

METODOLOGIA SIMPLIFICADA PARA ESTUDOS DINÂMICOS DE CENTRAIS HIDRELÉTRICAS, VISANDO A DETERMINAÇÃO DAS TURBINAS

Afonso H. M. Santos, Geraldo L. Tiago Fº.

*Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Av. B.P.S., 1303 – Caixa Postal 50
37500-000 Itajubá, MG
fax (035) 629 1265
tiago@iem.efei.rmg.br*

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia simplificada para simulação analógica-digital linearizada que pode ser utilizada em estudos preliminares de definição do número de grupos geradores em pequenas e médias centrais hidrelétricas, levando-se em conta os aspectos hidrodinâmicos do sistema bem como a rotação específica das turbinas.

INTRODUÇÃO

Os procedimentos usuais para a escolha do tipo, número e rotação das turbinas hidráulicas, de uma central hidrelétrica, observam os aspectos de altura de sucção máxima, rendimento nominal, custos do grupo gerador e da casa de máquinas, principalmente. Entretanto, os aspectos dinâmicos dos grupos são ignorados ou tratados de formas extremamente simplificadas. Isto é: as turbinas são tratadas como simples válvulas controladoras de vazão, não levando em consideração as tendências próprias de cada tipo de turbina e as variações inerentes às alterações das rotações específicas.

Observando as turbinas de reação, sabe-se que há uma tendência de aumento da velocidade de disparo com o aumento da rotação específica. Por outro lado, observando o comportamento da vazão em função da rotação própria da máquina, vê-se que esta cresce com o aumento da rotação em máquinas rápidas (alta rotação específica), permanece praticamente constante nas máquinas normais (média rotação específica) e se reduz com a rotação nas máquinas lentas (baixa rotação específica). Tais fenômenos estão intimamente interligados à escolha dos grupos geradores, pois, ao se variar o número de grupos, estar-se-á variando a

rotação específica das turbinas. Com isto, ocorrerá um processo dinâmico diferente na central, seja sob o ponto de vista mecânico (sobre-velocidade) seja sob o ponto de vista hidráulico (sobre-pressão).

É importante ressaltar que a sobre-velocidade e a sobre-pressão são variáveis associadas, pois um menor tempo de fechamento do regulador de velocidade implicará num aumento do primeiro, reduzindo entretanto o segundo, e vice-versa (Figura 2). Atua-se na inércia do grupo-gerador e na espessura da chapa da tubulação, no sentido de encontrar a situação de menor custo (figura). Esta análise, em geral, esquece as características próprias das turbinas, como já se disse, encarando-as de forma muito simplificada.

O objetivo deste trabalho é a apresentação de um modelo de simulação análogo-digital linearizado, de uso relativamente simples, que permite auxiliar principalmente o estudo do número de grupos geradores em pequenas e médias centrais. O uso deste método permite o emprego de programas computacionais comerciais, o que facilita sobremaneira o trabalho.

Finalmente, apresenta-se o diagrama de blocos para a simulação, descrevendo-se como obter cada constante. Enfoca-se principalmente a turbina, pois a modelagem dos outros componentes: regulador de velocidade e tubulação, estão em publicações recentes, citadas no texto.

A modelagem do problema

O problema em questão é apresentado na Figura 1, sendo o esquema de uma central hidrelétrica de desvio, com tubulação de baixa pressão, chaminé de equilíbrio e tubulação de alta pressão, alimentando uma turbina.

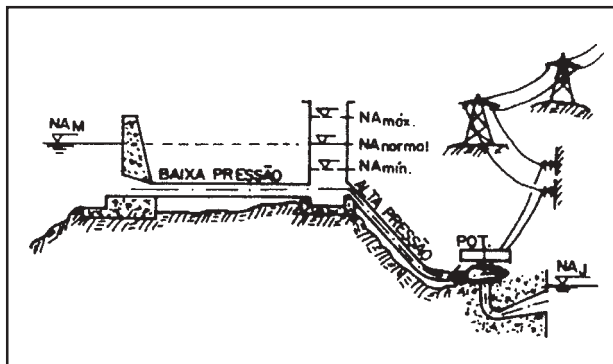


Figura 1. Esquema de uma central de desvio.

Para centrais com canais de adução ou com tomada d'água alimentando diretamente o sistema de alta pressão, basta não considerar no modelo a chaminé e a tubulação de baixa pressão.

A modelagem dos componentes da central será feita através de linearização das leis constitutivas não lineares.

