

MODELO MATEMATICO DE CONDENSADOR PARA USO EM SIMULADORES DE TEMPO REAL

Antonio Carlos de Oliveira Barroso

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares
IPEN-CNEN/SP

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um modelo dinâmico para condensadores de superfície. Tendo em vista a sua utilização num simulador "full-scope", incluiu-se as variáveis, processos e instrumentos relevantes, bem como cobriu-se toda a faixa crível de funcionamento para um condensador de planta PWR.

O desempenho computacional da atual implementação de modelo pode ainda ser sensivelmente melhorado.

INTRODUÇÃO

Desenvolveu-se um modelo dinâmico razoavelmente simples, para condensadores de superfície. Não obstante as facilidades inerentes as hipóteses adotadas, o modelo resultante inclui todas as variáveis, processos e instrumentação que devem ser considerados num simulador "full-scope" de uma central nuclear.

O tratamento dado aos fenômenos em questão visou cobrir toda a faixa de operação crível para condensadores de uma central PWR.

O modelo desenvolvido é, em linhas gerais, bastante semelhante ao que é descrito na referência [1].

A formulação matemática e o algoritmo de solução, ora adotados, conferem ao modelo o potencial para que sua implementação atinja a desejada compatibilidade entre precisão e rapidez computacional necessárias para sua utilização em um simulador de tempo real.

CARACTERÍSTICAS E LIMITAÇÕES

Transferência de calor: no fluido dos tubos processa-se por convecção apenas; no fluido do casco a maior parcela ocorre por condensação na parede externa dos tubos. O efeito da presença de gases não condensáveis na taxa de condensação não é incluído.

Termodinâmica: no lado do casco é considerado um volume de controle apenas, onde coexistem líquido e vapor em equilíbrio térmico. Esta consideração é razoável, porque nos condensadores de superfície as grandes áreas de contato para vaporização e condensação fazem com que a situação real afaste-se pouco do equilíbrio termodinâmico, mesmo em grandes transitórios. No lado dos tubos utiliza-se um tratamento com parâmetros agrupados, típico de trocadores de calor.

Alagamento dos tubos: excepcionalmente em alguns transitórios extremos, pode ser que o nível de líquido do condensador atinja e até mesmo ultrapasse a altura da tubeira, acarretando uma grande variação no coeficiente global de transferência de calor. Esta situação é considerada de forma

simplificada no modelo.

Virtualmente todos os fluxos de água e vapor entrando e/ou saindo do condensador são representados no modelo.

A instrumentação é representada considerando-se que a variável medida segue a variável real com um atraso de primeira ordem.

O modelo resolve as equações de massa e energia do lado da carcaça e dos tubos. No cálculo da transferência de calor do fluido da carcaça para o fluido dos tubos, o modelo considera a variação nos coeficientes de troca térmica devido à variação nas condições de processo.

DESCRIÇÃO DO MODELO

A figura abaixo representa um condensador de superfície com tubeira de passe duplo.

São previstas nove correntes fluidas conectadas a carcaça, sendo as de vapor representadas na parte superior e as de líquido na parte inferior. Do lado dos tubos tem-se apenas uma corrente entrando e outra saindo, representadas, conectadas às respectivas câmaras de entrada e saída.

No tocante a instrumentação apenas os medidores/transmissores conectados a carcaça são incluídos no modelo.

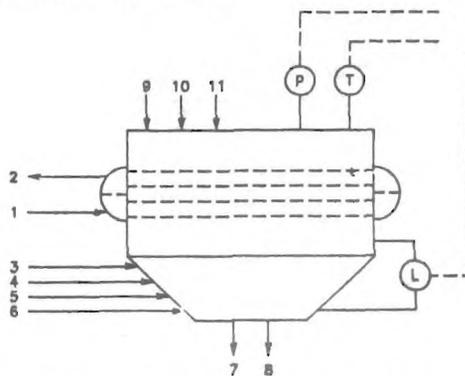


Fig. 1 Esquema do Condensador.

