

RESUMO

O presente trabalho pretende contribuir para a melhoria da eficiência dos sistemas de transporte e distribuição de água, possível de conseguir através da recuperação de energia potencial que, em certas situações, existe em excesso em condutas gravíticas.

Sendo uma questão já abordada em diversos estudos, as poupanças de energia a que poderá conduzir, justificam a análise de todas as oportunidades, em especial no nosso País, cuja dependência energética do exterior é bem conhecida.

Todavia, a implementação de soluções que recorrem à instalação de turbinas em condutas de abastecimento de água, causam naturalmente alguma apreensão às respectivas entidades gestoras, uma vez que pode pôr em causa a integridade das condutas e, em consequência, o abastecimento de água.

Neste contexto, o estudo de modelos de controlo específicos para os referidos equipamentos poderá ser um contributo para a implementação mais alargada das soluções de melhoria da eficiência de sistemas de abastecimento de água, através da instalação de geradores hidroelétricos, que terão a dupla função de controlo de caudal e produção de energia.

O estudo e simulação dos modelos de controlo contidos neste trabalho permite concluir que é possível garantir a segurança das condutas e produzir energia eléctrica com turbinas nelas instaladas. Interessa assim aprofundar este tipo de estudos de forma a conseguir modelos de controlo que, com as premissas indicadas, possibilitem a optimização da produção de energia.

Palavras chave – conduta de abastecimento de água, eficiência energética, modelação de sistemas, controlador.

ÍNDICE

INDICE DE FIGURAS.....	V
INDICE DE TABELAS.....	VII
NOTAÇÃO E ABREVIATURAS.....	VIII
Capítulo 1 Introdução.....	1
1.1 Considerações Gerais.....	1
1.2 Descrição do caso de estudo: o troço intermédio do adutor de Castelo de Bode.....	2
1.3 Caracterização hidráulica e operacional do Troço Intermédio.....	3
1.4 Objectivo do presente trabalho.....	4
1.5 Breve referência ao equipamento de regulação de caudal existente.....	4
1.6 Análise das variáveis de exploração do adutor.....	6
Capítulo 2 Revisão bibliográfica.....	9
2.1 Turbina e conduta forçada.....	9
2.2 Geração de energia e sua injeção na rede de distribuição.....	10
2.3 Modelos de controlo.....	11
Capítulo 3 Fundamentos e definições.....	13
3.1 Variáveis associadas ao escoamento dos fluídos.....	13
3.2 Principais tipos de turbinas hidráulicas.....	14
3.2.1 Turbinas de acção.....	15
3.2.2 Turbinas de reacção.....	16
3.3 Teoria das turbomáquinas.....	18
3.4 Velocidades específicas.....	20
3.5 Semelhança e número específico de rotações.....	21
3.6 Representação gráfica das características das turbinas.....	23
Capítulo 4 Estudo do Adutor Como Conduta Forçada e sua Modelação.....	26
4.1 Conceitos de dinâmica dos fluídos.....	26
4.1.1 Tipos de escoamento.....	26

4.2 Teoria do golpe de aríete.....	27
4.2.1 A formação da onda de pressão.....	27
4.3 Equações fundamentais do escoamento em regime perturbado.....	30
4.3.1 Representação do escoamento perturbado através da teoria das linhas de transmissão	32
4.4 Modelo matemático da conduta forçada	36
4.4.1 Conduta forçada modelada como linha de transmissão.....	36
4.4.2 Modelo rígido da conduta forçada.....	36
4.5 Problemas devido ao golpe de aríete e métodos de atenuação em centrais hidroeléctricas.....	38
4.5.1 Protecção por chaminé de equilíbrio	38
4.5.2 Protecção por válvula reguladora de pressão.....	40
Capítulo 5 Modelação da turbina.....	42
5.1 Modelos de sistemas hidroeléctricos.....	42
5.1.1 Modelo não linear simples.....	42
5.1.2 Condições particulares do funcionamento da turbina hidráulica.....	45
5.1.3 Modelo não linear, rígido, sem dispositivo de protecção hidráulica	46
5.1.4 Modelo não linear, rígido, com dispositivo de protecção hidráulica.....	47
5.1.5 Modelo não linear, elástico, sem dispositivo de protecção hidráulica.....	48
5.1.6 Modelo não linear, elástico, com dispositivo de protecção hidráulica	48
5.1.7 Modelo não linear, rígido, com chaminé de equilíbrio e válvula limitadora de pressão	49
5.1.8 Modelo rígido linearizado, sem dispositivo de protecção hidráulica	51
5.1.9 Modelo elástico linearizado.....	52
Capítulo 6 Modelação do gerador e da ligação à rede eléctrica.....	56
6.1 Considerações gerais.....	56
6.2 Funcionamento do gerador assíncrono de indução	56
6.3 Circuito equivalente	58
6.4 Potência fornecida pelo gerador de indução	59
6.5 Controlo da velocidade e da tensão.....	60
6.6 Dinâmica rotacional	60

6.6.1 Tempo de lançamento.....	62
6.7 Modelo do gerador a utilizar na simulação.....	62
Capítulo 7 Modelação do Regulador	64
7.1 Funções do Regulador.....	64
7.2 Controlo automático da geração	66
7.3 Modelos de controladores	66
7.4 Princípio de funcionamento do controlador PID	67
7.5 Ajustamento do controlador PID	69
7.6 Controlo do grupo turbina-gerador	70
7.7 Controlador utilizado em estudos de rejeição de carga.....	71
Capítulo 8 Estudo do Controlo de Caudal na Conduta Utilizando um Gerador Hidroeléctrico.....	73
8.1 Sistemas de protecção da conduta forçada.....	73
8.2 Caracterização do equipamento a instalar.....	76
8.3 Dimensionamento preliminar da instalação.....	78
Capítulo 9 Aplicação dos modelos analisados ao caso de estudo	80
9.1 Modelo elástico.....	80
9.2 Função de transferência aproximada por uma função de parâmetros concentrados	80
9.3 Simulação do modelo elástico em Simulink	84
9.3.1 Implementação em Simulink do modelo elástico com controlador PID	86
9.4 Conclusões e trabalho futuro.....	87
BIBLIOGRAFIA	88

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1-1 - Esquema do troço intermédio do Adutor de Castelo de Bode.....	5
Fig. 1-2 - Esquema de uma válvula multijactos (Monovar).....	6
Fig. 1-3 - Caudal em função do grau de abertura.....	6
Fig. 1-4 - Caudal e perda de carga na válvula V08. Monitorização de 1 ano.....	7
Fig. 1-5 - Avaliação da potência cedida pelo escoamento	7
Fig. 3-1 – Esquema geral da instalação de uma turbina	13
Fig. 3-2 ~Esquema de uma turbina Pelton	15
Fig. 3-3 - Constituição de uma turbina Francis	17
Fig. 3-4 - Esquema de uma turbina de hélice	18
Fig. 3-5 - Triângulos de velocidade à entrada e à saída da roda de uma turbina centrípeta.....	19
Fig. 3-6 – Exemplos de velocidades específicas de turbinas de reacção [9]	22
Fig. 3-7 – Característica sintética de uma turbina Francis.	24
Fig. 3-8 – Característica combinada de uma turbina Francis	25
Fig. 4-1 – Estabelecimento de uma onda de pressão.....	28
Fig. 4-2- Reflexão da onda de pressão no reservatório	28
Fig. 4-3 – Reflexão da onda de pressão na válvula	28
Fig. 4-4 – 2ª reflexão da onda de pressão no reservatório.....	29
Fig. 4-5 – Variação da pressão na válvula, com atrito de escoamento nulo.....	29
Fig. 4-6 – Variação da pressão na válvula, considerando o atrito de escoamento	30
Fig. 4-7 – Esquema de um aproveitamento hidroeléctrico com chaminé de equilíbrio.	39
Fig. 4-8 – Princípio de funcionamento de uma válvula reguladora de pressão [6]	41
Fig. 4-9 – Funcionamento sincronizado do distribuidor da turbina e da válvula reguladora de pressão em situação de rejeição total da carga [6]	41
Fig. 5-1 Modelo não linear simplificado	44
Fig. 5-2 – Resposta da turbina a um degrau na abertura do distribuidor.....	46

Fig. 5-3 – Modelo não linear, rígido, sem dispositivo de protecção	47
Fig. 5-4 – Modelo não linear, rígido, com túnel de adução e chaminé de equilíbrio.	47
Fig. 5-5 – Modelo elástico incluindo o efeito do golpe de ariete.	48
Fig. 5-6 – Modelo elástico com chaminé de equilíbrio	49
Fig. 5-7 – Modelo rígido com válvula de bypass.	50
Fig. 5-8 – Modelo linearizado da turbina com conduta forçada representada pelo modelo rígido	51
Fig. 5-9 – Modelo elástico linearizado, com chaminé de equilíbrio.	54
Fig. 6-1 Auto-excitação de um gerador de indução por meio de um condensador	57
Fig. 6-2 Característica binário-velocidade de uma máquina assíncrona.	57
Fig. 6-3 – Modelo equivalente do gerador de indução.....	58
Fig. 6-4 – Esquema equivalente do gerador de indução autoexcitado, alimentando uma carga RLC. .	58
Fig. 6-5 – Característica mecânica de um gerador de indução em função da carga.....	59
Fig. 7-1 – Diagrama de controlo de um gerador hidroeléctrico	65
Fig. 7-2 – Regulador mecânico para uma turbina Francis.....	65
Fig. 7-3 – Diagrama de blocos de uma turbina com controlo em cadeia fechada.....	70
Fig. 7-4 – Regulador PID com válvula piloto e actuador.....	70
Fig. 7-5 – Modelo de controlo em ordem ao nível do reservatório.	71
Fig. 7-6 – Modelo de controlo utilizado em estudos de rejeição de carga	72
Fig. 8-1 – Esquema da turbina com a válvula reguladora de pressão.	74
Fig. 8-2 – Esquema dos actuadores do distribuidor da turbina e da válvula reguladora de pressão [24].	74
Fig. 8-3 – Turbina Francis e válvula reguladora de pressão em by-pass.....	75
Fig. 8-4 – Pormenor da válvula reguladora de pressão.	75
Fig. 8-5 – Montagem de uma turbina Kaplan em bypass a uma válvula reguladora de caudal	76
Fig. 8-6 – Esquema de princípio do sistema de controlo e protecção	77
Fig. 8-7 – Instalação de uma turbina Francis em bypass à conduta adutora.	77
Fig. 9-1 – Diagrama de Bode (pm(s)/y(s) com, aproximada com n=1.....	81
Fig. 9-2 – Resposta ao escalão da FT com n=1.....	81

Fig. 9-3 – Diagrama de Bode ($p_m(s)/y(s)$ com, aproximada com $n=2$	82
Fig. 9-4 – Resposta ao escalão da FT com $n=2$	82
Fig. 9-5. - Diagrama de Bode ($p_m(s)/y(s)$ do modelo rígido.....	83
Fig. 9-6 – Resposta ao escalão do modelo rígido.....	83
Fig. 9-7 – Modelo de simulação da conduta forçada em Simulink.	84
Fig. 9-8 – Evolução da pressão (queda) na conduta e da potência da turbina, em função da abertura do distribuidor (y).....	85
Fig. 9-9 – Aplicação de um controlador PID a uma turbina e conduta forçada representada pelo modelo elástico.....	86
Fig. 9-10 – Evolução da potência e da abertura do distribuidor, em função da potência eléctrica imposta pela carga ao gerador.	87

INDICE DE TABELAS

Tabela 7-1 - Influência dos parâmetros do controlador PID na resposta do sistema controlado	68
Tabela 8-1 – Potência hidráulica disponível conforme o regime de exploração.....	78
Tabela 8-2 – Características básicas da turbina a utilizar.....	78
Tabela 8-3- Características do gerador.....	79

NOTAÇÃO E ABREVIATURAS

Variável	Descrição
<hr/>	
Variáveis relativas à conduta forçada	
A	Área da secção da conduta forçada
B	Inertância da conduta
C	Capacitância da conduta
D	Diâmetro da conduta
L	Comprimento da conduta
Q	Caudal
U	Velocidade média numa secção
a	Velocidade de propagação da onda de pressão na conduta
f	Coefficiente de atrito de escoamento
Z_0	Impedância característica da conduta
v	Constante de propagação
ρ	Massa volúmica da água
γ	Peso volúmico da água
Variáveis relativas às turbinas hidráulicas	
H, H_u	Queda útil
M	Binário
P	Potência
P_m	Potência mecânica
Q	Caudal
Y	Posição de abertura do regulador
J	Momento de inércia
η	Rendimento da turbina
ω	Velocidade angular

Variáveis gerais	
K	Constante
K _P	Ganho proporcional
K _I	Ganho integral
K _D	Ganho derivativo
T	Tempo característico relativo a um equipamento
g	Aceleração da gravidade
t	Tempo
Variáveis normalizadas – variação em torno de um ponto de operação	
h	Queda $(H - H_0) / H_0$
m	Binário $(M - M_0) / M_0$
n	Velocidade de rotação $(N - N_0) / N_0$
p	Potência $(P - P_0) / P_0$
q	Caudal $(Q - Q_0) / Q_0$
y	Grau de abertura do distribuidor da turbina $(Y - Y_0) / Y_0$

Capítulo 1 Introdução

1.1 Considerações Gerais

Os sistemas de captação, transporte e distribuição de água são compostos por bombas, condutas, reservatórios e diversos equipamentos de comando e controlo, sendo em geral importantes consumidores de energia. Esta é consumida principalmente pelos equipamentos de bombagem e pelas instalações de tratamento.

A água é captada a partir de origens superficiais ou subterrâneas, sendo elevada por meio de grupos electrobomba para reservatórios a cotas mais elevadas, sendo seguidamente tratada e enviada para consumo.

Conforme a extensão e complexidade dos sistemas, os locais de consumo podem ficar consideravelmente afastados dos locais de captação, sendo necessário estabelecer condutas para o transporte da água.

A orografia do terreno onde tais sistemas se desenvolvem pode implicar que o transporte da água se faça através de elevação, mediante bombagem, ou em escoamento gravítico. No primeiro caso verifica-se consumo de energia; no segundo, a energia necessária ao escoamento é a energia potencial armazenada na água do reservatório de origem.

O aumento da poluição da água nas origens tradicionais obriga a custos de tratamento cada vez maiores, incluindo-se nestes uma importante parcela de energia. Por outro lado, as entidades gestoras dos sistemas de abastecimento de água têm a necessidade de procurar novas fontes de abastecimento, menos poluídas, mas mais distantes dos locais de consumo. Condutas de transporte mais extensas representam maiores custos de investimento e também de exploração.

Sendo a água um bem indispensável à vida e essencial nas mais diversas actividades produtivas, a sua gestão reveste-se de uma responsabilidade social da maior importância.

A gestão dos sistemas de abastecimento de água envolve, como se referiu, aspectos relativos ao consumo de energia associado ao tratamento e elevação da água. A questão energética assume uma importância crescente, não só pelo impacto do custo da energia no valor do produto final, mas também pela questão ambiental que lhe está associada. Com efeito, grande parte da energia eléctrica que se consome em Portugal é produzida com recurso à queima de combustíveis fósseis que, como se sabe, é responsável por grande parte da produção de gases com efeito de estufa e outros poluentes atmosféricos.

Uma das grandes preocupações na gestão dos recursos consumidos pelos sistemas de abastecimento de água é a melhoria da eficiência energética dos seus processos de produção e transporte. Investe-se em

sistemas de monitorização de consumos e em acções de manutenção preventiva como forma de evitar a degradação do rendimento dos equipamentos de bombagem. Mais recentemente, as entidades gestoras tomam atitudes mais pró-activas no sentido de melhorar a eficiência energética através da produção de energia eléctrica obtida pela recuperação da energia dissipada em algumas etapas dos seus processos produtivos.

Uma das áreas que têm sido objecto de análise é a do transporte de água em condutas em que o escoamento se faz de forma gravítica. O estudo do balanço energético associado a estas instalações, pretende identificar locais onde se verifica dissipação de energia e avaliar a viabilidade técnica e económica do seu aproveitamento.

Na exploração dos sistemas de adução gravítica é necessário regular o caudal por forma a adaptá-lo às necessidades do consumo. Nos sistemas de maior dimensão o escoamento é, em geral, permanente, ajustando-se o valor do caudal ao longo do dia em função do consumo verificado, para o que é necessário introduzir uma perda de carga localizada através de uma válvula especial.

Uma perda de carga num sistema de transporte de água representa uma dissipação de energia. Sendo um recurso necessário para efectuar a regulação do caudal a abastecer, a preocupação de melhorar a eficiência do sistema, sugere a oportunidade de aproveitar essa energia.

1.2 Descrição do caso de estudo: o troço intermédio do adutor de Castelo de Bode.

O sistema de captação e transporte de Castelo de Bode é, actualmente, a principal fonte de abastecimento de água utilizada pela EPAL. Foi inaugurado em 1987 e ampliado em 1996 e 2007. É constituído pelas seguintes infraestruturas:

a) Torre de Captação

Localizada na albufeira de Castelo de Bode, admite 3 níveis de captação, às cotas 88,50, 95,40 e 104,50m. Dimensionada para captar caudais até um milhão de metros cúbicos por dia.

b) Túnel de Ligação à Estação Elevatória

Com diâmetro de 3000 mm está dimensionado para transportar até um milhão de metros cúbicos/dia.

c) Estação Elevatória

Equipada com 7 grupos electrobomba de velocidade variável, de capacidade nominal unitária de 125 000 m³/dia. Permitem elevar 625 000 m³/dia para a Estação de Tratamento de Água da Asseiceira.

d) Estação de Tratamento de Água da Asseiceira

Onde tem lugar o processo de tratamento que transforma a água captada na albufeira em água potável. Foi inicialmente equipada para tratar 500 000 m³/dia, tendo sido ampliada em 2007, ficando com

capacidade para tratar 625 000 m³/dia. A água tratada é aduzida pelo Adutor de Castelo do Bode e pelo Subsistema Regional do Médio Tejo.

e) Adutor do Castelo de Bode

É constituído por 3 troços, designados por inicial, intermédio e final. O troço inicial tem uma extensão aproximada de 8,7 km, é constituído maioritariamente por tubagem de betão pré-esforçado com alma de chapa de aço e diâmetro interior de 1800 mm e transporta a água proveniente da Estação Elevatória até à Estação de Tratamento de Água (ETA) da Asseiceira.

Desde a ETA até à câmara de manobras de Várzea das Chaminés (Azambuja), numa extensão de 67,8 km, desenvolve-se o troço intermédio, interrompido sensivelmente a meio do percurso pelo reservatório de Alcanhões. Ambos os subtroços são constituídos por tubagem de betão com alma de chapa de aço, e diâmetro interior de 1800 mm.

O troço final, entre a Várzea das Chaminés e a Estação Elevatória de Vila Franca de Xira, tem cerca de 12 km de comprimento, sendo formado por troços com diâmetros de 1500 mm, 1800 mm e 2500 mm, construídos em betão com alma de chapa de aço.

1.3 Caracterização hidráulica e operacional do Troço Intermédio

A conduta em análise compreende dois troços:

- a) Entre o Reservatório Inicial, na ETA de Asseiceira, à cota de 114,3 m, e o Reservatório Intermédio, em Alcanhões, à cota de 73,8 m, com o comprimento é de 33000 m. A montante deste reservatório, está intercalada na conduta uma válvula de regulação de caudal do tipo multijactos, modelo *Monovar*.
- b) Entre o Reservatório Intermédio e o Reservatório Final, na Várzea das Chaminés, à cota de 26,8 m. Tem o comprimento de 34800 m. Tal como no 1º troço, também existe uma válvula de regulação de caudal, a montante do Reservatório Final.

As perdas de carga provocadas por estas válvulas, associadas à regulação do caudal, variam entre os 15 e os 25 mca.

A exploração do sistema de abastecimento de água implica a regulação do caudal circulante na conduta adutora, de acordo com as necessidades do consumo, que variam ao longo do ano.

Para a gestão do sistema de abastecimento recorre-se à monitorização das variáveis de exploração (caudal, pressão, nível de reservatórios) e da situação operacional dos equipamentos (bombas, motores, válvulas), efectuada através de um sistema de telegestão. As comunicações que suportam a telegestão utilizam em parte uma rede de comunicações própria e em parte a rede pública de

comunicações. Para efectuar a monitorização e o comando dos equipamentos utiliza-se um software SCADA, operado a partir de um Centro de Comando.

1.4 Objectivo do presente trabalho

Neste trabalho estuda-se em particular o Troço Intermédio, no que respeita ao modo de regulação dos regimes de escoamento e ao balanço energético associado, tendo como objectivo a recuperação da energia potencial excedentária e sua conversão em energia eléctrica.

A energia eléctrica produzida será injectada na Rede Eléctrica de Serviço Público, em Média Tensão.

Com este trabalho pretende-se: efectuar a caracterização da energia disponível no escoamento, identificar os tipos de turbinas e geradores adequados à recuperação dessa energia e, mediante análise dos modelos de controlo aplicáveis em geração hidroeléctrica, identificar os que melhor se adequam a esta aplicação concreta.

O modelo de controlo a implementar deverá permitir a maximização da energia produzida, associada à garantia de segurança da conduta adutora.

Para a implementação do sistema de controlo utiliza-se o Matlab/Simulink.

1.5 Breve referência ao equipamento de regulação de caudal existente

O troço intermédio do Adutor de Castelo de Bode é composto por 2 sub-troços, cada um correspondendo a cerca de metade do percurso.

A carga hidráulica disponível, em cada sub-troço, corresponde à diferença de cotas do nível da água nos reservatórios de cada extremidade. Esta carga hidráulica representa a energia total disponível para manter o escoamento na conduta.

Na exploração do adutor é necessário regular o caudal transportado por forma a ajustar o seu valor às necessidades do consumo. Uma vez que o escoamento se processa de modo gravítico, a redução do caudal efectua-se por introdução de uma perda de carga localizada. Esta perda de carga ajustável é concretizada mediante uma válvula especial do tipo multijactos (*Monovar*).

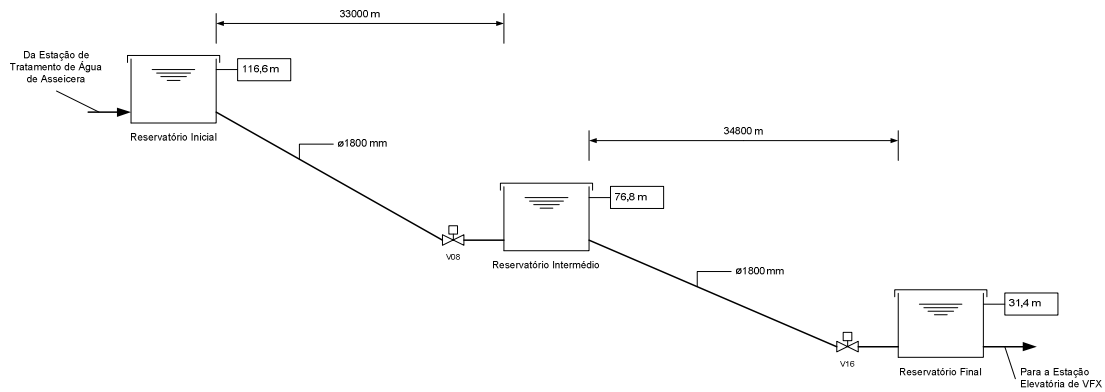


Fig. 1-1 - Esquema do troço intermédio do Adutor de Castelo de Bode

A válvula multijactos é constituída por uma placa fixa em ferro fundido especial, com um certo número de furos, colocada perpendicularmente ao escoamento, sobre a qual desliza uma segunda placa com igual número de furos e com o mesmo diâmetro que a placa fixa. Quando os furos da placa móvel e da placa fixa estão coincidentes, a perda de carga é mínima. Fazendo deslizar a placa móvel provoca-se a obturação progressiva dos furos da placa fixa, inserindo assim uma perda de carga e provocando a redução do caudal.

Na Fig. 1-2 mostra-se esquematicamente o funcionamento de uma válvula deste tipo e na Fig. 1-3 a curva de variação do caudal em função do grau de abertura.

A perda de carga, ΔH , provocada pela válvula multijactos [32] é dada pela expressão seguinte

$$\Delta H = k \frac{V^2}{2g} \quad (1-1)$$

Em que

ΔH – perda de carga produzida pela válvula [m]

k - factor de perda de carga

V – velocidade calculada com base na secção correspondente ao caudal nominal [m/s]

g – aceleração da gravidade [m/s²]

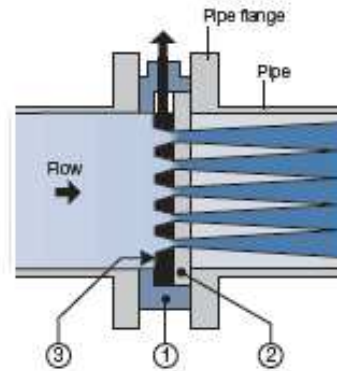


Figure 1
 1 - Annular body
 2 - Downstream, fixed plate
 3 - Upstream, mobile plate

Fig. 1-2 - Esquema de uma válvula multijactos (Monovar)

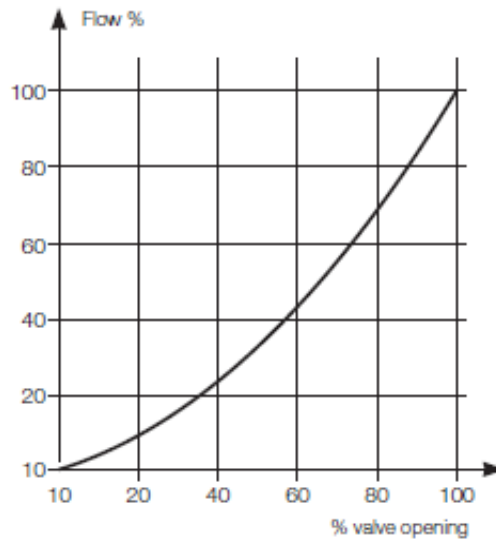


Fig. 1-3 - Caudal em função do grau de abertura

A regulação destas válvulas é efectuada por meio de um actuador eléctrico, sendo o seu movimento telecomandado através do Sistema de Telegestão, tendo presentes os valores do caudal pretendido e da perda de carga associada.

