

MODELAGEM DE CENTRAL TERMELÉTRICA À VAPOR PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA¹

*José Leandro Félix Salles²
Valter Barbosa de Oliveira Junior³*

Resumo

Centrais termelétricas à vapor são capazes de utilizar biomassa e fazer o reaproveitamento de resíduos agrícolas, resíduos urbanos ou subprodutos industriais para produzir energia elétrica, condicionadas aos seus projetos. O foco deste documento está na modelagem de componentes que constituem o circuito de vapor de uma central termelétrica com caldeira de circulação natural, incluindo a conversão da energia mecânica em energia elétrica. O conhecimento das características das respostas dinâmicas dos componentes de uma central termelétrica é importante para a análise de estabilidade e para o projeto do sistema de controle. Os modelos podem ser utilizados para implementação de uma simulação dinâmica do processo, com finalidade de testes de estratégias de controle ou para treinamento de operadores.

Palavras-chave: Modelagem; Dinâmica; Centrais termelétricas; Controle de processo.

MODELING OF STEAM POWER PLANT FOR DYNAMIC SIMULATION¹

Abstract

Steam power plants are able to utilize biomass and make the recovering of agricultural residues, urban residues or industrial by-products to produce electric energy, conditioned to its projects. The focus of this paper is in the modeling of components that constitutes the steam circuit of a power plant unit with natural recirculation boiler, including the conversion of mechanical energy in electric energy. The knowledge of the dynamic response characteristics of power plant components is important for the analysis of stability and control system design. The models can be used for implementation of a dynamic simulation of the process, for test of new control strategies or for operators training purposes.

Key words: Modeling; Dynamic; Steam power plant; Process control.

¹ *Contribuição técnica ao 12º Seminário de Automação de Processos, 1 a 3 de outubro de 2008, Vitória, ES*

² *Doutor em Engenharia Elétrica, Professor do Departamento de Engenharia Elétrica da UFES (Universidade Federal do Espírito Santo).*

³ *Engenheiro Eletricista, Especialista de Automação da ArcelorMittal Tubarão (Companhia Siderúrgica de Tubarão - CST).*

1 INTRODUÇÃO

A diversificação de fontes primárias de geração de energia (hidráulica, térmica, eólica etc.) constitui um fator de segurança para o suprimento de energia elétrica de um país, pois estas podem funcionar de forma complementar às fontes de energia principais.

Fontes alternativas de energia como a de origem térmica, têm apresentado particular interesse, principalmente devido ao curto prazo necessário para implantação e pelo seu custo de geração que, apesar de ser maior do que o custo médio das centrais hidrelétricas, é menor se comparado a outras tecnologias não hidráulicas.⁽¹⁾ Conforme o projeto da central termelétrica, estas podem utilizar diversos tipos de combustíveis, como resíduos agrícolas ou urbanos (por ex.: bagaço de cana, gás obtido a partir de depósitos de lixo urbano etc.), combustíveis fósseis (óleo, gás natural, carvão mineral) ou utilizar combustíveis originários de subprodutos industriais (tais como os gases siderúrgicos).

A representação de componentes de centrais termelétricas em modelos matemáticos possibilita ao engenheiro de controle conhecer previamente o comportamento dinâmico da planta, analisar a sua estabilidade e projetar o sistema de controle em conformidade com os requisitos a serem atendidos. Os modelos possibilitam o desenvolvimento de simuladores que podem ser utilizados no treinamento de operadores e também auxiliar no ajuste dos melhores parâmetros de controle para obter o melhor desempenho técnico e econômico da planta.

Os modelos apresentados a seguir constituem a junção de vários modelos descritos na literatura de referência, incluindo adaptações para melhor representar as plantas existentes na Companhia Siderúrgica de Tubarão (CST), localizada na região da Grande Vitória (Estado do Espírito Santo), constituindo de quatro unidades, sendo duas de 66 MW e outras duas de 75 MW. Esses modelos retratam as principais dinâmicas do circuito de vapor e da conversão da energia mecânica em energia elétrica.

2 DESCRIÇÃO DO PROCESSO

Os componentes básicos de uma central termelétrica à vapor, com queima de biomassa ou combustíveis fósseis, são: caldeira, para produzir vapor; turbina, para acionar o gerador; condensador, para condensar o vapor da turbina; e bomba de água de alimentação, para bombear o condensado para a caldeira.⁽²⁾ Embora estes quatro componentes sejam suficientes para produzir energia, vários outros itens são adicionados para aumentar a eficiência da central termelétrica, tais como: aquecedores de água, economizadores, superaquecedores e pré-aquecedores de ar. A Figura 1 é um diagrama esquemático simplificado do processo de uma central termelétrica à vapor. As paredes de água (bancos de tubos verticais da caldeira) absorvem o calor radiante na fornalha, advindo da combustão. Os superaquecedores recebem o calor por radiação e convecção dos gases quentes saindo da fornalha. O vapor gerado nas paredes de água é separado da água no tubo superior, de onde o mesmo flui através dos superaquecedores primário e secundário. Entre o superaquecedor primário e o secundário é feita uma pulverização de água para dessuperaquecimento e controle da temperatura do vapor superaquecido. Na seqüência, o vapor é conduzido à turbina, sendo o fluxo de vapor controlado pela válvula governadora. O gerador recebe energia mecânica do eixo da turbina e a transforma em energia elétrica. Parte do vapor enviado para a

