE POTÊNCIA
1	10/10/1926	G.E.Co.	60	40	47,00	0,85
2	07/04/1927	G.E.Co.	60	35	41,20	0,85
3	04/01/1936	G.E.Co.	60	65	76,50	0,85
4	17/04/1947	G.E.Co.	60	68	80,00	0,85
5	02/08/1938	G.E.Co.	60	65	76,50	0,85
6	21/04/1948	G.E.Co.	60	66	77,65	0,85
7	21/12/1938	G.E.Co.	60	65	76,50	0,85
8	07/06/1950	G.E.Co.	60	65	76,50	0,85
S.E.	15/09/1941	OERLIKON	60	2,97	3,50	0,85
Seção Subterrânea						
11	19/03/1956	CGE	60	70	82,00	0,85
12	22/03/1956	CGE	60	70	82,00	0,85
13	02/04/1956	CGE	60	70	82,00	0,85
14	26/04/1956	CGE	60	70	82,00	0,85
15	21/03/1960	WEST.Co.	60	70	82,00	0,85
16	11/10/1961	WEST.Co.	60	70	82,00	0,85

Os condutos forçados das Unidades Geradoras da Usina Externa possuem 2.027,50m de comprimento, por 1,30m de diâmetro médio. A Usina Subterrânea possui um conduto forçado de 1.432m de comprimento, por 3,25m de diâmetro, encravado no maciço rochoso da

serra. As Unidades Geradoras foram instaladas numa caverna com 120m de comprimento, 21m de largura e 39m de altura, também no maciço rochoso.

No início do século XX, a tecnologia para construção de grandes usinas com sistema Pelton estava apenas começando (item 2.1). Na Usina Henry Borden é possível ver toda a cronologia deste desenvolvimento. Por exemplo, as Unidades Geradoras foram construídas em grupos, sendo que cada grupo tem características construtivas diferentes, principalmente nos reguladores de velocidade, que é o foco desta dissertação.

2.1 Unidades Geradoras 1 e 2 da Usina Henry Borden

As Unidades Geradoras 1 e 2 da Usina Henry Borden possuem eixos horizontais com dois rotores tipo Pelton e um injetor para cada turbina. São da década de 20, e grande parte de suas peças é original. Possuem reguladores de velocidade mecânicos, com correia e conjunto centrífugo.

Devido à época do projeto, esses geradores não possuem defletores de jato. A proteção do gerador e do conduto forçado é feita pelas agulhas de segurança (figura 17 - “B”), pelas juntas de dilatação e por uma válvula ventosa, em cada conduto forçado. Esta agulha tem a finalidade de desviar o jato, em caso de rejeição de carga, possibilitando o fechamento imediato da agulha principal (figura 17 - “A”), evitando, desta forma, o golpe de aríete.

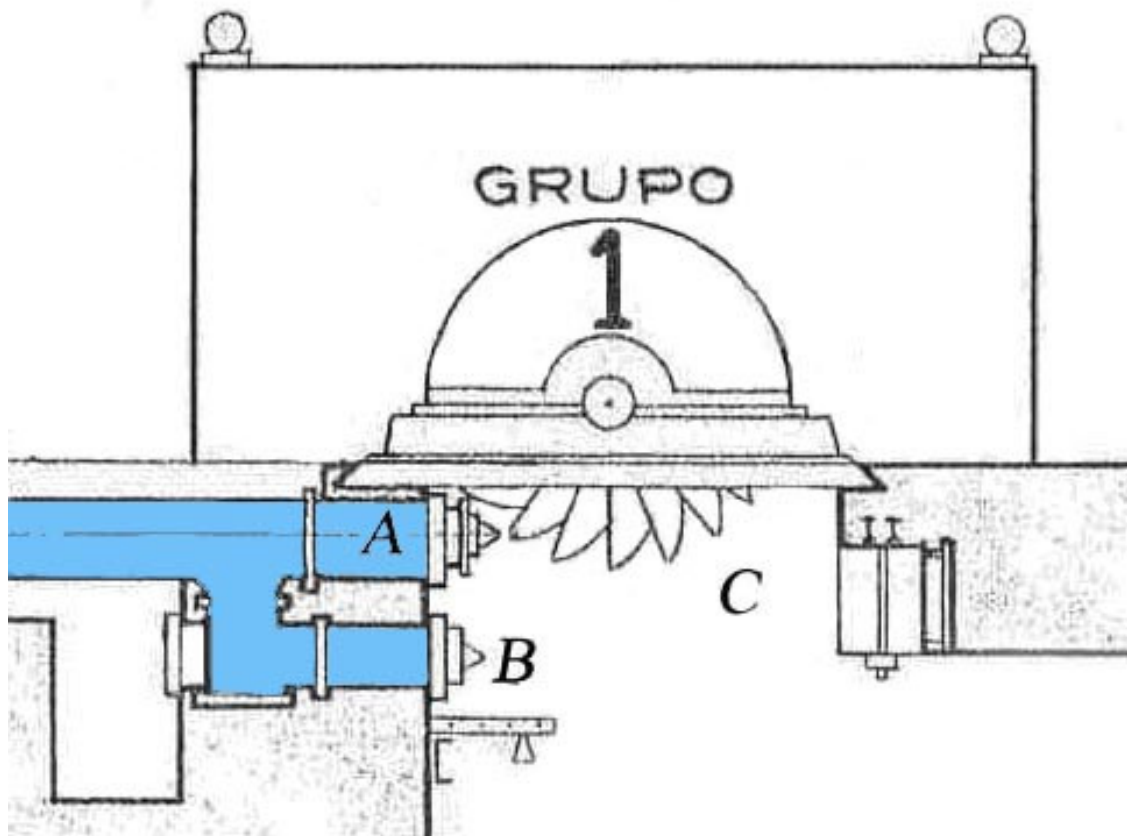


Figura 17 – Detalhe dos injetores principal (A) e o auxiliar (B)

Houve, no passado, uma discussão em torno da possibilidade de retirar a agulha de segurança (figura 17 - “B”) e instalar defletores de jato. Algumas correntes não aprovaram a idéia porque não há espaço físico, pois seriam necessárias muitas modificações no conjunto. Outras correntes defendiam uma reforma no servo motor da agulha de segurança, porém também não há condições deste conjunto operar com um novo sistema computadorizado.

Em 1990, a Unidade Geradora nº 1 (figura 18) foi repotenciada e houve um ganho de 5 MW, e sua potência ativa passou de 35 para 40 MWh.

Na figura 18 é possível observar o injetor principal (A), o injetor auxiliar (B) e a turbina (C).

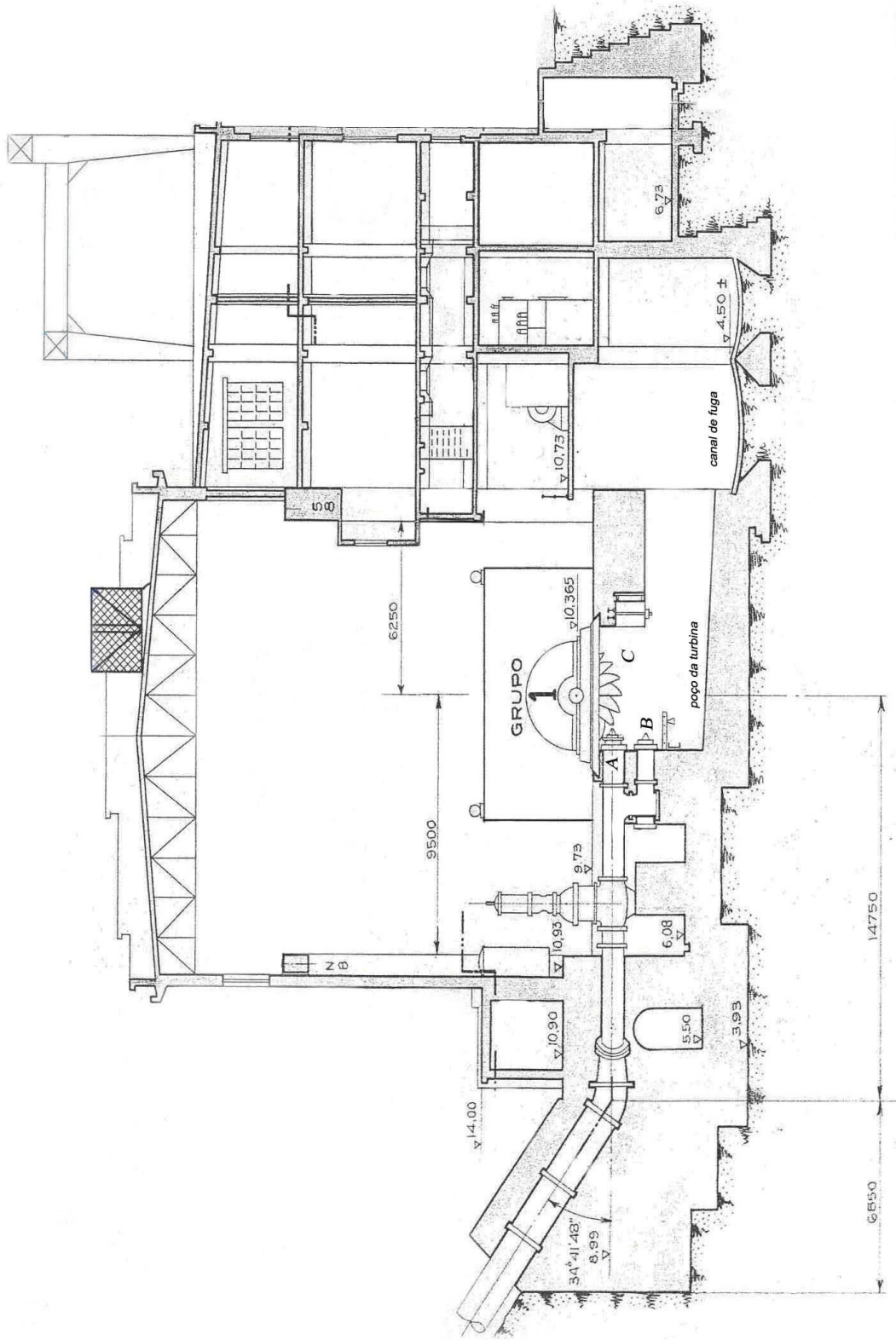


Figura 18 – Perfil do Gerador 1 da usina Henry Borden

A tabela 4 mostra alguns dados técnicos das Unidades Geradoras 1 e 2. Todos os dados foram retirados do Manual de operação em estruturas hidráulicas da usina Henry Borden.

Tabela 4 – Características das Turbinas Hidráulicas dos Geradores 1 e 2

Marca	CHARMILLES	
Tipo	PELTON	
Posição	DUPLA HORIZONTAL	
Rotação	360 RPM	
Desnível Utilizável	718,50 m	
Nível máximo operativo	719,51 m	
Perdas de carga no sistema de adução	1,01 m	
Rendimento do sistema de adução	99,86 %	
Consumo Máximo de água - m ³ /s	6,29	
Potência de Saída por Rotor	Nominal - HP	28.000
	Máxima - HP	30.500

Capítulo 4 - Sistema de Adução

O sistema de adução dos Geradores 1 e 2 é composto pelo reservatório Rio das Pedras, que tem capacidade para $49,17 \times 10^6 \text{ m}^3$, daí as águas são encaminhadas, por gravidade, para o conduto forçado pelo túnel “B” (figura 19) com 4,60 metros de diâmetro e 527,50 metros de comprimento. Deste túnel, são encaminhadas pelo conduto forçado por aproximadamente 1.500 metros (figura 20).