1.6 Análise das variáveis de exploração do adutor

O programa de telegestão permite recolher dados de exploração do adutor, designadamente caudal e pressão. Um dos pontos de monitorização da pressão localiza-se junto às válvulas de perda de carga, utilizadas para regular o caudal. A análise dos valores de pressão e caudal permite efectuar uma

avaliação preliminar da energia dissipada nas referidas válvulas e que servirá de base para o dimensionamento das turbinas a instalar.

Na Fig. 1-4 mostram-se as curvas de evolução do caudal e da pressão numa das válvulas de perda de carga existentes.

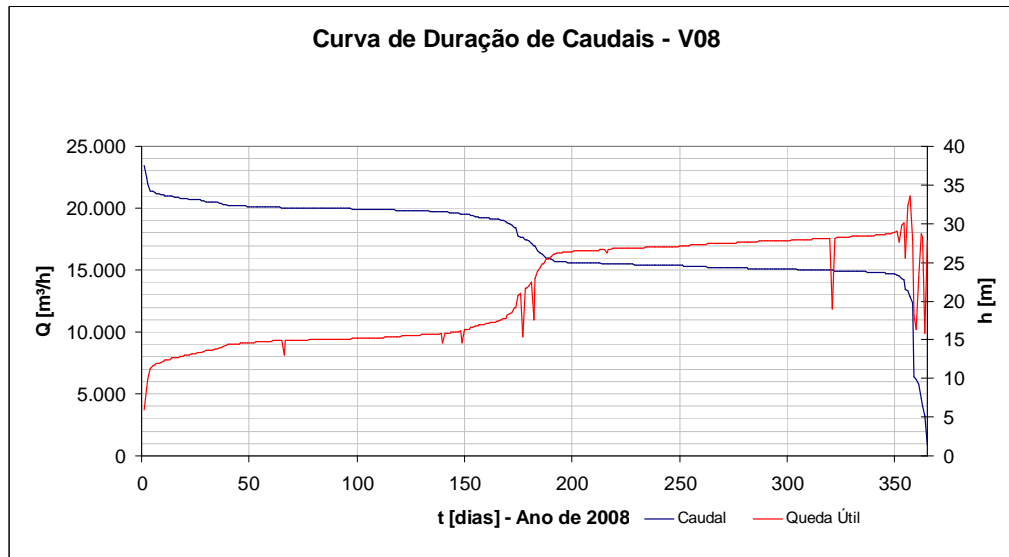


Fig. 1-4 - Caudal e perda de carga na válvula V08. Monitorização de 1 ano.

Com base nos valores das variáveis referidas pode efectuar-se uma avaliação previsional da potência que poderá ser extraída do escoamento através da instalação de um grupo de turbina e gerador (Fig. 1-5).

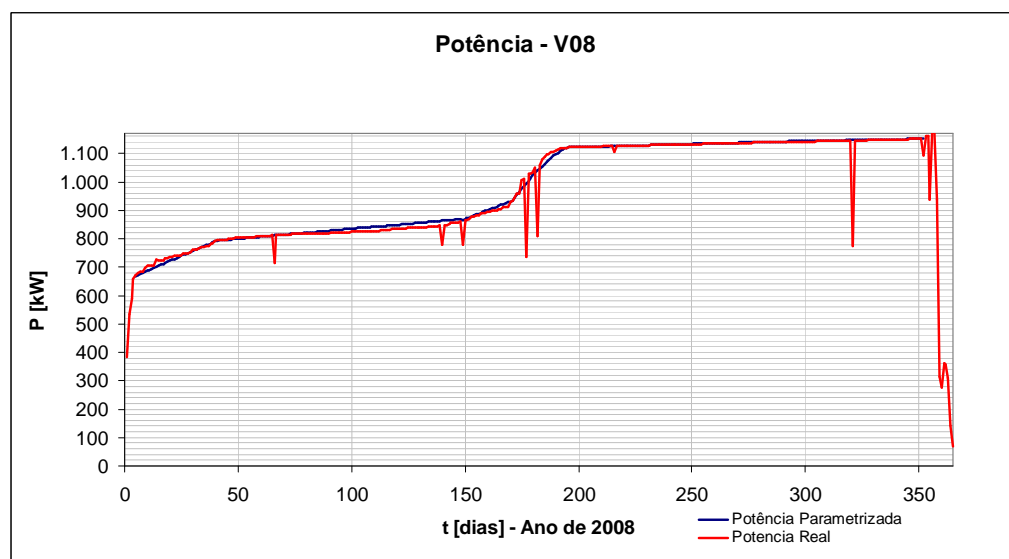


Fig. 1-5 - Avaliação da potência cedida pelo escoamento

A potência cedida pelo escoamento é calculada pela expressão:

$$P = \gamma QH \quad (1-2)$$

Em que:

P – potência cedida pela água em escoamento na válvula de regulação [W]

γ - peso volúmico da água [N/m³]

Q – caudal através da válvula [m³/s]

H – queda de pressão provocada pela válvula [m]

g – aceleração da gravidade [m/s²]

O caudal no adutor é de escoamento permanente, embora não tenha valor constante, existindo uma perda de carga permanente introduzida pela válvula reguladora.

Havendo alteração dos valores do caudal e da queda útil consoante os regimes de exploração do Adutor, interessa que o rendimento da turbina varie pouco com estes regimes, com vista à maximização da energia produzida.

Capítulo 2 Revisão bibliográfica

Neste capítulo indicam-se as obras utilizadas como referência no o presente trabalho e apresentam-se os principais resultados da pesquisa efectuada às publicações que abordam a temática tratada. Esta pesquisa incidiu sobre os seguintes temas:

Modelação dos componentes do sistema hidroeléctrico;

Controladores para turbinas hidráulicas.

A análise incidiu sobre a modelação da conduta forçada, da turbina hidráulica, do gerador e sua ligação à rede eléctrica, do regulador da turbina e equipamentos de protecção contra transitórios hidráulicos.

São também objecto de análise aplicações de sistemas hidroeléctricos de mini-geração, em particular integradas em sistemas de abastecimento de água.

2.1 Turbina e conduta forçada

A conduta forçada e sua protecção contra transitórios foi alvo de especial atenção pois, no caso de estudo, a referida conduta constitui o principal adutor de um importante sistema de abastecimento de água.

Considera-se a modelação da conduta forçada segundo os modelos rígido e elástico, este considerando o efeito do golpe de ariete .

Wylie and Streeter (1978) apresentam a dedução das equações que conduzem à modelação da conduta forçada segundo o modelo da coluna de água rígida, linear e não-linear, bem como o modelo elástico considerando o efeito do golpe de ariete.

Chaudhry (1979) efectua uma análise detalhada dos transitórios provocados pela operação das turbinas e descreve os sistemas de protecção aplicáveis na protecção da conduta forçada, nomeadamente, chaminé de equilíbrio, reservatório de ar comprimido, válvula de by-pass e válvula de sobrepressão.

O Working Group on Prime Movers and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies (Institute of Electric and Electronic Engineers) publicou em 1992 um importante Relatório sintetizando a modelação da conduta forçada e da turbina, bem como dos controladores aplicáveis. São propostos modelos da conduta forçada segundo o modelo rígido, linear e não-linear, e elástico com efeito do golpe de ariete. São também analisados os modelos de sistemas de protecção hidráulica mediante chaminé de equilíbrio e válvula de by-pass. Neste Relatório são também propostos modelos do sistema hidroeléctrico completo.

Na obra de Kundur (1994) é apresentado o estudo detalhado dos modelos da conduta forçada e da turbina segundo os modelos rígido linear e não-linear, e elástico considerando o efeito do golpe de ariete. São estudados os modelos dos controladores das turbinas, do gerador e sua ligação à rede eléctrica.

A obra de Almeida e Martins (1999) analisa as estruturas de controlo de caudal utilizadas em sistemas adutores de água, como o que é objecto do presente caso de estudo, apresentando metodologias de controlo tendentes a minimizar os efeitos do golpe de ariete que podem resultar de manobras das referidas estruturas de controlo. É também apresentado um programa de simulação de transitórios resultantes da manobra de válvulas em adutores.

Barbieri e Santos (1998) efectuam a modelação da conduta forçada através da analogia entre as equações que descrevem a dinâmica da conduta forçada e da chaminé de equilíbrio e os esquemas eléctricos dos componentes equivalentes de uma linha de transmissão. É apresentada um caso prático onde é testada a aplicação do método e efectuada a sua validação.

Esta metodologia é também utilizada por Nicolet et al. (2007) para a modelação e simulação de vários sistemas hidroeléctricos. Estes investigadores desenvolveram um software específico para simulação, baseado na referida analogia de modelos hidráulico e eléctrico.

Fang e Chen (2008) desenvolveram modelos em Matlab / Simulink para a representação da conduta forçada, da chaminé de equilíbrio e da turbina, bem como do controlador PID, e efectuaram a simulação com dados de casos reais. É também apresentada a optimização dos parâmetros do controlador PID.

Choo, Muttaqi e Negnevitski apresentam o estudo de sistemas com conduta forçada longa, utilizando o modelo elástico tendo em conta o efeito do golpe de ariete, e a modelação da turbina através das características do diagrama de rendimentos. É utilizado um controlador PID.

2.2 Geração de energia e sua injeção na rede de distribuição

O sistema de geração em estudo, tendo como fonte uma forma de energia renovável, caracteriza-se por algumas especificidades que foram objecto de análise neste trabalho, recorrendo a diversas obras.

A obra de Sucena Paiva [3], sendo essencialmente um tratado sobre redes de energia eléctrica, que analisa em detalhe o estudo das linhas de transporte de energia em diversas vertentes, aborda também o estudo de outros elementos que integram os sistemas de energia eléctrica, designadamente geradores e transformadores, bem como os métodos de optimização da exploração das redes. É também apresentada a organização do Sistema Eléctrico Nacional, onde é feita referência à integração dos sistemas de produção descentralizada.

Jenkins et al.[11] caracterizam a evolução dos sistemas de geração distribuída na Europa e descrevem metodologias de exploração e protecção dos geradores integrados na produção distribuída. É também analisado o impacto dos sistemas de produção distribuída na qualidade da energia e na fiabilidade das redes.

Na obra de Simões e Farret [12], é efectuado o estudo do funcionamento, modelação e exploração do gerador de indução, com referência em especial a sistemas de geração distribuída e utilização de fontes de energia renovável.

2.3 Modelos de controlo

No estudo dos controladores aplicáveis às turbinas hidráulicas têm que ter-se em conta as suas características dinâmicas especiais, dependentes da dinâmica da conduta forçada que as alimenta. Os objectivos do controlo são, como no caso de outros sistemas, assegurar a estabilidade de funcionamento e minimizar o esforço da actuação do controlador, de forma a optimizar o seu custo de utilização.

Existe vasta bibliografia publicada sobre o tema, abordando o estudo dos controladores segundo a teoria clássica e a teoria moderna do controlo.

Chaudhry, na obra já citada, define diversos parâmetros de regulação do controlador de um sistema hidroeléctrico e aplica o critério de Routh-Hurwitz para definir os limites de estabilidade.

O Relatório 1207 do IEEE, Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units, apresenta um resumo dos sistemas de controlo utilizados e diversas regras, baseadas na experimentação e nos trabalhos de diversos autores, para a sua implementação. Definem-se os testes de performance para diversas características dos controladores e são indicados modos de simulação para demonstrar a sensibilidade dos parâmetros do regulador.

O. Kuljaca, B. Strah and Zoran Vukic efectuam a síntese do controlador para um grupo turbina-gerador descrito pelo modelo linearizado. Considera-se o gerador ligado a uma rede infinita e, recorrendo aos coeficientes da turbina, obtidos a partir de testes, é estabelecido o modelo linearizado. É descrito o modelo de um controlador PI, calculado pelo método da colocação de pólos, obtidos pela resolução da equação diofantina do denominador da função de transferência inicialmente estabelecida.

Kishor et al. (2004) apresentam uma metodologia de optimização de reguladores quadráticos (LQG/LQR) aplicados no controlo e simulação de uma turbina e respectiva conduta forçada, a qual é descrita pelo modelo rígido. A simulação é efectuada em Matlab.

Tendo em conta a dificuldade inerente à característica de fase não mínima da turbina, Yang, F. *et al.*, (2010), propõem um modelo de controlo recorrendo a uma mudança de coordenadas, utilizando o

método de realimentação por linearização exacta. São apresentados os resultados de uma simulação com o gerador ligado a uma rede infinita, assim como é efectuada a comparação do controlo recorrendo a um modelo PID.

P. Pennacchi, *et al.*, (2011), apresentam o modelo numérico que descreve o comportamento dinâmico de uma turbina Francis instalada numa central hidroeléctrica, detalhando os diversos equipamentos e os modelos correspondentes, em particular a descrição da conduta forçada pelo modelo elástico. Por fim, são apresentados os resultados de testes de funcionamento e efectuada a comparação com os modelos anteriormente desenvolvidos.

Um modelo de controlo com o objectivo de maximizar a energia produzida é proposto por A. Borghetti, *et al.*, (2008), através da utilização de um gerador de velocidade variável associado a um conversor electrónico de potência comandado por um sistema de busca do ponto de máxima eficiência (Maximum Efficiency Point Tracking). Com este sistema pretende-se maximizar a energia produzida a partir de cursos de água e fazer face à sazonalidade do caudal, funcionando quer em situações de caudal máximo resultante do degelo ou elevada precipitação, quer de caudal mínimo definido pela entidade reguladora.

Capítulo 3 Fundamentos e definições

Neste capítulo apresenta-se uma breve descrição do funcionamento dos vários tipos de turbinas hidráulicas, com especial incidência no funcionamento das turbinas de reacção, por ser as que melhor se adequam à aplicação ao caso de estudo, que é objecto do presente trabalho.

3.1 Variáveis associadas ao escoamento dos fluídos

O esquema da Fig. 3-1 representa de forma simplificada um sistema de transporte de água por escoamento gravítico, no qual está instalada uma turbina com gerador eléctrico. Nele estão representadas algumas características fundamentais que importa definir.

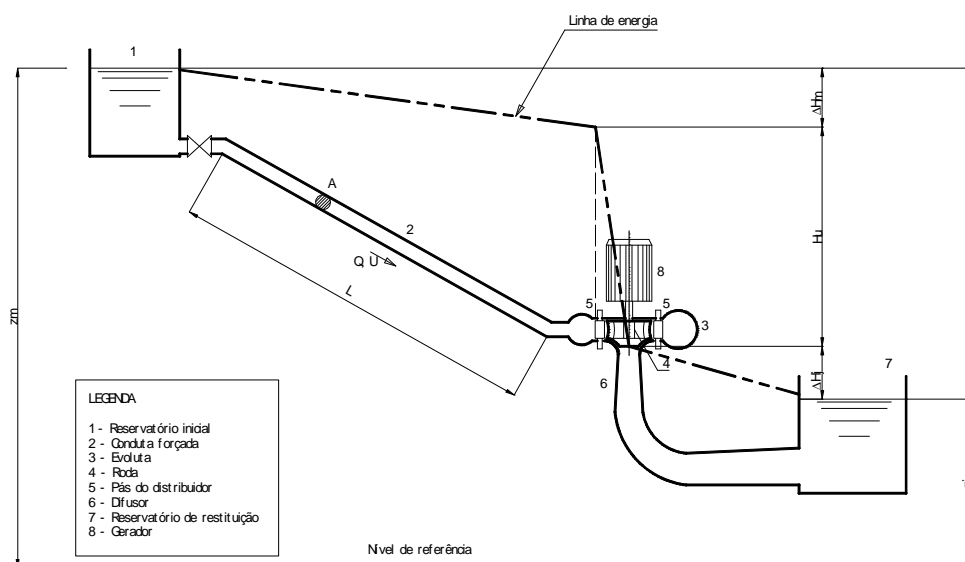


Fig. 3-1 – Esquema geral da instalação de uma turbina

Dado o nível de referência, em geral a cota do nível médio da água do mar, definem-se z_m e z_j , respectivamente as alturas geométricas de montante e de jusante, em relação à turbina.

A linha de energia representa o teorema de Bernoulli aplicado a líquidos reais:

$$\frac{p}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} = const. \quad (3-1)$$

em que cada uma das parcelas representa, sucessivamente, a energia de pressão, a energia potencial e a energia cinética por unidade de peso do líquido, sendo:

γ - peso volúmico

g – aceleração da gravidade.

Entende-se por **queda bruta** a diferença de cotas entre os níveis dos reservatórios de montante e de jusante

$$H_t = z_m - z_j \quad (3-2)$$

Devido às perdas energéticas associadas ao escoamento, a carga aplicada à turbina tem o valor

$$H_u = z_m - z_j - \Delta H \quad (3-3)$$

H_u designa-se por queda útil, sendo ΔH a perda de carga nos circuitos hidráulicos.

A potência P_m de uma turbina hidráulica é a potência disponível no veio da roda. Designando por H_e e H_s a carga, respectivamente, à entrada e à saída da turbina e por η o rendimento da transformação vem, tendo em conta a expressão (1-2):

$$\eta = \frac{P_m}{\gamma Q(H_e - H_s)} = \frac{P_m}{\gamma Q H_u} \quad (3-4)$$

Que se pode escrever na forma

$$P_m = \eta \gamma Q H_u \quad (3-5)$$

3.2 Principais tipos de turbinas hidráulicas

As turbinas podem ser consideradas motores hidráulicos que convertem a energia contida na água em energia mecânica, a qual é utilizada para accionar geradores que produzem energia eléctrica. [1]

A turbina hidráulica é uma máquina rotativa que é actuada pelo impulso ou pela reacção de um fluxo de água que incide no rotor, designado por roda. De acordo com o princípio de conversão da energia hidráulica em mecânica indicado, as turbinas classificam-se em:

Turbinas de acção ou de impulsão, nas quais a roda é formada por um núcleo em cuja periferia se dispõem radialmente pás, nas quais incide a água proveniente de um ou mais injectores. A pressão da água é convertida em energia cinética antes de atingir a roda.

Turbinas de reacção, cuja roda é formada por um conjunto de pás curvas, que convertem a energia potencial e a energia de pressão da água do escoamento, em energia mecânica.

3.2.1 Turbinas de acção

Uma turbina de acção é formada pela roda, em cuja periferia estão dispostas radialmente pás côncavas, e por um ou mais injectores. Os injectores transformam a energia de pressão do escoamento em energia cinética e produzem jactos adequadamente orientados para a roda. O(s) jacto(s) de água incidem numa direcção quase tangencial à roda, sobre as pás, produzindo o binário motor.

Cada injector tem nos seu interior um obturador de forma cónica, a agulha, cujo deslocamento provoca a variação da área de saída e portanto do caudal do jacto.

O movimento do obturador do injector é comandado pelo regulador de velocidade de rotação do grupo turbina-gerador.

Como parte dos dispositivos de controlo e protecção, cada injector está equipado com um deflector que, quando accionado, afasta o jacto de água da direcção de incidência na roda, provocando a anulação do binário motor.

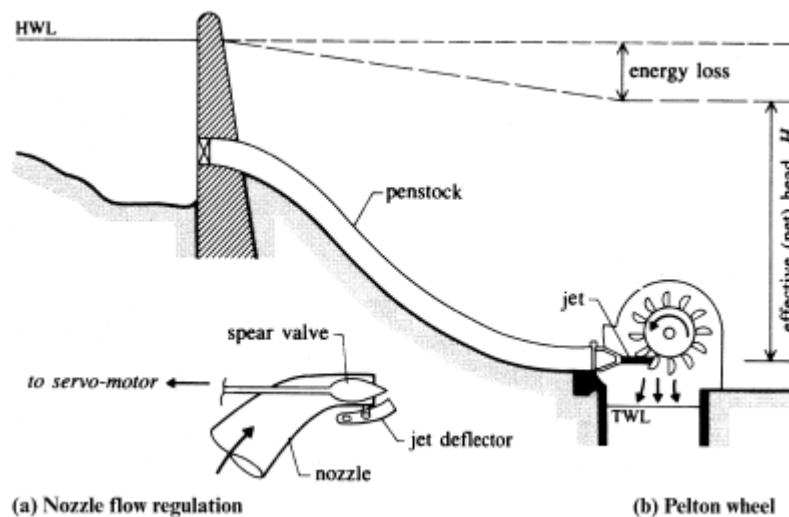


Fig. 3-2 ~Esquema de uma turbina Pelton

Os tipos de turbinas de acção mais usuais são:

- Pelton, em que as pás têm forma semelhante a calotes esféricas nas quais incide o jacto de água na face côncava.
- Cross-flow, nas quais as pás são constituídas por lâminas rectilíneas de secção curva, em cuja face côncava incide o jacto de água; o jacto atravessa o rotor perpendicularmente ao eixo, incidindo 2 vezes nas pás.

3.2.2 Turbinas de reacção

As turbinas de reacção podem subdividir-se em:

- Hélico-centrípetas – turbina Francis.
- Axiais – turbinas de hélice (roda de pás fixas), Kaplan (com roda de pás orientáveis), de bolbo e straflo.

A turbina Francis é formada pelas seguintes partes principais:

a) Roda

É formada por um disco que tem, solidário com ele, um conjunto de pás curvas, formando canais que conduzem a água da periferia para o centro. No percurso ao longo das pás produzem-se transformações na velocidade e pressão da água, resultando a produção de um binário motor.

b) Distribuidor

Formado por um conjunto de pás com perfil de asa, ajustáveis, dispostas à volta da roda, que tem as seguintes funções:

- Transformar parte da energia de pressão do escoamento em energia cinética;
- Orientar a água para a roda, distribuindo-a uniformemente pela sua periferia;
- Regular o caudal absorvido pela turbina.

As referidas pás, designadas por directrizes, são articuladas em torno de eixos e dispostas em forma de coroa circular à volta da roda. Consoante o grau de abertura das directrizes assim varia o caudal admitido na turbina

As directrizes são accionadas através de tirantes pelo anel de regulação o qual é comandado pelo regulador de velocidade da turbina.

- c) Evoluta, constituída por uma conduta em forma de espiral, de secção progressivamente decrescente, com a função de conduzir a água para o distribuidor. No seu interior instalam-se, em disposição circular, lâminas fixas, as pré-directrizes, que têm por função orientar as trajectórias de passagem para o distribuidor.
- d) Difusor, constituído por uma conduta de secção progressivamente crescente, que tem por função recuperar parte da energia cinética da água à saída da roda e conduzi-la para o reservatório de restituição.

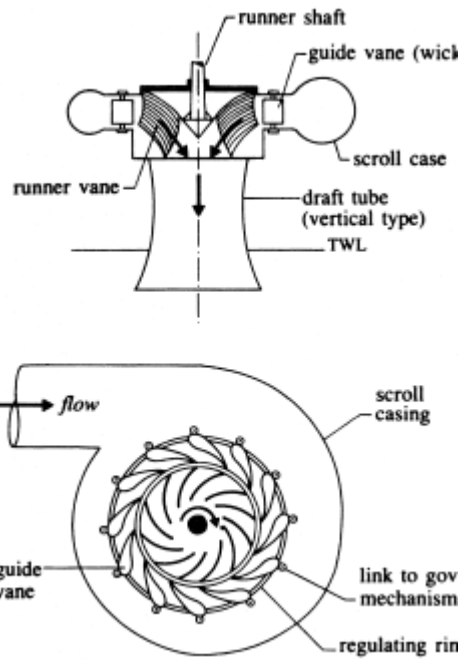


Fig. 3-3 - Constituição de uma turbina Francis

As turbinas axiais têm uma constituição semelhante mas, como o nome indica, a direcção do escoamento à entrada da roda é paralela ao eixo. Dispõem também de um distribuidor como órgão de regulação e podem apresentar-se segundo 2 variantes:

- A turbina de hélice com regulação simples.
- A turbina Kaplan ou de regulação dupla que dispõe, além do distribuidor na admissão, de regulação através da mudança da inclinação das pás da roda.

Pelo facto de dispor de dupla regulação, a turbina Kaplan permite a adaptação a uma gama alargada de valores de queda e caudal, conservando o valor do rendimento.

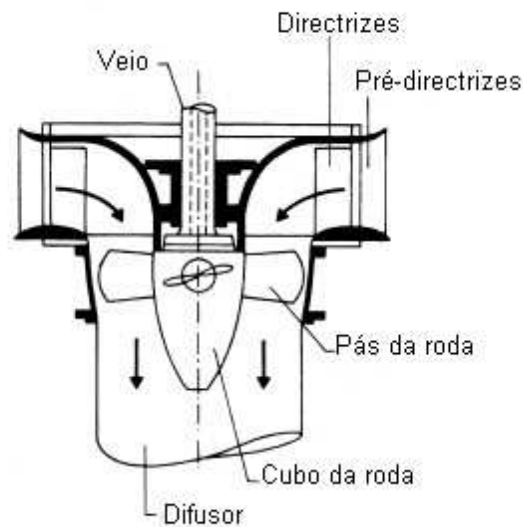


Fig. 3-4 - Esquema de uma turbina de hélice

3.3 Teoria das turbomáquinas

Nesta secção analisa-se a forma como se dá a conversão da energia contida no escoamento em energia mecânica e, em particular, a produção do binário motor na roda.

A análise que se apresenta refere-se ao funcionamento de uma turbina de reacção por ser a que se adequa à instalação que é objecto de estudo.

Considere-se o escoamento de água através de uma turbina de reacção. Em cada momento pode associar-se ao movimento de uma partícula no interior da roda, 3 vectores velocidade [1]:

- Velocidade absoluta, V ;
- Velocidade em relação à roda (ou velocidade relativa) W ;
- Velocidade periférica (ou de transporte), C .

estando as 3 velocidades relacionadas pela seguinte equação vectorial:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{C} \quad (3-6)$$

Cada partícula, no seu movimento no interior da roda, tem associado um triângulo de vectores, como se mostra na Fig. 3-5.

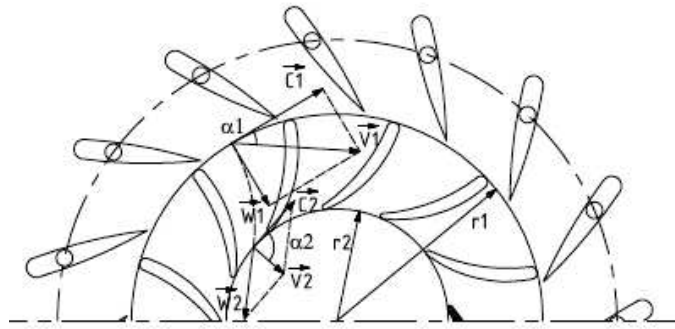


Fig. 3-5 - Triângulos de velocidade à entrada e à saída da roda de uma turbina centrípeta

A direcção da velocidade absoluta V_1 é imposta pelas directrizes do distribuidor. O traçado das pás da roda deve assegurar que o escoamento ao longo da roda se dê sem choques.