Existem dois tipos básicos de linearização: o primeiro é o método de aproximação por derivada no ponto de operação que é utilizado para pequenas variações, permitindo extrapolar o tratamento matemático dos diferenciais, pois se trabalha com diferenças; o segundo é empregado para grandes variações, e utiliza-se o método da regressão linear. A Figura 2 ilustra os dois procedimentos aplicados à uma função não linear $y = f(x)$.

Neste trabalho será adotado o método por aproximação por derivada, por julgar que este capta melhor as tendências da máquina. Ao se trabalhar com este tipo de linearização, o tratamento às variáveis e equações serão diferenciadas, utilizando-se diferenças. Assim, para o caso apresentado na Figura 2, tem-se:

$$y = f(x) \quad (1)$$

alterando-se para

$$y_d = K_{y/x} \cdot x_d \quad (2)$$

onde o y_d e x_d representam a diferença definindo os pontos final e inicial de operação: $y_d = y_t - y_i$; $x_d = x_f - x_i$ definindo $\delta y/x$ com a derivada parcial de y em relação a x , em torno do ponto de operação (0), tem-se:

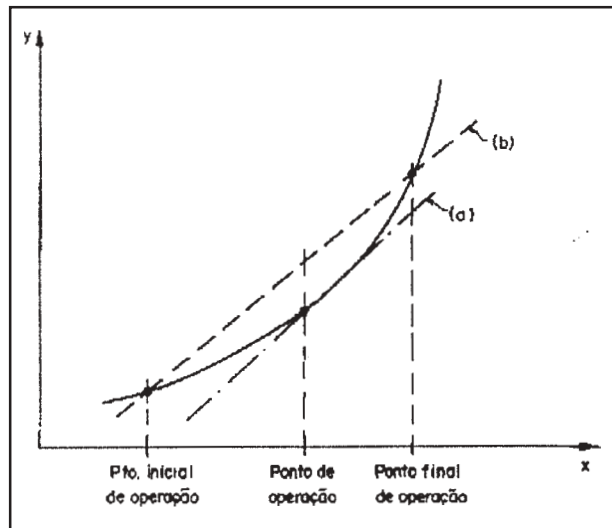


Figura 2. Aproximação linear; curva (a): método de aproximação por derivada no ponto de operação; curva (b): método de regressão linear, com a reta que melhor se ajusta à curva $y = f(x)$.

$$\delta y/x = \frac{\partial y}{\partial x} \bigg|_0 \quad (3)$$

Finalmente, todos os valores serão adimensionalizados, trabalhando-se com grandezas "por unidade". De fato, a única grandeza que continua dimensional na simulação é o tempo, sendo que os parâmetros serão adimensionais ou terão a dimensão tempo. Para se realizar esta adimensionalização, divide-se as variáveis pelos valores adotados como base. Em geral a base corresponde ao ponto inicial onde se estava trabalhando. As variáveis unitárias serão indicadas por uma barra sobrepondo-as e os valores base terão um índice zero. Assim, das equações anteriores, pode-se escrever:

$$\frac{y_d}{y_0} = \frac{\delta y/x \cdot x_0}{y_0} \cdot \frac{x_d}{x_0} \quad (4)$$

ou

$$\bar{y} = \bar{\delta y/x} \cdot \bar{x}_d \quad (5)$$

onde

$$\bar{\delta y/x} = \frac{\delta y/x \cdot x_0}{y_0} \quad (6)$$

A grande vantagem de se trabalhar com valores unitários se prende ao fato de não ocorrer problemas de diferenças físicas. Ou seja, pode-se operar variáveis de dimensões diferentes, como velocidade e comprimento.

A modelagem da turbina

Por ser o ponto focal deste trabalho, primeiramente será tratada a turbina. De preferência a modelagem da turbina é feita com base no seu diagrama de colina em uma dada rotação, onde são fornecidas as curvas de iso-rendimento associadas à queda líquida (H) em função da vazão (Q), para diferentes aberturas do distribuidor (α). Um exemplo disto é dado na Figura 3a, sendo este diagrama típico para turbinas de rotação específica (n_s) entre 111 e 178 (BUREC, 1976). Neste caso, a queda de projeto da turbina e a respectiva vazão para a turbina totalmente aberta são considerados como base para a determinação das quedas e vazões unitárias.