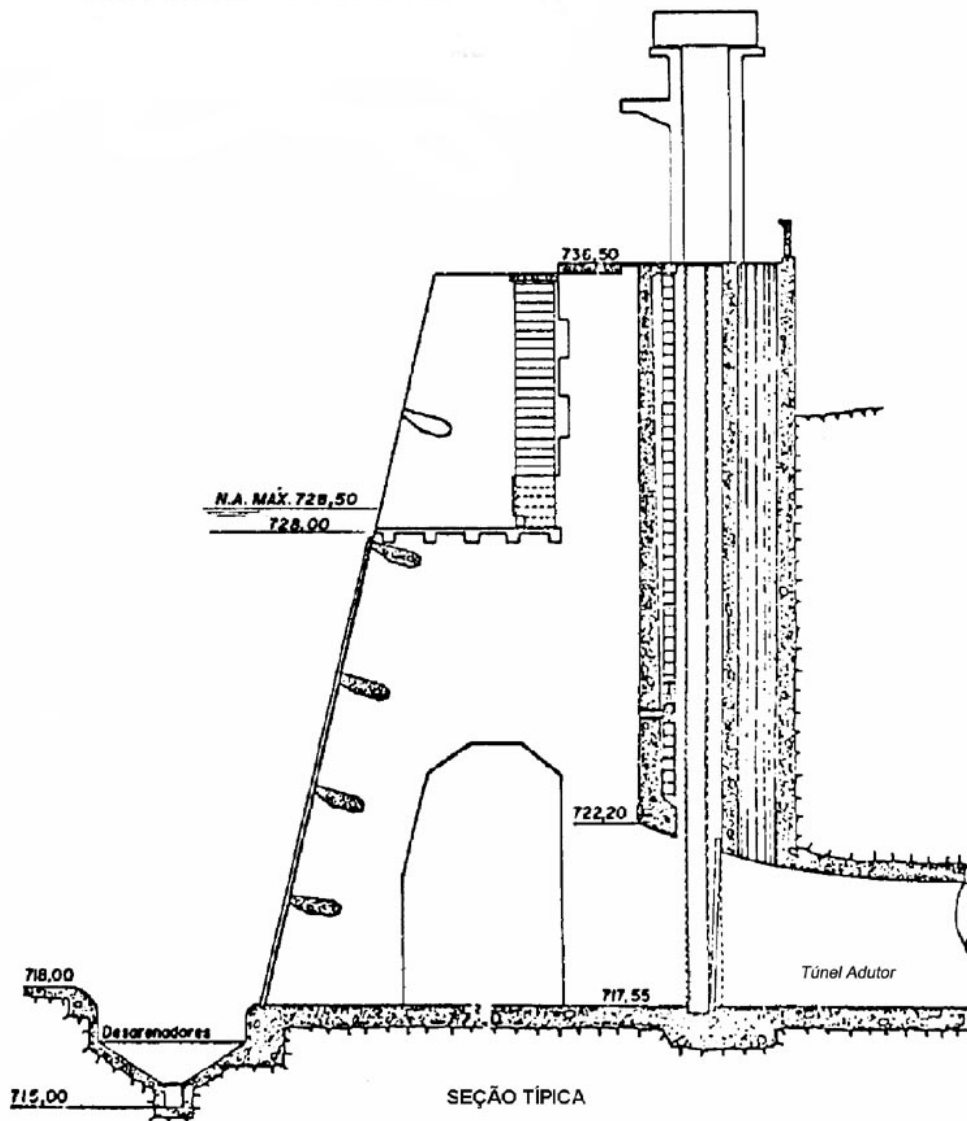


Figura 19 – Tomada de Água “B” – alimentação das unidades 1 e 2

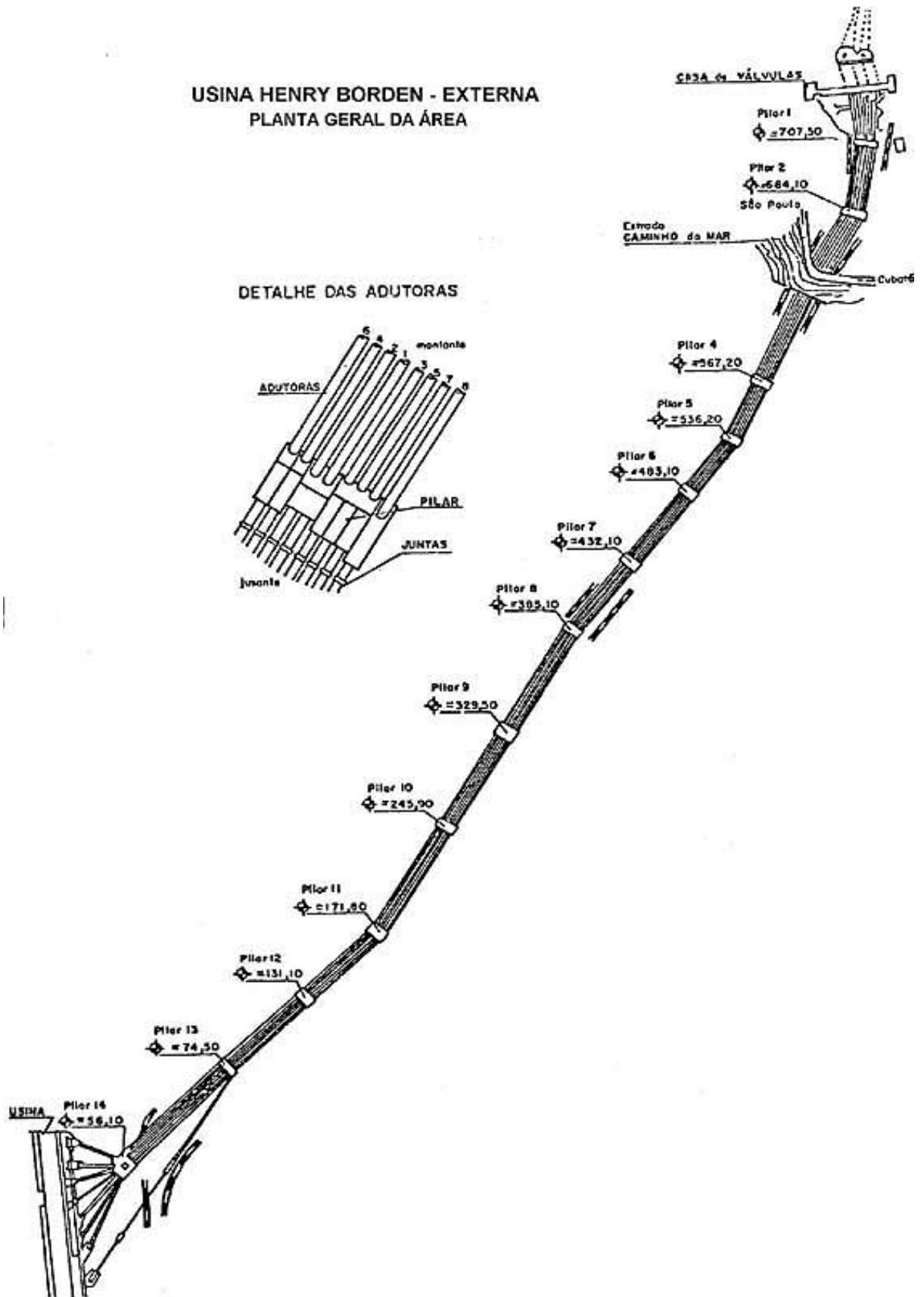


Figura 20 – Detalhe dos Conduitos Forçados da Usina Externa

Como o conduto forçado possui diâmetros diferentes, é conveniente calcularmos o comprimento equivalente (Parmakian, 1955). Para efeito de cálculo, o conduto forçado possui área igual a A_1 e comprimento igual a L_{equiv} (vide tabela 5).

O conduto forçado tem início na extremidade jusante (injetor) e comprimento equivalente calculado pela seguinte fórmula:

$$L_{equiv} = L_1 + \frac{L_2 \times A_1}{A_2} + \frac{L_3 \times A_1}{A_3} + \frac{L_4 \times A_1}{A_4} + \frac{L_5 \times A_1}{A_5} \quad (5.1)$$

Tabela 5 – Valores para cálculo do L_{equiv}

Diâmetro - mm	Comprimento (L) do trecho - mm	Área (mm²)
L1 – 1100 (próximo ao injetor)	583108	950.303,75
L2 - 1250	623359	1.227.148,44
L3 - 1400	132282	1.539.335,00
L4 - 1550	237587	1.886.863,44
L5 – 4600 (próximo ao reservatório)	547000	16.618.535,00

O Comprimento equivalente é igual a 1.298.439,20 mm ou 1.300 metros (equação 5.1). Este será o comprimento equivalente (L) do conduto forçado nos cálculos do golpe de aríete e das características.

Os condutos forçados dos geradores 1 e 2 da Usina Henry Borden possuem válvulas ventosas (figura 21), as quais são importantes no enchimento da adutora, para retirar o ar da tubulação, e quando há o golpe de aríete. Nas variações de pressão, causadas pelas

oscilações dinâmicas, a ventosa permite a equalização da pressão atmosférica no interior do conduto, evitando a compressão do conduto.

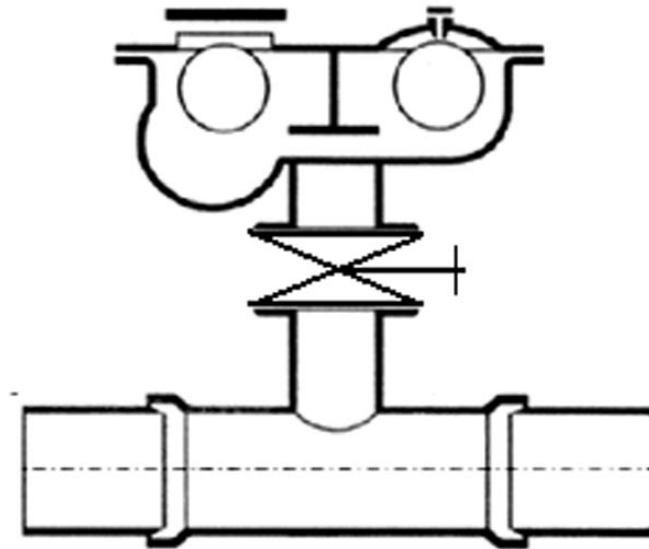


Figura 21 - Corte esquemático de uma ventosa dupla
(www.saint-gobain-canalizacao.com.br)

Capítulo 5 – Golpe de Aríete no Conduto Forçado

5.1 Descrição do Fenômeno do Golpe de Aríete

O golpe de aríete, no conduto forçado, pode ocorrer quando há retardamento no escoamento causado pelo súbito fechamento das agulhas principais, ou por desajuste dos componentes dos reguladores de velocidade. Dependendo da posição da agulha, este desajuste pode causar apenas a variação de massa. Porém, se estiver próxima ao bocal, haverá o fechamento repentino do fluxo, causando variações de pressão que são chamadas de “golpe de aríete”, em virtude do forte ruído que freqüentemente acompanha esses fenômenos.