turbina é extraído em estágios intermediários da turbina para ser utilizado no reaquecimento (regeneração) da água de alimentação da caldeira. O vapor de saída da turbina é conduzido ao condensador, que é um trocador de calor, geralmente mantido resfriado à água. O vapor condensado se transforma novamente em água, que é conduzida pela bomba de condensado ao circuito de água da unidade. Neste circuito a água passa por processos de reaquecimento, tratamento químico e desaeração, para então retornar à caldeira através da bomba de água de alimentação.

O processo da central termelétrica à vapor, descrito acima, forma um ciclo termodinâmico conhecido como ciclo Rankine.

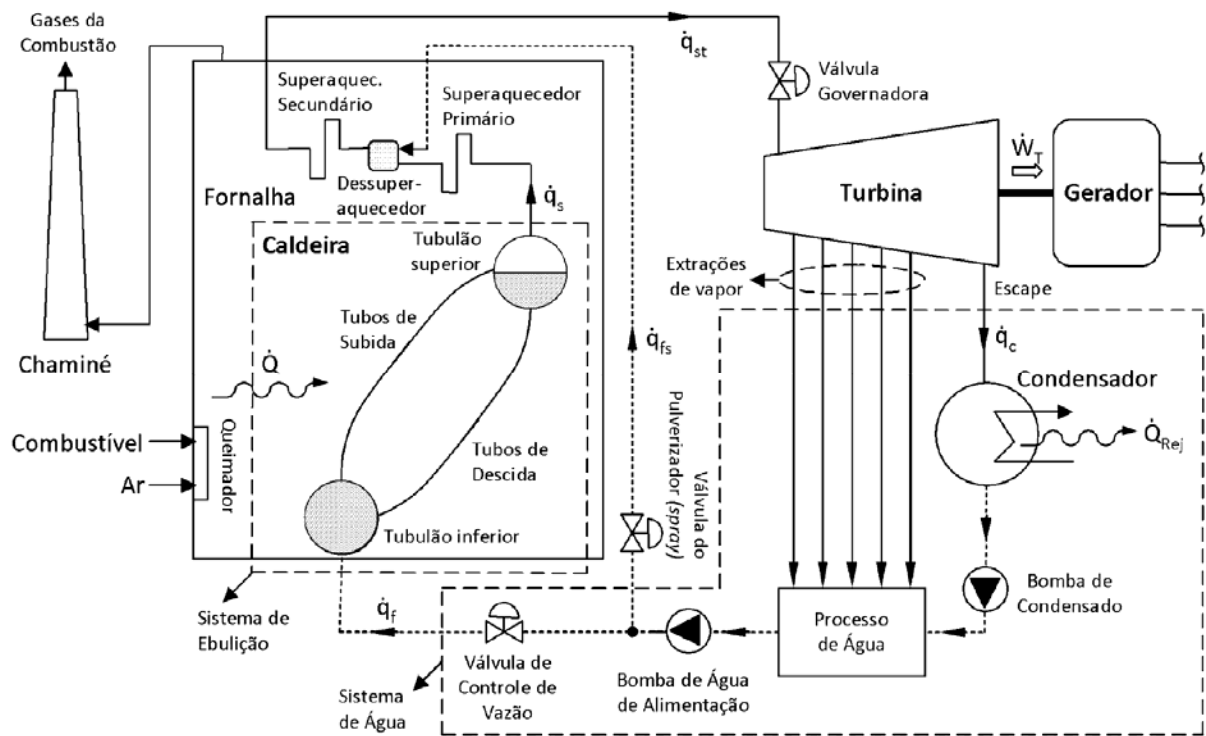


Figura 1. Processo de uma central termelétrica à vapor com caldeira de circulação natural.