De posse deste diagrama, pode-se construir um diagrama colina onde a queda (H) é dada em função da potência no eixo (P), bastando, para tanto, calcular P para vários pontos do diagrama original, com base na equação seguinte, onde η é o rendimento no ponto.

$$P = 9,81 \cdot H \cdot Q \cdot \eta \text{ [kW]} \quad (7)$$

Este diagrama é dado na Figura 3b para a turbina da Figura 3a. Os exemplos que seguirão são para uma turbina com n_s de 150, queda líquida nominal de 60,4 metros e vazão, à máxima abertura, nesta queda de 10 metros cúbicos por segundo. A potência máxima, na queda nominal, é de 5,2 MW e a rotação nominal é 300 rpm.

Assim sendo, partindo-se das Funções (8) e (9) seguintes, que representam os diagramas das Figuras 3a e 3b, pode-se proceder a modelagem linearizada em grandezas unitárias da turbina.

$$H = f(Q, \alpha, n) \quad (8)$$

$$P = g(H, \alpha, n) \quad (9)$$

logo,

$$\bar{h}_d = \bar{\delta}_{f/Q} \cdot \bar{q}_d + \bar{\delta}_{f/\alpha} \cdot \bar{\alpha}_d + \bar{\delta}_{f/n} \cdot \bar{n}_d \quad (10)$$

e

$$\bar{p}_d = \bar{\delta}_{g/H} \cdot \bar{h}_d + \bar{\delta}_{g/\alpha} \cdot \bar{\alpha}_d + \bar{\delta}_{g/n} \cdot \bar{n}_d \quad (11)$$

onde:

$$\bar{\delta}_{f/Q} = \frac{Q_0}{H_0} \cdot \left. \frac{\partial f}{\partial Q} \right|_0; \bar{\delta}_{g/H} = \frac{H_0}{P_0} \cdot \left. \frac{\partial g}{\partial H} \right|_0; \quad (12)$$

$$\bar{\delta}_{f/\alpha} = \frac{\alpha_0}{H_0} \cdot \left. \frac{\partial f}{\partial \alpha} \right|_0; \bar{\delta}_{g/\alpha} = \frac{\alpha_0}{P_0} \cdot \left. \frac{\partial g}{\partial \alpha} \right|_0; \quad (13)$$

$$\bar{\delta}_{f/n} = \frac{n_0}{H_0} \cdot \left. \frac{\partial f}{\partial n} \right|_0; \bar{\delta}_{g/n} = \frac{n_0}{P_0} \cdot \left. \frac{\partial g}{\partial n} \right|_0; \quad (14)$$

As constantes definidas em (12) podem ser obtidas diretamente das Figuras 3a e 3b, respectivamente. Basta traçar as retas tangentes às curvas de abertura constante, no ponto de operação, e depois adimensionalizá-las.

Fixando-se a vazão, os gráficos das Figuras 3a e 3b permitem a construção dos gráficos auxiliares das Figuras 4a e 4b, respectivamente. Estas permitem a determinação das constantes definidas em (13).

O problema maior está na determinação dos parâmetros dados em (14).

Nestes casos é necessário fazer uso da teoria de semelhança das máquinas hidráulicas, através das seguintes relações:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1}; H_2 = H_1 \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2; P_2 = P_1 \left(\frac{H_2}{H_1} \right)^{3/2} \quad (15)$$

onde n é a rotação, H a queda e P a potência da turbina.

Tem-se que ter em mente que as Relações (15), devem ser tratadas simultaneamente. Isto é: parte-se de um ponto 1 (H_1, Q_1, n_1, P_1) para um ponto semelhante 2 (H_2, Q_2, n_2, P_2), mantida a abertura constante. Assim, é possível construir os gráficos dados nas Figuras 5c e 5d, partindo-se das Figuras 3a e 3b, respectivamente.