EQUAÇÕES

Conservação de Massa

$$\frac{dM}{dt} = w_3 + w_4 + w_5 + w_6 + w_7 + w_{10} + w_{11} - w_7 - w_8 \quad (1)$$

Conservação da Energia do Lado da Carcaça

Na equação utilizada foi desprezada a acumulação de energia no metal da carcaça.

$$\frac{dE}{dt} = w_3 h_{3l} + w_4 h_{4l} + w_5 h_{5l} + w_6 h_{6l} + w_7 h_{7l} + w_{10} h_{10l} + w_{11} h_{11l} - (w_7 + w_8 - w_5) h_{1l} - q; \quad (2)$$

onde o subscrito u refere-se a mistura contida na carcaça e l a fase líquida desta. Note-se que w5 representa a recirculação da bomba de condensado.

Conservação e Energia do Lado dos Tubos

$$\frac{d}{dt} (\rho_a V_a h_a + M_m C_m T_m) = q - w_1 (h_2 - h_1),$$

onde o subscrito "a" refere-se a água contida nos tubos e o "m" ao metal dos tubos. Introduzindo-se a definição:

$$M_a = \rho_a V_a + M_m \frac{C_{pm}}{C_{pa}}$$

e as aproximações abaixo:

$$\frac{d}{dt} (\rho_a h_a) \approx \frac{d}{dt} (\rho_a h_2) \approx \rho_a C_{pa} \frac{dT_2}{dt};$$

$$\frac{dT_m}{dt} \approx \frac{dT_a}{dt};$$

$$(h_2 - h_1) \approx C_{pa} (T_2 - T_1);$$

obtem-se:

$$\frac{dT_2}{dt} + \left(\frac{w_1}{M_a}\right) T_2 - \left(\frac{w_1 T_1 + q/C_{pa}}{M_a}\right) = 0 \quad (3)$$

Transferência de Calor

$$q = U_{cr} A_e \Delta T_{ml} \quad (4)$$

$$\Delta T_{ml} = (T_2 - T_1) / \ln \left[\frac{(T_{st} - T_1)}{(T_{st} - T_2)} \right] \quad (5)$$

onde Tst é a temperatura de saturação para a pressão p vigente na carcaça.

No cálculo do coeficiente global de troca de calor, usou-se para a resistência interna dos tubos a relação de Ditus-Boelter, portanto:

$$R_i = \frac{C_{fo}}{w_{o,b}} \quad (6)$$

No lado externo, onde existe um filme de condensação, foi inicialmente tentada a relação de Taborek [2] que causou algumas dificuldades numericas. Posteriormente, optou-se por uma correlação apresentada em [3] e que, simplificada, resulta em

$$R_e = \frac{C_{eo}}{0,9 T_{st}} \quad (7)$$

e considerando-se constante a resistência termica do metal,

$$R_m = R_{mo} \quad (8)$$

expressa-se:

$$U = \frac{F}{(R_i + R_m + R_e)} \quad (9)$$

onde F é um fator de incrustação. Finalmente introduziu-se uma correção para as situações de alagamento,

Troca Térmica

$$U_{cr} = fU + (1 - f)U_{al} \quad (10)$$

onde U_{al} é o valor de U para o caso do condensador alagado e f é um fator de ponderação que depende do nível L no poço quente.

Instrumentação

Considera-se que a variável medida segue a variável real (calculada) com um atraso de primeira ordem.

Pressão

$$\frac{dp_{cm}}{dt} = \left(\frac{p_c - p_{cm}}{T_{ip}} \right) \quad (11)$$

Temperatura

$$\frac{dT_{stm}}{dt} = \left(\frac{T_{st} - T_{stm}}{T_{IT}} \right) \quad (12)$$

Nível

$$\frac{dL_{lm}}{dt} = (L - L_{VL}) / T_{VL} \quad (13)$$

Regime Permanente

A eliminação da dependência temporal nas equações (1 a 3, 11 a 13) fornece o conjunto de equações que é usado para os cálculos de inicialização. A equação (1) assim modificada serve para verificar a consistência das condições de contorno.