3 MODELAGEM DA CALDEIRA

O tipo de caldeira considerada é de circulação natural. Devido aos efeitos dinâmicos não lineares de contração e expansão da água, o desempenho dinâmico da caldeira determina significativamente o desempenho dinâmico geral da central termelétrica, daí a importância em se ter modelos bem elaborados.⁽³⁾ Existem na literatura vários tipos de modelos, desde os mais simples, que se limitam a equações de balanços de massa e energia, a outros bastante complexos, que embora sejam importantes para o projeto da planta, simulações e comissionamento, o grau de complexidade dos mesmos os tornam inviáveis para aplicações de controle.⁽⁴⁾ As variáveis consideradas como de maior relevância na caldeira são a pressão de vapor e o nível d'água do tubo. Desta forma, os modelos a seguir foram elaborados objetivando a representação consistente das respostas dinâmicas destas variáveis.

3.1 Considerações e Nomenclatura

Considerações: (a) O meio de trabalho no sistema de ebulição está no estado saturado e a pressão de qualquer lugar no interior do sistema tem o mesmo valor; (b) A densidade, entalpia e outros parâmetros da água saturada e do vapor saturado são funções da pressão apenas; (c) A temperatura do metal é igual à temperatura de saturação; (d) As velocidades da água e do vapor nos tubos de subida da caldeira são iguais.

Nomenclatura: V_w é o volume de água no sistema (m^3); V_s é o volume de vapor (m^3); v_w é o volume específico da água (m^3/kg); v_s é o volume específico do vapor saturado (m^3/kg); ρ_w é a densidade da água (kg/m^3); ρ_s é a densidade do vapor saturado (kg/m^3); h_w é a entalpia específica da água (kJ/kg); h_s é a entalpia específica do vapor saturado (kJ/kg); h_f é a entalpia específica da água de alimentação (kJ/kg); T_f é a temperatura da água de alimentação ($^{\circ}C$); \dot{Q} é a taxa de calor absorvido pela caldeira (kJ/s); T_s é a temperatura do vapor saturado ($^{\circ}C$); m_m é a massa de metal (kg); c_m é o calor específico do metal ($kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$); q_f é a vazão da água de alimentação (kg/s); q_s é a vazão de vapor (kg/s); p_d é a pressão do tubulão (MPa); $\Delta h_{wf} = h_w - h_f$ é a variação de entalpia da água; e $h_c = h_s - h_w$ representa a entalpia de condensação.

3.2 Modelo de Pressão do Tubulão

De acordo com o balanço de massa, tem-se:⁽³⁾

$$q_w - q_s = \frac{d}{dt} (V_w \cdot \rho_w + V_s \cdot \rho_s) \quad (1)$$

Da consideração (a), pode-se escrever:

$$\frac{d\rho_w}{dt} = \frac{d\rho_w}{dp_d} \cdot \frac{dp_d}{dt} \quad \text{e} \quad \frac{d\rho_s}{dt} = \frac{d\rho_s}{dp_d} \cdot \frac{dp_d}{dt}$$

Dado que $V_w + V_s = \text{constante}$, então: $\frac{dV_w}{dt} = -\frac{dV_s}{dt}$

Portanto, a equação (1) pode ser expressa como:

$$q_w - q_s = \left(V_w \cdot \frac{d\rho_w}{dp_d} + V_s \cdot \frac{d\rho_s}{dp_d} \right) \cdot \frac{dp_d}{dt} + (\rho_w - \rho_s) \cdot \frac{dV_w}{dt} \quad (2)$$

Do balanço de energia, resulta a equação:

$$h_f \cdot q_f - h_s \cdot q_s + \dot{Q} = \frac{d}{dt} (V_w \cdot \rho_w \cdot h_w + V_s \cdot \rho_s \cdot h_s + c_m \cdot m_m \cdot T_s) \quad (3)$$

A manipulação algébrica das equações acima conduz à seguinte equação para a pressão de vapor:

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{1}{I_p} \cdot \left[-(\Delta h_{wf} - P_1) \cdot q_f - P_2 \cdot q_s + \dot{Q} \right] \quad (4)$$

Onde:

$$P_1 = \frac{h_c \cdot \rho_s}{\rho_w - \rho_s}; \quad P_2 = \frac{h_c \cdot \rho_w}{\rho_w - \rho_s};$$

$$K_1 = \rho_w \cdot \frac{dh_w}{dp_d} + \frac{h_c \cdot \rho_s}{(\rho_w - \rho_s)} \cdot \frac{d\rho_w}{dp_d}; \quad K_2 = \rho_s \cdot \frac{dh_s}{dp_d} + \frac{h_c \cdot \rho_w}{(\rho_w - \rho_s)} \cdot \frac{d\rho_s}{dp_d}; \quad K_3 = c_m \cdot \frac{dT_s}{dp_d}; \quad \text{e}$$

$$I_p = K_1 \cdot V_w + K_2 \cdot V_s + K_3 \cdot m_m.$$

Apesar do formato relativamente simples da equação (4), é importante notar que as propriedades da água e do vapor saturado (entalpia, densidade, etc.) são variantes, em função da pressão.