Quando o gerador está em carga máxima, com vazão de $6,29 \text{ m}^3/\text{s}$, e há uma rejeição de carga, as agulhas principais fecham repentinamente (4,5s com 50% de abertura), e simultaneamente as agulhas auxiliares abrem e drenam a pressão, devido à velocidade de fechamento da agulha principal. Com jato desviado da turbina, a agulha auxiliar fecha num tempo maior (50s com 50% de abertura) e não interrompe, de forma repentina, o escoamento no conduto forçado que havia no instante anterior ao do fechamento da agulha principal.

Ao interromper o escoamento, repentinamente a vazão na agulha é reduzida. Com isso a carga de montante da agulha aumenta e provoca uma flutuação de alta pressão, que se propaga em direção ao reservatório, com velocidade de propagação de uma onda sonora a . Essa flutuação de pressão atua de modo a reduzir a velocidade do escoamento em todo o conduto forçado (1.300m). A descrição a seguir simula uma condição, na qual a agulha de segurança não operou, ou não existe, apenas para esclarecer o fenômeno.

Após o instante do fechamento ($t = 0$), há uma seqüência de eventos que surgem devido ao fechamento brusco da agulha principal. No instante do fechamento ($t = 0$), o fluido mais próximo da agulha é frenado e comprimido, e a parede do conduto se distende. Tão logo a primeira camada é comprimida, o processo repete-se com a camada adjacente. O fluido a

montante continua movendo-se para jusante, sem diminuição da velocidade, até que as camadas sucessivas tenham sido comprimidas em toda a extensão do conduto.

A alta pressão move-se para montante, como uma onda, freando o fluido à sua passagem, comprimindo-o e expandindo o conduto. Quando a onda atinge o início do conduto $t = 1,14s (L/aS)$, todo o fluido encontra-se sob a carga do reservatório (h), toda a quantidade de movimento foi eliminada e toda a energia cinética transformou-se em energia elástica.

Ocorre uma condição de desequilíbrio no início do conduto (reservatório), no instante de chegada da onda de pressão, já que a pressão no reservatório não se altera. O fluido começa a escoar de volta, principiando pela extremidade junto ao reservatório. Esse escoamento alivia a pressão até o valor normal reinante antes do fechamento, a parede do conduto volta ao seu normal, e o fluido assume a velocidade V_0 , dirigida para o sentido contrário. Este processo propaga-se para jusante, em direção ao injetor, à velocidade do som no conduto (a). No instante $t = 2,17s (2L/a)$ em que a onda chega ao injetor, às pressões voltaram ao normal em todo o conduto, e a velocidade em todos os pontos é V_0 , no sentido de montante.

Estando a agulha fechada, não há fluido disponível para manter o escoamento na seção do injetor, e uma baixa pressão se desenvolve ($-h$) de tal modo a parar o fluido. Essa onda de baixa pressão avança para montante à velocidade a , paralisa o fluido, ocasiona a sua expansão em virtude da pressão mais baixa, e permite que a parede do conduto se contraia. No instante em que a onda de pressão negativa chega à extremidade de montante do conduto, $3,25s (3L/a)$ após o fechamento, o fluido está em repouso, mas uniformemente à carga $-h$, menor que a de antes do fechamento. Isso deixa uma condição de desequilíbrio no reservatório, e o fluido move-se para o conduto, adquirindo a velocidade V_0 para jusante e devolvendo ao conduto e ao fluido as condições normais, enquanto a onda avança para

jusante com a velocidade a . No momento em que essa onda atinge o injetor, as condições são exatamente as mesmas que prevaleciam no instante do fechamento, $4,33s (4L/a)$ antes.

Esse processo é então repetido a cada $4,33s (4L/a)$. A ação do atrito do fluido e da elasticidade imperfeita do fluido e da parede do conduto, desprezadas até aqui, atuam no sentido de amortecer a vibração e finalmente trazer o fluido a um repouso permanente.

5.2 Carga Hidráulica sobre o Conduto Forçado

A carga hidráulica que incide sobre a adutora é a soma da altura topográfica do aproveitamento, medida em metros de coluna de água, e a sobre pressão causada pela incidência do golpe de aríete, também representada em coluna de água.

A condição mais desfavorável é quando a turbina está com vazão máxima e há uma interrupção brusca. Nesta condição há uma solicitação mecânica na adutora, no trecho mais próximo do injetor. As variações causadas pelo golpe de aríete podem chegar a valores bem superiores aos das condições normais (até 70% acima da pressão normal).

Outra condição que pode aumentar a carga hidráulica na adutora é quando o gerador está sendo preparado para sincronismo. Nesta condição, quando o injetor abre e fecha para manter a rotação em 360 rpm, se o regulador de velocidade estiver com folga ou sem manutenção, podem ocorrer ondas de pressão contrárias ao fluxo, devido às variações de velocidades de abertura e fechamento da agulha.

5.3 Equações Diferenciais para o Cálculo do Golpe de Aríete

Duas equações básicas da mecânica são aplicadas a um curto trecho de fluido num conduto para a obtenção das equações diferenciais do movimento transitório: a segunda lei do movimento de Newton e a equação da continuidade. As variáveis dependentes são a pressão p e a velocidade média V numa seção transversal. As variáveis independentes são a distância x , medida ao longo do conduto, desde a extremidade de montante e o tempo t ; portanto,

$p = p(x, t)$, $V = V(x, t)$. O efeito do módulo de Poisson não será considerado nesta dedução. Para condutos com juntas de expansão, ele não entra na dedução. O atrito é considerado como proporcional ao quadrado da velocidade.

5.4 Equação do Movimento

Para aplicação da segunda lei do movimento de Newton ($F = m.a$), adota-se, como sistema isolado, o elemento do fluido situado entre dois planos paralelos afastados entre si de δx e normais ao eixo do conduto (figura 22).

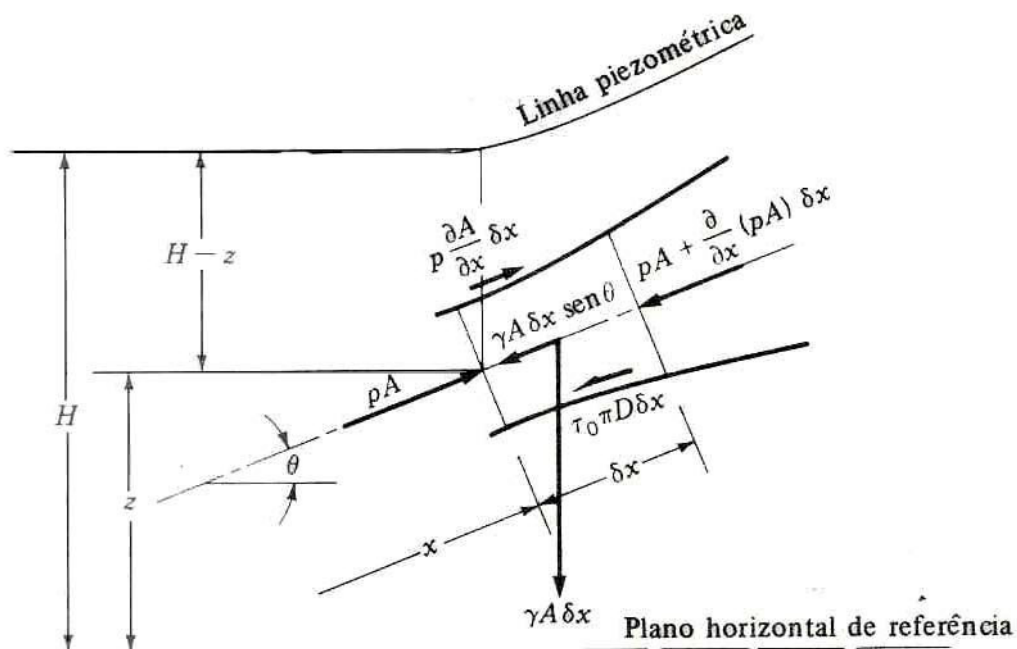


Figura 22 – Diagrama do sistema para dedução da equação do movimento

Deduzindo:

$$pA - \left[pA + \frac{\partial}{\partial x} (pA) \delta x \right] + p \frac{\partial A}{\partial x} \delta x - \gamma A \delta x \cdot \text{sen} \theta - \tau_0 \cdot \pi \cdot D \cdot \delta x = \rho \cdot A \cdot \delta x \frac{dV}{dt} \quad (6.1)$$

Dividindo-se ambos os membros pela massa do elemento $\rho A \delta x$ e simplificando,

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \cdot \text{sen} \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dV}{dt} \quad (6.2)$$

Nos escoamentos turbulentos em regime permanente, $\tau_0 = \frac{\rho f V^2}{8}$. Faz-se a hipótese de que o atrito, no escoamento em regime variável, seja idêntico ao do escoamento em regime permanente. Dai, a equação do movimento transforma-se em:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \cdot \text{sen} \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6.3)$$

Como o atrito se opõe ao movimento, V^2 é expresso por $V|V|$ para introduzir o sinal adequado. Com a expansão do termo da aceleração,

$$\frac{dV}{dt} = V \cdot \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \quad (6.4)$$

Nas aplicações do golpe de aríete, o termo $V \frac{\partial V}{\partial x}$ geralmente é muito menor que $\frac{\partial V}{\partial t}$; por isso ele será omitido, ficando

$$L_1 = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \cdot \text{sen} \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6.5)$$

5.5 Equação da Continuidade

A equação da continuidade para regime variável é aplicada ao volume de controle da figura 23,

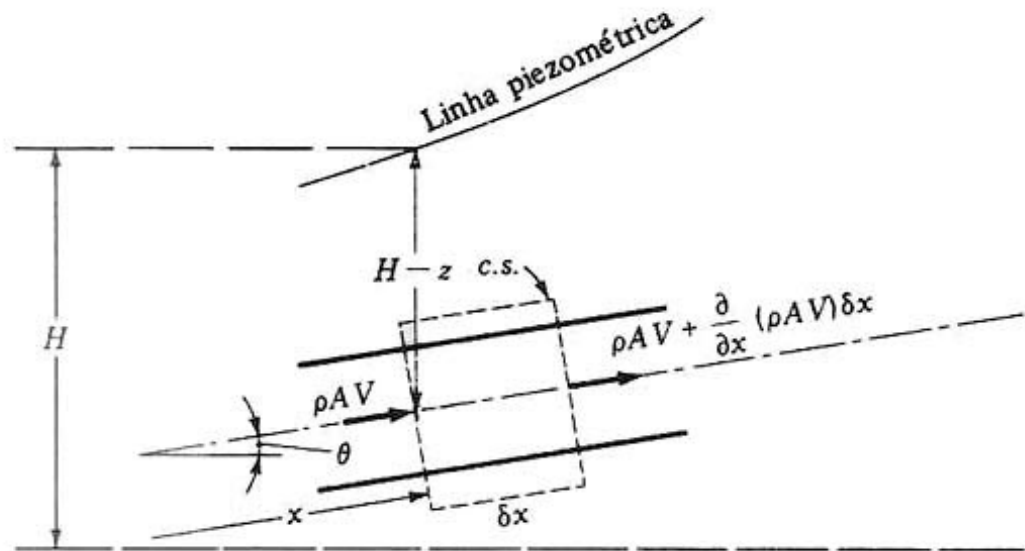


Figura 23 – Volume de controle para dedução da equação da continuidade

$$-\frac{\partial}{\partial x}(\rho AV) \cdot \delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A \delta x) \quad (6.6)$$

onde δx não é função t . Após o desenvolvimento da equação e a divisão de todos os termos pela massa $\rho A \delta x$,

$$\frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6.7)$$

Os dois primeiros termos são a derivada total $(\frac{1}{A}) \frac{dA}{dt}$ e os dois seguintes são a derivada total $(\frac{1}{\rho}) \frac{d\rho}{dt}$, resultando:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6.8)$$

O primeiro termo refere-se à elasticidade da parede do tubo e à sua taxa de deformação com a pressão; o segundo, leva em conta a compressibilidade do líquido.

