

# ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DE UM MODELO TEÓRICO DO PRESSURIZADOR

Renata Nunes Bruel e Horácio Nakata

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares IPEN/CNEN-SP  
Caixa Postal 11049  
05422-979, São Paulo, SP, Brasil

## RESUMO

Neste trabalho foram estimadas as sensibilidades de modelagem dos principais fenômenos termodinâmicos que ocorrem em um pressurizador do reator PWR. O modelo básico utilizado como referência foi desenvolvido por Tom Goemans [1] cujos resultados publicados indicam boa acurácia e robustez. As modelagens dos fenômenos analisados no presente trabalho foram as seguintes: perda de calor para a parede do pressurizador, transferência de calor entre as fases, transferência de calor para as gotas do aspersor, efeito do surto de água, formação de bolhas. Os resultados da análise mostraram que todos esses fenômenos têm que ser modelados com bastante precisão, visto serem muito importantes para a modelagem válida de um pressurizador

## INTRODUÇÃO

A análise de sensibilidade de um modelo teórico de um pressurizador é feita tomando-se como referência o modelo de não equilíbrio termodinâmico proposto por NAVAHANDI [2], onde as equações de conservação de massa e energia, obtidas através do primeiro princípio da termodinâmica, e a equação de balanço do volume do pressurizador são aplicadas aos volumes de controle do vapor, que pode estar no estado saturado ou superaquecido, e da água, encontrada no estado saturado ou sub-resfriado.

GOEMANS [1] considera um terceiro volume de controle composto pela água fria do surto, que entra no pressurizador através da perna quente do circuito primário de refrigeração e age como um pistão líquido, atuando sobre os volumes de controle do vapor e da água principal. A variação do fluxo de massa da água do surto, a potência elétrica dos aquecedores e as variações do fluxo de massa do aspersor e das válvulas de alívio, são alteradas externamente durante um transiente. Os modelos de condensação do vapor, de evaporação da água e das fontes externas, utilizados pelo autor, foram adotados no modelo de referência básico desenvolvido, denominado PZR.

A verificação do modelo PZR é feita de acordo com a simulação dos testes realizados por GOEMANS[1] e SATO [3]. Com a alteração dos modelos e parâmetros adotados, os desvios das respostas observados em relação ao estado de referência são analisados, verificando a sensibilidade do sistema em relação a essas modificações, identificando-se portanto, quais os fenômenos que mais influenciam os resultados da modelagem do pressurizador

## MODELO TEÓRICO

Os processos de transferência de massa e calor que ocorrem dentro do pressurizador são os seguintes: fluxo de água do surto ( $W_{su}$ ), fluxo de água do aspersor ( $W_{sp}$ ), vapor condensado sobre as gotas do aspersor ( $W_{cs}$ ), vapor condensado na parede do vaso ( $W_{cp}$ ), vapor condensado na interface do vapor e da água principal ( $W_{ci}$ ), fluxo de vapor através das válvulas de alívio ( $W_{re}$ ), evaporação da água do volume principal ( $W_b$ ), calor fornecido pelos aquecedores elétricos ( $Q_{aq}$ ), fluxo de calor entre o vapor e a parede do vaso ( $Q_{pv}$ ), fluxo de calor entre o volume de água principal e a parede do vaso ( $Q_{pw}$ ) e fluxo de calor entre o volume de água principal e o volume de água inferior ( $Q_{wb}$ ).

As hipóteses consideradas no desenvolvimento do modelo matemático, de acordo com [1], são:

- a pressão é uniforme no sistema;
- as variações das funções externas em relação ao tempo são conhecidas;
- a água do aspersor é aquecida até a saturação;
- o vapor condensado que entra no volume de controle da água principal possui a entalpia de saturação;
- o vapor formado pela evaporação da água possui a entalpia de saturação;
- o fluxo de calor da parede do vaso para o vapor é considerado desprezível em relação às outras formas de transferência de calor; e
- o volume de controle inferior não se mistura com o volume de controle da água principal.

A figura 1 apresenta o esquema simplificado do pressurizador com a indicação dos fluxos de massa e energia de acordo com os processos considerados.