3.3 Modelo de Nível de Água do Tubulão

Existem várias bolhas de vapor na água em ebulição, o volume das mesmas é alterado de acordo com a pressão. O nível de água é determinado pela massa de água no sistema e pela variação de pressão.

Para modelagem do sistema de ebulição da caldeira, o mesmo é substituído um paralelepípedo reto.⁽⁴⁾ Assume-se que a velocidade de subida da bolha de vapor na água é E e o nível de água é l . Então, o tempo de permanência do vapor na água é igual a l/E . O volume ocupado pelo vapor na água é igual a $q_s \cdot v_s \cdot l/E$ e o volume de água é V_w . Se A_d é a área da superfície d'água no nível de operação, o balanço de volume da mistura líquido-vapor será:

$$V_w + \frac{q_s \cdot v_s \cdot l}{E} = A_d \cdot l \quad (5)$$

Derivando a equação (5) e utilizando as equações (1) ~ (3), após manipulações algébricas, chega-se a seguinte expressão para o nível de água do tubulão:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_w \cdot I_L} \cdot \left(B_1 \cdot q_f - B_2 \cdot q_s + B_3 \cdot \dot{Q} \right) + \frac{l^2}{V_w \cdot E} \cdot \left(B_4 \cdot q_s \cdot \frac{dp_d}{dt} + v_s \cdot \frac{dq_s}{dt} \right) \quad (6)$$

Onde:

$$B_1 = \left(\Delta h_{wf} \cdot \frac{d\rho_w}{dp_d} + \rho_w \cdot \frac{dh_w}{dp_d} \right) \cdot V_w + \left[(\Delta h_{wf} + h_c) \cdot \frac{d\rho_s}{dp_d} + \rho_s \cdot \frac{dh_s}{dp_d} \right] \cdot V_s + c_m \cdot m_m \cdot \frac{dT_s}{dp_d}$$

$$B_2 = \left(\rho_w \cdot \frac{dh_w}{dp_d} - h_c \cdot \frac{d\rho_w}{dp_d} \right) \cdot V_w + \rho_s \cdot \frac{dh_s}{dp_d} \cdot V_s + c_m \cdot m_m \cdot \frac{dT_s}{dp_d}$$

$$B_3 = -V_w \cdot \frac{d\rho_w}{dp_d} - V_s \cdot \frac{d\rho_s}{dp_d}$$

$$B_4 = \frac{dv_s}{dp_d}$$

$$I_L = I_p \cdot (\rho_w - \rho_s)$$

Para uma determinada condição de operação, I_L e I_p podem ser calculados a partir de dados construtivos físicos e dados de tabelas de propriedades da água-vapor. Nota-se, da equação (6), que o nível de água do tubulão é afetado pela vazão de água, vazão de vapor e vazão de combustível e pelas taxas de variação de pressão do tubulão e da vazão de vapor.

3.4 Modelo dos Superaquecedores

O superaquecedor é um equipamento que permite elevar a temperatura do vapor saturado acima da temperatura de vaporização. No dessuperaquecedor, a vazão de água injetada (spray) é ajustada para compensar possíveis desvios na temperatura do vapor superaquecido e é muito pequena se comparada à vazão de vapor. Para simplificação do modelo, será considerado que a temperatura do vapor no superaquecedor secundário é controlada conforme valor de projeto e assumida constante.⁽⁵⁾

O processo é representado conforme a Figura 2, com três volumes concentrados, interligados por orifícios que representam as perdas de carga. Os efeitos de pressão são modelados pelas seguintes equações:

$$p_d - p_{ps} = K_{aps} \frac{q_s^2}{\rho_s} \quad \rho_s = \phi(p_d)$$

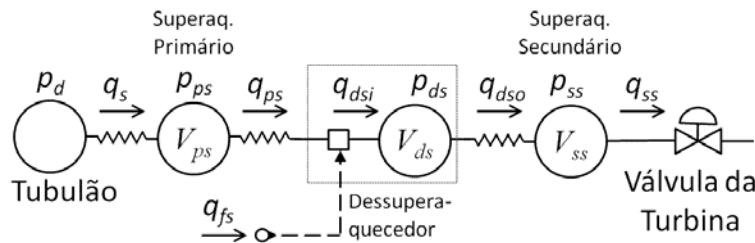


Figura 2. Representação concentrada dos superaquecedores.

$$p_{ps} - p_{ds} = K_{ads} \frac{q_{dsi}^2}{\rho_{ps}} \quad \rho_{ps} = \phi(p_{ps}, T_{ps}^*)$$

$$p_{ds} - p_{ss} = K_{ass} \frac{q_{dso}^2}{\rho_{dso}} \quad \rho_{dso} = \phi(p_{ds}, T_{ds}^*)$$