Método de Solução

Abaixo será descrita a sequência de cálculos para se avançar as variáveis de t_n a t_{n+1} . Na metodologia adotada, todas as equações são integradas separadamente sendo estimadas as evoluções das variáveis de interligação, que, antes de serem calculadas, devem servir de "input" para alguma equação.

Para evitar que a precisão se degrade, verificações de consistência são executadas ao longo do processo, decidindo-se pela necessidade ou não de um ciclo de refinamento.

Utilizando-se de uma estimativa da pressão reinante no condensador (carcaça), determina-se, na tabela de vapor, a temperatura de saturação T_{st} e com estimativas de T_2 e L calcula-se ΔT_{ml} , U_{cr} e q .

Evolução do Fluido nos Tubos

Integra-se a equação (3) obtendo-se T_2 em t_{n+1} , recalcula-se ΔT_{ml} e recicla-se se necessário. Observou-se que a imposição de uma convergência dentro de 0,1% era satisfatória.

Evolução do Fluido da Carcaça

Definindo-se:

$$w_{res} = w_3 + w_4 + w_5 + w_6 + w_7 + w_8 + w_9 + w_{10} + w_{11} - w_7 - w_8 \quad (14)$$

pode-se escrever a equação (1) da seguinte forma:

$$\frac{dM_u}{dt} = w_{res}$$

Lembrando-se que:

$$\frac{dE_u}{dt} = e_u \frac{dM_u}{dt} + M_u \frac{de_u}{dt}$$

e combinando-se esta com a equação (2), obtém-se:

$$\left[\sum (w h)_{en} - (w_7 + w_8 - w_5) h_l - q \right] / M_u = 0; \quad (15)$$

onde:

$$\sum (wh)_{en} = \sum_L (w_L h_L); \quad L = 3, 4, 6, 9, 10, 11.$$

Integra-se a equação (14) e posteriormente a (15), obtendo-se $M_u(t_{n+1})$ e

eu(tn+1). O volume específico da mistura é então determinado pela expressão:

$$v_u = V_u / M_u \quad (16)$$

Pressão, Temperatura e Nivel

A determinação destas variáveis envolve um problema não linear, para o que foi necessário desenvolver-se uma função especial que foi incluída na tabela de vapor. Esta função usa o método Brown para resolver o seguinte sistema:

$$F(y) = 0;$$

onde:

$$y = [x, p]^T, \quad F(y) = [F_1(y), F_2(y)]^T,$$

$$F_1(y) = x h_v(p) + (1 - x) h_l(p) - h,$$

$$F_2(y) = x v[p, h_v(p)] + (1-x) v[p, h_l(p)] - v.$$

Desta forma, dado um par de valores h e v, a função fornece os correspondentes título (x) e pressão da mistura. Usando-se esta função e a equação:

$$h_u = e_u + p v_u, \quad (17)$$

consegue-se, num rápido processo iterativo, obter os valores da pressão, entalpia e título da mistura.

Na tabela de vapor determina-se Tst e recalcula-se ΔTml, verificando-se a consistência do valor calculado anteriormente. Observou-se que uma tolerância de 0.5% é satisfatória e dispensa reciclos em quaisquer transitorios.

Também usando a tabela de vapor, determina-se vl e, através de um grupo de expressões que consideram o volume interno útil do poço quente/carcaca do condensador, pode-se finalmente determinar o nível líquido.

Variáveis Medidas

Os valores indicados pela instrumentação são obtidos pela integração das equações (11 a 13).

Testes e Resultados

Usou-se os dados do condensador de um circuito experimental ora em construção pela COPESP. Assim sendo, uma validação completa do modelo só poderá ser feita quando o circuito estiver operando.

Pode-se executar uma verificação qualitativa do modelo, que constou de 3 grupos de testes:

testes de convergência, onde se ajustou as tolerâncias usadas nas verificações de reciclo e se avaliou a relação entre a severidade dos transitorios e os intervalos de integração possíveis;

testes de manutenção de regime estacionário, onde transitorios de perturbação nula eram seguidos por 60 minutos, observando-se a "degradação" dos resultados;

testes de consistência lógica dos resultados, onde a evolução dos vários transitorios era analisada quanto a plausibilidade física dos resultados.

