

MODELAGEM DE TURBINAS PARA SIMULADORES EM TEMPO REAL

ANTONIO CARLOS DE O. BARROSO ⁽¹⁾ E FLAVIO DE ARAUJO FO. ⁽²⁾

(1) Instituto de Pesquisa Energ. e Nucleares IPEN-CNEN/SP

(2) Coordenadoria para Projetos Especiais COPESP

RESUMO

Desenvolveu-se um modelo para turbinas a vapor e seus periféricos. Todas as variáveis importantes foram incluídas e foi dada ênfase e eficiência computacional de forma a obter-se um modelo capaz de simular realisticamente os equipamentos modelados. O tratamento dado aos fenômenos, processos e solução numérica permite que o modelo se comporte robustamente em toda a faixa operacional.

INTRODUÇÃO

No desenvolvimento deste trabalho procurou-se chegar à melhor solução de compromisso quanto ao atendimento dos seguintes quesitos:

a. representação de todas as variáveis normalmente medidas numa turbina e daquelas que servem de ligação com o restante da simulação.

b. robustez para simular qualquer situação de operação, com um intervalo de integração fixo e de tamanho razoável $\geq 0,10$; e

c. eficiência computacional e previsibilidade do tempo de execução, ou seja, que este não varie demasiadamente mesmo quando drásticas mudanças estiverem ocorrendo nos processos simulados.

O resultado obtido foi razoavelmente satisfatório, conforme será comentado neste artigo.

DESCRIÇÃO DO MODELO

A figura 1 serve como descrição sumária da turbina, de modo a facilitar a associação das variáveis nas equações do modelo com suas correspondentes na planta real.

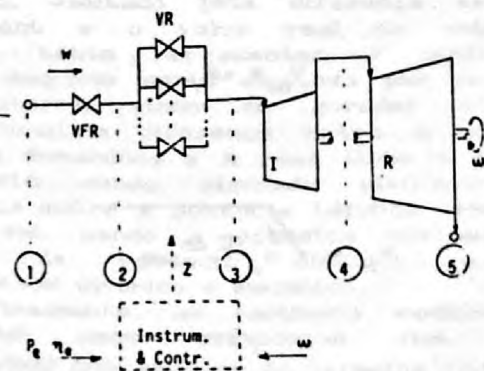


Figura 1 - Esquema da Turbina

O modelo, supõe como condições de contorno, variáveis no tempo, as seguintes grandezas: a pressão e entalpia na entrada da válvula de fechamento rápido; a pressão na descarga da turbina (condensador); a potência e o rendimento elétrico no gerador; e a ocorrência ou não de um sinal de trip. As principais variáveis de saída são: a vazão; as pressões na entrada e na saída da válvula de regulação; a pressão na câmara de impulso; a rotação; a entalpia na saída da turbina; e a potência térmica.

Características e Limitações

Válvulas: serão representadas a válvula de fechamento rápido e uma válvula de regulação equivalente ao grupo existente.

Extração: recebe um tratamento simplificado, onde não se considera a influência da variação da vazão de extração na potência gerada.

Impulsão e Reação: serão considerados um estágio de impulsão e um de reação, respectivamente, equivalentes aos grupos de estágios de cada tipo efetivamente existentes na turbina.

Troca de Calor: não será considerada, pois tanto o escoamento como as evoluções do vapor são supostos adiabáticos.

Eficiência: as expressões de cálculo do rendimento da expansão em cada estágio considerarão a variação no desempenho de cada grupo de palhetas, causada pelas variações da vazão de vapor e da velocidade angular do rotor.

Hipóteses e simplificações

A resposta do vapor em termos de variações de vazão e pressões é rápida o suficiente para que, no horizonte de tempo de interesse, a sua dinâmica possa ser aproximada por sucessão de estados pseudo-estacionários.

Supõe-se que o desempenho de um grupo de palhetas possa ser representado condensadamente num único estágio de características semelhantes. Além disso, as fórmulas usadas para cálculos da eficiência de cada estágio são baseadas numa análise

bidimensional do escoamento na turbina.

São desprezadas as perdas na exaustão da turbina, ou seja, assume-se que a expansão útil chegue até a pressão do condensador.