As vazões entre volumes são calculadas a partir das equações de continuidade:

$$q_s = q_{ps} + V_{ps} \cdot \frac{\partial \rho_{ps}}{\partial p_{ps}} \cdot \frac{dp_{ps}}{dt} \quad q_{ps} = q_{dsi} - q_{fs}$$

$$q_{dsi} = q_{dso} + V_{ds} \cdot \frac{\partial \rho_{dso}}{\partial p_{ds}} \cdot \frac{dp_{ds}}{dt}$$

$$q_{dso} = q_{ss} + V_{ss} \cdot \frac{\partial \rho_{ss}}{\partial p_{ss}} \cdot \frac{dp_{ss}}{dt}$$

Os sufixos p_s , s_s e d_s se referem, respectivamente, ao superaquecedor primário, superaquecedor secundário e dessuperaquecedor; p denota a pressão no volume considerado, identificado pelo sufixo; K_{aps} , K_{ads} e K_{ass} são coeficientes que relacionam as quedas de pressão às vazões quadráticas; V_{ps} , V_{ds} e V_{ss} são os volumes concentrados; ρ representa a densidade no volume considerado, identificado pelo sufixo; * denota o valor da propriedade aproximado para a condição de projeto; e $\phi(\)$ indica uma função das variáveis indicadas entre parêntesis.

Para melhor compreender os efeitos destes componentes sobre a vazão de vapor, considere um vaso de pressão qualquer conforme a Figura 3, onde V é o volume de vapor do vaso (m³); v é o volume específico do vapor (m³/kg); m é a massa de vapor contida no vaso (kg); p é a pressão no vaso (MPa); q é a vazão mássica de vapor (kg/s); p_r é a pressão no vaso em regime permanente (MPa); q_r é a vazão mássica de vapor de saída do vaso em regime permanente correspondente à pressão p_r (kg/s).

A equação de continuidade, aplicada ao vaso de pressão resulta em:⁽⁶⁾

$$q_{entrada} - q_{saída} = \frac{p_r}{q_r} \cdot V \cdot \frac{\partial}{\partial p} \cdot \left(\frac{1}{v} \right) \cdot \frac{dq_{saída}}{dt} \quad (7)$$

Fazendo:

$$T = \frac{p_r}{q_r} \cdot V \cdot \frac{\partial}{\partial p} \cdot \left(\frac{1}{v} \right) = \frac{p_r}{q_r} \cdot V \cdot \frac{\partial \rho}{\partial p} \quad (8)$$

$$q_{entrada} \rightarrow \boxed{V} \leftarrow q_{saída} \quad (9)$$

Figura 3. Vaso de pressão com vapor.

$$\text{Então: } q_{entrada} - q_{saída} = T \cdot \frac{dq_{saída}}{dt}$$

Onde T representa a constante de tempo associada ao vaso. A equação (7) é similar às equações de vazão estabelecidas anteriormente. Nota-se que o principal efeito destes componentes sobre as dinâmicas de vazão é que os mesmos inserem atrasos no processo.

3.5 Modelo da Fornalha

Quando ocorre uma variação na posição de uma válvula de controle de vazão de um combustível n , o calor absorvido pelas paredes de água sofre uma variação com um atraso de tempo τ_{fn} . Este atraso pode ser da ordem de 5 seg. a 60 seg. dependendo do tipo de combustível utilizado.⁽³⁾

A vazão de vapor de um combustível n será dada por $q_{fn} = C_{vn} \cdot z_n$, onde q_{fn} representa a vazão de combustível, C_{vn} é uma constante associada à válvula de controle e z_n é a posição da válvula de controle. A função de transferência para o calor obtido a partir da queima de um combustível n será dada por:

$$\dot{Q}_{fn} = \frac{\eta_{fn} \cdot C_{fn} \cdot e^{-\tau_{fn} \cdot s}}{1 + 30 \cdot s} \cdot q_{fn} \quad (10)$$

Onde: η_{fn} é a eficiência da transferência de calor; C_{fn} é o poder calorífico inferior do combustível (kJ/m³ ou kJ/kg); q_{fn} é vazão de combustível (m³/s ou kg/s).

Desta maneira, a taxa de transferência total de calor da fornalha para a caldeira será igual à somatória da contribuição da queima de cada combustível:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{f1} + \dot{Q}_{f2} + \dot{Q}_{f3} + \dots + \dot{Q}_{fn} \quad (11)$$

4 MODELAGEM DA TURBINA À VAPOR

O fluxo de vapor para a turbina é controlado pela válvula governadora. A câmara de vapor, que é um pequeno vaso localizado na entrada do primeiro estágio da turbina, funciona como uma fonte de vapor, absorvendo transições rápidas. Uma vez que a constante de tempo associada à resposta de vazão da turbina tem ordem de magnitude bem menor que a constante de tempo do rotor, que está associada com a velocidade da turbina, é possível tratar as equações de vazão de vapor como algébricas, equações simultâneas.⁽⁷⁾ Supõe-se que não há acumulação de vapor na turbina. A característica dinâmica da turbina será significativamente influenciada pela constante de tempo associada à câmara de vapor (T_{ch}). A Figura 4 é uma representação em diagrama esquemático deste processo, aplicável a unidades de até 100MW de potência.⁽¹⁾ Valores típicos de T_{ch} para turbinas neste tipo de configuração estão na faixa de 0,2 a 0,5 segundos.