Consideremos a trajectória de uma partícula do fluido, no interior da roda, à qual estão associados os respectivos triângulos de velocidades (Fig. 3-5).

Aplicando o teorema de Euler à entrada e à saída da roda, podemos escrever

$$M = \rho Q (V_1 r_1 \cos \alpha_1 - V_2 r_2 \cos \alpha_2) \quad (3-7)$$

em que:

M – binário motor

ρ - massa volúmica da água

Q – caudal absorvido pela turbina

V_1 – velocidade absoluta à entrada da roda

V_2 – velocidade absoluta à saída da roda

r_1 – raio da circunferência exterior da roda

r_2 – raio da circunferência interior da roda

α_1 – ângulo da direcção da velocidade absoluta com a tangente no ponto de incidência

α_2 – ângulo da direcção da velocidade absoluta com a tangente no ponto de saída

Sabe-se também que a potência de uma máquina rotativa, em regime estacionário, é dada pela expressão

$$P_m = M\omega \quad (3-8)$$

Sendo ω a velocidade angular.

As turbinas provocam uma queda de pressão na água em escoamento, que se traduz pela diferença de carga entre as secções de entrada e de saída. Esta diferença de carga designa-se por queda útil, H .

A potência, P , cedida pelo fluído em escoamento à turbina é dada pela expressão

$$P = \gamma QH \quad (3-9)$$

Em que γ é o peso volúmico da água.

P_m é menor que P , dado que se verificam perdas no escoamento no interior da turbina.

Assim, o rendimento hidráulico η_h de uma turbina é definido pela expressão

$$\eta_h = \frac{M\bar{\omega}}{\gamma QH} \quad (3-10)$$

Ou, substituindo o valor do binário pela sua expressão dada na Eq.

$$\eta_h = \frac{\rho Q (V_1 \bar{\omega} r_1 \cos \alpha_1 - V_2 \bar{\omega} r_2 \cos \alpha_2)}{\gamma QH} \quad (3-11)$$

Ou ainda

$$\eta_h = \frac{V_1 C_1 \cos \alpha_1 - V_2 C_2 \cos \alpha_2}{gH} \quad (3-12)$$

Desta análise resultam 2 conclusões importantes:

- O binário e a potência de uma turbina são funções unicamente das velocidades à entrada e à saída da roda e independentes do perfil das pás (Eq. 3-7).
- O perfil das pás influi nas características do escoamento da água no interior da roda pelo que influencia também as perdas de carga, a queda útil e o rendimento da turbina.

3.4 Velocidades específicas

Dividindo os valores das velocidades absoluta, relativa e periférica pelo valor da velocidade torricelliana, u , correspondente à queda útil, H :

$$u = \sqrt{2gH} \quad (3-13)$$

resultam as velocidades específicas absoluta, v , relativa, c , e periférica, w , consideradas em relação à entrada e à saída da roda. A expressão do rendimento hidráulico, em função das velocidades específicas é pois:

$$\eta_h = 2(v_1 c_1 \cos \alpha_1 - v_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (3-14)$$

3.5 Semelhança e número específico de rotações

As características do escoamento através de uma turbina dificultam o estabelecimento de modelos teóricos das mesmas. Por outro lado, sendo normalmente grandes as dimensões de uma turbina, é de grande conveniência efectuar o estudo das suas características em modelos de ensaio, dimensionados de acordo com as leis da semelhança.

Na presente secção referem-se as leis da semelhança das turbomáquinas, com aplicação em projecto e investigação, e que permitem prever o comportamento de uma máquina através da análise dos ensaios efectuados sobre um modelo à escala reduzida.

Para aplicação da teoria da semelhança é necessária a verificação das seguintes condições de semelhança: geométrica, cinemática e dinâmica.

Verifica-se a condição de semelhança geométrica desde que as dimensões de passagem do caudal obedeçam a uma escala geométrica.

A condição de semelhança cinemática implica que as turbinas tenham triângulos de velocidades semelhantes, à entrada e à saída da roda de cada uma das máquinas.

Para terem semelhança dinâmica as turbinas devem ter forças actuantes semelhantes.

Duas turbinas geometricamente semelhantes funcionam em condições de semelhança dinâmica e portanto com o mesmo rendimento, a menos do efeito de escala, desde que as velocidades de rotação, n e n' , as quedas úteis, H e H' , e as potências, P e P' , obedeçam à expressão:

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/2} \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/4} \quad (3-15)$$

A relação de semelhança permite definir a velocidade específica, n_s , de uma turbina pela expressão:

$$n_s = n \frac{P^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3-16)$$

A velocidade específica representa a velocidade de rotação de uma turbina geometricamente semelhante a um modelo que, funcionando com igual rendimento, fornece uma potência unitária sob queda útil unitária.

As turbinas de impulso, têm velocidades específicas baixas. Nas de reacção, as do tipo Francis têm velocidades específicas médias e as de hélice têm velocidades altas.

Valores típicos da velocidade específica são indicados em obras de referência, permitindo efectuar o dimensionamento preliminar de uma turbina. Estes valores dependem das unidades utilizadas, existindo as seguintes equivalências:

$$n_s \text{ [m, CV]} = 1,17.n_s \text{ [m, kW]} = n_s.4,45 \text{ [ft, HP]}$$

A Fig. 3-6 mostra a forma da roda de turbinas de reacção com diversas velocidades específicas.

Na literatura da especialidade encontram-se várias expressões para a definição da velocidade específica, conforme o sistema de unidades utilizado. A expressão (3-16) é a que se utiliza com mais frequência nas obras consultadas. Contudo, a norma IEC 60193 (1999), define velocidade específica pela seguinte expressão:

$$n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{3/4}} \quad (3-17)$$

Sendo:

n – velocidade da turbina (r.p.m.)

Q – caudal (m³/s)

E – energia hidráulica específica (J/kg)

A equivalência entre n_s e n_{QE} é dada pela expressão seguinte:

$$n_s = 995n_{QE}$$

Sendo n_s calculada em unidades do SI.

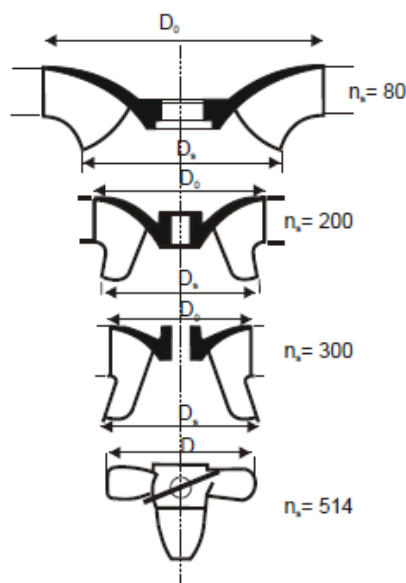


Fig. 3-6 – Exemplos de velocidades específicas de turbinas de reacção [9]

3.6 Representação gráfica das características das turbinas

O rendimento de uma turbina depende de duas características fundamentais:

- e) Os parâmetros geométricos que descrevem as características dimensionais, como o diâmetro da roda D_1 , a abertura das pás do distribuidor, a , e o ângulo das pás da roda, Φ .
- f) Os parâmetros cinéticos que reflectem as condições de operação da turbina, incluindo a velocidade n , o caudal Q , a queda H e a eficiência η .

Os parâmetros referidos expressam-se genericamente por:

$$\eta = f(D_1, y, H, n) \quad (3-18)$$

Para as turbinas axiais de pás ajustáveis é necessário considerar também o ângulo das pás da roda Φ .

Para simplificar a utilização dos parâmetros referidos estabelecem-se dois tipos de curvas características: a curva sintética, que relaciona dois parâmetros e curva característica linear que relaciona 3 parâmetros.

A característica sintética relaciona a queda com a potência ou a queda com o caudal. Podem ser classificadas como característica operacional e característica combinada.

A característica combinada permite determinar o valor do rendimento da turbina em correspondência com os outros parâmetros, sendo de grande utilidade para análise do comportamento da turbina, incluindo o funcionamento em regime transitório.

A característica linear mostra a relação entre uma variável dependente, por exemplo a potência, o caudal ou a abertura das pás do distribuidor, com os outros parâmetros da turbina. Constituem-se assim vários conjuntos de curvas de trabalho, como a curva de velocidade, a curva de queda útil e a curva de abertura do distribuidor.

As curvas referidas obtêm-se a partir de medições efectuadas em testes de modelos funcionando em regime estacionário.

A característica combinada é em geral expressa em termos dos designados valores unitários, caudal unitário Q_{11} e velocidade unitária n_{11} , definidos pelas expressões:

Caudal unitário, Q_{11} :

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_r^2 \sqrt{H_u}} \quad (3-19)$$

Velocidade unitária, n_{11} :

$$n_{11} = \frac{nD_r}{\sqrt{H_u}} \quad (3-20)$$

Sendo:

Q –caudal na turbina (m³/s)

H_u – queda útil (m)

n – velocidade de rotação (rpm)

D_r –diâmetro da roda (m).

As figuras seguintes mostram exemplos da característica sintética e da característica combinada de uma turbina Francis [7].

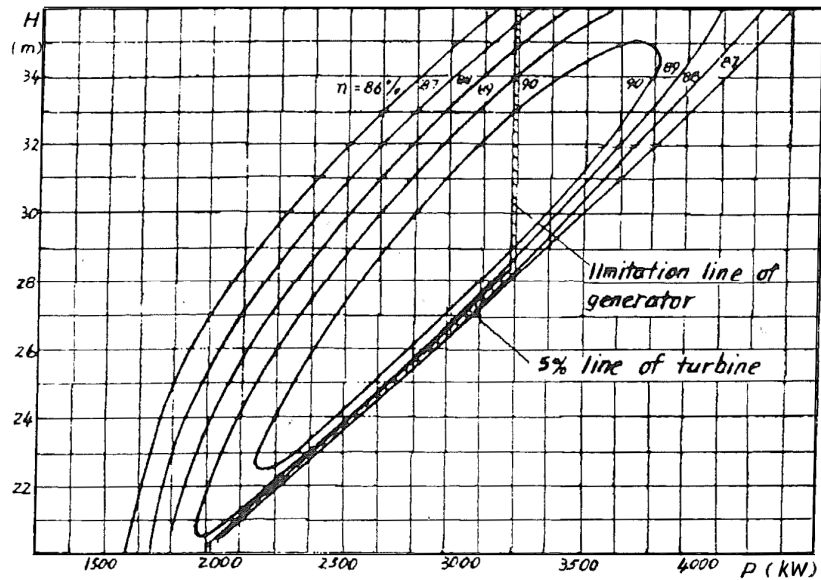


Fig. 3-7 – Característica sintética de uma turbina Francis.

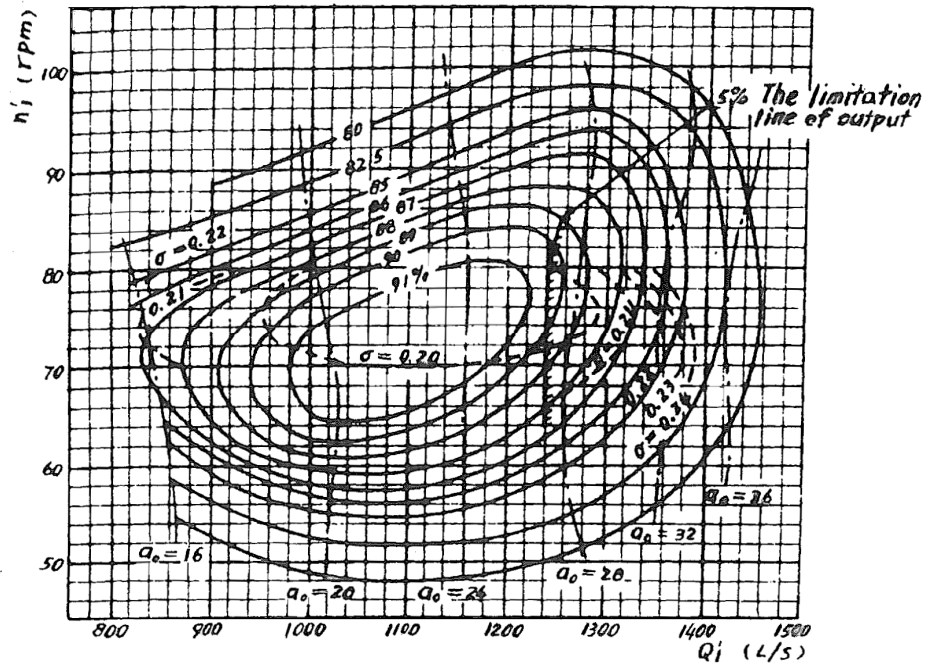


Fig. 3-8 – Característica combinada de uma turbina Francis

Capítulo 4 Estudo do Adutor Como Conduta Forçada e sua Modelação

Neste capítulo estuda-se o Adutor como conduta forçada para alimentação de uma turbina, e estabelece-se o seu modelo matemático, de forma a possibilitar a subsequente modelação do sistema total.

Serão referidos alguns conceitos relativos ao escoamento de fluídos em regime transitório, destinados a justificar o desenvolvimento dos modelos matemáticos pretendidos.

Para a preparação do presente capítulo foram especialmente consultadas as obras de Wylie and Streeter [5] e Chaudhry [6]

4.1 Conceitos de dinâmica dos fluídos

4.1.1 Tipos de escoamento

Os escoamentos variáveis sob pressão caracterizam-se pela modificação da velocidade média e da pressão, ao longo do tempo em qualquer secção da conduta. Podem ser provocados por diversas causas, tais como manobras de válvulas ou variações de regimes de funcionamento de turbinas ou de bombas.

Os escoamentos variáveis que asseguram a passagem de um regime permanente para outro regime permanente designam-se por transitórios.

No estudo dos escoamentos variáveis sob pressão, importa distinguir se a compressibilidade do líquido e a deformabilidade das paredes da conduta influenciam ou não os processos em jogo.

Para efectuar o dimensionamento estrutural de uma conduta forçada, interessa determinar os valores das pressões extremas atingíveis e os níveis extremos em oscilação nas chaminés de equilíbrio.

Também as leis de movimento dos órgãos de regulação das turbinas, sejam válvulas ou distribuidores, carecem de análise e simulação, com vista a garantir que as pressões de segurança da conduta forçada não são atingidas, nos casos de rápida actuação desses mesmos órgãos.

Daqui resulta a importância dedicada ao estudo dos transitórios hidráulicos em centrais hidroeléctricas, pela necessidade de se dimensionar economicamente um sistema de adução que resista às sobrepressões originadas pelo impulso da água sobre o dispositivo que regula o caudal da turbina. Este fenómeno é conhecido como golpe de aríete.

4.2 Teoria do golpe de aríete

Os primeiros trabalhos conducentes à determinação das sobrepressões em condutas de adução, resultantes de manobras de obturadores, devem-se a Michaud. Mais tarde, Frizell e Joukowsky deduziram a equação fundamental do golpe de aríete, que permite calcular a sobrepressão ΔH :

$$\Delta H = \pm \frac{a\Delta V_0}{g} \quad (4-1)$$

ΔV_0 é a variação de velocidade do fluido provocada por um elemento de controlo (p.ex. obturador de uma válvula, distribuidor de uma turbina) e a variável a é a velocidade de propagação da onda de pressão na conduta, ou celeridade.

Se esta onda se propaga na direcção do escoamento, considera-se a celeridade positiva, caso contrário, considera-se como negativa.

O valor da celeridade depende do fluido, do material da conduta e do modo de fixação da mesma. Quanto maior a rigidez da conduta, maior o valor da celeridade.

4.2.1 A formação da onda de pressão

Consideremos uma conduta onde se escoar água, em regime permanente, com velocidade V_0 . A conduta é abastecida por um reservatório e termina numa válvula. O nível do reservatório está à cota H_0 acima do eixo da válvula.

Em seguida analisa-se o modo de formação da sobrepressão, devido a uma manobra de fecho instantâneo da válvula.

$$\text{Fase 1: } 0 < t \leq \frac{L}{a}$$

Dá-se o fecho da válvula provocando a anulação brusca do caudal de água que circula com a velocidade V .

A água é comprimida contra as paredes da conduta que tende a expandir-se.

Estabelece-se uma onda de pressão que progride no sentido do reservatório com celeridade a .

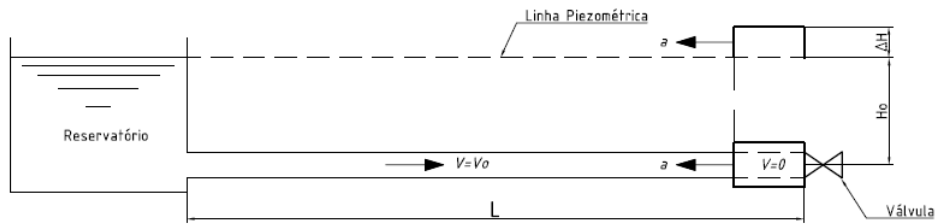


Fig. 4-1 – Estabelecimento de uma onda de pressão

Fase 2: $\frac{L}{a} < t \leq \frac{2L}{a}$

A onda de pressão atinge o reservatório, reflectindo-se e iniciando o percurso no sentido da válvula, mas a massa de água continua a mover-se para o reservatório. Reduz-se a pressão sobre a conduta, que volta a ter as dimensões iniciais.

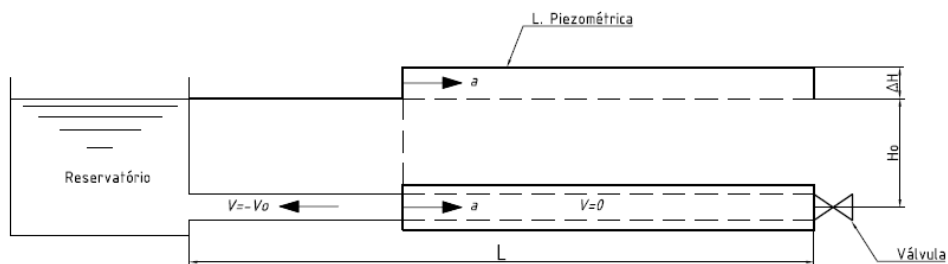


Fig. 4-2- Reflexão da onda de pressão no reservatório

Fase 3: $\frac{2L}{a} < t \leq \frac{3L}{a}$

A onda de pressão atinge a válvula, reflectindo-se, estando a massa de água ainda a deslocar-se para o reservatório. Surge uma pressão negativa que tende a contrair a conduta.

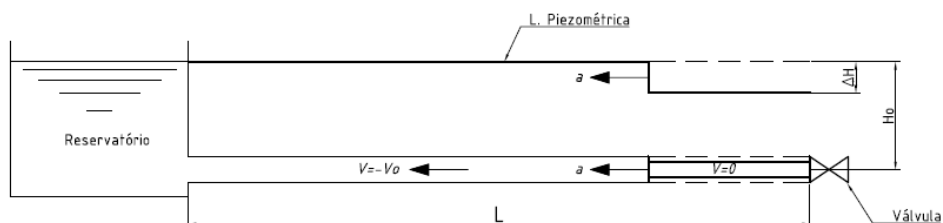


Fig. 4-3 – Reflexão da onda de pressão na válvula

Fase 4: $\frac{3L}{a} < t \leq \frac{4L}{a}$

A onda de pressão chegou ao reservatório pela 2ª vez e reflecte-se, progredindo no sentido da válvula, arrastando a massa de água e fazendo a conduta voltar às dimensões iniciais.

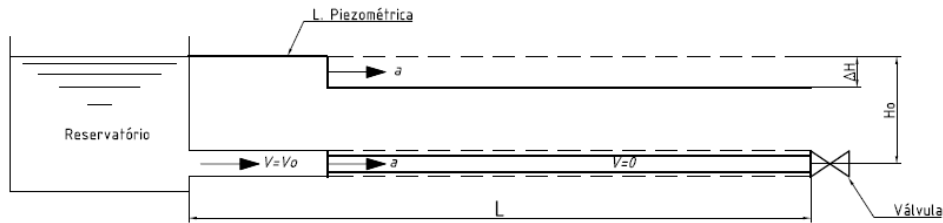


Fig. 4-4 – 2ª reflexão da onda de pressão no reservatório

A onda de pressão, provocada pelo fecho da válvula, propaga-se através do fluido contido na conduta, repetindo-se os fenómenos descritos com o período

$$T = \frac{4L}{a} \quad (4-2)$$

O tempo que decorre entre o início da propagação, após o fecho da válvula, a reflexão no reservatório e o retorno até à válvula, designa-se por tempo de reflexão elástica.

$$Te = \frac{2L}{a} \quad (4-3)$$

A Fig. 4-5 mostra a seqüência das variações de altura piezométrica descritas, assumindo que o escoamento se processa numa conduta sem atrito. Se tal conduta existisse, as oscilações de pressão prolongar-se-iam indefinidamente. Numa conduta real as variações da piezométrica são amortecidas, como se mostra na Fig. 4-6.

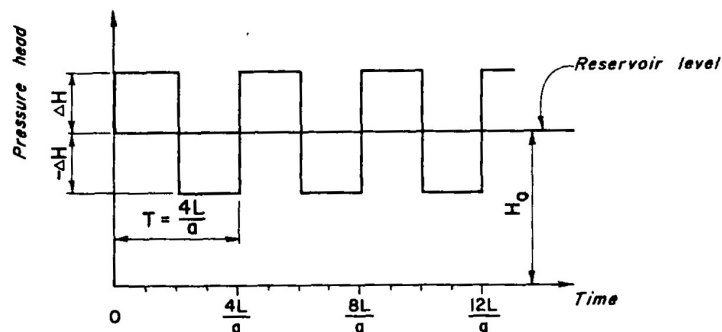


Fig. 4-5 – Variação da pressão na válvula, com atrito de escoamento nulo.

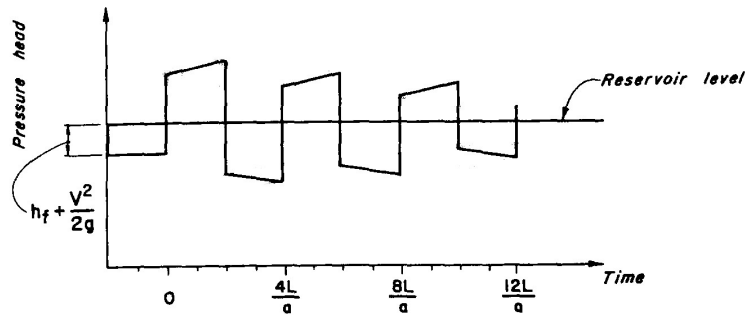


Fig. 4-6 – Variação da pressão na válvula, considerando o atrito de escoamento

4.3 Equações fundamentais do escoamento em regime perturbado

A análise da variação de pressão e do caudal numa conduta de transporte de um líquido, é baseada nos princípios físicos da quantidade de movimento e da conservação da massa. Nos casos correntes dos escoamentos em pressão, são válidas as seguintes hipóteses [2]:

A velocidade de propagação das ondas elásticas (celeridade) é muito maior do que a velocidade média do escoamento;

As variações das alturas cinéticas são desprezáveis e as linhas de energia e piezométrica são praticamente coincidentes ao longo da conduta.

Nestas condições o escoamento pode ser descrito pelo seguinte sistema de equações:

Equação da continuidade

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (4-4)$$

Equação da dinâmica

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{4\tau}{\rho D} = 0 \quad (4-5)$$

H – altura piezométrica

V – velocidade da água

D – diâmetro da conduta

g – aceleração da gravidade

a – celeridade das ondas de pressão

x – distância medida sobre o eixo da conduta

τ – tensão tangencial média na parede da conduta

ρ - massa volúmica da água.

O modelo matemático traduzido pelas equações (4-4) e (4-5) designa-se por modelo elástico, sendo a base dos modelos utilizados na análise de sistemas de abastecimento de água.

Admite-se que, durante o regime variável e para uma determinada velocidade de escoamento, a resistência hidráulica é idêntica à verificada num regime uniforme e permanente, correspondente à mesma velocidade instantânea. Assim, as tensões tangenciais são obtidas pela expressão:

$$\tau = \frac{1}{8} \rho f V |V| \quad (4-6)$$

Sendo:

f - o factor de resistência ou de Darcy-Weisbach, definido pela expressão seguinte [1] :

$$f = \frac{JD}{V_0^2 / 2g} \quad (4-7)$$

Em que J representa a perda de carga unitária e V_0 a velocidade em regime permanente.

Substituindo a expressão (4-6) em (4-5), resulta:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (4-8)$$

As equações anteriores podem ser escritas em função do caudal:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4-9)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (4-10)$$

Uma descrição detalhada do modo de obtenção destas equações, a partir da análise de um volume elementar em escoamento numa conduta, é apresentada em Chaudhry [6].

As equações (4-7) e (4-8) formam um sistema de equações hiperbólicas às derivadas parciais de 1ª ordem, nas quais existem 2 variáveis independentes, x e t , e 2 variáveis dependentes, Q e H . Outras grandezas, A e D , são características da conduta, independentes do tempo mas podem ser funções de x . A celeridade, a , depende das características do sistema, verificando-se redução do seu valor por redução da pressão, desde que se mantenha acima da tensão de vapor. O atrito de escoamento, f , varia com o número de Reynolds. Contudo o seu valor é considerado constante neste contexto porque o efeito da variação do seu valor durante um transitório é desprezável.[6]

Em instalações hidroeléctricas o valor da celeridade situa-se entre 850 e 1200 m/s dependendo do material e da espessura da conduta e também do modo de fixação da mesma. O factor de Darcy-Weisbach para condutas de centrais hidroeléctricas situa-se entre 0,010 e 0,020.

Considerando o carácter oscilatório do fenómeno do golpe de ariete, o sistema de equações referido pode ser resolvido recorrendo à teoria das vibrações e à teoria das linhas de transmissão eléctrica. Este método de resolução é aplicável em caso de transitórios associados a movimentos oscilatórios do fluído, os quais podem ocorrer em centrais hidroeléctricas com condutas forçadas longas.