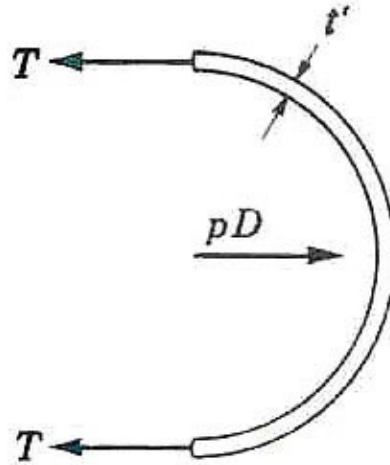


Figura 24 – Força na parede do conduto forçado

Quanto à elasticidade da parede do tubo, a velocidade de alteração da força de tração por unidade de comprimento (figura 24) é $\left(\frac{D}{2}\right) \cdot \frac{dp}{dt}$, quando dividida pela espessura da parede t' , obtém-se a velocidade de alteração da tensão $\left(\frac{D}{2t'}\right) \cdot \frac{dp}{dt}$; quando esta é dividida pelo módulo de elasticidade, ou de Young, do material da parede, obtém-se a velocidade de aumento da elongação $\left(\frac{D}{2t'E}\right) \cdot \frac{dp}{dt}$. A multiplicação pelo raio $D/2$ fornece a velocidade de deformação radial; finalmente, multiplicando-se pelo perímetro $\pi \cdot D$, a velocidade de aumento da área é obtida:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{D}{2t'E} \cdot \frac{dp}{dt} \cdot \frac{D}{2} \cdot \pi \cdot D \quad (6.9)$$

e, conseqüentemente,

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{t'E} \frac{dp}{dt} \quad (6.10)$$

Pela difinição do módulo de elasticidade volumétrica do fluido,

$$K = -\frac{dp}{dv/v} = \frac{dp}{d\rho/\rho} \quad (6.11)$$

e a divisão da velocidade de alteração da massa específica, pela massa específica, fornece:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (6.12)$$

Considerando as Equações (6.10) e (6.12), a Equação (6.8) fica:

$$\frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \left(1 + \frac{K}{E} \frac{D}{r'} \right) + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6.13)$$

É conveniente que as constantes dessa equação sejam expressas sob a forma:

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + (K/E)(D/r').c_1} \quad (6.14)$$

na qual c_1 é a unidade para condutos com juntas de dilatação. A equação (6.13) torna-se agora:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6.15)$$

Desenvolvendo dp/dt ,

$$\frac{dp}{dt} = V \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (6.16)$$

Novamente, para as aplicações do golpe de aríete, o termo $V \frac{\partial p}{\partial x}$ normalmente é

muito menor do que $\frac{\partial p}{\partial t}$ e é desprezado, resultando:

$$L_2 = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho.a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6.17)$$

que é a equação da continuidade para um líquido compressível no interior de um conduto elástico, L_1 (6.5) e L_2 (6.17) são duas equações diferenciais de derivadas parciais, não lineares em V e p , funções das variáveis independentes x e t .

5.6 A Solução Pelo Método das Características

No Brasil, este método é recomendado para esta finalidade pela ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, por meio da NBR-12215/1992 (item 5.5.5), na elaboração de projetos de sistemas de adução de água. Consiste num procedimento computacional de cálculo, para resolução das equações diferenciais do movimento e da continuidade, sob a forma numérica e de modo sistematizado, suficientemente preciso para representar e prever o fenômeno.

As equações L_1 e L_2 contêm duas incógnitas. Essas equações podem ser combinadas por meio de um multiplicador desconhecido, como $L_c = L_1 + \lambda L_2$. Quaisquer dois valores reais distintos de λ fornecem duas equações em V e p , que representam o mesmo fenômeno físico que as duas equações originais, L_1 e L_2 , e que podem substituí-las diante de qualquer solução. Pode acontecer que resulte uma grande simplificação se dois valores particulares de λ forem encontrados. Com a substituição de L_1 e L_2 na expressão de L_c e após algum rearranjo,

$$L_c = \left(\frac{\partial V}{\partial x} \lambda \cdot \rho \cdot a^2 + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \lambda \left(\frac{\partial p}{\partial x \rho \lambda} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) + g \cdot \text{sen} \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6.18)$$

O primeiro termo entre parênteses é a derivada total $\frac{\partial p}{\partial t}$ se $\lambda \cdot \rho \cdot a^2 = dx/dt$, pois do cálculo,

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial V}{\partial x} \lambda \cdot \rho \cdot a^2 + \frac{\partial V}{\partial t} \quad (6.19)$$

Analogamente, o segundo termo entre parênteses é a derivada total de dp/dt se $1/\lambda = dx/dt$. Para que ambas as relações sejam corretas, dx/dt deve ter o mesmo valor:

$$\frac{dx}{dt} = \lambda \cdot \rho \cdot a^2 = \frac{1}{\lambda \rho} \quad \text{ou} \quad \lambda = \pm \frac{1}{\rho a} \quad (6.20)$$

então:
$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (6.21)$$

A equação de L_c agora fica:

$$L_c = \frac{dV}{dt} \pm \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + g \cdot \text{sen} \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6.22)$$

sujeita às condições da equação (6.21). Portanto, foram achados dois valores reais e distintos de λ que convertem as duas equações diferenciais de derivadas parciais no par de equações diferenciais ordinárias (6.22), sujeitas às equações (6.21).

Como a equação 6.22 só é válida quando a equação 6.21 é satisfeita, é conveniente visualizar a solução num diagrama de x e t , como na figura 25. Pode-se considerar que o tubo comece na origem O , a montante, e termine em L , a jusante. Desta forma, x localiza um ponto no conduto e t o instante no qual as variáveis dependentes V e p devem ser determinadas. Primeiramente, considera-se que as condições em A sejam conhecidas (isto é, V_A , p_A , x_A e t_A). Então, a equação 6.22, com o sinal de $+$, chamada de C^+ , é válida ao longo da linha AP , ou num prolongamento dela. A inclinação da linha AP é $dt/dx = 1/a$, sendo a a velocidade de propagação de uma onda sonora pela tubulação (1200 m/s a 20 °C).

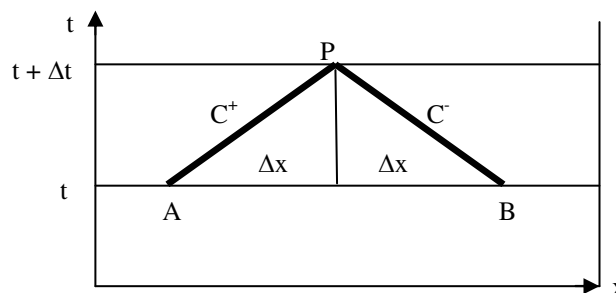


Figura 25 – Curvas Características

Multiplicando toda a equação 6.22 por $\rho \cdot a \cdot dt$ e integrando entre A e P,

$$\rho \cdot a \int_A^P dV + \int_A^P dp + \int_A^P \rho \cdot a \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot dt + \int_A^P \rho \cdot a \cdot dt \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6.23)$$

Uma vez que $adt = dx$, a equação pode ser escrita sob a forma de diferenças finitas,

$$\rho \cdot a (V_P - V_A) + p_P - p_A + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot \Delta x + \frac{\rho \cdot \Delta x \cdot f \cdot V_A |V_A|}{2D} = 0 \quad (6.24)$$

Esta forma da equação pressupõe θ constante de A a P ao longo do conduto e avalia o último termo (o termo do atrito, que é em geral pequeno) fazendo V constante e igual ao valor conhecido que tinha em A. A correspondente equação C-, de maneira similar, fica:

$$\rho \cdot a (V_P - V_B) - p_P + p_B + \rho \cdot g \cdot \text{sen} \theta \cdot \Delta x + \frac{\rho \cdot \Delta x \cdot f \cdot V_B |V_B|}{2D} = 0 \quad (6.25)$$

pois $a \cdot dt = - dx \cdot \Delta x$ é um número positivo, o comprimento do trecho. Estas equações podem ser resolvidas simultaneamente para determinar p_P e V_P .

Nos cálculos para o conduto forçado (adutora), usaremos a carga piezométrica H e com a vazão Q , ao invés de p e V . Da figura 22:

$$p_P = \rho \cdot g (H_P - z_P) \quad (6.26)$$

$$p_A = \rho \cdot g (H_A - z_A) \quad (6.27)$$

e

$$p_P - p_A = \rho \cdot g (H_P - H_A) - \rho \cdot g (z_P - z_A) \quad (6.28)$$

$$= \rho \cdot g (H_P - H_A) - \rho \cdot g \cdot \Delta x \cdot \text{sen} \theta \quad (6.29)$$

Substituindo na equação 6.16, com $V = Q/A$, vem:

$$C^+: \quad H_P = H_A - \frac{a}{g \cdot A} (Q_P - Q_A) - \frac{\Delta x \cdot f \cdot Q_A |Q_A|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (6.30)$$

A equação C^- , de B a P, é obtida de modo análogo à equação C^+ :

$$C^-: \quad H_P = H_B + \frac{a}{g.A} (Q_P - Q_B) + \frac{\Delta x \cdot f \cdot Q_B |Q_B|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (6.31)$$

Para simplificar as equações, sejam:

$$B = \frac{a}{g.A} \quad \therefore \quad R = \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (6.32)$$

Então:

$$C^+ : H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - R \cdot Q_A |Q_A| \quad (6.33)$$

$$C^- : H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) + R \cdot Q_B |Q_B| \quad (6.34)$$

5.7 Cálculo da Carga no Injetor

As equações 6.33 e 6.34 serão utilizadas para calcularmos a carga no injetor após o fechamento repentino ($t = 0$). A vazão na extremidade jusante é zero em todos os instantes ($Q_B = 0$), pois o estudo é feito no instante após o fechamento do injetor.

Utilizaremos o comprimento (L) e o diâmetro (D) equivalentes do conduto forçado, $D = 1,10$ m e $L = 1.300$ metros, $dt = L/a = 1,08$ s; será adotado 1,0 s.

Constantes:

$$\begin{aligned} a &= 1.200,00 \text{ m/s} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ f &= 0,018 \text{ coeficiente de atrito} \end{aligned}$$

Utilizaremos a velocidade do som 1.200 m/s, na água, a 20 °C, que é a temperatura média da água no conduto forçado.

Em $t = 0$, $H_A = 10,95$ m e $H_B = 719,50$ m, $Q_A = 6,29$ e $Q_B = 0$. O procedimento é começar com Q_A e H_B conhecidos e resolver em H_{PB} e Q_{PA} . A seguir, H_B assume o valor de H_{PB} e Q_A assume o valor de Q_{PA} , o tempo é acrescido de Δt e o procedimento se repete.