4.1 Vazão de Vapor para a Turbina

O fluxo de vapor para a turbina é calculado a partir da equação:⁽³⁾

$$q_{st} = C_1 \cdot p_{ch} = C_2 \cdot z_{gov} \cdot \sqrt{p_{st} - p_{ch}} \quad (12)$$

A pressão na câmara de vapor é dada por:

$$p_{ch} = \frac{C_2 \cdot z_{gov} \cdot \left(-C_2 \cdot z_{gov} + \sqrt{(C_2 \cdot z_{gov})^2 + 4 \cdot C_1^2 \cdot p_{st}} \right)}{2 \cdot C_1^2} \quad (13)$$

Considerando a dinâmica da câmara de vapor:

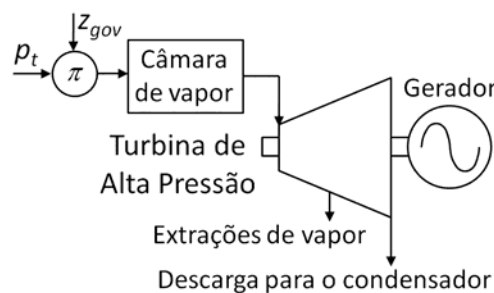


Figura 4. Diagrama esquemático do processo da turbina.

$$q_{st} - q_{ch} = T_{ch} \cdot \frac{dq_{ch}}{dt} \Rightarrow \frac{q_{ch}}{q_{st}} = \frac{1}{(1 + s \cdot T_{ch})}$$

Onde q_{st} e q_{ch} são as vazões de vapor na entrada e na saída da câmara de vapor da turbina, respectivamente, e z_{gov} é a posição da válvula governadora da turbina. C_1 e C_2 são constantes que podem ser calculadas a partir dados de uma determinada condição de operação conhecida, utilizando a eq. (12).

4.2 Potência Mecânica da Turbina

O processo de estrangulação de vapor pela válvula governadora é considerado como uma expansão adiabática ideal, de forma que seja desprezível a variação de entalpia. O vapor que sai da câmara de vapor passa através dos estágios da turbina

sofrendo uma expansão isentrópica. Assume-se que o processo de expansão de vapor seja adiabático e descrito em termos da eficiência isentrópica.⁽⁸⁾ Portanto, a entalpia na descarga da turbina será calculada pela equação:

$$h_{to} = h_{ch} - \eta_{st} \cdot (h_{ch} - h_{toi}) \quad (15)$$

Sendo: $h_{ch} = \phi(p_{st}, T_{st}) = \phi(p_{ss}, T_{ss}^*)$ e $h_{toi} = \phi(p_{to}, s_{to}) = \phi(p_{to}, s_{ch})$.

Onde: h_{to} é a entalpia de vapor na saída da turbina (kJ/kg); h_{ch} é a entalpia de vapor na entrada da turbina (kJ/kg); s_{ch} é a entropia de vapor na entrada da turbina (kJ/kg); h_{toi} é a entalpia isentrópica na saída da turbina (kJ/kg), que pode ser obtida das propriedades do vapor; p_{to} é a pressão de vapor na saída da turbina (MPa). A eficiência isentrópica η_{st} e a vazão total das extrações de vapor q_{ex} (não controlada) podem ser consideradas como funções da vazão de vapor. Um modelo mais completo pode ser visto na referência.⁽⁹⁾

A potência mecânica da turbina é dada por:

$$P_{st} = q_{ch} \cdot h_{ch} - q_{to} \cdot h_{to} - \sum(q_{ex} \cdot h_{ex}) \quad (16)$$

Onde: q_{to} é a vazão de vapor na saída da turbina (kg/s); q_{ex} é a vazão de vapor das extrações (kg/s); h_{ex} é a entalpia efetiva do vapor das extrações (kJ/kg).

5 MODELO TURBINA-GERADOR

Nesta seção são apresentadas as equações que governam as dinâmicas do conjunto turbina-gerador.