4.3.1 Representação do escoamento perturbado através da teoria das linhas de transmissão

O escoamento perturbado em que o movimento do fluído tenha carácter oscilatório pode representar-se recorrendo à teoria das linhas de transmissão. Considera-se, nesta análise, que os valores da pressão e do caudal oscilam harmonicamente em relação a valores médios.

As equações da continuidade e da quantidade de movimento, que representam os transitórios numa conduta, cuja dedução se apresenta em [5] são:

$$H_x + \frac{1}{gA} Q_t + \frac{fQ^n}{2gDA^n} = 0 \quad (4-11)$$

$$Q_x + \frac{gA}{a^2} H_t = 0 \quad (4-12)$$

Os valores instantâneos da pressão e do caudal são representados por valores médios aos quais acresce uma componente oscilatória, respectivamente h' e q' :

$$H = \bar{H} + h' \quad (4-13)$$

$$Q = \bar{Q} + q' \quad (4-14)$$

De forma a substituir estas equações em (4-11) e (4-12), estabelecem-se também as seguintes relações:

$$\begin{aligned} H_x &= \bar{H}_x + h'_x & Q_x &= \bar{Q}_x + q'_x \\ H_t &= \bar{H}_t + h'_t & Q_t &= \bar{Q}_t + q'_t \end{aligned} \quad (4-15)$$

E ainda os valores da queda e do caudal em regime estacionário:

$$\bar{Q}_x = \bar{Q}_t = \bar{H}_t = 0 \quad (4-16)$$

O valor médio da queda no caso do escoamento turbulento expressa-se por

$$\bar{H}_x = -\frac{fQ^n}{2gDA^n} \quad (4-17)$$

e por

$$\bar{H}_x = -\frac{32v\bar{Q}}{gAD^2} \quad (4-18)$$

no caso do escoamento laminar.

Fazendo as adequadas substituições em (4-11) e (4-12), vem:

$$h'_x + \frac{1}{gA} q'_t + Rq' = 0 \quad (4-19)$$

$$q'_x + \frac{gA}{a^2} h''_t = 0 \quad (4-20)$$

A grandeza R designa-se por resistência linearizada por unidade de comprimento e tem as seguintes expressões, respectivamente, em escoamento laminar e em escoamento turbulento:

$$R = \frac{32\nu}{gAD^2} \quad (4-21)$$

$$R = \frac{nf\bar{Q}^{n-1}}{2gAD^n} \quad (4-22)$$

Considerem-se também a inertância, B, e a capacitância, C, do fluido em escoamento, definidas por:

$$B = \frac{1}{gA} \quad C = \frac{gA}{a^2} \quad (4-23)$$

Finalmente, as equações linearizadas do fluido em escoamento podem escrever-se:

$$h'_{xx} + Bq'_{tt} + Rq'_t = 0 \quad (4-24)$$

$$q'_{xt} + Ch'_t = 0 \quad (4-25)$$

Tomando as derivadas parciais destas equações e combinando-as primeiro para eliminar h' e depois q', obtém-se:

$$\begin{aligned} q'_{xx} &= BCq'_{tt} + RCq'_t \\ h'_{xx} &= BCh'_{tt} + RCh'_t \end{aligned} \quad (4-26)$$

Na segunda das equações (4-24) assume-se que $h' = X(x)T(t)$, em que X é uma função somente de x e T é função apenas de t. Após substituição e rearranjo, vem:

$$\frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dX^2} = \frac{1}{T} \left(BC \frac{d^2 T}{dt^2} + RC \frac{dT}{dt} \right) = v^2 \quad (4-27)$$

Nesta expressão v é uma constante, cujo valor complexo é independente de x e de t . A solução da 1ª das equações (4-26) é

$$X = A_1 e^{vx} + A_2 e^{-vx} \quad (4-28)$$

Em que A_1 e A_2 são constantes de integração. A oscilação harmónica é assumida como a solução particular da 2ª das equações (4-26), T em termos de t :

$$T = A_3 e^{st} \quad (4-29)$$

Em que s representa a frequência complexa:

$$s = \sigma + j\omega \quad (4-30)$$

Substituindo (4-27) em (4-26), obtém-se:

$$v^2 = Cs(Bs + R) \quad (4-31)$$

A solução particular para o valor oscilatório da pressão é dado pela expressão:

$$h' = e^{st} (C_1 e^{vx} + C_2 e^{-vx}) \quad (4-32)$$

Na qual as constantes de integração foram combinadas. Substituindo esta equação nas expressões (4-24) e (4-25) e integrando, obtém-se o valor de q' :

$$q' = -\frac{Cs}{v} e^{st} (C_1 e^{vx} - C_2 e^{-vx}) \quad (4-33)$$

A constante v , que é função de s , designa-se por constante de propagação. Outra importante função é a impedância característica, Z_c , definida para um fluido numa determinada conduta pela expressão:

$$Z_c \equiv \frac{v}{Cs} \quad (4-34)$$

De notar que Z_c e v dependem das propriedades físicas do fluido, das características da conduta e também da frequência complexa, s .

As equações (4-32) e (4-33) podem ser escritas na forma

$$h'(x, t) = H(x) e^{st} \quad (4-35)$$

$$q'(x, t) = Q(x) e^{st} \quad (4-36)$$

O movimento oscilatório do fluido em qualquer ponto da conduta é representado pela parte real destas equações.

A comparação das equações (4-32) e (4-33) com (4-35) e (4-36), mostra que os valores complexos de $H(x)$ e $Q(x)$ são:

$$H(x) = C_1 e^{vx} + C_2 e^{-vx} \quad (4-37)$$

$$Q(x) = -\frac{1}{Z_c} (C_1 e^{vx} - C_2 e^{-vx}) \quad (4-38)$$

Atribuindo os índices m e j , respectivamente a montante e a jusante, às variáveis Q e H , as constantes de integração podem ser definidas em termos dos valores de Q e H no início da conduta, em $x=0$:

$$C_1 = \frac{1}{2} (H_m - Z_c Q_m) \quad (4-39)$$

$$C_2 = \frac{1}{2} (H_m + Z_c Q_m)$$

Por substituição destas expressões nas equações (4-35) e (4-36) e introduzindo funções hiperbólicas, os valores complexos da queda, H , e do caudal, Q , em função da distância à origem da conduta, x , ficam:

$$H(x) = H_m \cosh vx - Q_m Z_c \sinh vx \quad (4-40)$$

$$Q(x) = -\frac{H_m}{Z_c} \sinh vx + Q_m \cosh vx \quad (4-41)$$

As equações anteriores são designadas por funções de transferência da queda e do caudal. No extremo de jusante da conduta, tem-se $x=L$, pelo que as funções de transferência são:

$$H_j = H_m \cosh vL - Q_m Z_c \sinh vL \quad (4-42)$$

$$Q_j = -\frac{H_m}{Z_c} \sinh vL + Q_m \cosh vL \quad (4-43)$$

A impedância hidráulica $Z(x)$ num fluido em escoamento define-se como a razão entre os valores complexos da queda e do caudal num ponto particular do sistema:

$$Z(x) \equiv \frac{H(x)}{Q(x)} \quad (4-44)$$

4.4 Modelo matemático da conduta forçada

4.4.1 Conduta forçada modelada como linha de transmissão

Desprezando o atrito de escoamento, a conduta forçada pode ser representada por uma linha de transmissão uniforme, de 2 portos.

Assume particular interesse a função de transferência no final da conduta forçada, isto é, na entrada da turbina.

Pelo facto de se considerar nulo o atrito de escoamento resulta que a resistência linearizada, R também é nula, pelo que a constante de propagação, v , tem neste caso a expressão:

$$v = \frac{1}{a} s \quad (4-45)$$

Ou

$$v = \frac{T_e}{L} s \quad (4-46)$$

Em que $T_e = L/a$ é o tempo de propagação da onda de pressão na conduta forçada.

Por outro lado, considerando que o nível do reservatório de montante se mantém constante, $H_m(s)=0$, as expressões (4-40) e (4-41) simplificam-se para:

$$H_j = -Q_m Z_c \sinh T_e s \quad (4-47)$$

$$Q_j = Q_m \cosh T_e s \quad (4-48)$$

Dividindo estas expressões membro a membro, obtém-se:

$$\frac{H}{Q} = -Z_c \tanh T_e s \quad (4-49)$$

Esta expressão representa, no domínio da frequência complexa, a dinâmica do golpe de ariete devido a uma perturbação do escoamento na conduta forçada.

É recomendada a aplicação deste modelo da conduta forçada quando o comprimento da mesma é considerável [4], [16]. Na referência [10], recomenda-se a utilização deste modelo quando o tempo de percurso da onda, T_e , é da ordem dos 25% do tempo de inércia hidráulica, T_w .

4.4.2 Modelo rígido da conduta forçada

Para o desenvolvimento deste modelo, considera-se que o escoamento ocorre sem atrito e que a água é incompressível, através de uma conduta forçada com o comprimento L e secção A . Assume-se ainda

que o pás do distribuidor da turbina estão inicialmente posicionadas mantendo um escoamento em regime estacionário com caudal Q_0 e queda H_0 .

Considere-se que o distribuidor da turbina é sujeito a um movimento instantâneo fechando uma pequena quantidade. Desta acção resulta, uma desaceleração do caudal, reduzindo a energia cinética do escoamento e produzindo um aumento da queda, ΔH . O nível no reservatório de montante mantém-se constante e independente da dinâmica do escoamento.

Considerando o volume total da água contida na conduta forçada como o volume de controlo, pelo princípio da conservação da quantidade de movimento, a soma de todas as forças que actuam sobre o referido volume de controlo deve ser igual à taxa de variação da quantidade de movimento. Como as forças de atrito não são consideradas, as únicas forças que actuam sobre o volume de controlo são as forças de pressão na entrada e na saída da conduta.

Dado que se considera o escoamento como o deslocamento de uma coluna rígida de água, a variação da quantidade de movimento obtém-se pelo produto da massa de água pela derivada da velocidade em ordem ao tempo. Assim a equação da quantidade de movimento é:

$$\rho g A H_0 - \rho g A (H_0 + \Delta H) = \rho L A \frac{d(Q/A)}{dt} \quad (4-50)$$

Usando valores normalizados e considerando pequenas variações em relação ao ponto de funcionamento inicial, a equação anterior fica:

$$\left(\frac{L Q_0}{A g H_0} \right) \frac{dq}{dt} = -h \quad (4-51)$$

Definindo a grandeza T_w , designada por tempo de inércia hidráulica

$$T_w = \frac{L}{g A} \frac{Q_0}{H_0} \quad (4-52)$$

em que:

L – comprimento da conduta

A – secção da conduta

Q_0 – Caudal em regime estacionário

H_0 – altura piezométrica em regime estacionário.

g – aceleração da gravidade.

a equação (4-50) assume a forma:

$$T_w \frac{dq}{dt} = -h \quad (4-53)$$

Uma conduta forçada com um tempo de inércia hidráulica elevado tem uma resposta lenta face aos movimentos do distribuidor da turbina.

O modelo descrito é geralmente utilizado em estudos de estabilidade, nos casos de condutas forçadas pouco extensas em que seja admissível desprezar os efeitos do golpe de ariete [16].

4.5 Problemas devido ao golpe de aríete e métodos de atenuação em centrais hidroeléctricas

O fenómeno do golpe de aríete não é somente prejudicial à instalação devido às sobrepressões a que a conduta fica sujeita em resultado do fecho brusco de uma válvula ou do distribuidor de uma turbina. As oscilações de massa subsequentes podem amplificar-se com o tempo, dando origem a uma condição de ressonância. A estabilidade do sistema de regulação de velocidade é fortemente influenciada pelas flutuações de pressão na conduta, principalmente nas instalações com condutas longas cujo tempo de inércia hidráulica é relativamente elevado.

Os métodos mais usados para atenuação da sobrepressão na conduta forçada são:

- Instalação de uma chaminé de equilíbrio ou de um reservatório hidropneumático entre o túnel de adução e a descida da conduta forçada para a turbina.
- Instalação de uma válvula de alívio ou válvula de sobrepressão que, na ocorrência da sobrepressão, abre libertando água para a jusante evitando o estabelecimento de uma onda de pressão no interior da conduta forçada.

A inércia do conjunto rotórico contribui para a estabilização da velocidade, amortecendo os desvios de velocidade provocados pelos desajustamentos entre a potência eléctrica e a potência mecânica da turbina. Do conjunto das 2 máquinas, é o gerador que contribui com maior momento de inércia. Se necessário pode aumentar-se o momento de inércia do conjunto instalando um volante de inércia.

4.5.1 Protecção por chaminé de equilíbrio

Uma chaminé de equilíbrio é constituída por um reservatório que comunica com a conduta forçada pela parte inferior, com a parte superior aberta para a atmosfera e tendo uma altura superior à linha hidrostática. A figura seguinte mostra o esquema de uma instalação hidroeléctrica que dispõe de protecção por chaminé de equilíbrio.

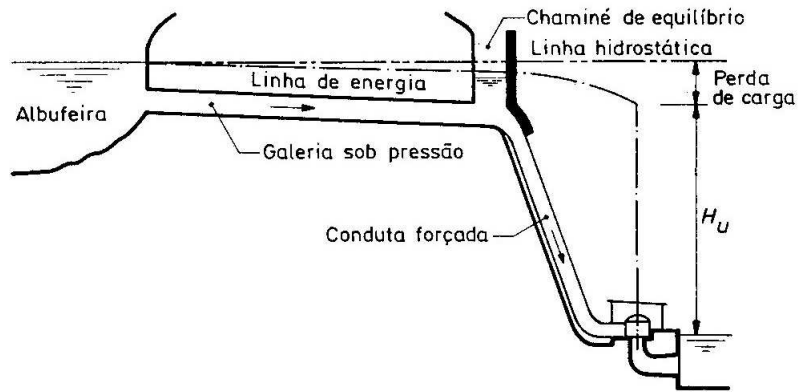


Fig. 4-7 – Esquema de um aproveitamento hidroeléctrico com chaminé de equilíbrio.

Na chaminé de equilíbrio simples existe uma ligação directa, sem restrição, à conduta forçada. Em caso de variação de caudal produz-se uma oscilação do nível da água na chaminé.

A equação da dinâmica resulta da aplicando a 2ª lei de Newton ao movimento do líquido. A variação do momento é igual à resultante das forças actuantes. A equação da dinâmica de uma chaminé simples é

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{gA_{ce}}{L} (H - z + fQ|Q|) \quad (4-54)$$

Em que:

Q – caudal na chaminé

g – aceleração da gravidade

A_{ce} – área transversal da chaminé

H – altura piezométrica

z – nível na chaminé

f – factor de atrito

Na junção da galeria sob pressão com a chaminé de equilíbrio e com a conduta forçada, verifica-se:

$$Q_{gp} = Q_{ce} + Q_{turb} \quad (4-55)$$

Em que Q_{gp} é o caudal total na galeria sob pressão, Q_{ce} é o caudal na chaminé de equilíbrio e Q_{turb} o caudal que flui na conduta forçada para a turbina.

O caudal que flui na chaminé de equilíbrio é

$$Q_{ce} = A_{ce} \frac{dz}{dt} \quad (4-56)$$

Assim, a equação (4-53) fica:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{A_{ce}} (Q_{gp} - Q_{tur}) \quad (4-57)$$

O período e a amplitude de oscilação da superfície da água da chaminé de equilíbrio, considerando nulo o atrito de escoamento, são dados pelas expressões

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g} \frac{A_{ce}}{A_{gp}}} \quad (4-58)$$

$$Z = Q_0 \sqrt{\frac{L}{g A_{ce} A_{gp}}} \quad (4-59)$$

A chaminé de equilíbrio simples pode ser descrita por uma equação diferencial ordinária. Normalizando a eq. (4-55) obtém-se

$$q = \frac{A_{ce} H_0}{Q_0} \frac{dh}{dt} \quad (4-60)$$

O tempo de enchimento, T_{ce} , é definido por:

$$T_{ce} = \frac{A_{ce} H_0}{Q_b} \quad (4-61)$$

A função de transferência entre caudal e queda a montante da chaminé de equilíbrio é a seguinte

$$\frac{h(s)}{q(s)} = \frac{1}{s T_{ce}} \quad (4-62)$$

4.5.2 Protecção por válvula reguladora de pressão

Este método de protecção é conseguido ligando uma válvula em derivação à entrada da turbina, a montante do distribuidor com o qual o seu funcionamento é sincronizado. Nos casos de aceitação ou rejeição da carga permite-se o escoamento da água através desta válvula em by-pass à turbina, de modo a evitar a formação de uma onda de pressão devida à manobra brusca do distribuidor. Esta válvula é accionada por um servomotor sendo os tempos de fecho e de abertura ajustados individualmente.

É o seguinte o funcionamento da válvula reguladora de pressão:

Quando o gerador é sujeito a rápidas mudanças de carga, a válvula é manobrada em sincronismo aproximado com o distribuidor da turbina de forma a manter o caudal constante na conduta forçada.

Em caso de rejeição da carga, a VRP é aberta ao mesmo tempo que é fechado o distribuidor da turbina, mantendo-se o caudal constante através da VRP.

As Fig. 4-8 e Fig. 4-9 mostram o esquema de princípio de uma VRP e a curva que descreve o seu funcionamento em caso de rejeição de carga.

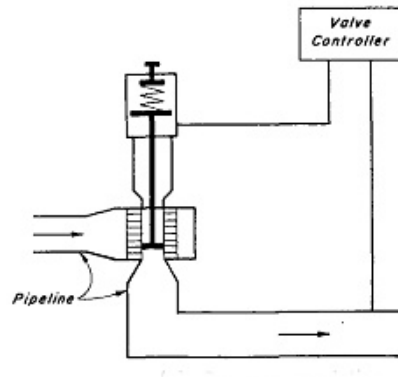


Fig. 4-8 – Princípio de funcionamento de uma válvula reguladora de pressão [6]

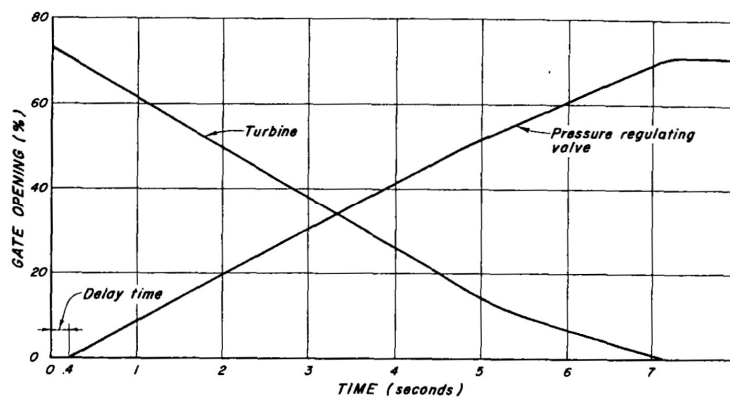


Fig. 4-9 – Funcionamento sincronizado do distribuidor da turbina e da válvula reguladora de pressão em situação de rejeição total da carga [6]

Capítulo 5 Modelação da turbina

Um sistema de geração hidroeléctrica caracteriza-se por um funcionamento dependente das solicitações da rede eléctrica, de natureza irregular. Por outro lado, a turbina e a conduta forçada constituem um sistema não linear, o que dificulta o controlo da estabilidade de funcionamento. O estabelecimento dos modelos matemáticos dos componentes do sistema de geração torna-se assim essencial para o estudo da sua estabilidade.

Neste capítulo definem-se os modelos matemáticos do sistema hidráulico, constituindo uma etapa para a modelação completa do sistema de controlo do escoamento no Adutor e recuperação da energia associada.

5.1 Modelos de sistemas hidroeléctricos

Foi já descrita no parágrafo (3.1) a composição básica de um sistema hidroeléctrico. Um sistema de geração hidroeléctrica é constituído por diversos subsistemas em que se incluem: uma estrutura de fornecimento de água a montante (reservatório natural ou artificial, curso de água), conduta forçada, turbina, regulador, gerador, equipamento de protecção hidráulica, equipamento de protecção e ligação à rede eléctrica, estrutura de recuperação da água turbinada.

Os modelos que descrevem o subsistema hidráulico [16] podem classificar-se segundo:

- Tratamento das equações que descrevem a dinâmica do escoamento: não lineares e linearizados.
- Descrição dos transitórios: modelo rígido e modelo elástico.
- Sistema de protecção contra transitórios: sem dispositivo de protecção, chaminé de equilíbrio, válvula de regulação de pressão/ caudal, reservatório de ar comprimido.

5.1.1 Modelo não linear simples

O modelo simplificado de uma turbina hidráulica, usualmente utilizado em estudos de estabilidade, considera a turbina acoplada a um gerador estando este ligado à rede eléctrica.

Neste modelo assume-se que a água é incompressível, a conduta forçada é rígida, a potência da turbina é proporcional ao produto da queda útil pelo caudal e que o caudal é proporcional à abertura do distribuidor e à raiz quadrada da queda útil [16]. O escoamento através da turbina é modelado considerando o distribuidor como uma válvula, aplicando-se a equação do escoamento através de um orifício, [1], [5].

O caudal da água através da turbina, Q , pode assim ser representado pela expressão:

$$Q = C_D Y \sqrt{2gH} \quad (5-1)$$

Em que

Y – abertura das pás do distribuidor

H – queda útil, correspondente à diferença de pressões entre a entrada e a saída da turbina

C_D – coeficiente de descarga

A variação de Y ou de H originam alterações da velocidade da água na conduta forçada. Para pequenas variações em torno de um ponto de funcionamento, a equação anterior pode ser linearizada, mediante o desenvolvimento em série de Taylor e desprezando os termos de ordem superior à primeira:

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial Q}{\partial Y} \Delta Y \quad (5-2)$$

Para o desenvolvimento dos modelos pretendidos é conveniente expressar as variáveis em valores normalizados, tomando como base o ponto de funcionamento considerado, a que correspondem os valores Q_0 , H_0 e Y_0 , respectivamente para o caudal, a queda útil e a abertura do distribuidor. Deste modo, os valores normalizados correspondem às seguintes expressões:

$$\begin{aligned} q &= \frac{Q - Q_0}{Q_0} \\ h &= \frac{H - H_0}{H_0} \\ y &= \frac{Y - Y_0}{Y_0} \end{aligned} \quad (5-3)$$

Após o cálculo das derivadas parciais e aplicando valores normalizados das variáveis [5], a expressão (5-2) assume a forma

$$q = \frac{1}{2} h + y \quad (5-4)$$

Substituindo o valor de h obtido desta expressão, na equação (4-51), do modelo simplificado da conduta forçada, vem

$$\frac{T_w}{2} \frac{dq}{dt} = q - y \quad (5-5)$$

Agrupando termos e aplicando transformadas de Laplace, vem:

$$\frac{q}{y} = \frac{1}{1 + \frac{T_w}{2}s} \quad (5-6)$$

Esta equação representa a função de transferência entre o caudal e a abertura do distribuidor de uma turbina ideal, considerando as variáveis representadas pelos seus valores normalizados, em p.u.

Importa ainda obter a função de transferência entre a potência da turbina e a abertura do distribuidor respectivo.

A potência mecânica ao veio da turbina, P_m , pode expressar-se por:

$$P_m = k_p H Q \quad (5-7)$$

Linerizando para pequenos deslocamentos em torno de um ponto de funcionamento e dividindo membro a membro por $P_{m0} = k_p H_0 Q_0$, vem:

$$p_m = h + q \quad (5-8)$$

Combinando esta equação com (5-4) obtém-se:

$$p_m = 3q - 2y \quad (5-9)$$

A partir desta expressão e de (4-51), por aplicação de transformadas de Laplace, obtém-se a função de transferência entre a potência e a abertura do distribuidor, de uma turbina ideal:

$$\frac{p_m}{y} = \frac{1 - sT_w}{1 + s\frac{T_w}{2}} \quad (5-10)$$

O modelo não linear da turbina é baseado nesta equação e considerando as perdas devidas ao caudal da turbina em vazio, q_v , e a perda devida ao atrito, função da abertura do distribuidor e da variação de velocidade.

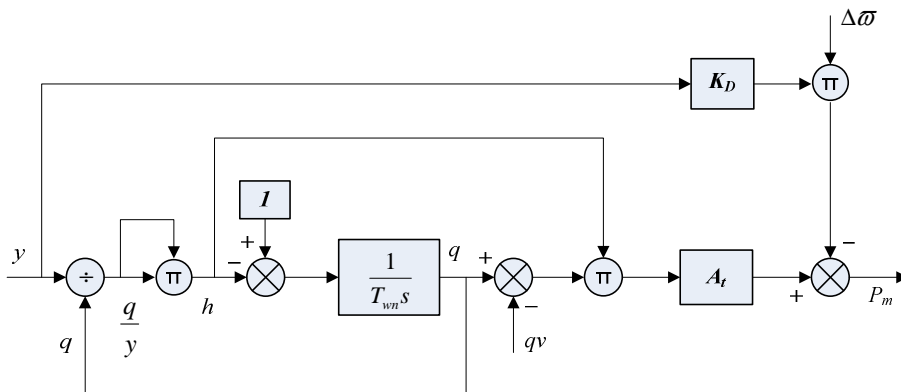


Fig. 5-1 Modelo não linear simplificado

De acordo com este modelo, a potência mecânica disponível ao veio da turbina é:

$$P_m = A_t h(q - q_v) - K_D Y \Delta \varpi \quad (5-11)$$

O parâmetro A_t designa-se por ganho da turbina e define-se por:

$$A_t = \frac{P_n}{S_n h_n (q_n - q_v)} \quad (5-12)$$

Em que:

P_n – potência nominal da turbina

S_n – potência nominal do gerador

h_n – queda nominal

q_n – caudal nominal

q_v – caudal em vazio

5.1.2 Condições particulares do funcionamento da turbina hidráulica

Ao efeito sobre o escoamento provocado pela manobra do distribuidor, está associado um atraso devido à inércia da água. Assim, a abertura do distribuidor provoca inicialmente uma redução da potência da turbina, seguindo-se então o aumento da mesma.

Por inspecção da função de transferência da turbina hidráulica de reacção (Eq. 5-6) verifica-se que tem um zero no semiplano complexo direito, pelo que é um sistema de fase não mínima.