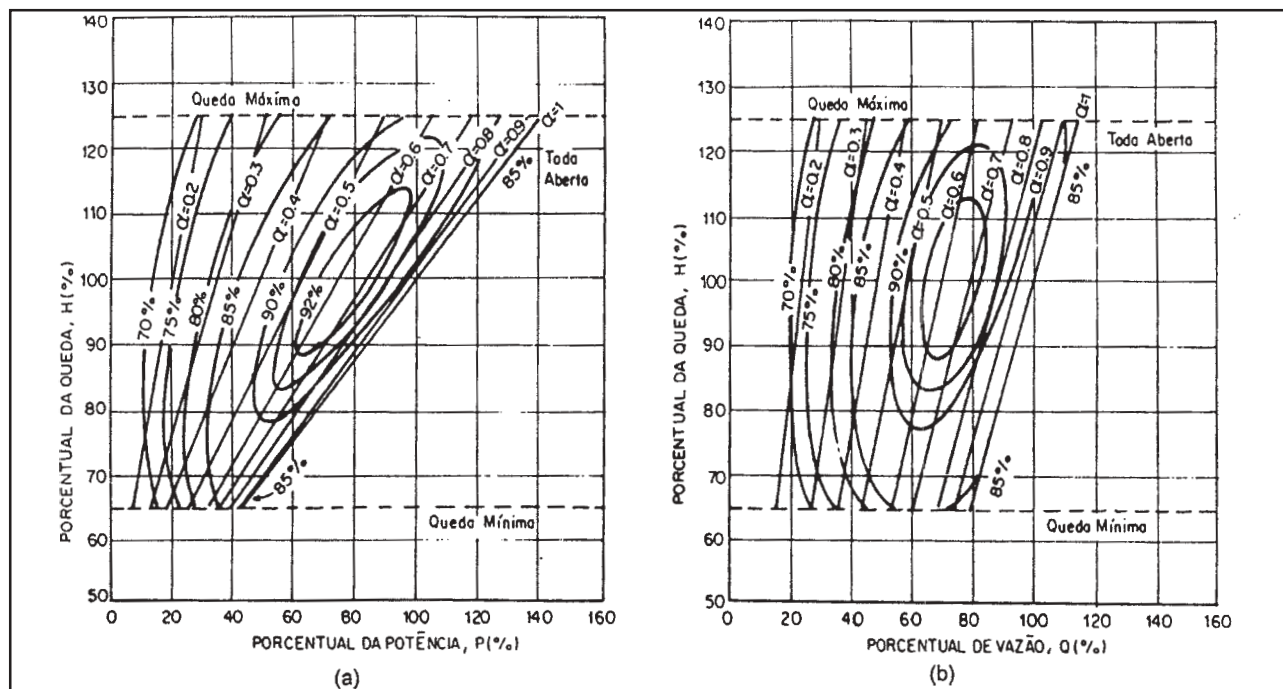


Figura 3. Diagramas colinas; a) H x P, para rotação constante, igual a 300 rpm; b) H x Q, para rotação constante, igual a 300 rpm.

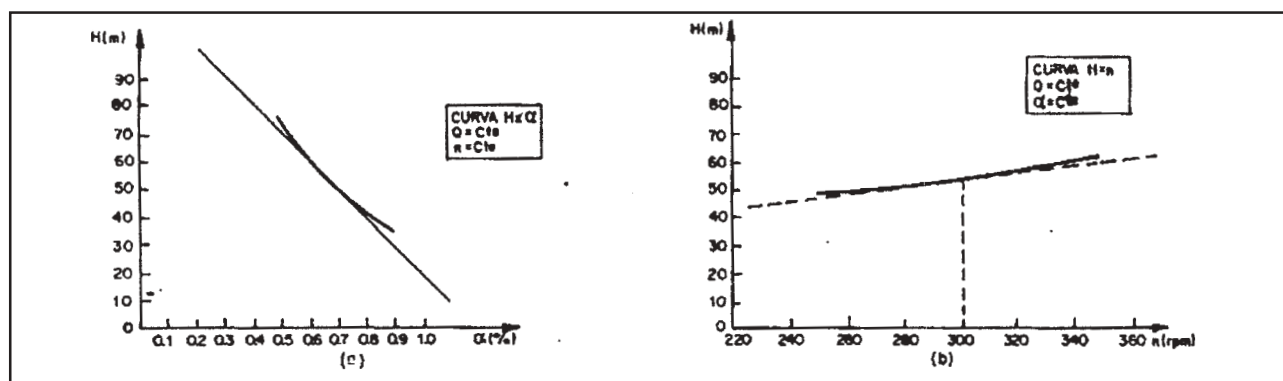


Figura 4. a) H em função de α , com Q e n constantes; b) P em função de α , com Q e n constantes.