As equações 6.33 e 6.34 ficam:

$$C^+ : H_{PB} = H_A - B(Q_{PB} - Q_A) - R \cdot Q_A |Q_A| \quad (6.35)$$

$$C^- : H_{PA} = H_B + B(Q_{PA} - Q_B) + R \cdot Q_B |Q_B| \quad (6.36)$$

Simplificando-as para H_{PB} e Q_{PA} :

$$H_{PB} = H_A - B(Q_{PB} - Q_A) - R \cdot Q_A |Q_A| \quad e \quad (6.37)$$

$$Q_{PA} = \frac{H_{PA} - H_B}{B}, \quad (6.38)$$

As tabelas 8, 9, 10 e 11 e os gráficos das variações de vazão e pressão no conduto forçado, figuras 27, 28, 29, 30, 31 e 32, apresentam os valores calculados da carga no injetor após o fechamento repentino da agulha principal, sem considerar a abertura do injetor auxiliar. Os cálculos foram efetuados de acordo com as equações 6.37 e 6.38 nos trechos da figura 26.

As condições iniciais, para cálculo da carga nos injetores, simulam uma condição onde o gerador está em carga máxima e há o fechamento repentino dos injetores principais e os injetores auxiliares não abriam. Esta é condição mais crítica para o sistema de adução.

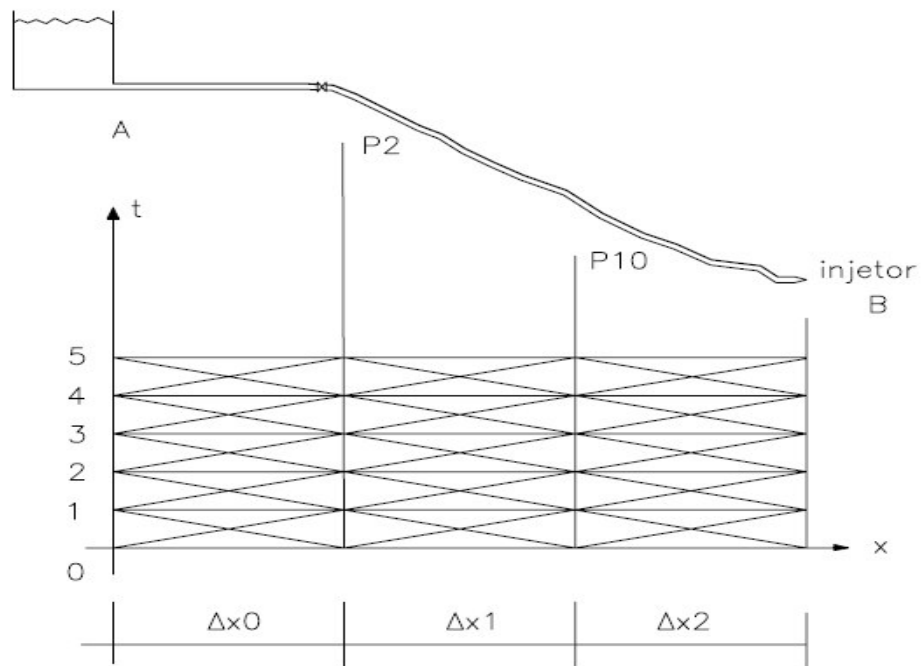


Figura 26 – Perfil do Conduto nº 1 e as Curvas Características

Tabela 8 – Cálculo das variáveis

variável	Δx_0	Δx_1	Δx_2	unidade
$\Delta x =$	440,00	430,00	430,00	m
$D =$	1,10	1,10	1,10	m
$A =$	0,95	0,95	0,95	m ²
$B =$	128,77	128,77	128,77	
$R =$	0,41	0,40	0,40	
$H_A =$	10,95	47,50	485,00	m
$Q_A =$	6,29	-0,28	-5,88	m ³ /s
$ABS(Q_A) =$	6,29	0,28	5,88	
$H_{pA} =$	10,95	47,50	485,00	mH ₂ O
$t =$	0,00	0,00	0,00	s
$H_B =$	47,50	804,85	10,98	mH ₂ O
$H_{pB} =$	804,85	10,98	-258,61	mH ₂ O
$Q_{pA} =$	-0,28	-5,88	3,68	m ³ /s

Tabela 9 - Cálculo das Características - Δx_0

t	H _{pA}	Q _{pA}	H _{pB}
0	10,95	-0,28	804,85
1	10,95	-6,17	-25,57
2	10,95	0,28	-767,50
3	10,95	6,05	47,43
4	10,95	-0,28	774,54
5	10,95	-5,93	-25,50

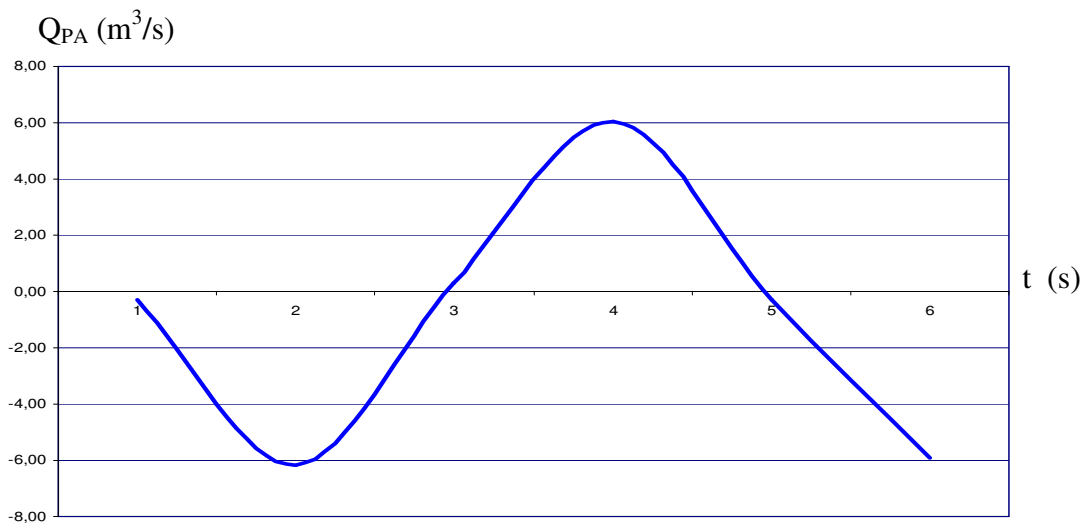
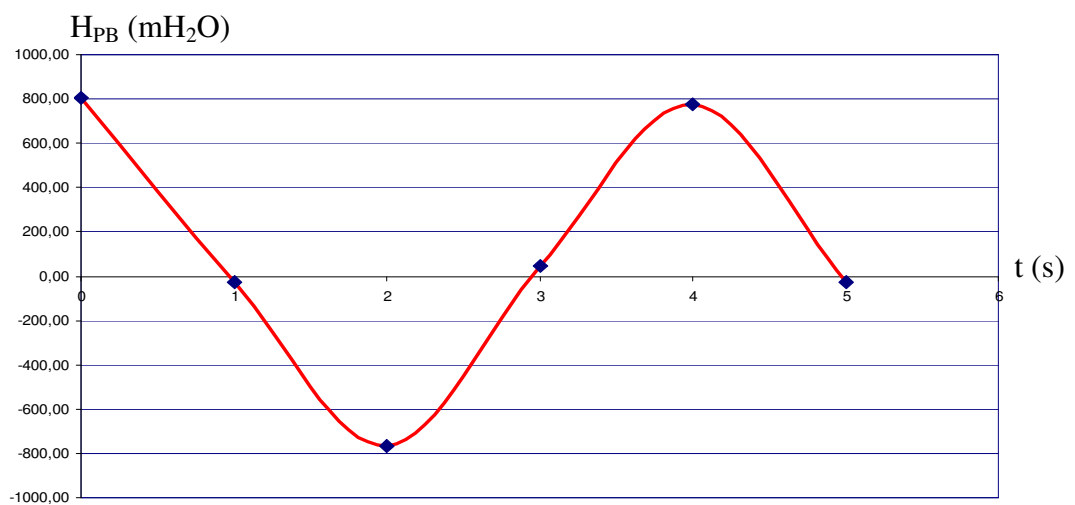
Figura 27 - Variação da vazão no trecho Δx_0 Figura 28 - Variação da pressão no trecho Δx_0

Tabela 10 - Cálculo das Características - Δx_1

t	H _{pA}	Q _{pA}	H _{pB}
0	47,50	-5,88	10,98
1	47,50	0,28	-696,11
2	47,50	5,77	83,99
3	47,50	-0,28	777,86
4	47,50	-5,67	11,05
5	47,50	0,28	-670,08