Para a analisar a resposta de potência da turbina, aplica-se um degrau unitário sobre a abertura do distribuidor (y). Por aplicação dos teoremas do valor inicial e do valor final, obtém-se:

$$P(0) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \frac{1 - T_w s}{s \left(1 + \frac{1}{2} T_w s\right)} = -2 \quad (5-13)$$

$$P(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{1}{2} T_w s} = 1 \quad (5-14)$$

Por aplicação da transformada inversa de Laplace obtém-se a resposta no tempo:

$$P_m(t) = \left[1 - 3e^{-\left(\frac{2}{T_w}\right)t} \right] y \quad (5-15)$$

Conclui-se que:

A aplicação de um degrau unitário ao distribuidor da turbina, origina a redução da potência mecânica para o valor de -2 p.u., a partir do qual cresce exponencialmente até ao valor previsível de 1 p.u. (Fig. 5-2). Este comportamento deve-se ao efeito da inércia da água na conduta forçada.

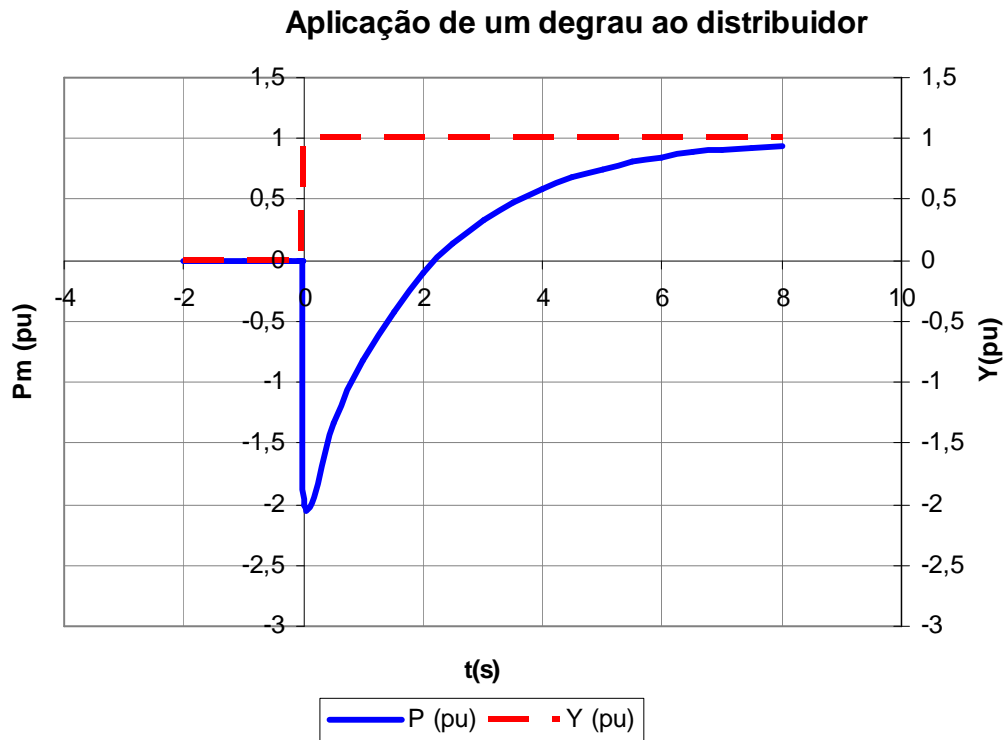
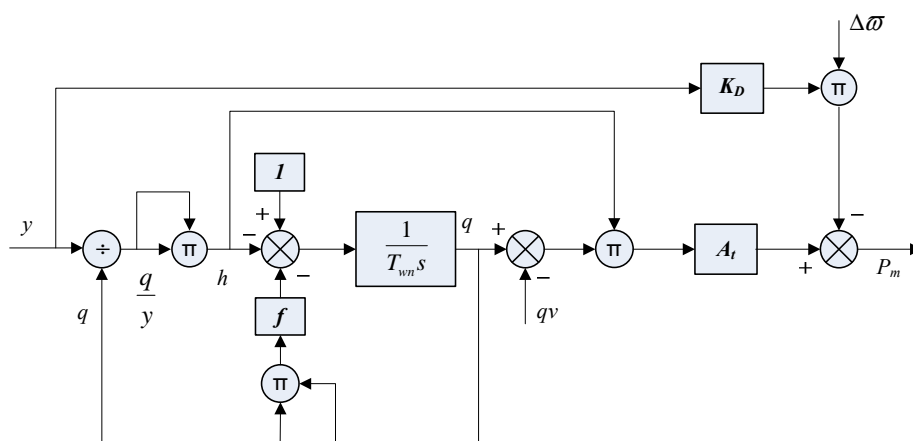


Fig. 5-2 – Resposta da turbina a um degrau na abertura do distribuidor

5.1.3 Modelo não linear, rígido, sem dispositivo de protecção hidráulica

Este modelo difere do anterior por se tomarem em consideração as perdas de carga na conduta forçada, devidas ao atrito de escoamento e proporcionais ao quadrado do valor do caudal (Fig. 5-3). [16].



5.1.5 Modelo não linear, elástico, sem dispositivo de protecção hidráulica

Neste modelo considera-se a elasticidade da água e do material que constitui a conduta forçada e o efeito da onda de pressão resultante de fenómenos de golpe de ariete que podem ocorrer devido a manobras do distribuidor.

Este efeito é mais pronunciado no caso de condutas forçadas longas.

Para o estabelecimento do modelo elástico utiliza-se a representação da conduta forçada correspondente à equação (4-48), admitindo que o nível no reservatório de montante se mantém invariável durante a ocorrência de transitórios de pressão devidos a golpe de ariete.

Combinando as equações (5-9), (5-10) e (4-48) obtém-se a equação que representa o modelo não linear, elástico da turbina:

$$\frac{P_m}{y} = \frac{1 - Z_0 \tanh(T_e s)}{1 + \frac{1}{2} Z_0 \tanh(T_e s)} \quad (5-16)$$

A figura seguinte representa este modelo, considerando também as perdas devidas ao atrito de escoamento na conduta forçada e ao atrito viscoso proporcional à abertura do distribuidor.

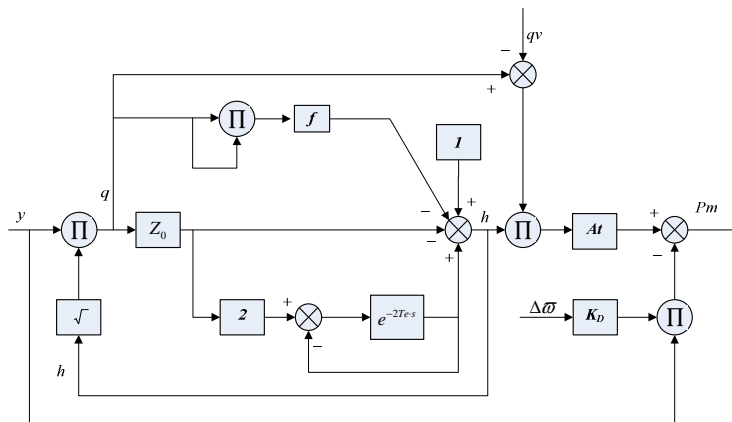


Fig. 5-5 – Modelo elástico incluindo o efeito do golpe de ariete.

5.1.6 Modelo não linear, elástico, com dispositivo de protecção hidráulica

Neste caso existe um túnel de adução, representado pelo modelo rígido, em que se consideram as perdas por atrito de escoamento.

A transição do túnel de adução para a conduta forçada é efectuada numa chaminé de equilíbrio, destinada a dissipar a energia associada a fenómenos de golpe de ariete que ocorram na conduta forçada.

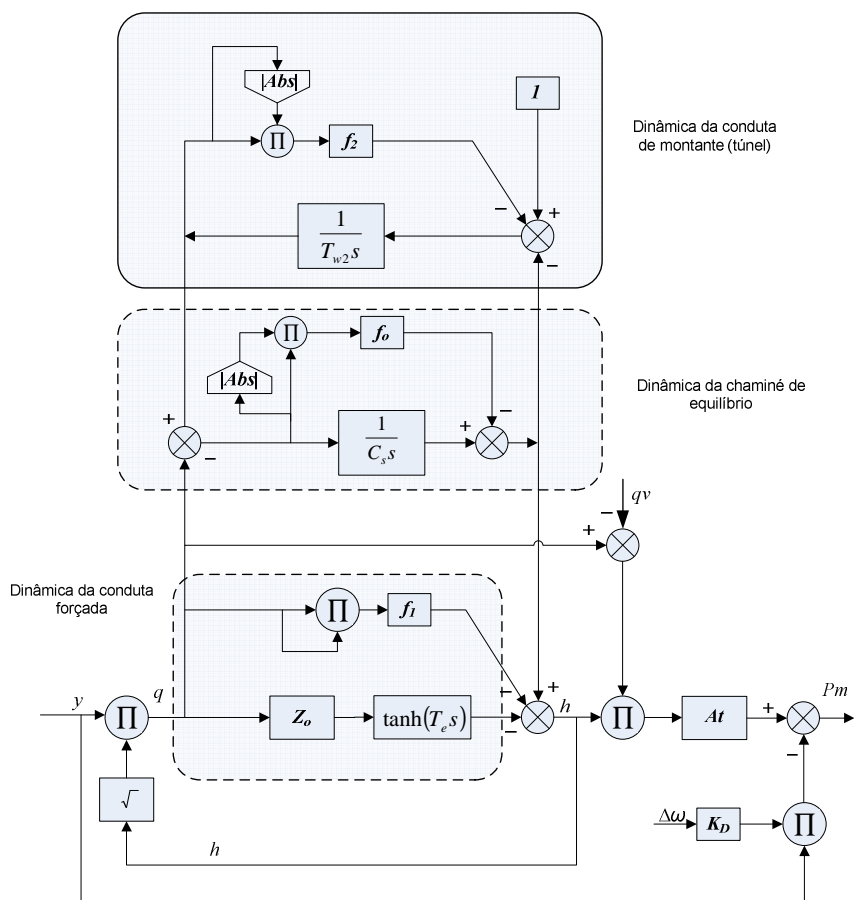


Fig. 5-6 – Modelo elástico com chaminé de equilíbrio

5.1.7 Modelo não linear, rígido, com chaminé de equilíbrio e válvula limitadora de pressão

As válvulas limitadoras de pressão bem como as reguladoras de pressão, são utilizadas como dispositivos de protecção, especialmente em instalações com condutas forçadas longas.

Na referência [23] é apresentado um modelo de turbina Francis com válvula de by-pass, actuada pelo sistema de controlo de acordo com o valor da pressão máxima permitida na instalação. Em caso de ocorrência de sobrepressão o actuador da válvula de by-pass promove a abertura controlada libertando caudal para jusante, de forma a impedir a subida de pressão para montante da turbina.

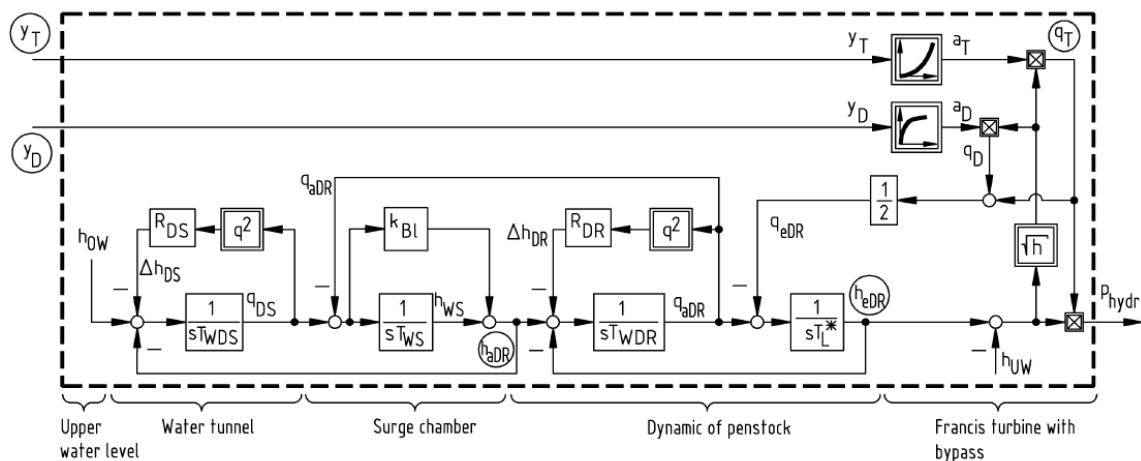


Fig. 5-7 – Modelo rígido com válvula de bypass.

Neste modelo, identificam-se as seguintes grandezas:

q_T – Caudal na turbina

q_D – Caudal na válvula de bypass

h_{0W} – Cota do reservatório de montante

h_{UW} – Cota do reservatório de jusante

y_T - Abertura do distribuidor

y_D – Abertura da válvula de bypass

R_{DS} – Factor de atrito de escoamento na galeria sob pressão

R_{DR} – Factor de atrito de escoamento na conduta forçada

T_{WDS} – Tempo de inércia hidráulica da galleria sob pressão

T_{WS} – Tempo de inércia hidráulica da chaminé de equilíbrio

T_{WDR} – Tempo de inércia hidráulica da conduta forçada

k_{BI} – Resistência de escoamento da restrição da chaminé de equilíbrio

T_L – Constante de tempo da válvula de bypass

P_{hydr} – Potência da turbina

5.1.8 Modelo rígido linearizado, sem dispositivo de protecção hidráulica

Neste modelo, representado pela Fig. 5-8, assume-se como nulo o atrito de escoamento na conduta forçada [16].

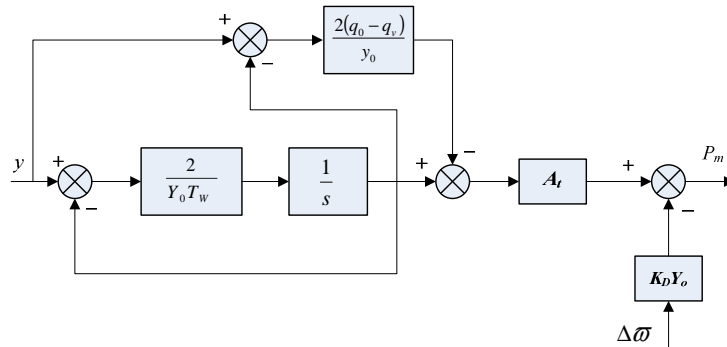


Fig. 5-8 – Modelo linearizado da turbina com conduta forçada representada pelo modelo rígido

Deste diagrama conclui-se que a variação da potência da turbina pode ser expressa por:

$$\Delta P_m = \frac{A_t (1 - T_1 s) \Delta y}{(1 + T_2 s)} - D y_0 \Delta \omega \quad (5-17)$$

Em que:

y_0 – abertura do distribuidor no ponto de operação (p.u.)

q_0 – caudal no ponto de operação em regime estacionário (p.u.)

$$T_1 = \frac{(q_0 - q_v)}{T_w}$$

$$T_2 = \frac{y_0 T_w}{2}$$

Estando os valores expressos em p.u., $y_0 = q_v$.

Desprezando o factor de amortecimento, D, a eq. (5-17) é semelhante à função de transferência representada pelo modelo rígido simplificado

$$\frac{\Delta p_m}{\Delta y} = \frac{1 - y_0 T_w s}{1 + \frac{y_0 T_w s}{2}} \times A_t \quad (5-18)$$

Nesta equação, $y_0 T_w$, constitui uma aproximação ao valor real do tempo de inércia hidráulica para pequenas perturbações em torno do ponto de operação.

Os modelos lineares são aplicados no estudo da sintonia de sistemas de controlo em aplicações que utilizam ferramentas de análise linear (resposta em frequência, valores próprios, etc.). A utilização de modelos lineares na análise no domínio do tempo é limitada em virtude de a sua aplicação se restringir a pequenas perturbações em relação ao um ponto de operação.

Vários autores [4],[17], [18] têm proposto modelos lineares que permitem a utilização em gamas de operação mais alargadas. Todavia a elaboração destes modelos requiere o conhecimento de informação detalhada sobre as turbinas, que é obtida a partir de ensaios de modelos ou dos protótipos.

5.1.9 Modelo elástico linearizado

Para estudos de estabilidade em que a análise incide sobre variações relativamente grandes sobre o ponto de funcionamento em regime estacionário e também na análise da saída de serviço do gerador, recorre-se a este modelo .

Nesta análise, consideram-se os valores normalizados, em p.u., do caudal, q , da queda útil, h , da abertura do distribuidor, y , da potência mecânica, p_m , e da velocidade de rotação, ω . O caudal e a potência da turbina podem representar-se como funções da queda, velocidade e abertura do distribuidor, segundo as expressões seguintes:

$$q = a_{11}h + a_{12}\omega + a_{13}y \quad (5-19)$$

$$p_m = a_{21}h + a_{22}\omega + a_{23}y \quad (5-20)$$

a_{11} , a_{12} e a_{13} são derivadas parciais do caudal em ordem à queda útil, à velocidade de rotação e à abertura do distribuidor, respectivamente:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{\partial q}{\partial h} \\ a_{12} &= \frac{\partial q}{\partial \omega} \\ a_{13} &= \frac{\partial q}{\partial y} \end{aligned} \quad (5-21)$$

a_{21} , a_{22} e a_{23} são derivadas parciais da potência em ordem à queda útil, à velocidade de rotação e à abertura do distribuidor, respectivamente:

$$\begin{aligned} a_{21} &= \frac{\partial p_m}{\partial h} \\ a_{22} &= \frac{\partial p_m}{\partial \omega} \\ a_{23} &= \frac{\partial p_m}{\partial y} \end{aligned} \quad (5-22)$$

Os desvios da velocidade são pequenos, em especial quando o grupo turbina-gerador está sincronizado com a rede, pelo que os termos relativos a ω podem desprezar-se. Assim, as equações anteriores podem simplificar-se para:

$$q = a_{11}h + a_{13}y \quad (5-23)$$

$$p_m = a_{21}h + a_{23}y \quad (5-24)$$

As derivadas parciais, a_{ij} , dependem do ponto de funcionamento da turbina e podem ser obtidas a partir das curvas de funcionamento (*hill diagrams*) fornecidas pelos fabricantes.

Os coeficientes $a_{11} \dots a_{23}$, variam consideravelmente de uma turbina para outra.

Combinando as equações (5-9) e (5-10) com (5-19) e (5-20), obtém-se:

$$\frac{p_m}{y} = a_{23} \frac{1 + \left(\frac{a_{11} - a_{13}a_{21}}{a_{23}} \right) T_w s}{1 + a_{11} T_w s} \quad (5-25)$$

Esta expressão representa a função de transferência, entre a potência mecânica e a abertura do distribuidor, que descreve uma turbina não-ideal alimentada por uma conduta forçada representada pelo modelo rígido.

No caso de uma turbina alimentada por uma conduta descrita pelo modelo elástico, a sua função de transferência obtém-se combinando as equações (5-9) e (5-10) com a equação (4-48) aplicada a valores normalizados. A função de transferência de uma turbina não-ideal, considerando o efeito do golpe de ariete, alimentada por uma conduta forçada longa com atrito de escoamento, f , tem a expressão [4] (Kundur), [20] (Choo et al.):

$$\frac{p_m}{y} = \frac{a_{23} + (a_{23}a_{11} - a_{21}a_{13})f + (a_{23}a_{11} - a_{21}a_{13})Z_0 \tanh(T_e s)}{1 + a_{11}f_p + a_{11}Z_0 \tanh(T_e s)} \quad (5-26)$$

Este modelo é de aplicação limitada, dado que os coeficientes a_{ij} não podem ser calculados na fase de projecto da turbina, sendo obtidos a partir de ensaios de modelos ou do protótipo da turbina, quando são elaboradas as suas curvas de rendimento (*hill diagrams*).

O modelo elástico linearizado, elaborado com base na referência [18], está representado na figura seguinte.

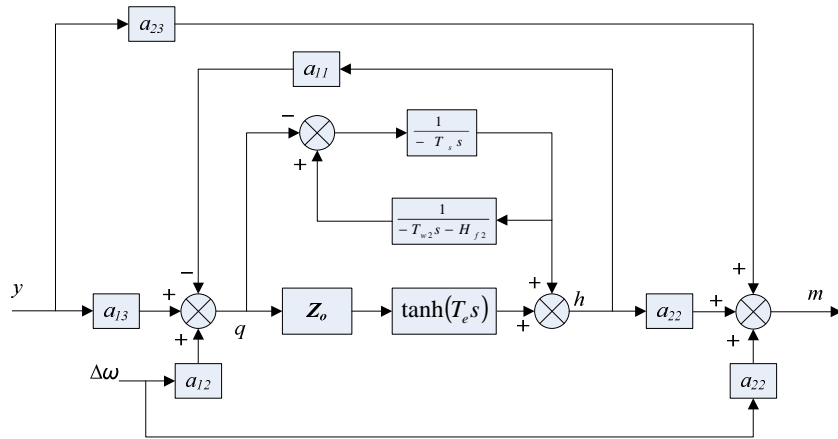


Fig. 5-9 – Modelo elástico linearizado, com chaminé de equilíbrio.

Para estudos de estabilidade preliminares, considera-se que a turbina funciona aos valores nominais de velocidade e queda [20], podendo tomar-se os seguintes valores para os coeficientes a_{ij} :

$$a_{11}=0,5; \quad a_{13}=1,0; \quad a_{21}=1,5; \quad a_{23}=1,0$$

Assim, para uma turbina ideal a equação anterior pode simplificar-se para:

$$\frac{p_m}{y} = \frac{1 - f - Z_0 \tanh(T_e s)}{1 + \frac{1}{2}f + \frac{1}{2}Z_0 \tanh(T_e s)} \quad (5-27)$$

De acordo com [4] pode obter-se uma aproximação da tangente hiperbólica pela expressão:

$$\tanh(T_e s) = \frac{1 - e^{-2T_e s}}{1 + e^{-2T_e s}} = \frac{sT_e \prod_{n=1}^{n=\infty} \left[1 + \left(\frac{sT_e}{n\pi} \right)^2 \right]}{\prod_{n=1}^{n=\infty} \left[1 + \left(\frac{2sT_e}{(2n-1)\pi} \right)^2 \right]} \quad (5-28)$$

A função de transferência da eq. (5-25) pode ser aproximada por uma função equivalente, de parâmetros concentrados, com um adequado número de termos de acordo com o objectivo da modelação.

Com $n=0$, a expressão conduz à FT do modelo não linear, rígido da turbina (eq. 5-10).

Fazendo $n=1$ e considerando $f=0$, a eq. (5-25), assume a forma:

$$\frac{P_m}{y} = \frac{\frac{T_e^2 T_w}{\pi^2} s^3 - \frac{4T_e^2}{\pi^2} s^2 + T_w s - 1}{-\frac{T_e^2 T_w}{2\pi^2} s^3 - \frac{4T_e^2}{\pi^2} s^2 - \frac{T_w}{2} s - 1} \quad (5-29)$$

Para n=2, também com f=0, obtém-se:

$$\frac{P_m}{y} = \frac{-\frac{T_e^4 T_w}{4\pi^4} s^5 + \frac{16T_e^4}{9\pi^4} s^4 - \frac{5T_e^2 T_w}{4\pi^2} s^3 + \frac{40Te^2}{9\pi^2} s^2 - T_w s + 1}{\frac{T_e^4 T_w}{8\pi^4} s^5 + \frac{16T_e^4}{9\pi^4} s^4 + \frac{5T_e^2 T_w}{8\pi^2} s^3 + \frac{40Te^2}{9\pi^2} s^2 + \frac{T_w}{2} s + 1} \quad (5-30)$$

Capítulo 6 Modelação do gerador e da ligação à rede eléctrica

6.1 Considerações gerais

Em centrais hidroeléctricas convencionais utiliza-se exclusivamente o gerador síncrono. Em centrais de mini e microgeração, além do gerador síncrono, utiliza-se também o gerador assíncrono, quer em aplicações de velocidade constante quer em aplicações de velocidade variável.

No caso de centrais hídricas ou eólicas utilizadas na geração distribuída, o gerador de indução tem algumas vantagens devido à sua simplicidade de operação, robustez, protecção natural contra curto-circuitos e o baixo custo, se comparado com os geradores síncronos. Por outro lado, não necessita de ser sincronizado com a rede.

Perante transitórios de binário, o gerador assíncrono dispõe de amortecimento mecânico resultante do efeito provocado pela diferença de velocidades do rotor e do campo girante do estator (escorregamento).

Em aplicações com velocidade fixa utilizam-se geradores com rotor de gaiola ou de rotor bobinado. Este último também se utiliza em aplicações com velocidade variável, com recurso a conversores de frequência.

Em estudos de mini geração considera-se a central geradora ligada a uma rede infinita e que não pode funcionar em modo isolado.

6.2 Funcionamento do gerador assíncrono de indução

Para se proceder à ligação da máquina de indução à rede eléctrica, é necessário aumentar a sua velocidade acima da velocidade de sincronismo correspondente à frequência da rede. Nesta situação, tem lugar o estabelecimento de um campo magnético no entreferro cuja corrente de magnetização é fornecida pela rede. A velocidade do rotor está avançada em relação à velocidade do campo girante estabelecido pela tensão da rede no estator.

Designando por n_s a velocidade de sincronismo (rpm) à frequência de sincronismo f_s (Hz) e sendo a velocidade do rotor n_r , a potência produzida pela máquina é proporcional ao escorregamento, s :

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s} \quad (6-1)$$

A frequência do campo girante do rotor, f_r , será em função da frequência do estator, dada pela expressão:

$$f_r = \frac{p}{120} (n_s - n_r) \frac{n_s}{n_r} = sf_s \quad (6-2)$$

em que p é número de pólos.

Até ultrapassar a velocidade de sincronismo, as perdas no ferro são alimentadas pela rede. As perdas mecânicas são compensadas pela energia mecânica fornecida pela máquina motriz.

O gerador de indução pode funcionar como máquina auto-excitada, para o que é necessário fornecer a potência reactiva necessária por meio de condensadores ou de um conversor de potência, Fig. 6-1. [12].

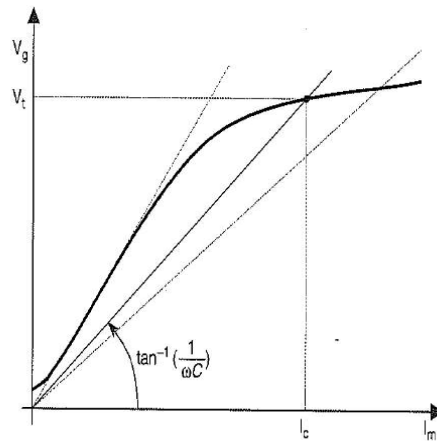


Fig. 6-1 Auto-excitação de um gerador de indução por meio de um condensador

Na Fig. 6-2 apresenta-se a característica binário-velocidade da máquina assíncrona, verificando-se que, no funcionamento como gerador, o escorregamento é negativo.