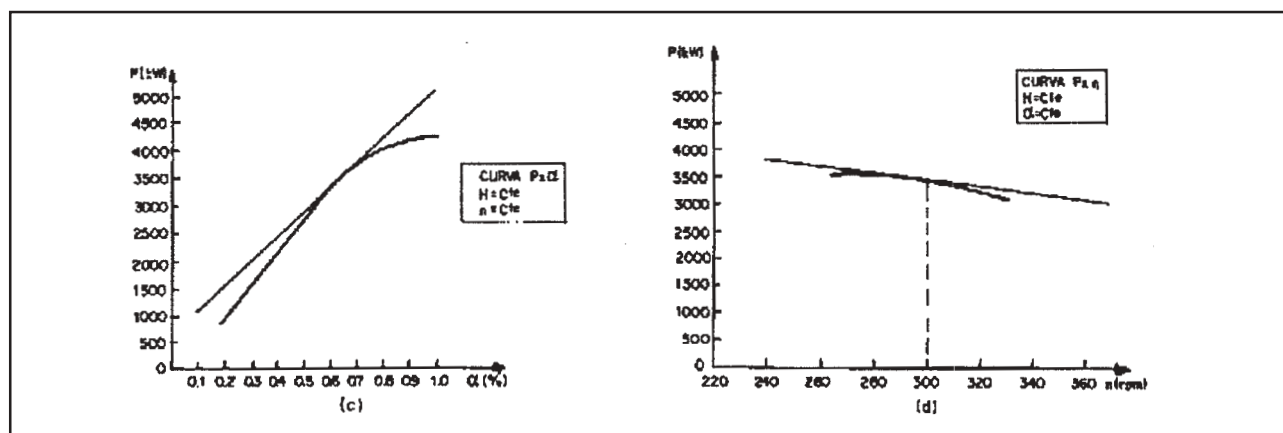


Figura 5. c) H em função de n, com α e Q constantes no ponto de operação; d) P em função de n, com α e Q constantes no ponto de operação.

Pode-se, agora, calcular os parâmetros dados em (15).

Neste ponto é interessante observar que, no caso de se ter a curva vazão, Q em função da rotação η no lugar de queda H em função da vazão Q , pode-se fazer a transposição de diagramas ou adaptar o equacionamento proposto.

A transposição parece ser o mais prático.

Considera-se, pois, pronto o modelo linearizado da turbina, que é indicado como o Conjunto 1, na Figura 6.

A modelagem da inércia do grupo

A inércia do grupo é composta pela inércia da turbina, gerador e volante, quando houver. Existe um relativo grau de liberdade deste parâmetro, o que o faz um elemento importante na hora da escolha da turbina.

Com base na mecânica geral, pode-se escrever:

$$M_a = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (16)$$

$$P_a = M_a \cdot \omega = I \cdot \omega \frac{d\omega}{dt} \quad (17)$$

onde M_a é o conjugado acelerante; P_a a potência acelerante; I o momento de inércia; ω a velocidade angular do rotor da turbina.

O diferencial total de P_a , com base na Equação (17), em torno do ponto de operação será:

$$dP_a = I \cdot \left[\frac{d\omega}{dt} \cdot d\omega + \omega \cdot \frac{d(d\omega)}{dt} \right]_0 \quad (18)$$

Observando que no ponto de operação a aceleração é nula e utilizando a notação proposta, tem-se:

$$(p_a)_d = I \cdot \omega_0 \frac{d\omega}{dt} \quad (19)$$

Como a potência acelerante é a potência no eixo da turbina menos a potência resistente do gerador (P_{el}), e passando para valores unitários, chega-se em (21)

$$\frac{(p_a)_d}{P_0} = \overline{(p_a)}_d = \overline{p}_d - \overline{(p_{el})}_d = \frac{I \cdot \omega_0^2}{P_0} \cdot \frac{d\overline{\omega}_d}{dt} \quad (20)$$

ou na forma integral

$$\int_0^{\overline{\omega}_d} d\overline{\omega}_d = \overline{\omega}_d = \frac{1}{T_a} \int_0^t (\overline{p}_d - \overline{(p_{el})}_d) d\tau \quad (21)$$

É fácil mostrar que $\overline{\omega}_d$ é igual a \overline{n}_d .

Isto complementa o modelo do grupo gerador, que é indicado pelo Conjunto 2 na Figura 6.

Ta é o tempo de aceleração dado em (22).

$$T_a = \frac{I \cdot \omega_0^2}{P_0} \quad (22)$$

com ω_0 em radianos por segundo, P_0 em Watts, I em quilômetros quadrados.

A modelagem da tubulação

O uso da simulação analógica-digital para o cálculo de transitórios hidráulicos tem sido motivo da publicação de recentes trabalhos, como Souza Jr. (1994) e Tiago Filho et al. (1994). Desta maneira, não se prenderá a este ponto, adotando-se, aqui, a modelagem simplificada, que só incorpora a inércia da água no tubo e a capacidade da chaminé de equilíbrio, quando houver. Logo, para a inércia, tem-se:

$$\overline{q}_d = \frac{1}{T_w} \int_0^t \overline{h}_d \cdot d\tau \quad (23)$$

onde

$$T_w = \frac{L_t \cdot Q_0}{g \cdot H_0 \cdot S_t} \quad (24)$$

sendo, L_t e S_t o comprimento e a área da seção do conduto, respectivamente.