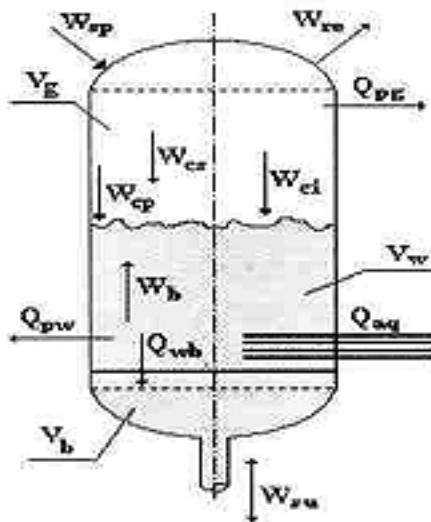


Figura 1. Esquema do Pressurizador

Aplicando-se as equações de conservação de massa e energia para os volumes de vapor e água principal e a equação de balanço do volume para o pressurizador como um todo, obtém-se um conjunto de cinco equações diferenciais de primeira ordem que descrevem o comportamento do pressurizador.

Conservação de Massa

$$\frac{dM_g}{dt} = -W_{cs} - W_{cp} - W_{ci} - W_{re} + W_b \quad (1)$$

$$\frac{dM_w}{dt} = \xi_1 W_{su} + W_{sp} + W_{cs} + W_{cp} + W_{ci} - W_b$$

Conservação de Energia

$$\frac{dh_g}{dt} = v_g \frac{dp}{dt} + \frac{W_b}{M_g} (h_v - h_g) \quad (2)$$

$$\frac{dh_w}{dt} = \frac{1}{M_w} [W_{su}(h_{su} - h_w) + (W_{sp} + W_{cs} + W_{cp})(h_v - h_w) + W_{ci}(h_g - h_w) - W_b(h_v - h_w) + Q_{aq} - Q_{pw}] + v_w \frac{dp}{dt}$$

Balanço do Volume

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\varphi_1 W_{su} + \varphi_2 M_g \frac{dh_g}{dt} + \varphi_3 M_w \frac{dh_w}{dt} + v_g \frac{dM_g}{dt} + v_w \frac{dM_w}{dt}}{\varphi_4 M_g + \varphi_5 M_w} \quad (3)$$

onde  $h$  corresponde à entalpia específica;  $v$  ao volume específico;  $M$  designa a massa;  $p$  a pressão e  $t$  o tempo. Os subscritos  $w$  e  $g$  são utilizados para as condições da água e do vapor respectivamente e,  $l$  e  $v$  para a água saturada e vapor saturado. Os coeficientes  $\varphi$  são funções das derivadas parciais das propriedades termodinâmicas do vapor e da água, segundo SHMIDT [4].

O conjunto de equações (4), mostra os modelos adotados para os processos de transferência de massa e calor adotados, além da equação utilizada para modelar os aquecedores elétricos.

$$W_{sp}(h_l - h_{sp}) = W_{cs}(h_g - h_l)$$

$$Q_{pg} = W_{cp}(h_g - h_l)$$

$$W_{ci} = W_{sp} \varepsilon \frac{h_l - h_w}{h_g - h_l} \quad (4)$$

$$W_b = -\frac{\xi_2}{h_v - h_l} \left[ M_w \left( \frac{dh_l}{dt} - v_l \frac{dp}{dt} \right) - Q_{aq} + Q_{pw} \right]$$

$$Q_{aq} = \xi_3 \left[ Q_{aq0} + \Delta Q_{aq} \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \right]$$

onde  $Q_{aq0}$  é a potência térmica, quando um acréscimo de potência  $\Delta Q_{aq}$  é computado,  $\xi$  são coeficientes cujos valores (0 ou 1) dependem dos estados do vapor e água,  $\varepsilon$  é um parâmetro arbitrário e  $\tau$  é uma constante de tempo.

## DESCRIÇÃO DOS TESTES

**Teste Goemans.** O teste realizado de acordo com a referência [1], considera um pressurizador cuja pressão nominal é 150 bar, volume total de 14.3 m<sup>3</sup> e calor perdido para o ambiente de 100 kW. As variações dos fluxos do surto, do aspensor e das válvulas de alívio são obtidas através das equações (5), (6) e (7), respectivamente:

$$W_{su} = 1.6 w \sin(wt) \cos(wt) / v_{su} \quad (5)$$

onde  $w = \pi / 60$

$$W_{sp} = 0.017 (p - 156) / 4 v_{sp} \quad (6)$$

$$W_{re} = 0.12 (\xi_{41} + \xi_{42} + \xi_{43}) / v_g \quad (7)$$

onde  $v_{su}$  e  $v_{sp}$  são os volumes específicos da água do surto e do aspensor respectivamente. Os coeficientes  $\xi_{41}$ ,  $\xi_{42}$  e  $\xi_{43}$

determinam as pressões de abertura das válvulas de alívio.