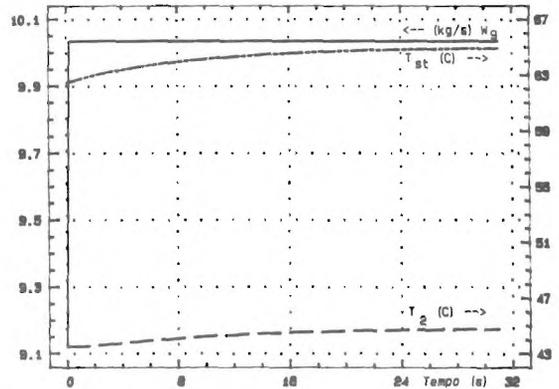


Fig. 2 Acréscimo de 10% na potência (a)

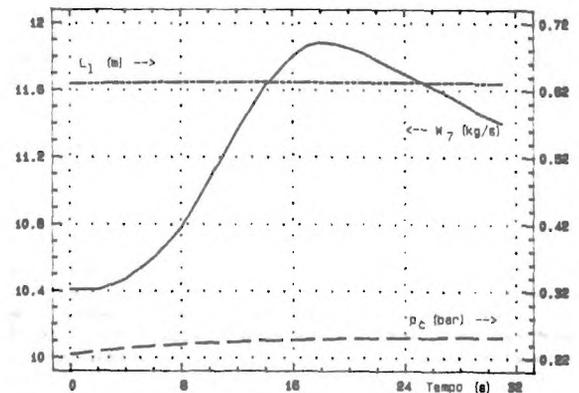


Fig. 3 Acréscimo de 10% na potência (b)

As figuras 2 e 3 mostram a evolução das variáveis mais importantes para o caso de um acréscimo em degrau de 10% da potência gerada na turbina, que para o condensador traduz-se em igual aumento na vazão de descarga de vapor da turbina. Os efeitos causados foram bastantes suaves, ou seja, a pressão e temperatura na carcaça e temperatura de saída da água de circulação, sofreram acréscimos de ordem de 3,8%, tendo estas variáveis praticamente se estabilizada em cerca de 26s.

A variação máxima do nível foi menos significativa ainda, 1,9% em 30 s no caso em que não se impôs o controle e 0,3% quando se impôs um controle externo de nível através da manipulação da vazão de condensado, figura 3. Neste ultimo caso, o nível retornou ao seu valor original em 24 s. A dinâmica do nível foi inteiramente compatível com o formato e dimensões da carcaça, onde uma grande massa d'água e acomodada num volume de pequena altura e grande área horizontal, na média um acréscimo de 1 cm significa um adicional de 45 l no volume líquido.

pouquíssimo, fruto da dilatação do volume de líquido, causada pela evolução da temperatura. A temperatura de saída da água de circulação subiu para recompor a taxa de retirada de calor, que havia caído com a queda da vazão da circulação de resfriamento. Comportamento idêntico observa-se na temperatura do lado da carcaça, que sobe para recompor a diferença média entre ela e a de circulação de resfriamento. Consequentemente, a transferência de calor entre as duas correntes.

Também o fato de que o sistema estabiliza-se cerca de 24 s após cessada a perturbação é consistente com o que se observou no transitorio anterior.

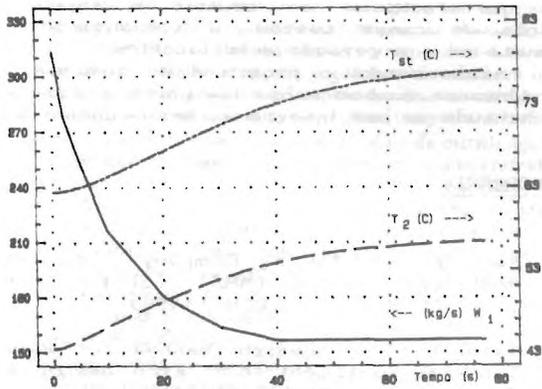


Fig. 4 Parada de uma bomba de circulação (a)