Para a chaminé, pode-se escrever

$$\bar{h}_d = \frac{1}{T_c} \int_0^t (\bar{q}_c)_d \cdot d\tau \quad (25)$$

sendo $(\bar{q}_c)_d$ a diferença entre as vazões das tubulações de baixa e alta pressão; T_c : dado por (26) onde S_c é a área da chaminé.

$$T_c = \frac{S_o}{S_c \cdot H_o} \quad (26)$$

O Conjunto 3 da Figura 6 mostra o diagrama de blocos do sistema de adução aqui apresentado.

A modelagem do regulador de velocidade

Na definição do tipo de turbina, as constantes do regulador de velocidade são de fundamental interesse, pois atuando-se em suas constantes de tempo e ganhos, controla se, dentro de certos limites, o golpe de aríete (sobre-velocidade e estabilização do grupo).

A modelagem adotada aqui é apresentada didaticamente por Souza et al. (1982), para um regulador de velocidade com estatismos permanente e transitório, não sendo necessária a sua dedução.

O diagrama de blocos desse regulador é apresentado no Conjunto 4 da Figura 6, sendo \bar{K}_d e T_d o ganho e a constante de tempo da ação derivativa (estatismo transitório), \bar{K}_p o ganho da ação proporcional (estatismo permanente) e \bar{T}_i o ganho do integrador (válvula-servo-motor).

A simulação do modelo

No modelo da Figura 6 pode-se observar que é possível simular dois tipos de variações (entradas): a variação da potência elétrica (entrada ou saída de carga) e a de

referência de velocidade (\bar{n}_{ref}). Esta última foge do interesse deste texto, servindo mais para a identificação de parâmetros. Assim, o seu valor no diagrama é zero.

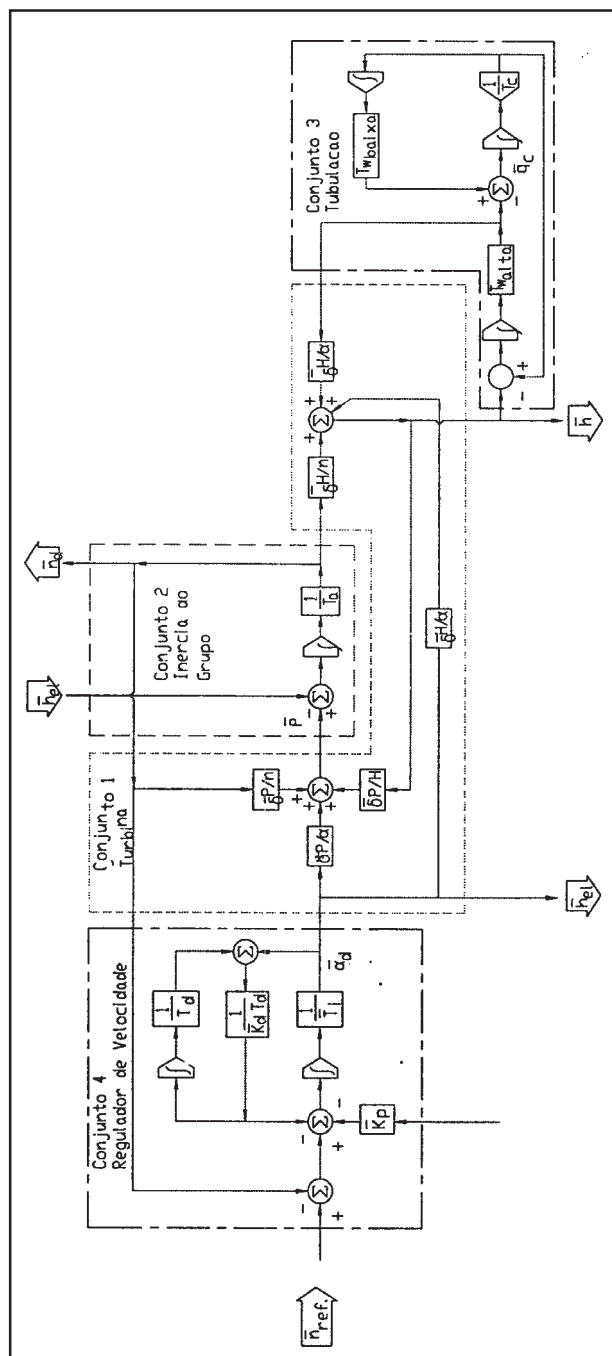


Figura 6. Diagrama de blocos completo do sistema: tubulação - turbina - inércia - regulador de velocidade.