FORMULAÇÃO DO MODELO

Vazão na Válvula de Fechamento Rápido

$$w = C_F \sqrt{p_1 - p_2}; \quad (1)$$

$$C_F = K_F \sqrt{\rho_1} Z_F; \quad (2)$$

onde K_F é determinado a partir das condições nominais e Z_F é calculado no bloco que simula a instrumentação e controle.

Vazão na Válvula de Regulação

$$w = C_R \sqrt{p_2 - p_3^*}; \quad (3)$$

$$C_R = K_R \sqrt{\rho_2} Z_R; \quad (4)$$

A distribuição de pressões e a vazão são calculadas simultaneamente, mas o procedimento inclui uma verificação se p_3 caiu abaixo da pressão crítica, quando esta solução torna-se inválida. Nestas condições o processo de cálculo é trocado passando a tratar $p_3 = p_{crit}$ como uma condição de contorno enquanto isto for verdadeiro.

Vazão na Turbina

Adotou-se a lei de Stodola com um fator de correção, porque a expressão original tende a subestimar a vazão quando a pressão de admissão cai muito abaixo do valor nominal. As equações para os estágios de impulsão e de reação são semelhantes:

$$w = K_l f_l (p_3 - p_4) \sqrt{p_3 \rho_3 (1 - p_4/p_3)^{(\beta_l + 1)/\beta_l}}; \quad (5)$$

$$w = K_r f_r (p_4 - p_5) \sqrt{p_4 \rho_4 (1 - p_5/p_4)^{(\beta_r + 1)/\beta_r}}; \quad (6)$$

$$\beta_l \cong 1,285, \beta_r \cong 1,30 \quad (7)$$

onde K_l e K_r são determinados a partir das condições nominais.

Na prática observa-se que $f_r(p_4 - p_5) \cong 1$ e que $f_l(p_3 - p_4)$ pode ser substituída por $g_l(p_3 - p_4)$, o que permite a determinação do valor desta função externamente ao laço do cálculo de vazões.

Rendimento no Estágio de Impulsão

Usando-se uma análise simplificada e considerando-se que o vapor entre e saia das palhetas móveis com o mesmo ângulo relativo, obtém-se:

$$\eta_l = a_l e_l (b_l - e_l); \quad (8)$$

$$e_l = \frac{V_{Bl}}{V_{Il}}; \quad (9)$$

$$V_{Bl} = \omega R_l; \quad (10)$$

$$V_{Il} = \sqrt{\frac{2}{\eta_l} c_l \Delta_{s4}} \quad (11)$$

onde: ω é a velocidade angular, R_l é o raio médio das palhetas da roda de impulsão, N é o número real de estágio do grupo de impulsão e Δ_{s4} é o salto entálpico isentrópico disponível.

As constantes a_l e b_l possuem expressões razoavelmente simples que as relacionam com dados de projeto da turbina.

Estas expressões foram usadas no estágio atual do modelo, contudo quando se dispuser de dados experimentais, a_l e b_l serão recalculados.

Rendimento no Estágio de Reação

As seguintes equações serão usadas:

$$\eta_r = [a_r - e_r + b_r F(e_r)]; \quad (12)$$

$$e_r = \frac{V_{Br}}{V_{Ir}}; \quad (13)$$

$$V_{Br} = \omega R_r; \quad (14)$$

$$V_{Ir} = \sqrt{\frac{2}{\eta_r} E_r \Delta_{s45}} \quad (15)$$

$$F(e_r) = \sqrt{c_r + e_r^2 - d_r e_r} \quad (16)$$

onde as variáveis acima têm definições análogas às do estágio de impulsão. As constantes a_r, b_r, c_r, d_r são inicialmente calculadas com base nos dados de projetos e considerando-se um grau médio de reação para todos os grupos de palhetas consideradas

neste estágio.

Balanco Mecânica no Eixo

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_t - T_f - T_e; \quad (17)$$

onde: J é o momento de inércia do conjunto turbo-gerador, T_t é o torque produzido na turbina, T_f é o torque consumido pelo atrito e T_e o torque consumido pelo gerador elétrico. T_f é dado por uma equação quadrática em função de ω . As equações abaixo

$$T_t = \frac{P}{\omega} = \frac{W}{\omega} (\eta_t \Delta h_{334} + \eta_r \Delta h_{345}); \quad (18)$$

$$T_e = \frac{P_e}{\omega \eta_g}; \quad (19)$$

completam o acoplamento entre o escoamento do vapor e a potência elétrica produzida no gerador.