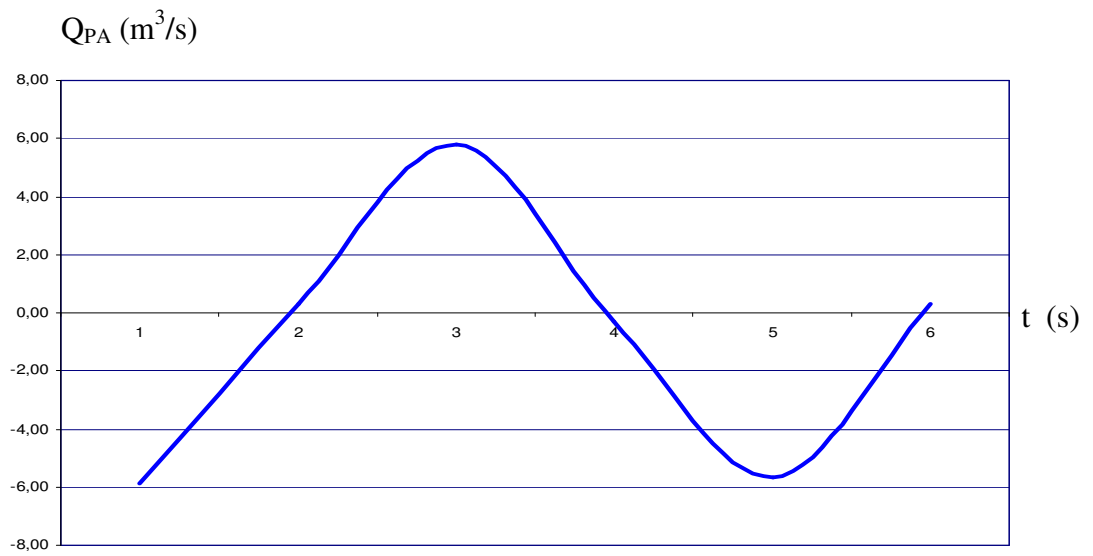
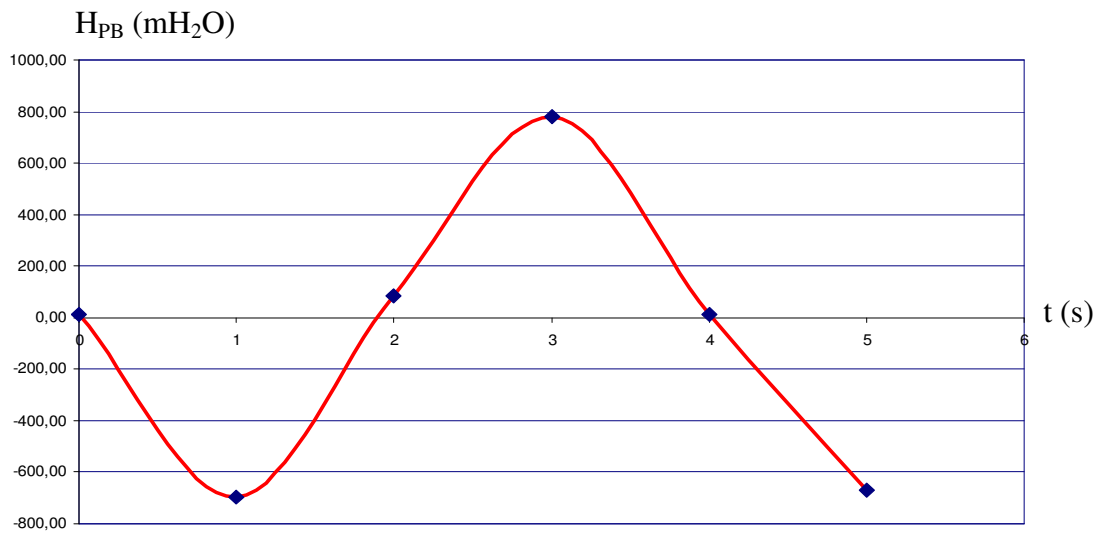
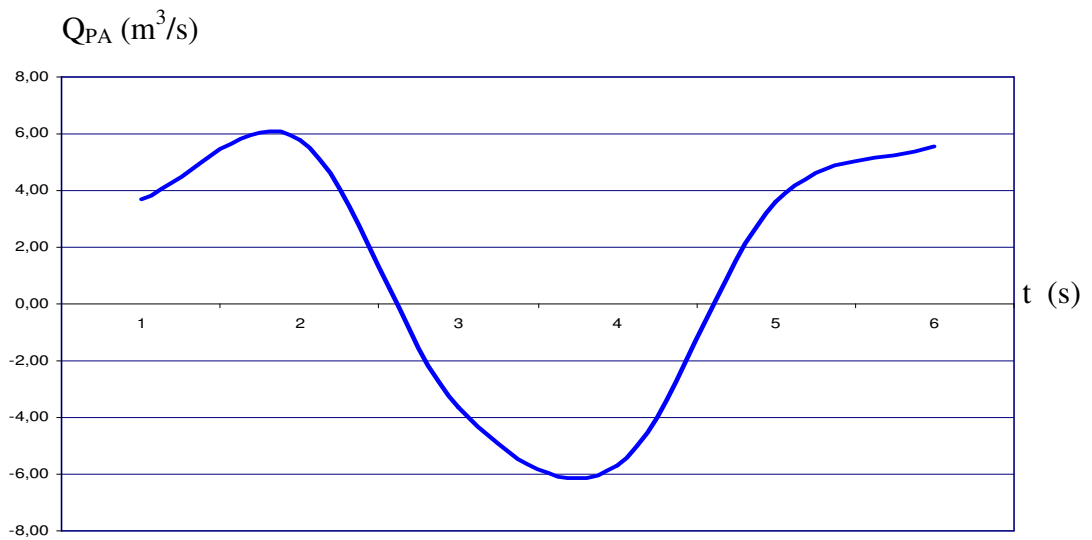
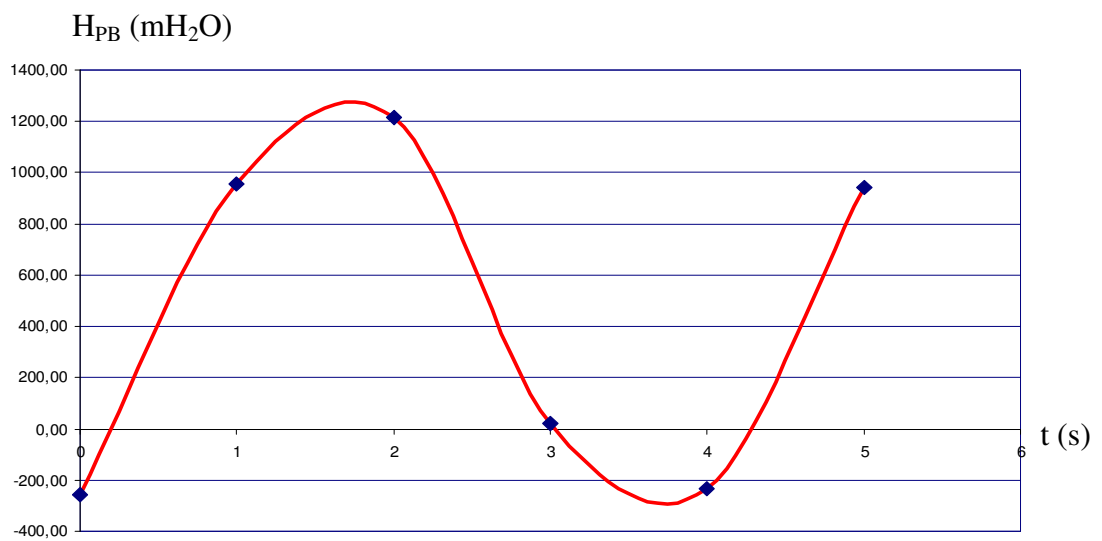
Figura 29 - Variação da vazão no trecho Δx_1 Figura 30 - Variação da pressão no trecho Δx_1

Tabela 11 - Cálculo das Características - Δx_2

t	Hp _A	Q _{PA}	Hp _B
0	485,00	3,68	-258,61
1	485,00	5,77	953,63
2	485,00	-3,64	1215,36
3	485,00	-5,67	21,63
4	485,00	3,60	-232,58
5	485,00	5,57	943,23

Figura 31 - Variação da vazão no trecho Δx_2 Figura 32 - Variação da pressão no trecho Δx_2

Capítulo 6 – Controle das Agulhas Principal e Auxiliar

6.1 Reguladores de Velocidade

A principal função de um sistema de controle da velocidade é controlar a velocidade pelo ajuste do suprimento de potência ao gerador. Em outras palavras, o regulador de velocidade deve acompanhar a variação de velocidade do gerador durante todo o tempo e em qualquer condição de carga, agindo no sentido de mantê-la nos parâmetros de referência, figura 33. Em consequência disso, pode-se dizer que o regulador de velocidade também controla a potência ativa gerada, desde que esta é dependente da potência (ou do torque) de acionamento imprimido pela turbina no eixo do gerador.

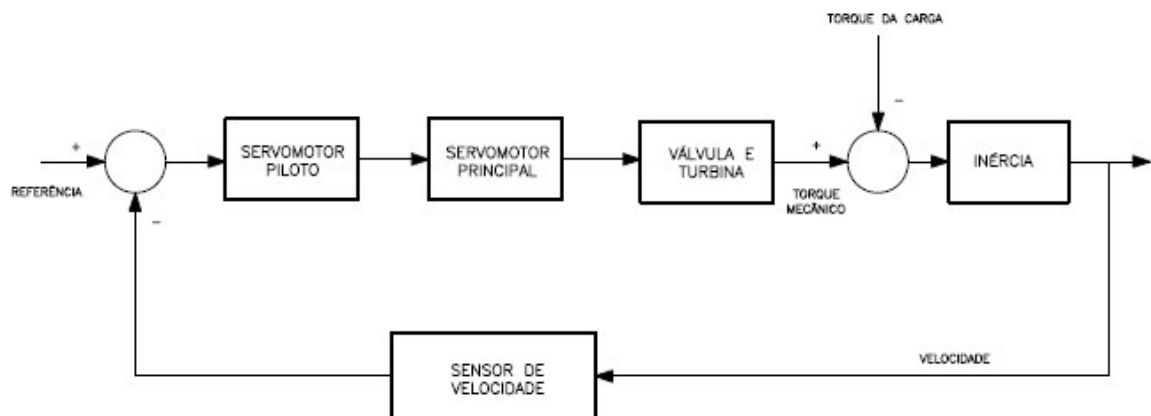


Figura 33 - Blocos de controle de velocidade de um gerador síncrono

A ação do regulador de velocidade fornece uma rotação constante (na velocidade síncrona) durante a operação em regime permanente de um gerador síncrono. Durante o regime transitório, este atua no sentido de minimizar as variações de velocidade e frequência, melhorando desta forma a estabilidade global de um sistema elétrico.

Na usina Henry Borden, seção subterrânea, As Unidades Geradoras possuem reguladores de velocidade digitais com esquema de funcionamento igual ao da figura 33.

Estes geradores possuem uma turbina Pelton com quatro injetores e quatro defletores. Para controle da velocidade (ou da carga), o sistema foi projetado para operar as agulhas aos pares até 20% de abertura, acima disto, as quatro agulhas operam juntas e de forma sincronizada.

Esta característica pode ser adotada no controle dos injetores principais e auxiliares das Unidades Geradores 1 e 2 da Usina Henry Borden, proposta do presente trabalho. Com a modificação técnica, o controle de velocidade e carga do gerador ficará mais eficiente e serão reduzidas as oscilações dinâmicas no conduto forçado.

As Unidades Geradoras 1 e 2 da Usina Henry Borden, por suas características diferenciadas, não oferecem confiabilidade operacional para realizar o controle de carga e frequência do sistema elétrico. O maior problema está no tempo de resposta às variações transitórias de carga e frequência, a inércia dos injetores é muito grande, conforme figura 34.

Esta inércia foi a causadora da ocorrência em 1982, conforme relatado no Objetivo desta Dissertação.

A figura 34 mostra a lógica de regulação de velocidade das Unidades 1 e 2, incluindo o esquema de regulagem (Z) do amortecedor para abertura da agulha auxiliar.

O controle dos injetores, principal (A) e auxiliar (B), é feito pelo servomotor (F), com informações da correia (C) ligada ao eixo das turbinas e do conjunto centrífugo (D).

O movimento do injetor auxiliar é regido pelo do injetor principal através do eixo de comando. Com movimentos lentos, o amortecedor (E) trabalha sem abrir o injetor auxiliar. Porém, em movimentos bruscos, e de acordo com a regulagem dos orifícios (G), o injetor abre, dando continuidade ao fluxo de massa e drenando as ondas de pressão transientes, causadas pelo repentino fechamento do injetor principal.