De fato, o principal objetivo, aqui, é a escolha das turbinas, o que indica ser

necessário o cálculo das situações extremas de sobre-velocidade e sobre-pressão. Então, a simulação deve ser de uma rejeição total de carga. Isto significa uma entrada de grau unitário negativo(-1) para \bar{p}_{et} .

A seguir tem-se os valores adotados no exemplo, que é uma central com uma única turbina já apresentada, funcionando a carga parcial com uma vazão de 7 m³/s. Os condutos de alta e baixa pressão medem 120 e 1000 metros, com velocidade de água de 4 e 1 metro por segundo, respectivamente. A chaminé de equilíbrio tem uma área de 100 metros quadrados.

Parâmetros da turbina:

$$\begin{aligned}\bar{\delta} p / \alpha &= 1,31 & \bar{\delta} p / n &= -1,07 \\ \bar{\delta} p / H &= 1,80 & \bar{\delta} H / \alpha &= -1,92\end{aligned}$$

$$\bar{\delta} H / n = 0,72 \quad \bar{\delta} H / Q = 1,44$$

Parâmetros da inércia:

$$T_a = 15 \text{ [s]}$$

Parâmetros do sistema de adução:

$$T_{w(\text{baixo})} = 1,88 \text{ [s]} \quad T_{w(\text{alta})} = 0,9 \text{ [s]} ; T_c = 776 \text{ [s]}$$

Parâmetros do regulador de velocidade:

$$\tau_i = 1,67 \text{ [s]} ; \tau_d = 2,0 \text{ [s]} ; K_d = 1 ; K_p = 0,1$$

Os resultados desta simulação encontram-se na Figura 7. Sabendo-se que os gráficos referem-se a variações unitárias, para obter o valor real, tem-se que multiplicar pela base e somar ao valor inicial tomado como sendo o ponto de operação.