5.1 Equação de Oscilação

Os eixos da turbina e do gerador são acoplados, formando um grande eixo girante com velocidade angular w_m (rad/s). Considerando o gerador operando como uma máquina síncrona interligado ao sistema elétrico, as dinâmicas da massa girante são governadas pela equação de oscilação, que relaciona a aceleração angular do rotor aos conjugados mecânico e eletromagnético no eixo.⁽¹⁰⁾

$$J \cdot \frac{dw_m}{dt} = T_m - T_e \quad (17)$$

Onde: J é o momento de inércia das massas girantes - total do eixo (kg·m²); T_m é o conjugado mecânico da turbina (N·m); T_e é o conjugado eletromagnético (N·m); e t é o tempo (s).

A equação (17) pode ser convertida para uma forma mais conveniente, em termos de potência:

$$J \cdot \frac{dw_m}{dt} = \frac{(P_m - P_e)}{w_m} \quad (18)$$

Onde: P_m é a potência mecânica de entrada = P_{st} (W); e P_e é a potência elétrica de saída (W).

Na eq. (21) podem ser acrescentados os efeitos dos diversos amortecimentos existentes na máquina síncrona, não incluídos no conjugado T_e neste modelo⁽¹⁾.

5.2 Ação do Gerador

A posição angular do rotor é dada por $\theta_m = w_m \cdot t$. Por outro lado, pode-se definir um ângulo δ que relacione a posição angular do rotor θ_m com a posição angular de uma dada referência que se movimenta com velocidade síncrona $\theta_s = w_s \cdot t$. Assim, tem-se que $\delta = \theta_m - \theta_s$, ou de outra forma, $\delta = (w_m - w_s) \cdot t$. Derivando esta última equação, obtém-se:

$$\frac{d\delta}{dt} = w_m - w_s \quad (19)$$

δ é a posição angular relativa do rotor, também chamado de ângulo de torque ou ângulo de potência e w_s é a velocidade angular síncrona, determinada pela frequência do sistema elétrico:

$$w_s = \left(\frac{2}{p_l}\right) \cdot w_e = \left(\frac{2}{p_l}\right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \quad (20)$$

Onde: w_e é a velocidade angular elétrica (rad/s); p_l é o número de pólos do gerador; e f é a frequência do sistema elétrico (Hz).

Para a determinação da potência elétrica obtida no gerador, é considerado o modelo clássico IEEE (0.0), que considera a máquina síncrona conectada a um barramento infinito ⁽¹¹⁾. Desta forma, a potência elétrica do gerador será dada por:

$$P_e = P_{max} \cdot \text{Sen}(\delta) \quad (21)$$

Onde P_{max} é a potência ativa máxima do gerador. As variáveis de estado associadas à modelagem do conjunto turbina-gerador são a velocidade da turbina (w_m) e o ângulo de potência (δ).

6 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

A partir dos diversos modelos descritos neste artigo, um programa de simulação foi desenvolvido em computador, utilizando o programa Matlab®. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 5.

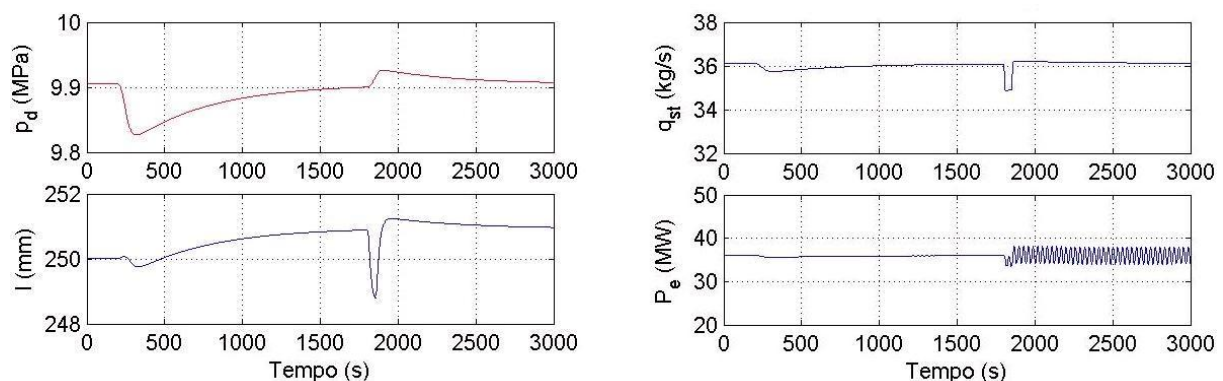


Figura 5. Simulação da planta de geração termelétrica.