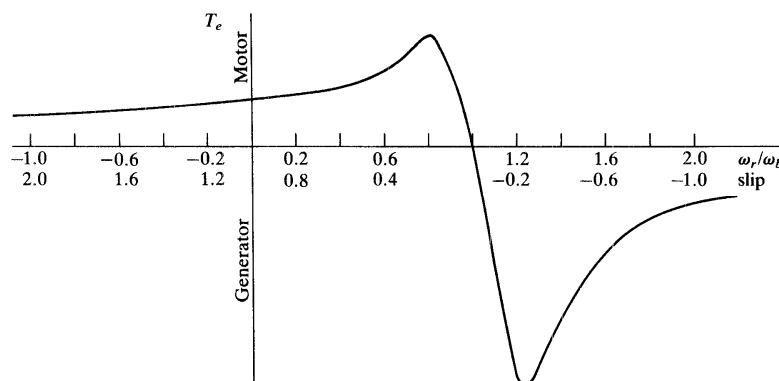


Fig. 6-2 Característica binário-velocidade de uma máquina assíncrona.

O escorregamento, s , é negativo, a resistência equivalente é também negativa, sendo absorvida potência mecânica e fornecida potência eléctrica activa à rede.

6.3 Circuito equivalente

A máquina de indução apresenta semelhanças com um transformador, com a particularidade de ter o enrolamento secundário rotativo, podendo ser modelada por um esquema monofásico equivalente em T (Fig. 5-3).

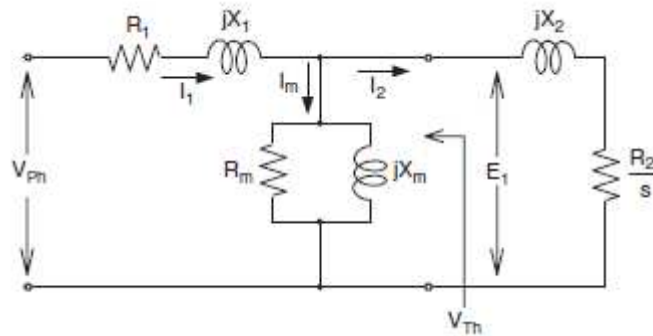


Fig. 6-3 – Modelo equivalente do gerador de indução

Em que as grandezas representam valores por fase:

R_1 – resistência do estator

X_1 – reactância de dispersão do estator

R_2 – resistência do rotor

X_2 – reactância do rotor

R_m – resistência equivalente do núcleo magnético

X_m – reactância de magnetização

V_{ph} representa a tensão por fase

s – escorregamento em p.u.

A Fig. 6-4 representa o modelo equivalente de um gerador de indução autoexcitado, alimentando uma carga RLC.

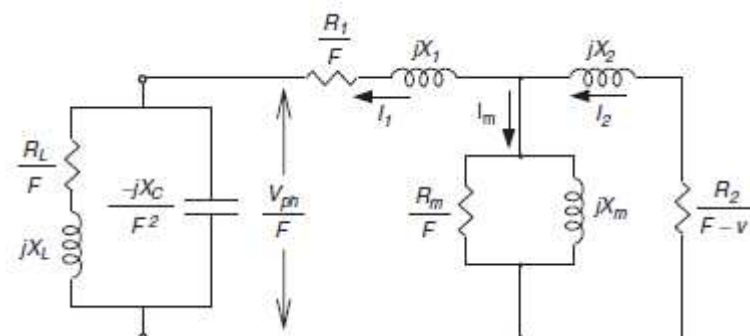


Fig. 6-4 – Esquema equivalente do gerador de indução autoexcitado, alimentando uma carga RLC.

6.4 Potência fornecida pelo gerador de indução

O balanço das potências, total e dissipada nos vários tipos de perdas é abordado nos textos sobre máquinas eléctricas. A potência mecânica absorvida pelo gerador de indução, quando funciona com escorregamento negativo, convertida em potência eléctrica, é igual à diferença entre a potência transmitida do rotor para o estator, através do entreferro, e a que é dissipada no rotor:

$$P_{mec} = 3I_2^2 \frac{R_2}{s} - 3I_2^2 R_2 \quad (6-3)$$

ou, simplificando:

$$P_{mec} = 3I_2^2 R_2 \frac{1-s}{s} = (1-s)P_{eferro} \quad (6-4)$$

Do esquema equivalente da Fig. 6-3, pode deduzir-se a equação da potência mecânica convertida em função das características utilizadas no modelo equivalente do gerador:

$$P_{mec} = 3I_2^2 \left[\sqrt{\left(\frac{V_{ph}}{I_2} \right)^2 - (X_1 + X_2)^2} - (R_1 + R_2) \right] \quad (6-5)$$

Esta equação está representada graficamente na Fig. 6-5, podendo concluir-se da sua análise que a operação de um gerador de indução se caracteriza pela geração de uma potência eléctrica crescente em função da potência fornecida pela máquina motriz, até atingir o valor máximo definido na construção do gerador. A partir deste valor, se a potência da máquina motriz continuar a crescer, o binário oposto pelo gerador decresce rapidamente, ocorrendo o embalamento da máquina [12].

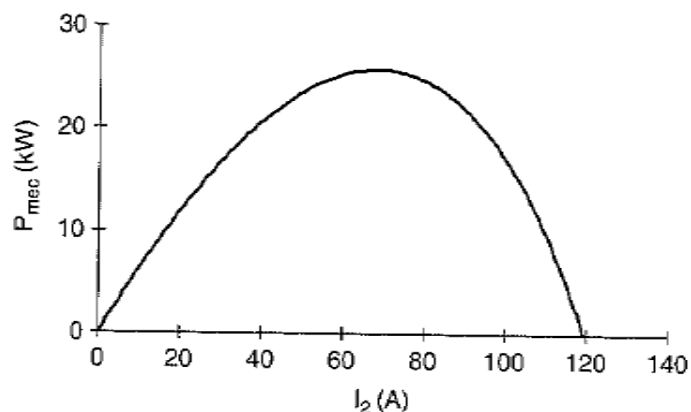


Fig. 6-5 – Característica mecânica de um gerador de indução em função da carga

6.5 Controlo da velocidade e da tensão

No gerador de indução as variáveis de controlo são o fluxo, o binário e a frequência imposta aos terminais.

6.6 Dinâmica rotacional

Quando ocorre um desvio na potência pedida pelo sistema eléctrico, altera-se a potência absorvida pelo gerador e ocorre uma variação do binário produzido pela turbina bem como da velocidade de rotação.

A potência mecânica da turbina é transformada em potência eléctrica pelo gerador através da interacção entre os campos magnéticos do estator e do rotor, da qual resulta a produção de um binário resistente. Em regime estacionário, desprezando as perdas por atrito e de ventilação, o binário resistente e o binário motor são iguais.

O desequilíbrio entre os binários motor e resistente que actuam sobre o rotor do gerador, pode originar aceleração ou desaceleração, sendo M_a o binário resultante dado pela expressão:

$$M_a = M_m - M_e = J \frac{d\omega_m}{dt} \quad (6-6)$$

em que

M_a soma algébrica dos binários aplicados ao veio

J momento de inércia

ω_m velocidade angular mecânica do gerador

No estudo da dinâmica rotacional aplica-se o conceito de constante de inércia do gerador, H , que se define como a relação entre a energia cinética armazenada à velocidade nominal do gerador e a sua potência nominal, S_n :

$$H = \frac{\frac{1}{2} J \omega_{0m}^2}{S_n} \quad (6-7)$$

Combinando as equações (5-69) e (5-7), obtém-se:

$$\frac{2H}{\omega_{0m}^2} S_n \frac{d\omega_m}{dt} = M_m - M_e \quad (6-8)$$

Tendo em conta que os ângulos eléctricos se convertem em ângulos mecânicos dividindo os primeiros pelo número de pares de pólos, N_p , a velocidade do rotor fica, em pu:

$$\bar{\omega}_r (pu) = \frac{\bar{\omega}_m}{\bar{\omega}_{0m}} = \frac{\bar{\omega}_r / N_p}{\bar{\omega}_0 / N_p} = \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_0} \quad (6-9)$$

Considerando como valores base, ω_{0m} e $M_{base} = S_n / \bar{\omega}_{0m}$, respectivamente para a velocidade e para o binário, a equação (5-8) escreve-se em p.u.:

$$2H \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = m_m - m_e \quad (6-10)$$

Para relacionar a posição angular do rotor relativamente ao campo girante, à frequência da rede, utiliza-se o ângulo δ tal que:

$$\delta = \bar{\omega}_r t - \bar{\omega}_0 t + \delta_0 \quad (6-11)$$

em que

ω_0 é a velocidade nominal

δ_0 afastamento angular em $t=0$

Derivando esta equação em relação ao tempo, vem:

$$\frac{d\delta}{dt} = \bar{\omega}_r - \bar{\omega}_0 = \Delta\bar{\omega}_r \quad (6-12)$$

Considerando a expressão da aceleração angular temos:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \frac{d(\Delta\bar{\omega}_r)}{dt} = \bar{\omega}_0 \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \bar{\omega}_0 \frac{d(\Delta\bar{\omega}_r)}{dt} \quad (6-13)$$

Combinando com (5-10):

$$\frac{2H}{\bar{\omega}_0} \frac{d^2\delta}{dt^2} = m_m - m_e \quad (6-14)$$

É usual considerar [3] uma componente de binário devida ao atrito, proporcional à variação da velocidade. Assim a equação (1-14) fica:

$$\frac{2H}{\bar{\omega}_0} \frac{d^2\delta}{dt^2} = m_m - m_e - K_D \bar{\omega}_r \quad (6-15)$$

Em que K_D representa o coeficiente de atrito viscoso.

Esta equação é geralmente designada por equação da oscilação.

6.6.1 Tempo de lançamento

Da equação (5-10), para valores expressos em p.u., conclui-se

$$\omega_r = \frac{1}{2H} \int_0^t (m_m - m_e) dt = \frac{1}{2H} \int_0^{T_m} m_a dt = \frac{1}{2H} \int_0^{T_m} 1 \cdot dt = \frac{T_m}{2H} \quad (6-16)$$

Como $\omega_r=1$ p.u., vem

$$T_m = 2H \quad (6-17)$$

A grandeza T_m , designa-se por tempo de arranque ou tempo de lançamento, sendo o período que decorre desde que o gerador parte do repouso, em $t=0$, até atingir a velocidade nominal, estando sujeito à aplicação do binário motor nominal.

6.7 Modelo do gerador a utilizar na simulação

Para os fins pretendidos, é suficiente considerar o modelo mecânico simples do gerador, que introduz no modelo de simulação a dinâmica rotacional que irá influenciar a definição dos parâmetros do controlador.

Com efeito, as perturbações de velocidade mais severas resultam da interrupção da ligação à rede eléctrica. Nesta situação, produz-se a anulação instantânea do binário resistente o que origina a aceleração das massas girantes do sistema podendo conduzir a valores elevados de sobrevelocidade (embalamento), os quais podem pôr em risco a integridade do sistema. Nesta situação é importante a rápida intervenção do regulador reduzindo a potência gerada pela turbina.

Por outro lado, sabe-se que as variações de potência originadas em pequenas unidades ligadas a uma rede eléctrica de grande dimensão, têm efeito negligenciável na estabilidade da frequência da rede.

Assim, é suficiente considerar um modelo do gerador que não considera a dinâmica da rede eléctrica ao qual ele está ligado.

Deste modo, a equação

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (M - M_e - \omega \cdot D) \quad (6-18)$$

Em que M é o binário produzido pela turbina, M_e o binário resistente que resulta da potência eléctrica fornecida à rede, ω é a velocidade de rotação, J o momento de inércia do sistema e D são as perdas por atrito e ventilação.

Considerando que o binário resistente é constante, a equação (6-18) pode ser escrita em termos de pequenas variações em torno de um ponto de funcionamento, permitindo obter a função de transferência do gerador:

$$\frac{\varpi(s)}{m(s)} = \frac{1}{T_m \cdot s + d} \quad (6-19)$$

T_m é o tempo de lançamento do gerador e d o amortecimento devido às perdas de atrito e ventilação.

Capítulo 7 Modelação do Regulador

7.1 Funções do Regulador

O regulador é o equipamento que controla a velocidade e a potência mecânica da turbina e corrige os desvios entre a potência e a carga absorvida pela rede, tão rápido quanto possível.

O regulador de uma turbina hidráulica deve cumprir dois objectivos principais:

Manter a velocidade de rotação constante, qualquer que seja a carga da rede e as condições de exploração da conduta forçada.

Em caso de rejeição da carga ou paragem de emergência, a admissão de água à turbina deve ser fechada mantendo limites aceitáveis de aumento da velocidade de rotação e da subida de pressão na conduta forçada.

Esta última função, no caso em estudo, deve ser complementada com um sistema de *by-pass* à turbina, destinado a manter condições de escoamento na conduta semelhantes às estabelecidas pela turbina antes da rejeição da carga. Este sistema destina-se a minimizar o efeito de sobrepressões resultantes de fenómenos de golpe de ariete na conduta, e permitir o fecho do distribuidor em tempo compatível com a sobrevelocidade que não ponha em risco a segurança do grupo turbina-gerador.

Em aproveitamentos hidroeléctricos convencionais, dois sinais podem ser utilizados para provocar a variação da posição do regulador da turbina. O primeiro é o sinal do erro de velocidade que provoca o movimento das pás do distribuidor quando ocorre o afastamento da velocidade da turbina em relação à velocidade nominal. O segundo é um sinal vindo do sistema eléctrico quando se pretende variar a potência gerada, estando a velocidade estabilizada.

No caso de estudo, actua-se o dispositivo de regulação da turbina com o objectivo de regular o caudal no sistema de abastecimento de água. Esta regulação deve ser efectuada de forma suave por forma a evitar fenómenos de golpe de ariete. A regulação do caudal de exploração é obtida através do controlo do nível dos reservatórios finais de cada troço da conduta adutora.

A interacção entre as variáveis envolvidas representa-se no diagrama de blocos da Fig. 7-1.

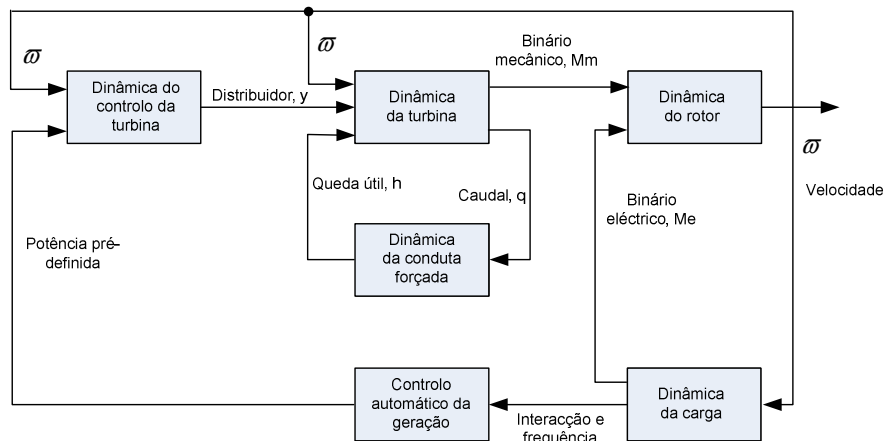


Fig. 7-1 – Diagrama de controlo de um gerador hidroeléctrico

A Fig. 7-2 mostra o esquema de princípio de um regulador mecânico/ óleo hidráulico.

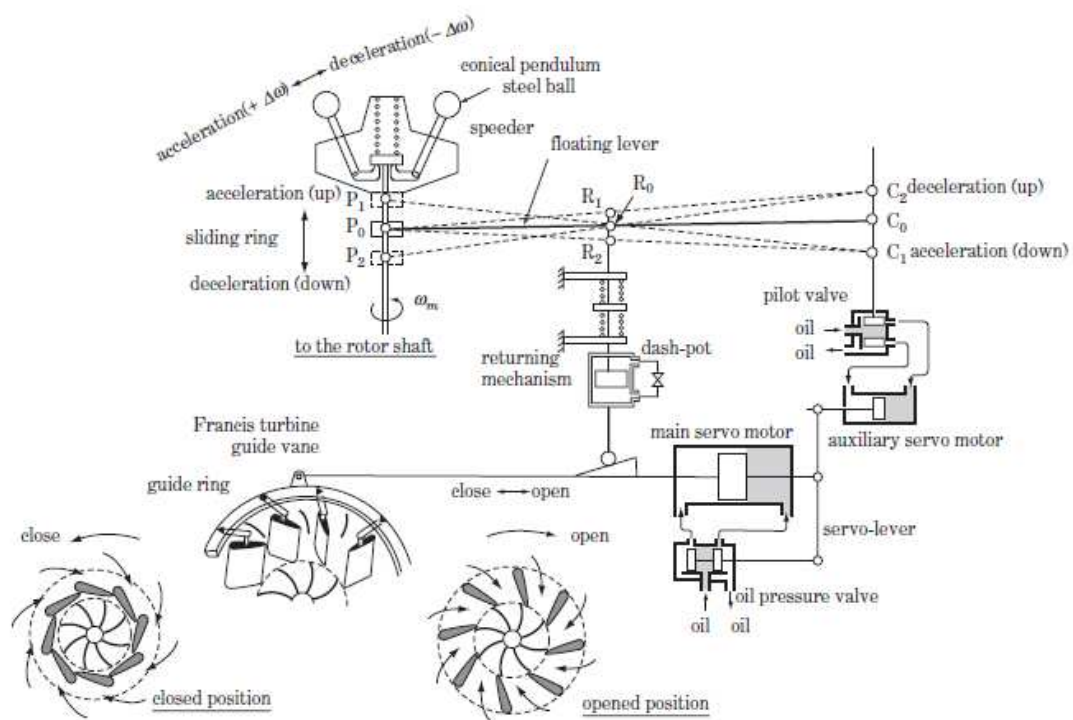


Fig. 7-2 – Regulador mecânico para uma turbina Francis

No regulador mecânico a detecção do aumento ou diminuição da velocidade é efectuada através de 2 contrapesos giratórios, solidários com um veio que é accionado pela rotação do grupo. Por acção da força centrífuga os pêndulos provocam deslocamentos num sistema de mola e alavancas que accionam

a válvula-piloto do sistema óleo hidráulico que produz o ajustamento dos elementos de regulação que, conforme o tipo de turbina, são os seguintes:

- Válvula do injector e deflector nas turbinas Pelton;
- Pás do distribuidor nas turbinas Francis e nas turbinas de hélice;
- Pás do distribuidor e pás da roda nas turbinas Kaplan

Nos modernos sistemas de regulação, a velocidade de rotação é monitorizada através de um sensor de indução, colocado na proximidade de uma roda de coroa solidária com o veio do gerador. O sinal produzido pelo sensor é utilizado na realimentação do sistema de controlo da turbina.

O actuador do distribuidor do sistema de regulação de uma turbina é constituído essencialmente por uma válvula piloto e um servomotor.

Os actuadores que efectuam os movimentos dos órgãos de regulação da turbina utilizam, em geral, tecnologia óleo-hidráulica por ser a mais adequada face aos elevados valores das forças opostas por esses órgãos.

Nas turbinas Francis os movimentos de regulação do distribuidor são geralmente efectuados utilizando um cilindro hidráulico de duplo efeito. O controlo deste cilindro é efectuado por uma válvula proporcional adequada aos caudais e pressões de óleo necessários. Esta válvula é comandada por uma válvula piloto, que controla com precisão os pequenos valores de caudal necessários para actuar a válvula principal.

7.2 Controlo automático da geração

Um sistema de energia tem que estar em permanente equilíbrio, isto é, a produção deve igualar o consumo acrescido das perdas no sistema.

Num sistema de energia eléctrica, a potência absorvida pela carga, P_e , está sujeita às variações que são inerentes ao diagrama de carga do consumo. A potência desenvolvida pela turbina, P_m , depende da evolução das variáveis hidráulicas, caudal e queda útil, as quais estão dependentes, no caso de estudo, das necessidades da exploração do sistema de abastecimento de água.

7.3 Modelos de controladores

No estudo de um sistema de controlo com vista a uma determinada aplicação deve efectuar-se a previsão do seu comportamento em todas as situações.

Neste âmbito incluem-se a atenuação das variações da carga, sensibilidade para medição do ruído dos sensores, robustez para modelação da incerteza e capacidade para seguimento do valor de set point.

Devem ser objecto de análise a dinâmica do sistema, possíveis não-linearidades, potenciais distúrbios e a incerteza do processo.

Antes de efectuar a sintonia de um controlador é necessário definir os requisitos a que devem obedecer os seus parâmetros.

Em aplicações relativas a geradores hidroeléctricos, é frequente a utilização do controlador PID sendo que, nos sistemas de maior complexidade se recorre a sistemas de lógica difusa ou redes neuronais.

O controlador PID é extensivamente aplicado em diversas áreas industriais, em sistemas que utilizam uma variável de controlo (SISO).

7.4 Princípio de funcionamento do controlador PID

O controlador PID utiliza um algoritmo que resulta dos nomes das funções que são utilizadas no controlo: proporcional, integral e derivativo. Em cada momento o controlador avalia a diferença entre o valor real (processo) e o valor de referência (*set point*). Esta diferença, ou erro, é tratada por cada uma das funções do controlador da seguinte forma:

No modo proporcional o erro é multiplicado pelo ganho proporcional, K_p , e o resultado é subtraído do valor de referência. O controlador só com modo proporcional reage a pequenos valores do erro com valores de resposta elevados, provocando oscilações do processo.

A função integral efectua a integração do erro durante um período de tempo definido. Este valor, após multiplicação por uma constante, o ganho proporcional, K_i , é subtraído do valor da variável de entrada. O termo integral subtrai parte do erro médio, assim a diferença média entre a saída do processo e o variável de entrada está sempre a ser reduzido. Esta acção contribui para reduzir as oscilações do modo proporcional, sendo a amplitude da resposta ajustada para coincidir com a gama do erro, isto é, um pequeno erro não deve gerar um valor elevado na saída. O modo integral também assegura que o erro estacionário seja nulo.

Um controlador que utiliza os modos proporcional e integral, tende a reagir lentamente às mudanças na variável de controlo.

O modo derivativo calcula a 1ª derivada do erro em relação ao tempo, sendo este valor multiplicado por uma constante, o ganho derivativo, K_d , e o resultado subtraído do valor da variável de entrada. A acção derivativa permite ao controlador antecipar o erro e tornar a resposta mais rápida. Quanto maior for o termo derivativo, mais rápida será a resposta do controlador.

A equação que descreve um controlador PID no domínio do tempo, é a seguinte:

$$u(t) = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (7-1)$$

sendo:

$u(t)$ - o sinal de entrada para actuação do processo a controlar;

$e(t)$ - o erro, definido por $e(t) = r(t) - y(t)$, em que $y(t)$ é o sinal de saída do processo e $r(t)$ o valor de referência.

No domínio da frequência complexa um controlador PID ideal é representado pela função de transferência [14] :

$$H_{PID}(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} \quad (7-2)$$

Fazendo:

$$T_I = \frac{K_P}{K_I} \quad \text{e} \quad T_D = \frac{K_D}{K_P}$$

A equação anterior fica:

$$H_{PID} = K_P \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (7-3)$$

De forma aproximada, o modo como os parâmetros do controlador PID influenciam a resposta transitória do sistema controlado resume-se no quadro seguinte:

Tabela 7-1 - Influência dos parâmetros do controlador PID na resposta do sistema controlado

Parâmetros do controlador	Resposta do sistema			
	Tempo de subida	Sobreelevação	Tempo de restabelecimento	Erro estacionário
K_p	Reduz	Aumenta	Pequena variação	Reduz
K_i	Reduz	Aumenta	Aumenta	Elimina
K_d	Pequena variação	Reduz	Reduz	Pequena variação

A aplicação generalizada do controlador PID nos mais variados processos industriais deve-se, entre outras razões, á flexibilidade que ele oferece, pois podem ajustar-se individualmente cada um dos modos de controlo de forma a responder a diferentes estratégias de controlo.

Em controlo industrial o modo integral é frequentemente designado por *reset control*, uma vez que, sem a sua acção, teria que ser efectuado um ajustamento (*reset*) manual do valor de referência para se atingir o valor desejado da variável de saída.

Podem usar-se diferentes tipos de implementação do controlador PID, conforme a colocação do termo derivativo e aplicação de filtros no ramo de realimentação e no ramo do valor de referência.

Podem assim implementar-se estratégias de controlo PID com 1 ou 2 graus de liberdade (1 DOF ou 2 DOF).

7.5 Ajustamento do controlador PID

Os textos de referência sobre controlo [13] descrevem as técnicas a utilizar para a obtenção dos parâmetros que conduzem ao melhor desempenho do controlador PID. São também apresentadas as variantes do controlador PID básico, designadamente PI-D, em que a acção de controlo derivativa é colocada no ramo de realimentação, e I-PD, em que são as acções de controlo proporcional e integral que são colocadas no ramo de realimentação. Uma variante que constitui um esquema de controlo mais geral é o controlador com 2 graus de liberdade (2DOF) no qual as características da malha fechada e as características de realimentação podem ser ajustadas de forma independente.

De um modo geral, no projecto e ajustamento de um controlador PID seguem-se as seguintes recomendações, com vista à obtenção da resposta adequada do sistema a controlar:

- Obter a resposta do sistema em cadeia aberta e determinar as características que é necessário melhorar.
- Adicionar um bloco de controlo proporcional para incrementar o tempo de crescimento.
- Juntar um bloco derivativo para aumentar a sobreelevação.
- Colocar em seguida um bloco integral para eliminar o erro estacionário.
- Ajustar cada um dos valores dos ganhos (K_p , K_i e K_d) até obter a resposta global desejada.

Ter em conta que não tem que se implementar o controlador, necessariamente, com os 3 modos de controlo, se a resposta desejada do sistema puder ser obtida com um controlador mais simples. O controlador deve ser o mais simples possível.

7.6 Controlo do grupo turbina-gerador

O esquema de controlo básico de uma turbina hidráulica está representado na figura seguinte.