Instrumentação e Controle

O índice de posição da válvula de fecho rápido é suposto variar linearmente, de 1 até 0, com o tempo decorrido após o sinal de desarme.

O posicionamento da válvula de regulação Z_R é calculado, supondo-se um acionador de primeira ordem:

$$\frac{d}{dt} Z_R = \frac{1}{T_R} (X_R - Z_R) \quad (20)$$

A posição demandada X_R é calculada através de dois laços de controle, ambos implementados como controladores PID. O primeiro, excitado pela diferença entre o set point e o valor real da velocidade angular, tenta representar o controlador EHC. O segundo seria excitado por um sinal antecipatório, vindo de gerador elétrico, proporcional a diferença entre a potência elétrica demandada e a real. Como o gerador não está sendo simulado utilizou-se a diferença entre a potência térmica demandada e a real, sendo a primeira estimada em função da potência elétrica e dos rendimentos elétrico e mecânico.

Finalmente, as variáveis medidas são simuladas como seguidoras das reais (calculadas) com atrasos de primeira ordem.

ALGORITMO DE SOLUÇÃO

Inicia verificando se houve grandes variações externas que afetam o controle. Caso isto seja verdade este bloco é integrado usando-se P_t e ω de passo anterior, para estimar X_R e Z_R . Se tiver ocorrido o

sinal de trip uma solução simplificada é adotada. No caso normal, de posse do valor de Z_R , o sistema não linear formado pelas equações (1 a 6) é resolvido pelo método de Brown, determinando-se a vazão e as pressões intermediárias. A validade da solução é verificada e caso p_3 caia abaixo da pressão crítica, o sistema é desacoplado em dois, com $p_3 = p_{crit}$ passando a ser condição de contorno.

Na seqüência, usando as equações (8 a 19) e a tabela de vapor, os rendimentos dos estágios são calculados, os torque são avaliados e a equação de balanço mecânico e integrada, atualizando-se o valor de ω .

Finalmente os laços de controle são resolvidos, determinando-se o valor atual de X_R e permitindo a integração da equação (20).

Resultados e Comentários

O modelo aqui descrito foi usado para simular duas turbinas com características diferentes e que estão sendo instaladas num laboratório de termodinâmica, em montagem na COPESP. Dados experimentais só serão obtidos dentro de um ano quando o laboratório estará em plena utilização. Nesta fase pode-se fazer apenas uma comparação com os cálculos fornecidos pelos fabricantes e que são mostrados abaixo. Para facilitar a referência, a turbina de maior potência nominal, 3800kW, será denominada turbina 1 e a outra de 1865kW será a turbina 2.

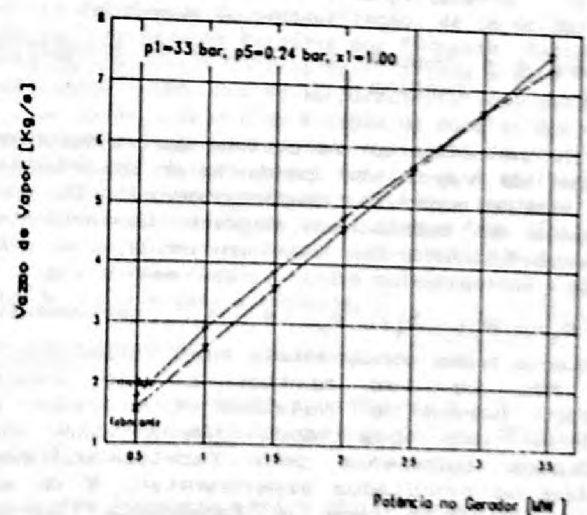


Figura 2 - Consumo de Vapor na Turbina 1

As curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante referem-se a resultados obtidos para regimes estacionários. A comparação dos resultados do fabricante com os obtidos foi bastante satisfatório, principalmente na faixa de 30% a 100% de potência, para ambas as turbinas.

Nesta faixa, a maior discrepância para a turbina 1 ocorreu na condição de 30% de e foi de 11%. Para turbina 2, o máximo afastamento foi de 2% na condição de 45% de potência.