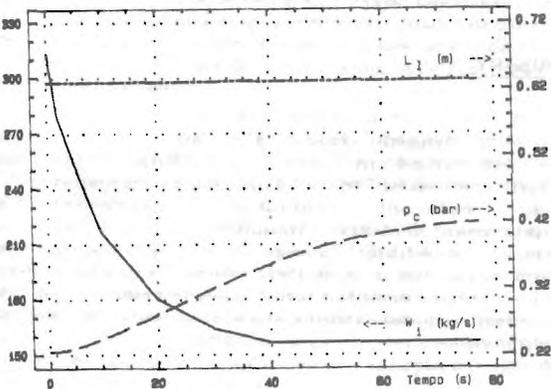


Fig. 5 Parada de uma bomba de circulação (b)

As figuras 4 e 5 mostram transitorio de parada de uma das bombas de circulação. As variáveis calculadas apresentam evolução dentro do esperado, ou seja, o nível variando

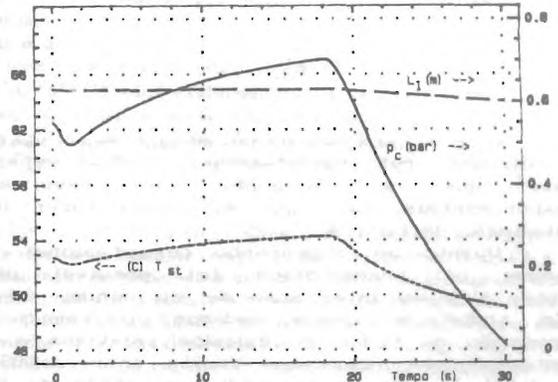


Fig. 6 Trip de turbina com desvio total (a)

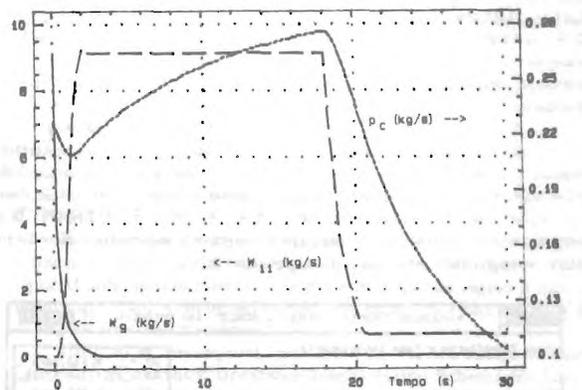


Fig. 7 Trip de turbina com desvio total (b)

Por fim tem-se um transitorio com trip de turbina e abertura do desvio total de vapor. Supos-se, também, que o trip do reator foi retardado, o que causou a vazão de desvio a manter-se plena até os 18s. Além disso, nenhum controle foi imposto e portanto as vazões de circulação e de condensado foram mantidas em seus valores iniciais, concorrendo para a severidade do transiente.

Dentro do cenário descrito acima, a figura 6 mostra a evolução da pressão e das vazões de descarga da turbina e desvio de vapor. Após uma queda inicial, devido ao rápido decaimento, a pressão inicia sua recuperação aproximadamente no instante 1,3 s, quando a soma das vazões W_0 e W_{11} ainda

era cerca de 15% mais baixa que a vazão inicial de descarga da turbina. Isto explica-se porque a corrente de desvio é mais entálpica, e portanto o aporte de entalpia do vapor já é praticamente igual ao aporte inicial. A pressão segue subindo até que a vazão de desvio de vapor começa cair rapidamente. neste ponto, a pressão inicia sua queda.

Devido a ausência de controles, nos últimos 10 segundos, o balanço de massa e o de energia são bastante negativos, o que explica o comportamento da pressão.

A figura 7 mostra o comportamento do nível e temperatura, que são compatíveis com o que fora comentado anteriormente.

COMENTARIOS FINAIS

O comportamento do modelo nos testes realizados foi satisfatório. resta esperar até que se disponha de resultados experimentais, para que se possa fazer uma avaliação definitiva.