Uma vez que os modelos estão em malha aberta (sem controlador), os valores das variáveis de entrada foram ajustados de forma a manter todo o sistema em equilíbrio, em torno do ponto de operação da planta. Do instante 200 seg. até o instante 250 seg. é provocada uma redução de 10% na taxa de transferência de

calor (\dot{Q}). Neste distúrbio é possível notar uma queda de pressão no tubulão (p_d) e a influência da taxa de transferência de calor sobre a variação de nível d'água do tubulão da caldeira (l). Do instante 1800 seg. até 1850 seg. é feita uma redução de 2% na vazão de vapor para a turbina (q_{st}). Pode-se notar neste caso o aumento da pressão de vapor no tubulão, os efeitos de contração e expansão da água e uma oscilação na potência elétrica (em conformidade com a equação de oscilação do eixo do conjunto turbina-gerador), decorrentes da variação de vazão de vapor. A seqüência de execução adotada para o programa de simulação é mostrada na Figura 6.

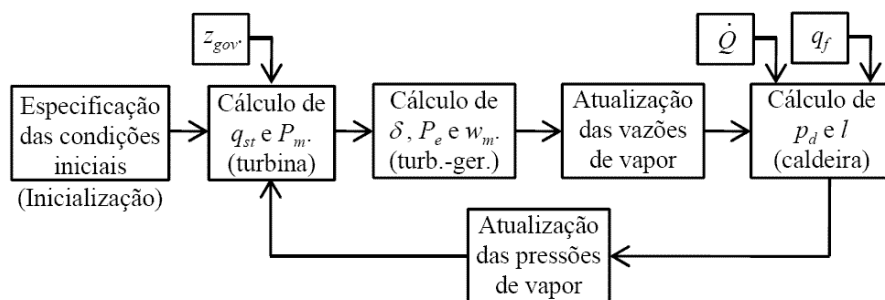


Figura 6. Seqüência de execução do programa de simulação

7 CONCLUSÃO

A crescente preocupação com mudanças climáticas e previsões de escassez de água doce num futuro próximo implicam na busca pela utilização de fontes de energia elétrica que não sejam de origem hidráulica. Neste contexto, as unidades de geração termelétrica se destacam dentre as demais tecnologias devido à grande variedade de combustíveis que podem ser utilizados nas mesmas e ao seu custo de geração, que está se tornando cada vez mais competitivo.

Os modelos apresentados neste artigo, constituem um apanhado de vários modelos de relativamente fácil implementação e que reproduzem as principais dinâmicas associadas a uma central termelétrica à vapor. A eficácia da aplicação dos mesmos em estudos de desempenho dinâmico é comentada nas diversas referências citadas neste artigo. Os parâmetros dos modelos são obtidos de dados físicos (dados construtivos) ou a partir de dados de uma planta existente. A partir destes modelos, é possível introduzir malhas de controle, que interagindo com os modelos da planta, permitem a realização de testes de estratégias de controle. Estes modelos constituem uma referência básica para o desenvolvimento de simuladores do processo de geração termelétrica, que podem ser utilizados no treinamento de operadores, antes mesmo da partida da planta.

Agradecimentos

Agradecimentos ao Departamento de Engenharia Elétrica da UFES, em especial, aos professores José Leandro Felix Salles e José Denti Filho, pelas orientações fornecidas, que contribuíram significativamente para os resultados obtidos neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- 1 LORA, E. E. S. e NASCIMENTO, M. A. R. Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação, Ed. Interciência, Rio de Janeiro, 2004.
- 2 SURYANARAYANA, N. V. e ARICI, Ö. Design & Simulation of Thermal Systems, McGraw-Hill, New York, 2003.
- 3 CHAGLIANG, L., JIZHEN, L., YUGUANG, N. e WEIPING, L. Nonlinear Boiler Model of 300 MW Power Unit for System Dynamic Performance Studies, Proceedinds of IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Vol. 2, pp. 1296 – 1300, Pusan, 2001.
- 4 ASTRÖM, K. J. e BELL, R. D. Drum-Boiler Dynamics, Automatica, 36(2000): 363-378, 2000.
- 5 DE MELLO, F. P. Boiler Models for System Dynamic Performance Studies, IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 6, No. 1, 1991.
- 6 IEEE COMMITTEE REPORT. Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power Systems Studies, IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-92, No. 6, 1904-1915, 1973.
- 7 Thomas, Philip. Simulation of Industrial Processes for Control Engineers, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1999.
- 8 VAN PUTTEN, H. e COLONNA, P.. Dynamic Modeling of Steam Power Cycles: Part II: Simulation of a Small Simple Rankine Cycle System, Applied Thermal Engineering, 27(2007): 2566-2582, 2007.
- 9 RAY, ASOK. Dynamic Modelling of Power Plant Turbines for Controller Design, Applied Mathematic Modelling, Vol. 4 (April) , 1980.
- 10 KOTHARI, D. P. e NAGRATH, I. J. Modern Power System Analysis, 3th ed., McGraw-Hill, New Delhi, 2003.
- 11 IEEE TASK FORCE. Current usage and suggested practices in power system stability simulations for synchr. machines, IEEE Trans. on Energy Conversion, Vol. EC-1, No. 1, 77-93, 1986.