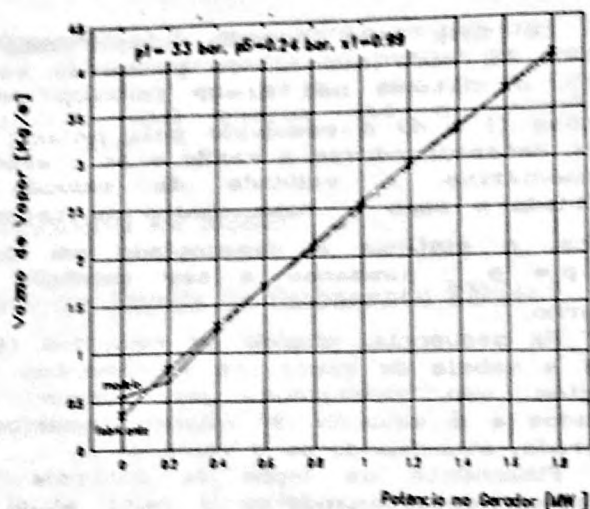


Figura 3 - Consumo de Vapor na Turbina 2

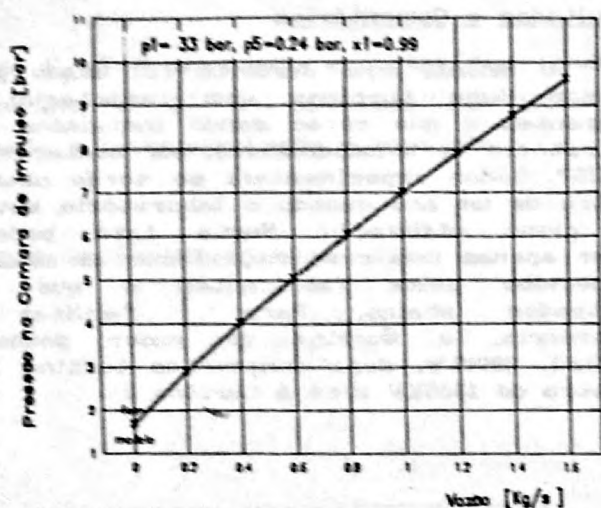


Figura 4 - Pressão na Câmara de Impulso na Turbina 2

Ao se comparar as curvas que relacionam consumo de vapor vs. potência é importante citar que a maior ou menor concordância com os dados do fabricante, depende basicamente do comportamento dos rendimentos η_i e η_r . Um ajuste criterioso dos parâmetros a_i , b_i , c_i , a_r , b_r , c_r e d_r , certamente resultaria numa concordância mais estreita.

Não se fez nenhum esforço nesse sentido, porque o objetivo final não é obter-se uma boa concordância com os resultados calculados pelo fabricante, mas sim com os resultados experimentais. É de se esperar contudo, que o fabricante, tendo usado um modelo bem mais detalhado, tenha obtido resultados que se provarão mais próximos dos experimentais.

Quando se dispuser dos resultados experimentais, os parâmetros supracitados serão convenientemente ajustados para melhor reproduzir as curvas de desempenho em estacionário. Nesta época então, os resultados experimentais dos vários transitórios de degraus e rampas obtidos serão usados para definitivamente avaliar o modelo.

No que se refere ao desempenho computacional, em todos os transitórios simulados com intervalos de integração fixos, o intervalo necessário foi de 0,1 s. Mesmo no pior caso, o transitório todo foi simulado com um fator de aceleração de 3,8 em relação ao tempo real e o pior intervalo com um fator de 2,3.

REFERÊNCIAS

- [1] Babcock & Wilcox Company, "Modulas Modelling System (MMS) vol. 1 - part III", cs/NP - 3016.CCM. (1983).
- [2] O. L. Smith et al, "A PWR Hybrid Computer Model for Assessing, The Safety Implications of Control Systems", NUREG/CR-4499, OR.N.L., Oak Ridge (1986).
- [3] F.L. Murty and D. Dale, "Thermodynamic Transients in Nuclear Steam Turbines", Nucl. Eng & Design, vol. 66, (1981).
- [4] AKZ Turbinas S.A., "Curvas Características do Cálculo Termodinâmico"- Doc. 571-007.
- [5] M. Dedini S.A., "Steam Consumption Curves" - Doc. 4.086.00002.8.
- [6] K. M. BROWN, Solution of Simultaneous Nonlinear Equation, Comm. of the ACM, Vol. 10, No. 11, MOV., 1967, PP. 728-729.