Quanto ao desempenho computacional, em todos os transitórios foi possível usar intervalos de integração de no mínimo 0,1 s. Em todos os casos rodados, o tempo de execução de todos os calculos relativos a um intervalo de integração variou entre 0,005 s e 0,016 s, ficando na media em cerca de 0,01 s. Estes dados referem a uma implementação do modelo em MS FORTRAN 5.1, rodando num 386 sx de 20 MHz. Nestas condições, o modelo está executando um pouco mais rápido que 10 vezes o tempo real. Este desempenho ainda está abaixo do almejado, já que em nossa estimativa o onus relativo do condensador na carga de ciclo do simulador, deve ser de 5%. Este ultimo dado, combinado com o fator de 0,9 entre o processamento e troca de dados, sugere a necessidade de um desempenho de 22,2 vezes mais rápido que o tempo real para este modelo.

Por outro lado, levando-se em conta que no simulador estaremos usando máquinas mais compiladores que no beuch mark de Whetstone fornecem um "speed up" de 4.2 em relação ao conjunto 386 SX + MS FORTRAN 5.1, espera-se que no mínimo este modelo acelere sua execução de um fator de 2.5.

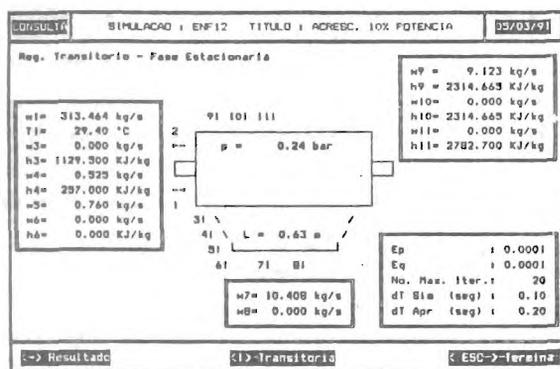


Fig. 8 Tela para entrada de dados do estacionário

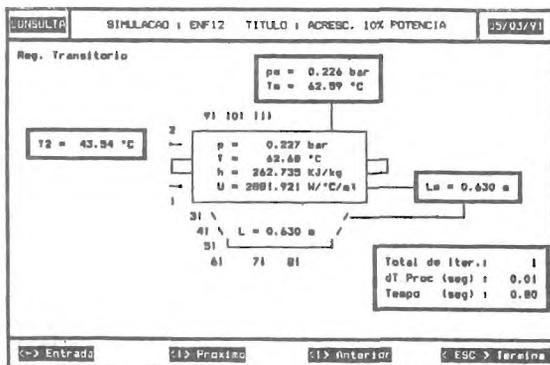


Fig. 9 Tela com resultados parciais de um transitorio

Finalmente, acredita-se que com pouco esforço a atual implementação de modelo possa ser bem melhorada. Isto porque, na forma como foi implementado, o programa FORTRAN do modelo é um pequeno módulo interligado e um aplicativo escrito em CLIPPER e que prevê uma interface para o uso do modelo, (figura 8 e 9), que facilitam ao usuário a criação e edição de casos testes, a visualização dos resultados e a geração de relatórios.

Assim sendo, o programa de simulação do condensador acabou sendo um pouco prejudicado em virtude de sua integração neste contexto.

REFERENCIAS

- Babcock & Wilcox Company, "Modular Modelling System (MMS) vol. 1 - part III", CS/NP - 3016.CCM (1983)
- Taborek, J., "Design Method for Heat Transfer Equipment in H. Exch. Design & Theory Source Book", (1974)
- Rochsenow, W. & Choi, H., "Heat, Mass and Momentum Transfer", Prentice - Hall Inc., (1986)
- Barroso, Antonio C. O., "Modelagem Matemática de Condensadores", COPESP Doc R03-IP7-859SI-4MA-006-1.

SUMARY

A dynamic model for surface condensers is presented in this work. Since this model shall be used in a full scope simulator, all the relevant variables, processes and instruments were included on it. Also the whole credible range of pressures and temperatures for a PWR condenser was covered.

The computational performance of the present model implementation can be sensibly improved.