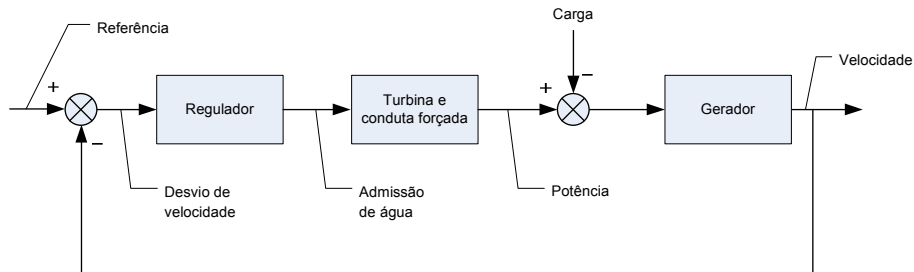


Fig. 7-3 – Diagrama de blocos de uma turbina com controlo em cadeia fechada

A regulação da potência ou da velocidade da turbina é obtida movimentando as aletas do distribuidor por meio de um servomotor, por sua vez comandado por uma válvula piloto.

A Fig. 7-4 mostra o regulador de uma turbina, utilizando um controlador PID, representando-se também os blocos que descrevem a dinâmica da válvula piloto e do actuador final [16].

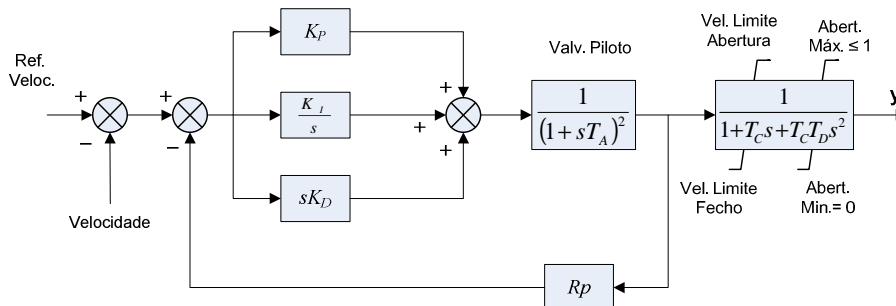


Fig. 7-4 – Regulador PID com válvula piloto e actuador

Neste diagrama salientam-se os limitadores colocados no actuador final, no que respeita às velocidades de abertura e de fecho do distribuidor e à definição das posições-limite de aberto e fechado. Os limites da velocidade de operação do distribuidor são necessários para evitar a ocorrência de golpe de ariete na conduta.

No diagrama está também representado, num ramo de realimentação interna, o parâmetro R_p , designado por estatismo permanente (*permanent droop*). Este parâmetro destina-se a compensar o comportamento da turbina hidráulica devido à sua resposta característica de fase não-mínima.

O controlo da operação de um grupo turbina-gerador utiliza como variável de realimentação a velocidade de rotação a fim de manter a frequência da tensão gerada constante. No entanto podem utilizar-se outras variáveis de controlo, como o caudal na conduta ou nível nos reservatórios de origem ou de restituição. Como exemplo apresenta-se um modelo de controlo que utiliza o nível do reservatório como variável de realimentação [10].

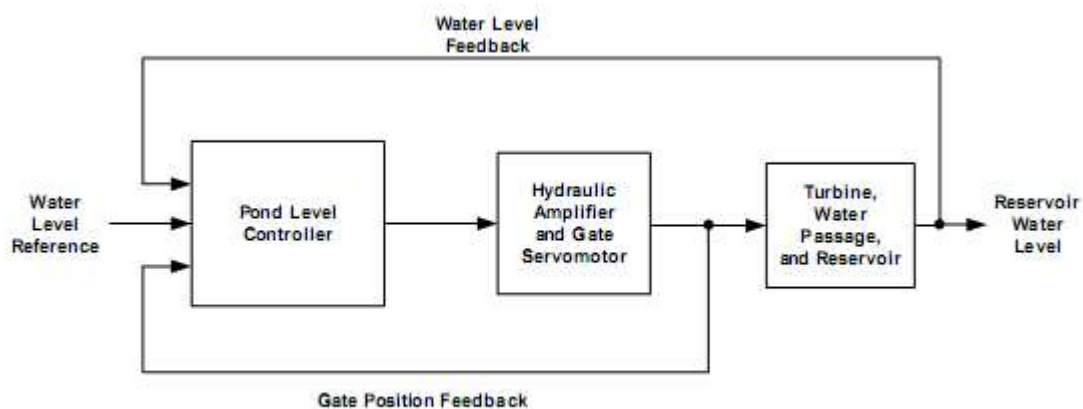


Figure C.2—Typical head pond level control system

Fig. 7-5 – Modelo de controlo em ordem ao nível do reservatório.

Diversos estudos apresentam recomendações sobre os valores a utilizar na parametrização do controlador PID, em aplicações concretas de sistemas hidroeléctricos [4], [10], [16], [20].

7.7 Controlador utilizado em estudos de rejeição de carga

Para a segurança do sistema hidráulico, assume grande importância a protecção contra transitórios originados pela saída de serviço do gerador. Com base na referência [16] apresenta-se um modelo de controlo apropriado ao fim indicado. Com efeito, este modelo dispõe de comando para uma válvula de by-pass, bem como para uma válvula de alívio de pressão. Esta última destina-se a assegurar a eliminação rápida de impulsos de pressão que se verifiquem na conduta forçada, enquanto a válvula de by-pass tem por finalidade desviar o caudal da turbina em caso da necessidade de fechar rapidamente o distribuidor, como acontece no caso da perda de carga do gerador.

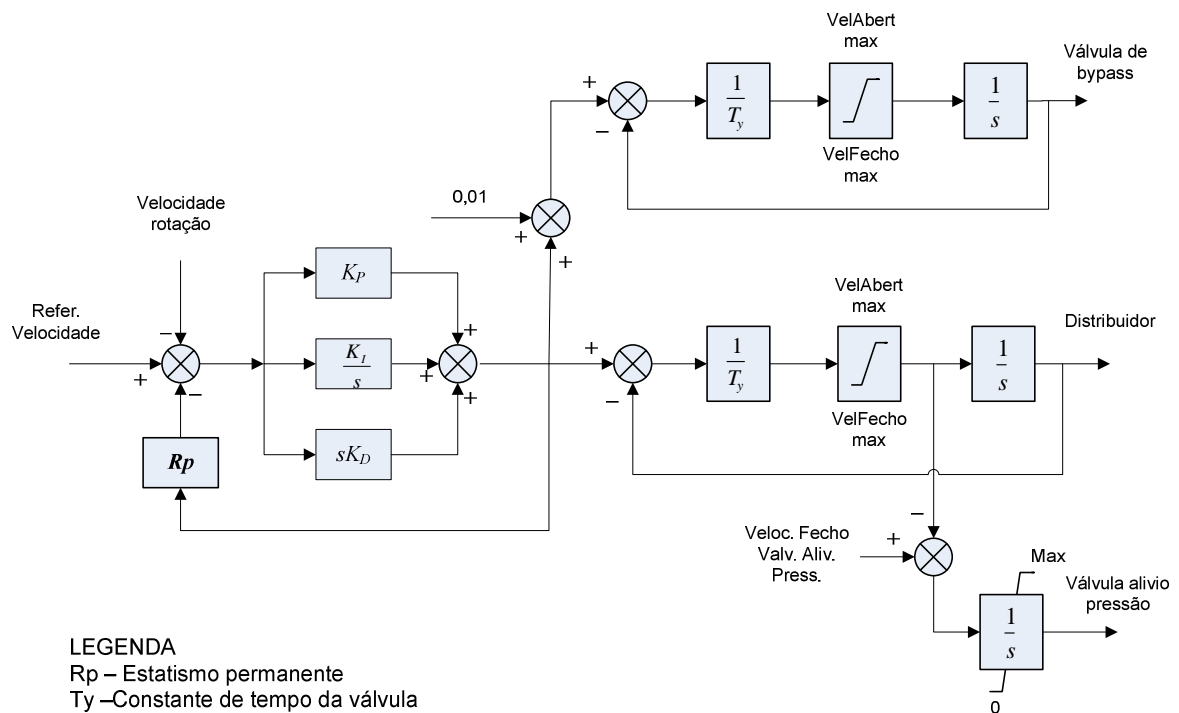


Fig. 7-6 – Modelo de controlo utilizado em estudos de rejeição de carga

Capítulo 8 Estudo do Controlo de Caudal na Conduta Utilizando um Gerador Hidroeléctrico

A substituição da válvula de regulação do caudal por uma turbina que provoque uma perda de carga idêntica, obriga a implementar sistemas de protecção hidráulica da conduta e de protecção da rede eléctrica a que o gerador é ligado. É necessário proteger a conduta, em especial, contra os transitórios hidráulicos provocados pela saída de serviço do gerador devido a corte da rede.

A saída de serviço do gerador, ao anular bruscamente o binário oposto ao binário motor da turbina, origina o rápido aumento de velocidade do conjunto que pode levar à sua destruição. Nesta situação, é necessário promover a rápida paragem do grupo. Todavia, a rápida paragem de uma turbina de reacção origina fenómenos de golpe de ariete na conduta forçada, colocando em perigo a sua integridade.

Apresenta-se assim a ocorrência simultânea de dois tipos de riscos cuja protecção aponta para medidas antagónicas.

Para protecção da conduta forçada recorre-se em geral à utilização de chaminés de equilíbrio ou válvulas reguladoras de pressão. Podem utilizar-se também sistemas combinando os 2 dispositivos. [23].

8.1 Sistemas de protecção da conduta forçada

No caso de estudo é, em princípio, mais adequada a utilização de uma válvula reguladora de caudal /pressão. No entanto, em fase de projecto serão certamente analisados outros sistemas de protecção de forma a habilitar a tomada de decisão sobre o processo mais conveniente.

A aplicação de uma válvula reguladora de caudal para protecção de uma conduta forçada longa e da turbina encontra-se descrita em [24] relativamente à protecção de um sistema hidroeléctrico de 183 MW.

O esquema de funcionamento dos actuadores da turbina e da válvula de by-pass apresenta-se na Fig. 8-2. Na transmissão de potência para o controlo utiliza-se a tecnologia óleo-hidráulica.

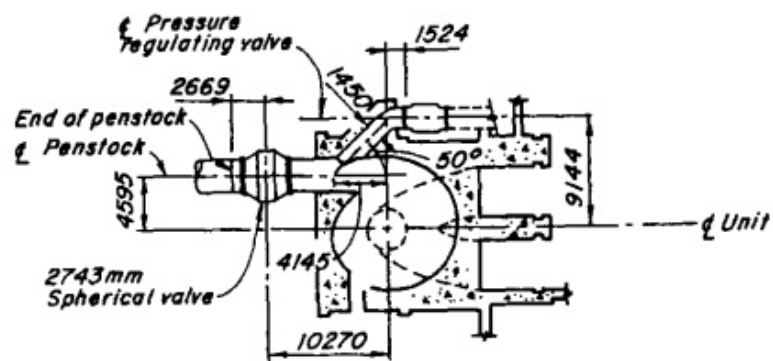


Fig. 8-1 – Esquema da turbina com a válvula reguladora de pressão.

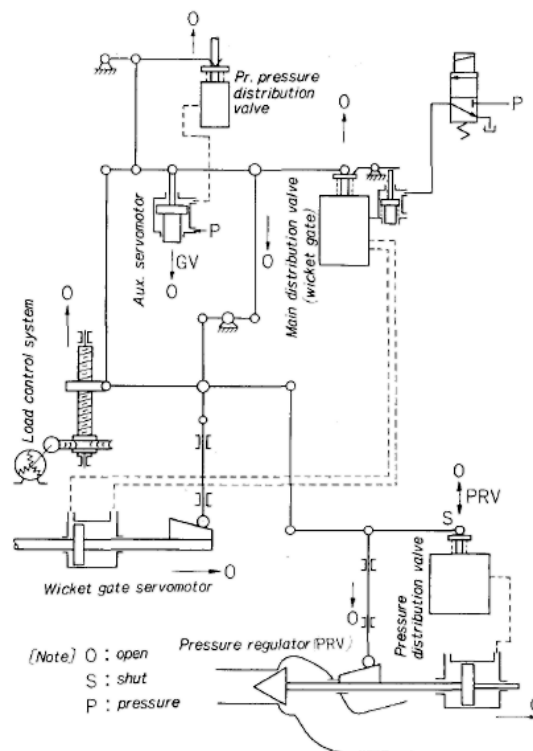


Fig. 8-2 – Esquema dos actuadores do distribuidor da turbina e da válvula reguladora de pressão [24].

O sistema descrito é também aplicável em instalações de mini-geração. As fotos das figuras seguintes mostram a aplicação de uma VRP numa turbina Francis de 120 kW.



Fig. 8-3 – Turbina Francis e válvula reguladora de pressão em by-pass.



Fig. 8-4 – Pormenor da válvula reguladora de pressão.

O sistema de protecção descrito também é aplicável com outros tipos de turbinas de reacção, designadamente de hélice ou Kaplan.

Uma aplicação deste tipo é preconizada pelo laboratório de ensaios e projectos hidroeléctricos MhyLab (Suíça). A figura seguinte representa este sistema, em que é aplicada uma turbina Kaplan tipo S (inserida na conduta).

Fonte: Chulot, A. - (MHyLab) – *Multipurpose Plants* – European Sustainable Energy Week, 9-13 Feb 2009.

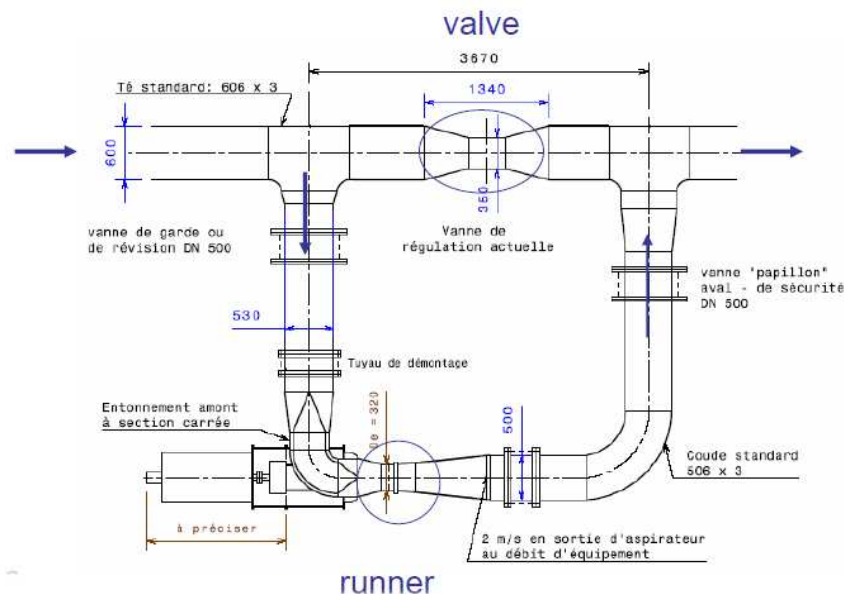


Fig. 8-5 – Montagem de uma turbina Kaplan em bypass a uma válvula reguladora de caudal

8.2 Caracterização do equipamento a instalar

No capítulo 1 deste trabalho, foi efectuada uma descrição do Adutor de Castelo de Bode e do seu modo de exploração.

Estão aplicadas 2 válvulas de perda de carga, que poderão ser substituídas por turbinas, recuperando a energia que actualmente se dissipa.

Nesta secção procede-se ao estudo da modelação de um dos sub-troços da conduta e da aplicação de uma turbina de reacção destinada a desempenhar a função equivalente à válvula.

Para concretizar o caso de estudo, considere-se a turbina a instalar no 1º troço do Adutor, isto é, entre a ETA de Asseiceira e o Reservatório de Alcanhões.

De acordo com o exposto no início deste capítulo, a turbina deve ser instalada em paralelo com uma válvula de regulação de caudal actuada pelo controlador da turbina, de forma a constituir um sistema de caudal constante, protegendo a conduta contra transitórios que possam ocorrer quer devido a situações de saída de serviço do gerador.

A figura Fig. 8-6 representa o esquema de princípio da instalação e a Fig. 8-7 um possível lay-out da instalação, utilizando uma turbina Francis e uma válvula tipo multijactos, instalada em paralelo com a turbina para assegurar a função de regulação de caudal e protecção da conduta em caso da saída de serviço do gerador.

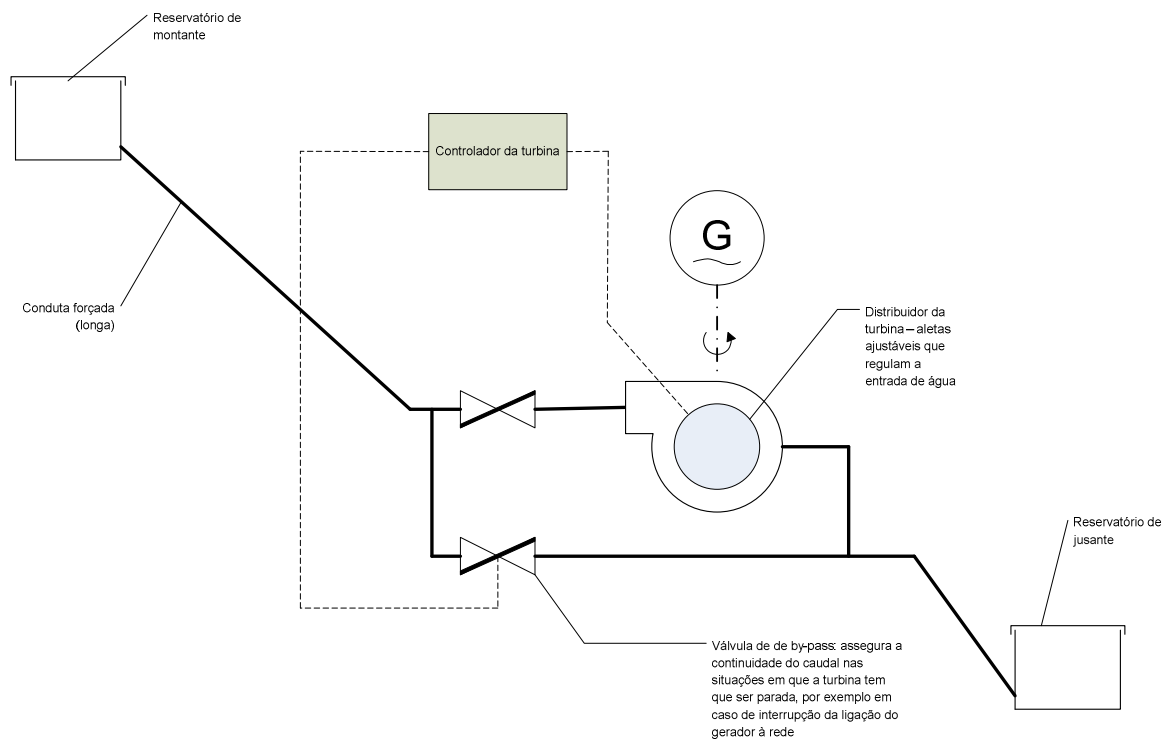


Fig. 8-6 – Esquema de princípio do sistema de controlo e protecção

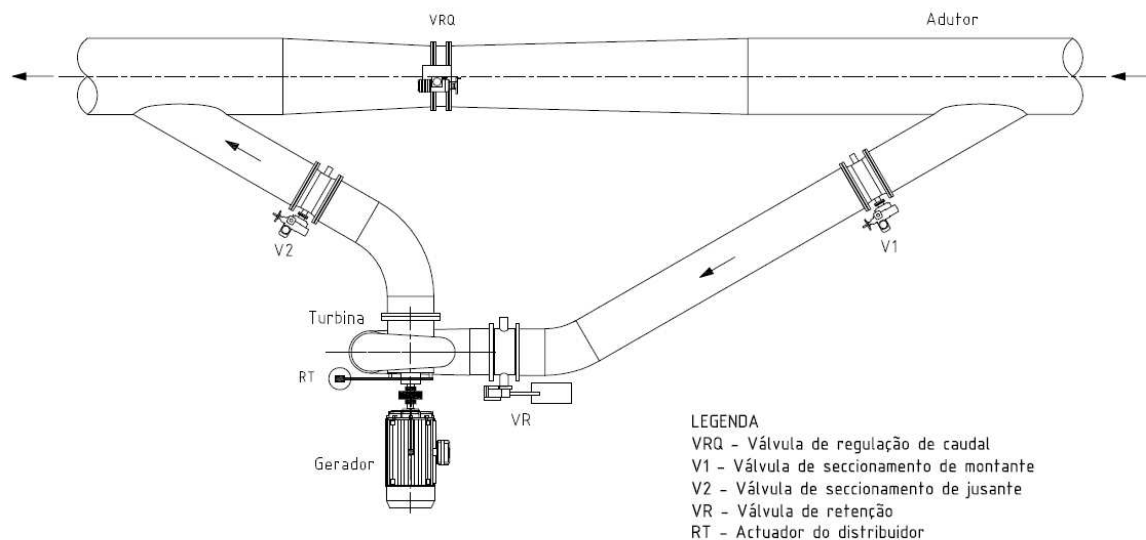


Fig. 8-7 – Instalação de uma turbina Francis em bypass à conduta adutora.

Sendo o objectivo principal deste trabalho a modelação do sistema hidráulico e a selecção do sistema de controlo adequado à regulação do caudal e à maximização da energia produzida, são referidas preocupações no que respeita à protecção da conduta pois a mesma foi instalada com o propósito de garantir um serviço essencial, que é o abastecimento de água. Neste contexto, a recuperação de energia

embora represente um aumento da eficiência do sistema, constitui uma actividade secundária face à do transporte de água.

8.3 Dimensionamento preliminar da instalação

Os regimes de exploração da conduta adutora têm essencialmente 2 patamares, correspondentes a volumes de adução diária de 250000 e 375000 m³. Podem ser ajustados valores intermédios consoante as necessidades de consumo, o que é conseguido por regulação das válvulas de perda de carga. Caso o consumo o justifique, também são possíveis regimes de exploração superiores a 400000 m³ diários.

Neste trabalho utilizam-se como valores de exploração de referência os caudais de 250000 e 375000 m³/dia, que iremos designar por regimes de exploração 1 e 2, respectivamente.

Os valores da queda útil foram calculados com base nos valores da monitorização de pressões obtida pelo Sistema de Telegestão.

No quadro seguinte resumem-se as características da conduta e do modelo de exploração com vista à definição e pré-dimensionamento da turbina a utilizar.

Tabela 8-1 – Potência hidráulica disponível conforme o regime de exploração

Regime de Exploração	Caudal (m ³ /s)	Queda bruta (m)	Queda útil (m)	η	ρ (kg/m ³)	g (m/s ²)	P (kW)
1	2,8	39,8	30	0,80	1000	9,8	659
2	4,3	39,8	24	0,85	1000	9,8	860

Adoptando uma turbina Francis com uma velocidade específica de 350 rpm e considerando os dados de exploração do quadro anterior, obtêm-se as seguintes características principais da turbina [8] :

Tabela 8-2 – Características básicas da turbina a utilizar

Veloc. Específica	Velocidade (rpm)	\varnothing Roda (m)	\varnothing conduta entrada (m)
350	634	0,833	1,208

Adoptando um gerador com acoplamento directo ao veio da turbina ele deverá ter 10 pólos, correspondendo à velocidade de sincronismo de 600 rpm.

Para a caracterização dos modelos a implementar, consideram-se também as seguintes características da conduta e do escoamento:

Celeridade das ondas de pressão em caso de golpe de ariete: 1100 m/s.

As características do gerador indicam-se na tabela seguinte:

Tabela 8-3- Características do gerador

Tipo	Assíncrono
Potência (kW)	880
Tensão (V)	400
Frequência (Hz)	50
Número de pólos	10
Velocidade de sincronismo (rpm)	600
Momento de inércia (kg.m ²)	130,2
Constante de inércia (s)	0,35
Tempo de lançamento (s)	0,70

Capítulo 9 Aplicação dos modelos analisados ao caso de estudo

Neste capítulo efectua-se a simulação da conduta, a que é objecto do caso de estudo, como conduta forçada alimentando uma turbina Francis acoplada a um gerador eléctrico. As simulações são efectuadas em ambiente Matlab/ Simulink.

Devido à extensão da conduta, colocam-se alguns problemas no que respeita aos parâmetros de simulação, uma vez que não é usual, tanto quanto a investigação levada a cabo permite concluir, projectar uma conduta forçada com esta extensão, em especial tratando-se de uma aplicação com uma turbina de reacção.

Caso uma turbina venha a ser instalada na conduta referida, as questões relacionadas com a protecção contra transitórios hidráulicos terão que ser cuidadosamente estudadas. Por outro lado, sendo o sistema em estudo caracterizado por uma dinâmica lenta, verificam-se grandes diferenças entre as constantes de tempo do sistema hidráulico e do gerador, o que dificulta a parametrização do controlador. Em caso de instalação da turbina nesta conduta, deverá provavelmente ter que se instalar um reservatório de protecção contra transitórios (chaminé de equilíbrio) na conduta forçada, próximo da turbina, de forma a reduzir drasticamente o tempo de inércia hidráulica do troço final da conduta, o que permitirá uma aproximação às constantes de tempo do gerador e simplificar o controlador a aplicar.

9.1 Modelo elástico.

9.2 Função de transferência aproximada por uma função de parâmetros concentrados

Tendo em conta a extensão da conduta em estudo, considera-se que é o modelo elástico o que melhor descreve o seu comportamento dinâmico.

Os modelos que se apresentam resultam da simulação em Matlab das expressões apresentadas em 5.1.9.

São apresentados os diagramas de Bode e a resposta ao escalão para a função de transferência da potência da turbina em relação à abertura do distribuidor, com as aproximações referidas em 5.1.9 :

$$\frac{P_m}{y} = \frac{1 - f - Z_0 \tanh(T_e s)}{1 + \frac{1}{2} f + \frac{1}{2} Z_0 \tanh(T_e s)} \quad (9-1)$$

Nas figuras seguintes, designam-se por FT1 e FT2 as aproximações de $\tanh(s.T_e)$ com $n=1$ e $n=2$, respectivamente.