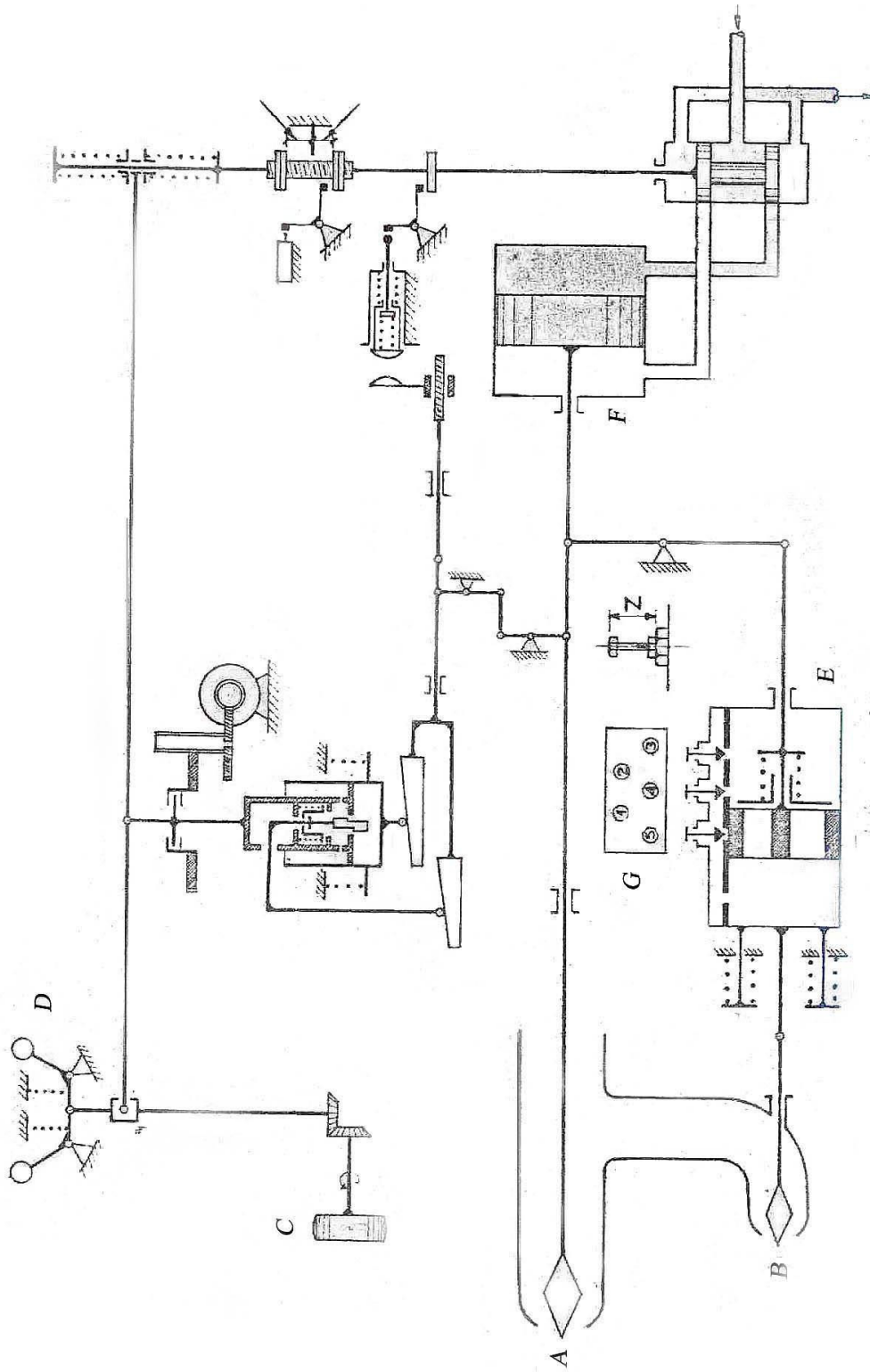


Figura 34 - Diagrama Esquemático dos Reguladores de Velocidade das Unidades 1 e 2 da Usina Henry Borden (desenho D-2345)

A modificação técnica, proposta nesta dissertação só é possível com a tecnologia digital. Sem o comando dos computadores, seria impossível o sincronismo necessário no funcionamento dos injetores.

A rotação do gerador é mantida em 360 rpm em sistemas com frequência de 60 hz. O estatismo permanente do gerador é mantido em 5%.

Podemos definir o estatismo como o tempo de resposta do regulador de velocidade a uma variação na rotação, ou ainda, a inércia do regulador de velocidade na resposta a uma variação na rotação do gerador. Com o estatismo em 0% a resposta do regulador de velocidade é imediata, porém as solicitações mecânicas nos componentes dos reguladores serão maiores.

O caso mais crítico no controle da rotação é quando o gerador está fazendo o controle de carga e frequência do sistema elétrico. Condição que só as grandes concessionárias, aquelas de tem maior capacidade de geração de energia, podem realizar. Outra condição desfavorável é quando o gerador não está ligado ao sistema, porém em rotação síncrona, nesta situação a agulha abre e fecha constantemente, para manter a rotação em 360rpm e possibilitar o sincronismo ao sistema elétrico.

Nos geradores que possuem defletores, o controle é feito de forma mais eficiente, porque o defletor desvia o jato instantaneamente e a agulha fecha lentamente ($t > 2L/a$). Nesta situação a ocorrência do fenômeno do golpe de aríete é menos provável, porque, com o fechamento lento do injetor, a interrupção no fluxo de massa é feita de forma gradual.

6.2 Premissas para sincronismo das Agulhas Principal e Auxiliar

Os Geradores 1 e 2 da usina Henry Borden possuem duas turbinas tipo Pelton, montadas em um eixo horizontal. Cada unidade possui dois reguladores de velocidade, um para cada turbina (lados A e B).

Em muitas situações, o gerador precisa operar com apenas uma turbina (50% da carga). Nestas condições, todo o sistema de proteção deve funcionar para evitar danos ao gerador, ao conduto forçado e aos equipamentos auxiliares.

Há três importantes premissas a serem consideradas no sincronismo entre os injetores principal e auxiliar:

I. Quando o gerador está ligado ao sistema e há variações de carga causadas por perturbações no sistema elétrico:

Nesta condição, o gerador não desliga; o regulador de velocidade procura estabilizar a rotação abrindo ou fechando o injetor principal. Estas perturbações são causadas pelas variações de carga e frequência no sistema elétrico.

A posição do injetor principal é fator determinante nas oscilações dinâmicas. Para o regulador de velocidade corrigir oscilações, em curtos intervalos de tempos e aberturas pequenas dos injetores principais, causa pulsações no fluxo de massa, e, dependendo da frequência, podem surgir a ressonância e fortes balanços do fluido no conduto forçado.

II. Quando o gerador está em carga e há um desligamento repentino:

Nesta condição, o fechamento do injetor principal é imediato (4,5s com 50% de abertura), para evitar sobre velocidade ou disparo na rotação, podendo causar danos irreparáveis ao gerador.

No mesmo instante, o injetor auxiliar deve abrir, para manter o fluxo de massa e drenar os transientes de pressão, evitando o golpe de aríete e sobrecarga no conduto forçado.

III. Quando o gerador está em rotação síncrona e não ligado ao sistema:

Nesta condição, o regulador de velocidade procura manter a rotação do gerador em 360 rpm, com o objetivo de estabilizar a frequência em 60 Hz e possibilitar o sincronismo com o sistema elétrico.

O controle da rotação é feito abrindo ou fechando o injetor principal para reduzir ou aumentar a velocidade da turbina. Dependendo do número de vezes que o injetor abrir e fechar pode ocorrer os transientes de pressão e causar uma variação de pressão (balanço) na adutora, dificultando ainda mais o controle da rotação.

Para evitar o golpe de aríete, ou as oscilações dinâmicas, no conduto forçado é muito importante que haja movimento relativo entre os injetores, principal e auxiliar.

Um projeto para automação no controle de velocidade dos geradores 1 e 2 da usina Henry Borden, precisa levar em consideração as três premissas e realizar a programação no software de forma que em qualquer situação operacional, ligado ou não ao sistema elétrico, elas sejam atendidas.

Com base nos estudos realizados, nas premissas aqui apresentadas, no relatório de rejeição de carga e nas características dos geradores, o presente trabalho sugere um sincronismo para funcionamento dos injetores.

Quando o injetor principal se deslocar, no sentido de fechar, com velocidade superior a 0,015 m/s (15 mm/s), o injetor auxiliar deve abrir proporcionalmente a posição do injetor principal. Por exemplo, se o injetor principal estiver com 10% de abertura, o injetor auxiliar

abrirá 10% e fechará com velocidade de 0,0015 m/s (1,5 mm/s). Estas velocidades foram calculadas de acordo com os ensaios de rejeição de carga realizados em 1949 e 1982.

Para haver um sincronismo eficiente entre os injetores e evitar todos os problemas levantados, deverão ser instalados sensores de posição, em ambos os injetores, para cálculo das velocidades relativas, esses sensores deverão ter redundância dupla, ou até tripla, devido ao grau de proteção necessária, pois não é permitida falha nessa proteção.

Outro fator a ser levado em consideração é que a frequência natural do conduto está próxima do tempo de fechamento crítico: $F = \frac{2\pi}{(4L/a)} = 1,45 \text{ rd/s}$ e $t_{\text{crítico}} = \frac{2L}{a} = 2,17\text{s}$, a proporcionalidade irá garantir o fluxo de massa e evitará a propagação das ondas dinâmicas causadas pelos movimentos sucessivos do injetor principal, conforme ocorreu na perturbação, em 1982, causando grandes solicitações mecânicas no conduto forçado.

Capítulo 7 – Discussão e Resultados

A proteção dos condutos forçados das Unidades Geradoras 1 e 2 é feita através dos injetores auxiliares, das válvulas ventosas e das juntas de dilatação. Os injetores auxiliares têm a função de desviar o jato da turbina e manter a continuidade na vazão de massa. As válvulas ventosas são dispositivos instalados nos condutos, próximos ao reservatório, tem a função de retirar o ar, do interior do conduto, durante o enchimento ou nas variações de pressão. Sem esta válvula o conduto poderia ser comprimido pela pressão atmosférica nas oscilações dinâmicas. E, por último, as juntas de dilatação, são dispositivos que protegem o conduto forçado, e suas estruturas, dos transientes de pressão e do efeito da dilatação térmica ao longo da adutora.

Até meados de 1970, também havia a proteção de um tanque de compensação ou chaminé de equilíbrio, este tanque tinha a finalidade de permitir o afluxo e as oscilações do líquido no conduto forçado. Este tanque foi desativado por trincas internas e poderíamos discutir a eficácia desta proteção, primeiro ela seria mais eficiente se estivesse próxima ao injetor, mas isto seria impossível devido a pressão de 7 MPa (72 kgf/cm²). Por outro lado, quando havia variações de pressão na adutora o nível no tanque oscilava e, nos picos maiores, aumentava a carga hidráulica no conduto forçado, esta característica poderia levar o fluxo no conduto forçado a oscilar durante um período bem maior. Talvez ele tenha sido desativado, também, por estes fatores.

Os transientes de pressão num conduto forçado é a maior preocupação dos projetistas. No caso dos geradores 1 e 2 da usina Henry Borden a união de fatores como, por exemplo, vazão de 7 m³/s, desnível utilizável de 720 metros e pressão no injetor de 7 MPa (72 kgf/cm²). São fatores de grandes proporções e que inviabilizam a instalação de proteções convencionais

para condutos forçados, em sistemas de bombeamento para abastecimento público, por exemplo.

Durante uma perturbação no sistema elétrico, em 1982, os injetores do gerador 1, oscilaram com movimentos de abertura e fechamento, comandados pelos reguladores de velocidade. Este gerador possui duas turbinas hidráulicas e dois reguladores de velocidade, um para cada turbina. No momento da perturbação o gerador estava no controle de carga e frequência, condição que coloca o gerador para acertar as variações de frequência no sistema. Porém, como a inércia do sistema de proteção, discutida no Capítulo 6, é muito grande, ocorreram fortes oscilações do fluxo no conduto forçado, causando o golpe de aríete. Conforme o Relatório de ensaios de rejeição de carga nas Unidades n^{os} 1 e 2 da usina Henry Borden, o evento foi relado da seguinte maneira:

Ruído forte, tipo batida de coração, alto, com frequência de aproximadamente 1 vez por segundo.