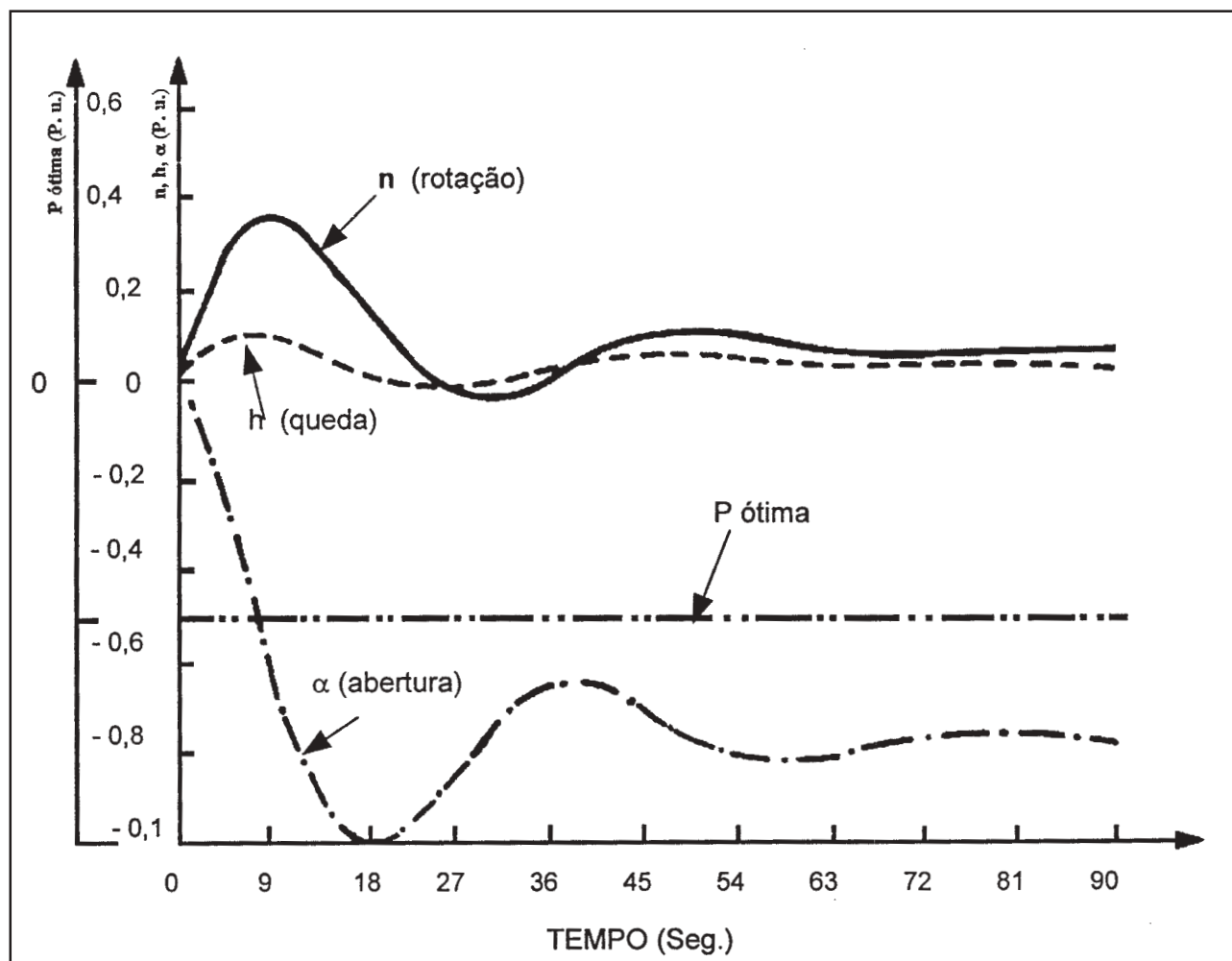


Figura 7. Resultado da simulação do modelo proposto.

Analisando os resultados, vê-se que a sobre-velocidade foi de, aproximadamente, 37% e a sobre-pressão de 10%. Deve-se buscar melhor ajuste dos parâmetros do regulador, principalmente T_i , visando um fechamento mais rápido, pois a sobre-pressão assim o permite.

Por outro lado, a estabilização do sistema é bastante lenta uma vez que gastou mais que um minuto para alcançá-la. O uso de inércia maior no grupo reduziria sobremaneira este problema.

CONCLUSÃO

Não foi objetivo deste artigo a otimização dos parâmetros. O que se quis foi apresentar a modelagem, com enfoque para a turbina, de maneira a se permitir a escolha correta do tipo e número de grupos geradores.

Finalmente, a modelagem é diretamente ampliável para maior número de grupos, permitindo, mesmo, grupos diferentes.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem aos engenheiros José Edmar Rios, Sérgio Henrique de A. Vallin e Wander Luiz de Oliveira, alunos da pós-graduação da EFEI, que implantaram o exemplo aqui apresentado.

REFERÊNCIAS

- BLAIR, P.; WOZNIAK, L. – 1976 – Non-Linear Simulation of Hydraulic Turbine Governor Systems. *Walter Power & Dam Construction* – P.23-26 – Sep. 1976.
- DOEBELIM, E.O. – 1972 – System Dynamics: Modeling and Response – Columbus, Ohio, Ed. Charles E. Merrill Publishing. Co.
- MELLO, F.P.; KOESSLER, R.J. – Coord. 1992 – Hydraulic Turbine for System Dynamic Studies – *Transactions on Power Systems* – IEEE – Vol.7 – nº 1 – P. 167 – 176 – Feb/1992. Monograph nº 20, United States Department of Exterior – Bureau of Reclamation Engineering – Washington – 1976.
- SOUZA Jr., O.H. – 1994 – Estudos de Transitórios Hidráulicos Através de Simulação Analógica-

Digital de Modelos não Lineares, Itajubá, 102 p. – Dissertação de Mestrado – EFEI.

SOUZA, Z; FUCAS, R.D. e SANTOS, A.H.M – 1982 – Centrais Hidro e Termoelétricas – Ed. Edgar Blucher, São Paulo.

TIAGO FILHO, G.L., BONILHA, J.R. e SANTOS, A.H.M. – 1994 – Estudos de Transiente Hidráulico em Condutos Forçados Através do Método dos Gráficos de Ligações – *III CONGRESSO DE ENGENHARIA MECÂNICA NORTE-NORDESTE* - Belém – Anais V.1 – p.153 –156.

A Simplified Methodology for Studying Dynamics of Hydro-Electric Installations, Particularly Turbing Design

ABSTRACT

This paper presents a simplified methodology for studies of hydromechanical installations in hydropower stations, mainly to determine the type and number of turbines and generators. The method uses analogic-digital simulation of linearized models, and is adequate for small and medium size power stations.