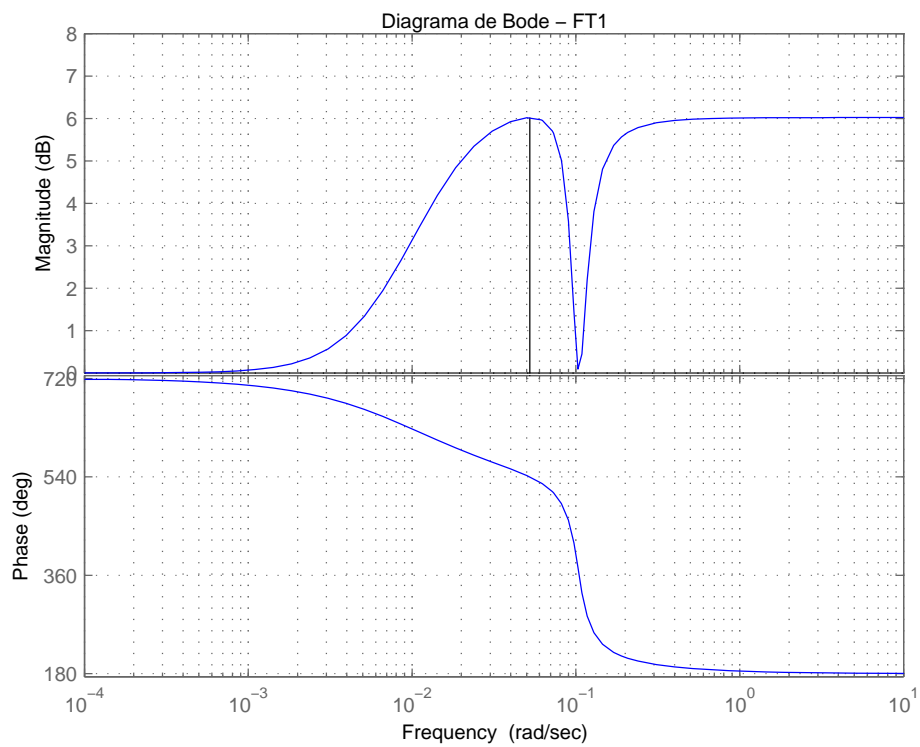


Fig. 9-1 – Diagrama de Bode (pm(s)/y(s) com, aproximada com n=1

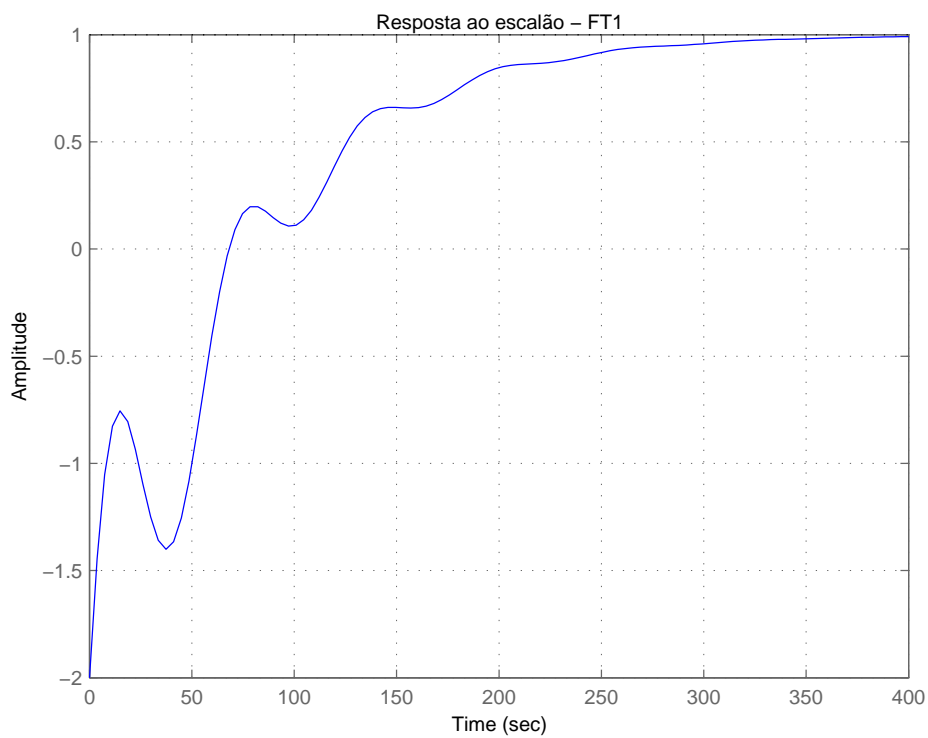


Fig. 9-2 – Resposta ao escalão da FT com n=1.

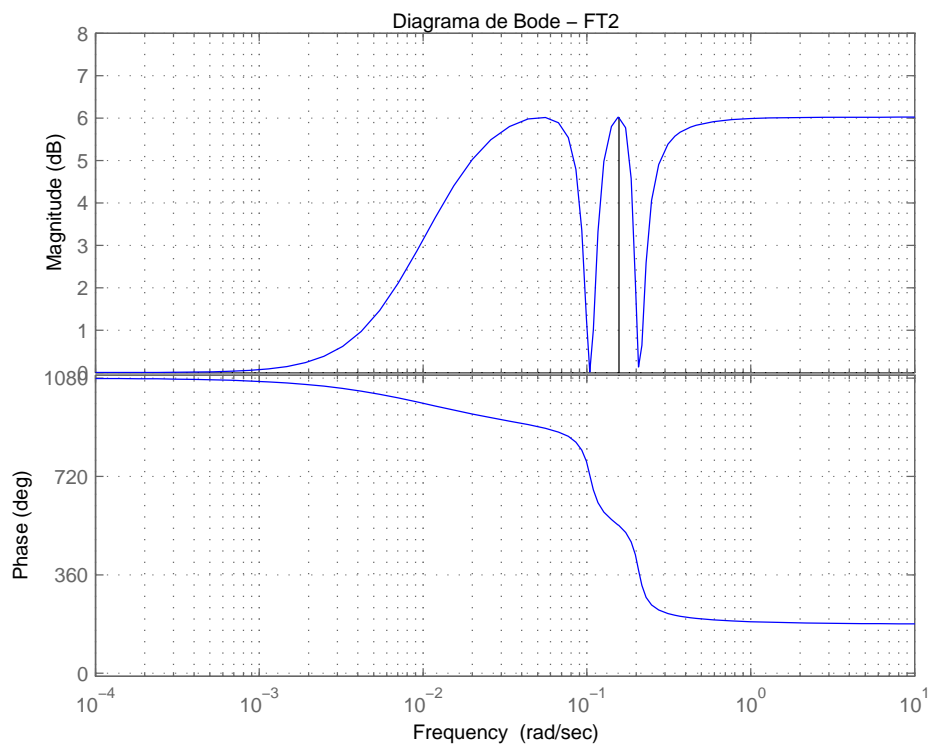


Fig. 9-3 – Diagrama de Bode (pm(s)/y(s) com, aproximada com $n=2$.

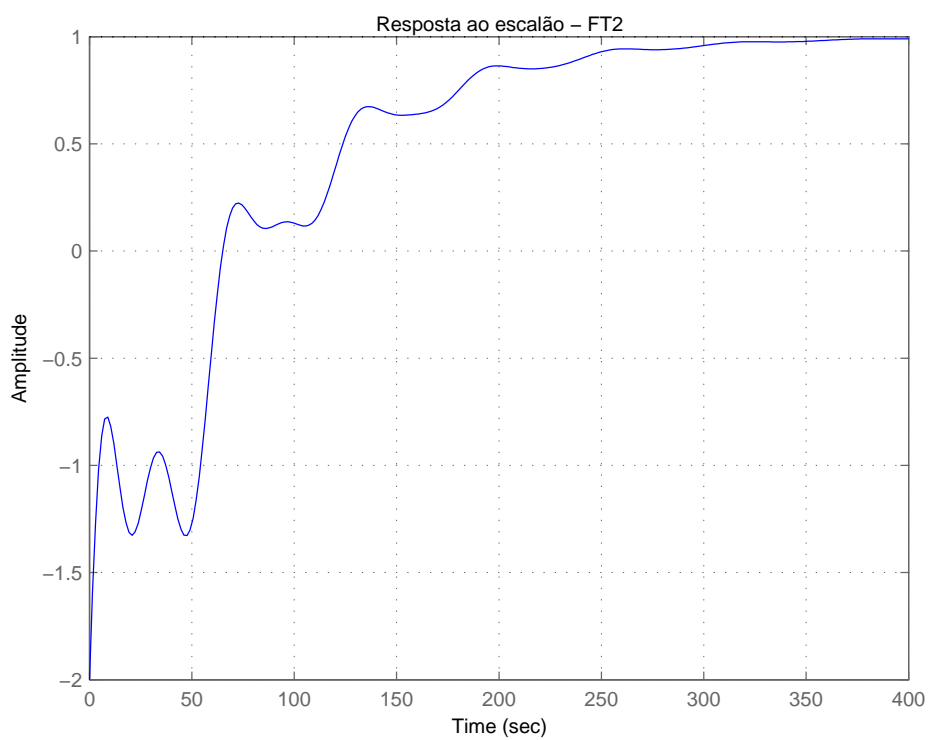


Fig. 9-4 – Resposta ao escalão da FT com $n=2$.

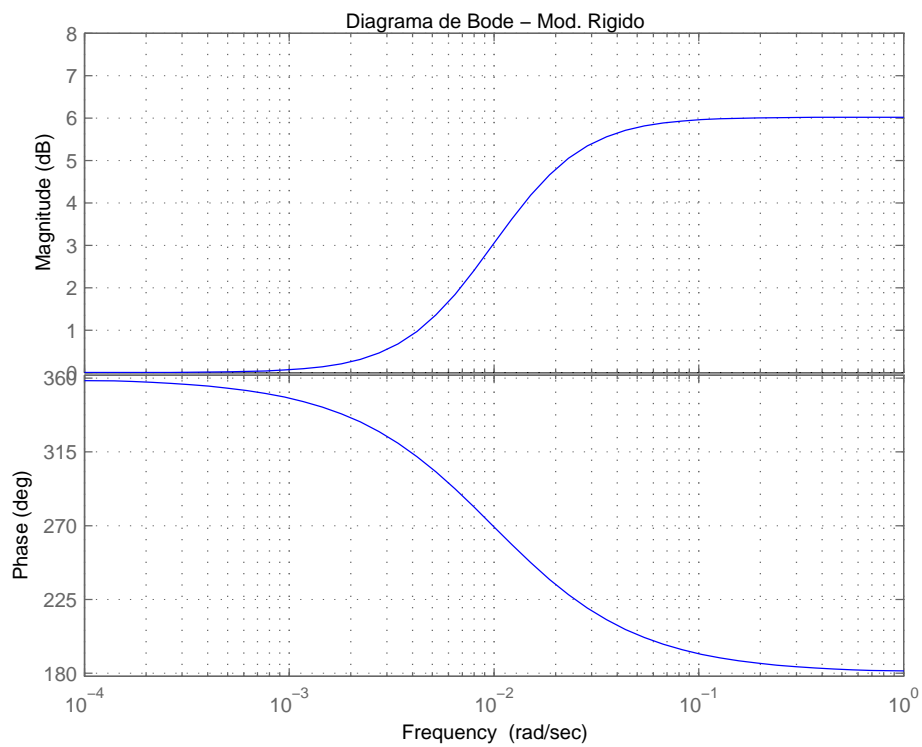


Fig. 9-5. - Diagrama de Bode (pm(s)/y(s) do modelo rígido

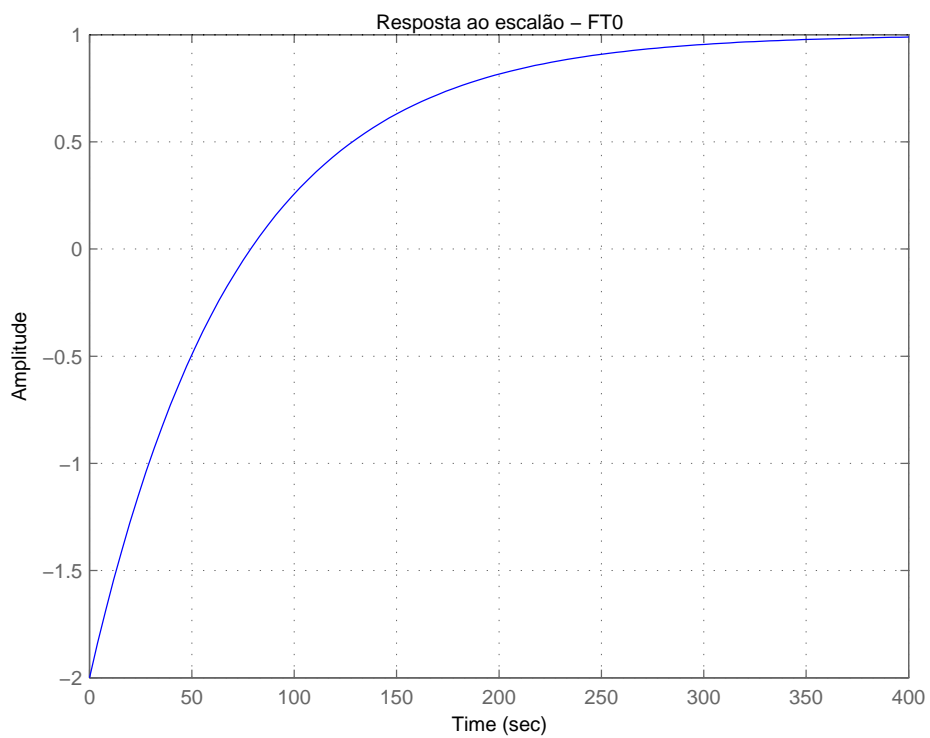


Fig. 9-6 – Resposta ao escalão do modelo rígido

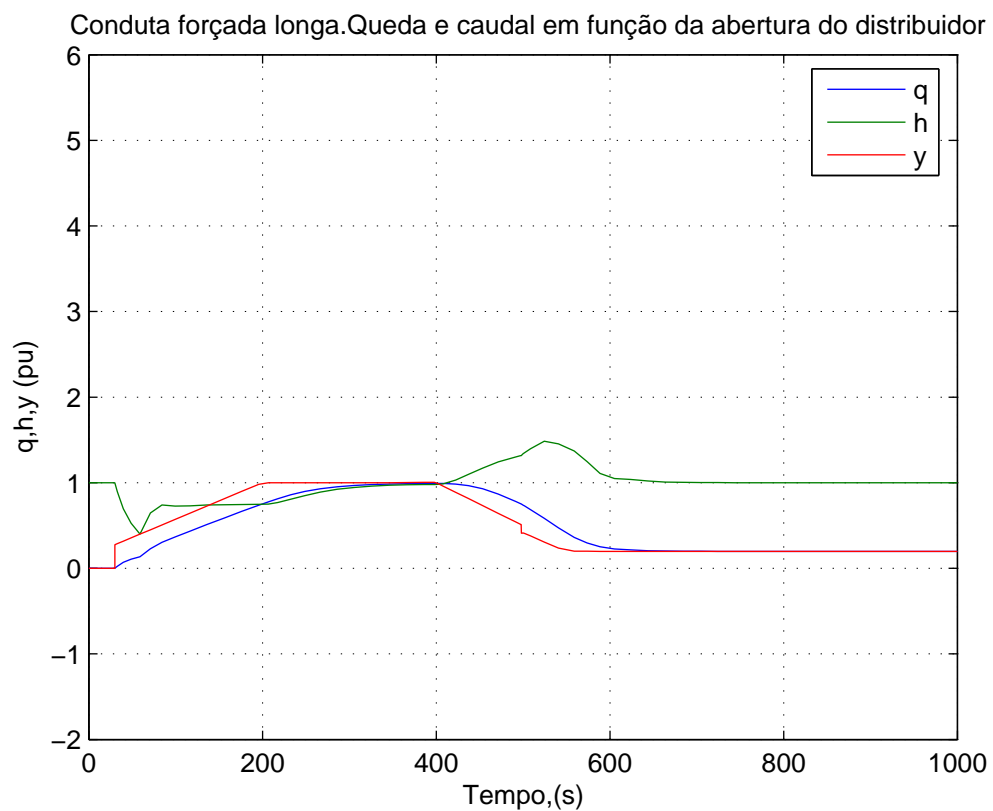


Fig. 9-8 – Evolução da pressão (queda) na conduta e da potência da turbina, em função da abertura do distribuidor (y).

9.3.1 Implementação em Simulink do modelo elástico com controlador PID

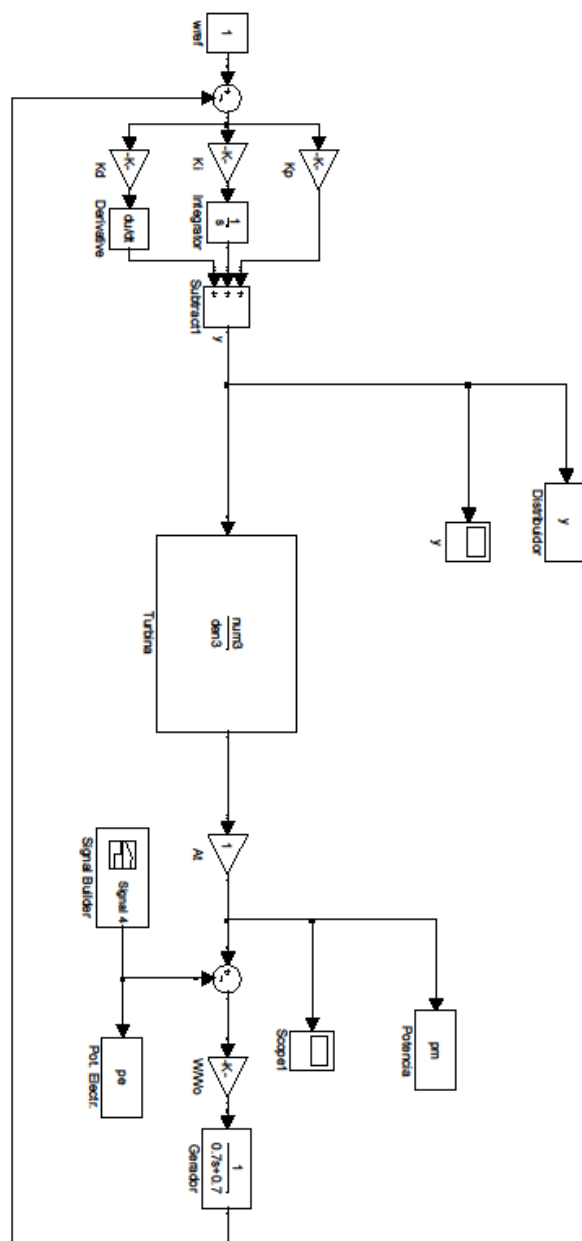


Fig. 9-9 – Aplicação de um controlador PID a uma turbina e conduta forçada representada pelo modelo elástico.

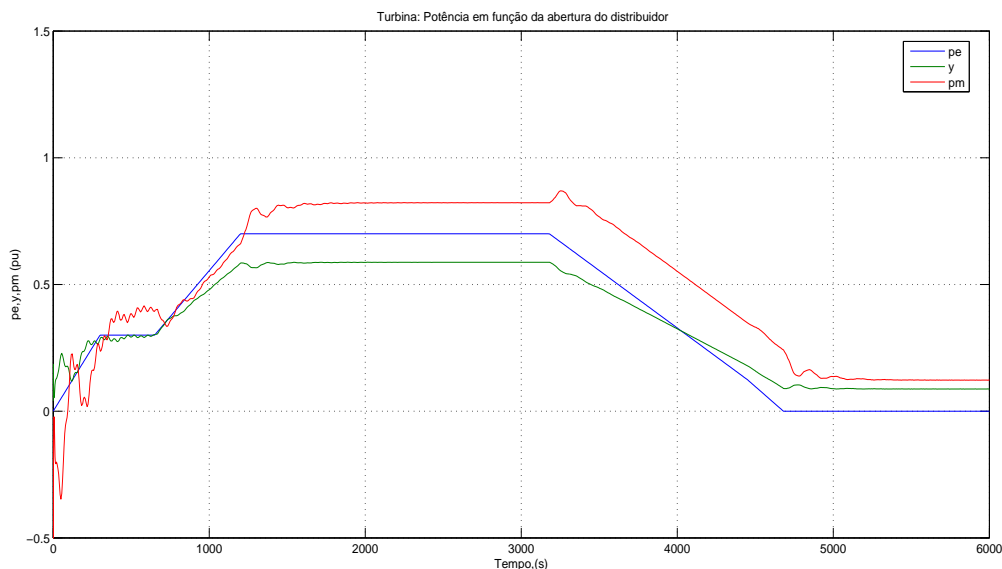


Fig. 9-10 – Evolução da potência e da abertura do distribuidor, em função da potência eléctrica imposta pela carga ao gerador.

9.4 Conclusões e trabalho futuro

O trabalho desenvolvido permitiu avaliar os problemas associados à modelação de sistemas de transporte de água. Estes problemas resultam da natureza de tais sistemas que têm, em geral, um comportamento dinâmico caracterizado por elevados valores das constantes de tempo associadas ao escoamento, em especial os sistemas de maior dimensão.

Podemos concluir que os pressupostos que estiveram na base deste trabalho, são válidos, sendo possível elaborar modelos de controlo aplicáveis aos diversos sistemas de transporte de água em regime gravítico nos quais, em função dos respectivos regimes de exploração, será possível identificar oportunidades de melhoria da eficiência energética, associadas à produção de energia eléctrica que, além de originarem proveitos adicionais, também contribuem para a menor dependência energética do País.

O futuro desenvolvimento deste trabalho poderá passar pelo aperfeiçoamento da modelação dos sistemas e também pela elaboração de modelos de controlo optimizados, que permitam assegurar as funções de controlo e de protecção hidráulica e também maximizar a energia produzida nas condições normais de exploração das condutas de transporte de água.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Quintela, A. C. – Hidráulica, Fundação Gulbenkian, 1981.
- [2] Almeida, A.B.; Martins, S. C. – Controlo Hidráulico-Operacional de Sistemas Adutores, EPAL, 1999.
- [3] Sucena Paiva, J.P., Redes de Energia Eléctrica, Lisboa, 2007.
- [4] Kundur, P. – Power System Stability and Control, New York: McGraw-Hill, 1994.
- [5] Wylie, E.B., Streeter, V.L. – Fluid Transients, New York, 1978.
- [6] Chaudhry, M. Hanif – Applied Hydraulic Transients, New York, 1979.
- [7] Jiandong, T.; Naibo, Z.; Xianhuan, W.; Jing, H.; Juishen, D. – Mini Hydropower. Unesco. John Wiley & Sons, England, 1997.
- [8] Novak, P., Moffat, A. I. B., Nalluri, C. and Narayanan, R. - Hydraulic Structures – Spoon Press, London, 2004.
- [9] European Small Hydropower Association - Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, Brussels, 2004.
- [10] IEEE Std 1207-2011 - IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units.
- [11] Jenkins, N., Allan, R., Crossley, P., Kirschen, D. and Strbac, G. – Embedded Generation. The Institution of Electrical Engineers, London, 2000.
- [12] Simões, M. G., Farret, F. A. - Renewable Energy Systems: Design and Analysis with Induction Generators. CRC Press, 2004.
- [13] Ogata, K. – Engenharia de Controle Moderno. Pearson Education do Brasil, 2003.
- [14] Wolovich, W. A. – Automatic Control Systems, Saunders College Publishing, 1993.
- [15] Tewary, A. – Modern Control Design with Matlab and Simulink, John Wiley and Sons., 2002.
- [16] IEEE Working Group Report – Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies, IEEE Transactions on Power Systems, vol. 17, no. 1, pp. 167-179, Feb. 1992.
- [17] Fang, H; Chen, L.; Dlakavu, N.; Shen, Z. – Basic Modelling and Simulation Tool for Analysis of Hydraulic Transients in Hydroelectric Power Plants. IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 23, No. 3, September 2008.
- [18] Izena, A. et al. – Practical Hydraulic Turbine Model – 2006, IEEE Xplore.

- [19] Choo, Y. C.; Muttaqui, K. M.; Negnevitsky, M. – Modelling of Hydraulic Turbine for Dynamic Studies and Performance Analysis. IEEE Xplore.
- [20] Choo, Y. C.; Muttaqui, K. M.; Negnevitsky, M. – Modelling of Hydraulic Governor-turbine for Control Stabilization. Australian Mathematical Society, August, 2008.
- [21] Culberg, J., Negnevitsky, M., Kashem, M. A., - Hydro-Turbine Governor Control: Theory, Techniques and Limitations.
- [22] Kishor, N.; Saini, R. P.; Singh, S. P. – Optimal Pole Shift Control in Application to a Hydro Power Plant, Journal of Electrical Engineering, Vol. 56, No. 11-12, 2005, 290-297.
- [23] Weber, H. W.; Hladky, M.; Haase, T.; Spreng, S.; Moser, C.N. – High Quality Modelling of Hydro Power Plants for Restoration Studies, The International Federation of Automatic Control, 2002.
- [24] Konota, T.; Nakagawa, M. – Large Francis Turbine for Jordan River Redevelopment in Canada.
- [25] Miljenko, B.; Kuzle, I.; Tomisa, T. – Nonlinear digital simulating Model of Hydroelectric Power Unit with Kaplan Turbine, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 21, No. 1, March 2006.
- [26] Kishor, N.; Saini, R. P.; Singh, S. P. – LQG / LTR Controller for Speed Governing Of Hydro-Turbine, IEEE Melecon 2004, May 12-15, 2004, Dubrovnik, Croatia.
- [27] Nikander, A. - Aspects of Connecting a Small-Scale Hydroelectric Power Plant in a MV Distribution Network – A Simulation Study. 19th International Conference on Electricity Distribution. Vienna, 2007.
- [28] Kishor, A., Kumar, G. S. – Dynamic modelling and analysis of three phase self-excited induction generator using generalized state-space approach. SPEDDAM 2006 – International Symposium of Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion. IEEE Xplore, 2006.
- [29] Fang Yang, et. al., Control of Hydraulic Turbine Generators Using Exact Feedback Linearization - 2010 8th IEEE International Conference on Control and Automation; IEEE Xplore.
- [30] Chaoshun Li, Jianzhong Zhou - Parameters identification of hydraulic turbine governing system using improved gravitational search algorithm.- Energy Conversion and Management, Elsevier, 2010.
- [31] P. Pennacchi, et al., Modeling of the dynamic response of a Francis turbine, Mechanical Systems and Signal Processing (2011), doi:10.1016/j.ymssp.2011.05.012
- [32] Catálogo da válvula Monovar – Sapag.