A adutora, da junta de expansão para jusante, mudava de seção cilíndrica para elíptica, com eixo maior da elipse no plano horizontal. O aumento do eixo maior seria de aproximadamente 10 a 15 cm.

A mudança de seção se processava em gomos de aproximadamente 1 m de comprimento.

A duração do fenômeno foi de aproximadamente ½ min.

Os gomos “bombavam” na adutora, não se movimentando na direção axial.

A adutora ondulava para cima, para baixo e para os lados, acompanhada de ruído seco.

O ruído, acompanhando o fenômeno, era seco e similar ao da água se chocando com uma chapa.

Se houvesse alguma pessoa montada na adutora, a mesma seria arremessada para fora.

Alguns rebites verteram água, mas nada foi observado na junta de dilatação.

Após essa ocorrência, foram realizados vários estudos, com o objetivo de investigar o problema e evitá-lo no futuro. Foram verificadas as regulagens e folgas nos reguladores de velocidade (A e B), a regulagem do estatismo, e comparado o tempo de fechamento da agulha com o tempo crítico ($2L/a$), para evitar o golpe de aríete.

Na ocasião (1982), foram executados ensaios de rejeição de carga, e os resultados comparados com os ensaios realizados em 1949, tabela 12, com o objetivo de detectar alguma mudança na operação das agulhas que causasse a oscilação dinâmica no conduto forçado.

Tabela 12 – Valores comparativos dos ensaios de rejeição de carga na Unidade Geradora nº 1

CARGA MW	ANO	AGULHA PRINCIPAL		AGULHA DE SEGURANÇA			ROTAÇÃO MÁXIMA (rpm)	PRESSÃO NA ADUTORA (mH ₂ O)	
		CURSO (mm)	T. FECH. (S)	CURSO (mm)	TEMPO DE ABERTURA (S)	TEMPO DE FECHAMENTO (S)		ANTES	MÁXIMA
12	1949	62	4,5	64	-	100	395	735	795
	1982	66	3,3	70	3,9	49	-	725	780
20	1949	101	6,5	115		116	420		
	1982	105	5,50	107	5,0	81	432	720	770
25	1949	147	10,0	165	-	166	490	715	790
	1982	150	11,25	141	10	106,5	-	720	750

Foram realizados alguns ensaios de rejeição e instalados aparelhos de medição no trecho onde foi observada a deformação no conduto forçado. Foram medidos deslocamentos verticais e horizontais da tubulação, bem como a pressão negativa interna do conduto. A pressão negativa chegou a 49 mH₂O, no trecho entre os pilares 1 e 2 (figura 20), ponto que está próximo ao reservatório e, em condições normais, tem pressão positiva de 14,5 mH₂O.

O conduto forçado sofreu solicitações bruscas de pressão negativa e positiva. A válvula ventosa, instalada próxima à válvula borboleta, fez a proteção nas variações negativas.

As características construtivas do conduto forçado absorveram as solicitações mecânicas causadas pelo golpe de aríete.

Após vários ensaios, a equipe do Departamento de Engenharia da Eletropaulo concluiu o seguinte:

A unidade estava operando com carga baixa (entre 3 e 5 MW), e nestas condições, havendo rejeição de carga, são verificados maiores variações de pressão (vácuo ou sobre-pressão) na adutora, conforme comprovado nos ensaios.

Como houve uma série de quedas e retomadas de carga, comandadas pelo controlador de carga e frequência, o fenômeno foi semelhante a uma série de rejeições de carga que provocaram ondas de pressão na adutora. Estas ondas devem ter entrado em fase com as aberturas e fechamentos das agulhas.

Observado os maiores valores de amplitude de movimentos da adutora durante ensaios de rejeição com baixas cargas.

Os resultados mostram a sensibilidade do sistema de regulação. O fenômeno ocorreu numa variação de carga com o gerador ligado ao sistema. Poderia ter ocorrido em perturbações no sistema elétrico, que são freqüentes.

Outra possibilidade é que as variações de carga provocaram movimentos relativos entre as agulhas principais e auxiliares, e tais movimentos oscilaram próximo da freqüência natural do sistema, $\frac{2\pi}{(4L/a)}$, e, por conseqüência, entraram em ressonância, fazendo surgir o fenômeno do golpe de aríete com a propagação de ondas dinâmicas.

Considerando que a inércia do amortecedor do injetor auxiliar é muito grande e para movimentos sucessivos, associados com pequenas aberturas do injetor principal, não há operação do injetor auxiliar. Sendo assim, é compreensível que tal evento tenha ocorrido.

Houve, no instante das variações de carga, sucessivos cortes no fluxo de massa. Os cortes foram causados pelo regulador de velocidade, na tentativa de estabilizar a freqüência do sistema.

Os resultados obtidos no cálculo das características, tabelas 8, 9 e 10, demonstram que a carga no injetor e no conduto forçado é grande. Oscilações na vazão, positiva e negativa, podem causar grandes avarias na tubulação e em seus componentes.

O cálculo das características, Capítulo 6.4, simula as variações de pressão e vazão para apenas um injetor ou uma falha no injetor de segurança. A pressão calculada no injetor chegou a 1.200 mH₂O, e, nos ensaios reais, 790 mH₂O, com abertura do injetor auxiliar.

As oscilações de vazão também são prejudiciais, principalmente as negativas, porque se houver falha na operação da válvula ventosa, o conduto pode ser comprimido pela pressão atmosférica.

Capítulo 8 – Conclusão

Com a teoria apresentada e discutida nesta dissertação, verifica-se que é possível a modificação técnica proposta, que é a de manter o funcionamento original, a abertura do injetor auxiliar em situações de emergência, e acrescenta a operação proporcional do injetor auxiliar relativo ao injetor principal, conforme operação dos defletores de jato.

O injetor auxiliar operando proporcionalmente, o fluxo de massa será mantido em qualquer posição do injetor principal. Esta característica é importante nas variações de carga e no controle da rotação. Nestas situações, a abertura é mínima, e qualquer oscilação pode comprometer o funcionamento dos dispositivos de sincronismo automático.

A proposta desta dissertação só é possível com a tecnologia atual. Ela permite manter a originalidade construtiva e o princípio de funcionamento dos injetores, visto que é importante levar em consideração que todo o conjunto foi projetado com dois injetores.

Toda a estrutura para suporte dos injetores é robusta, as modificações para instalação de defletores de jato demandariam muitas modificações físicas no conjunto.

Uma vez implantados esses conceitos, os injetores operarão de forma sincronizada e sem grandes oscilações de pressão no conduto forçado. As juntas de expansão e os elementos de fixação trabalharão com uma solicitação mecânica bem menor, aliviando o estresse e a fadiga dos materiais.

As premissas para sincronismo dos injetores, transformam a agulha de segurança em agulha defletora. Uma vez discutidos os conceitos físicos, as condições operacionais e analisando o conjunto eletromecânico, perturbações, como a ocorrida em julho de 1982, poderão ser evitadas.

Sendo assim, qualquer projeto de modernização que considerar os conceitos aqui apresentados terá o funcionamento satisfatório. A segurança dos equipamentos, dos geradores, dos condutos forçados e dos que operam a planta, estará garantida.

REFERÊNCIAS

Análise numérica da vazão nas conchas, figura 13. Estudo realizado pela VATECH Hydro Ltda, Junho 2004. Divulgado no 22º Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, junho 2004.

Belchior, F.N., Guimarães, G.C., 2002. Análise do comportamento de um sistema de controle da velocidade de gerador síncrono através do programa “MATLAB”.

Bibliografia de Lester Allan Pelton, Disponível em:

< <http://www.dec.ufcg.edu.br/biografias/LesterAP.html>>. Acesso em: 17 jun. 2007.

Camargo, L. A., 1991. O golpe de aríete em condutos. Análise pelo método das características. Trabalho apresentado no XVI encontro de engenheiros de assistência técnica Tubos e Conexões Tigre S.A.

Costa, T., Santos, D., Lança, R., 2001. Choque Hidráulico, Golpe de Aríete. Apostila do curso Engenharia Civil, núcleo de hidráulica e ambiente da Escola Superior de Tecnologia do Algarve, Portugal, fevereiro 2001.

Desenho esquemático de uma válvula ventosa dupla, figura 21. Disponível em: <www.saint-gobain.com.br>. Acesso em: 18 fev. 2008.

Desenho patenteado da turbina Pelton, figura 10. Disponível em: <<http://inventors.about.com>>. Acesso em: 23 abr. 2007.

Detalhe construtivo de uma turbina Pelton, figura 3. Disponível em: <www.denverengenharia.com>. Acesso em: 29 ago. 2007.

Fluxo de água nas conchas em função do ângulo de rotação da turbina, figuras 4 e 12 . Estudo realizado pela VATECH Hydro Ltda, M. 2006. Divulgado no Journal of Fluids Engineering, março 2006.

Ilustrações das turbinas Pelton e Kaplan. Figuras 2, 7 e 9. Disponível em: <<http://meusite.mackenzie.com.br>>. Acesso em: 16 jun. 2007.

Lauria, 1993, Mosonyi, 1988, Sarrate, 1967. Histórico e desenvolvimento das Turbinas Hidráulicas. Disponível em: <<http://meusite.mackenzie.com.br>>. Acesso em: 16 jun. 2007

Localização geográfica da usina Henry Borden obtida no software gratuito Google Earth. Disponível em: <<http://earth.google.com>>. Acesso em: 12 fev. 2008.

Macintyre, A. J. Bombas e Instalações de Bombeamento, 2ª edição. Rio de Janeiro. Editora Guanabara Koogan S.A., 1987. ISBN 85-277-0057-3

Manual de operação em estruturas hidráulicas da usina Henry Borden. Novembro 1983.

NBR 12215/1992. Associação Brasileira de Normas Técnicas ABNT. Projeto de adutora de água para abastecimento público.

Parmakian, John, 1978. Análise do Golpe de Aríete, 2ª edição; Tradução da CETESB – Companhia de Tecnologia e Saneamento Ambiental.

Relatório de ensaios de rejeição de carga nas Unidades 1 e 2 da Usina Henry Borden. Realizado pelo Departamento de Engenharia da ELETROPAULO – Eletricidade de São Paulo S.A., outubro 1982.

Simone, Gilio Aluisio, 1944. Centrais e Aproveitamento Hidrelétricos: Teoria e exercícios. São Paulo: Érica, 2000. ISBN 85-7194-685-x.

Turbina Bulbo, desenho esquemático, figura 8. Disponível em: <www.tes.mi.it>. Acesso em: 16 jun. 2007.

Turbina Francis e concha, desenhos em 3d, Figuras 6 e 11. Disponível em: <www.topomatika.hr>. Acesso em: 5 abr. 2007.

Turbina Pelton com imagem por elementos finitos dos esforços no rotor, figura 1. Disponível em: <html.rincondelvago.com>. Acesso em: 10 mar. 2007.

Victor L. Streeter, E. Benjamin Wylie. Mecânica dos Fluidos, 7ª edição; tradução de: Celso da Silva Muniz, e outros. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil. CDD-532-532.0076, p. 520-529.

Zulcy de Souza, Richard Bran. Máquinas de Fluxo – Turbinas, Bombas e Ventiladores – 1ª Edição, 1969. Rio de Janeiro: ao Livro Técnico, 1980.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)