A figura 2 mostra os resultados da variação da pressão obtida em [1] e pelo modelo PZR adotado, considerando 4 ciclos completos do fluxo do surto.

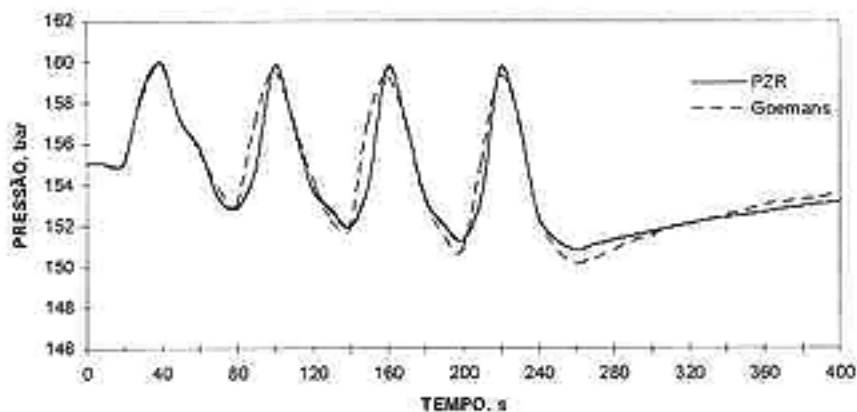


Figura 2. Variação da Pressão - Teste Goemans

**Teste Sato.** De acordo com [3] simula a oscilação de carga em SHIPPINGPORT. A pressão nominal é 124 bar, o volume total é  $7.4 \text{ m}^3$  e não considera perda de calor para o ambiente no estado estacionário. O transiente se inicia com uma grande saída de água do pressurizador através da perna quente, seguida por uma entrada de água relativamente pequena. A figura 3 mostra o resultado obtido da variação da pressão pelo modelo PZR, o resultado experimental e as curvas obtidas por SATO [3] e REDFIELD [5, 6].

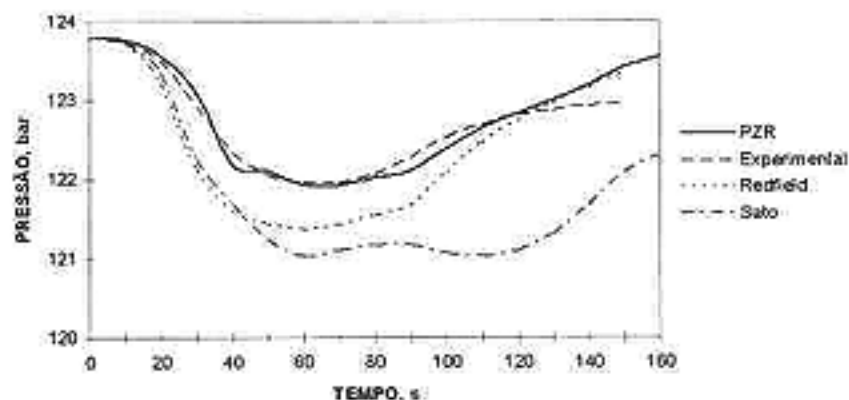


Figura 3. Variação da Pressão - Teste Sato

**Conclusão.** De acordo com as respostas observadas nas figuras 2 e 3, o modelo PZR simula satisfatoriamente o comportamento dinâmico do pressurizador, sendo portanto, utilizado como modelo de referência para a análise de sensibilidade proposta no trabalho.

## RESULTADOS

**Simulação.** Os resultados foram obtidos para um tempo total de simulação de 160s, suficiente para dois ciclos completos de variação do fluxo de surto  $W_{sur}$ , e utilizando um intervalo de tempo de 0.5s de acordo com [1]. A

resposta da variação da pressão é considerada como referência para a análise de sensibilidade.

Diversos processos considerados no modelo foram modificados e as conseqüências dessas alterações na variação da pressão foram comparadas com a referência, identificada com o índice 0.

**Volume de Água Inferior.** No modelo adotado foi considerado um volume de água inferior ( $V_b$ ), porém alguns autores [7] não consideram esse volume. A figura 4 mostra a variação da pressão para os dois casos. Quando não se considera o  $V_b$  a pressão atinge valores menores, pois a energia extraída durante um surto de saída não retorna com um surto de entrada de água em seguida. A entalpia da água que deixa o vaso é igual à entalpia da fase líquida e a entalpia da água que entra tem a entalpia menor da perna quente.

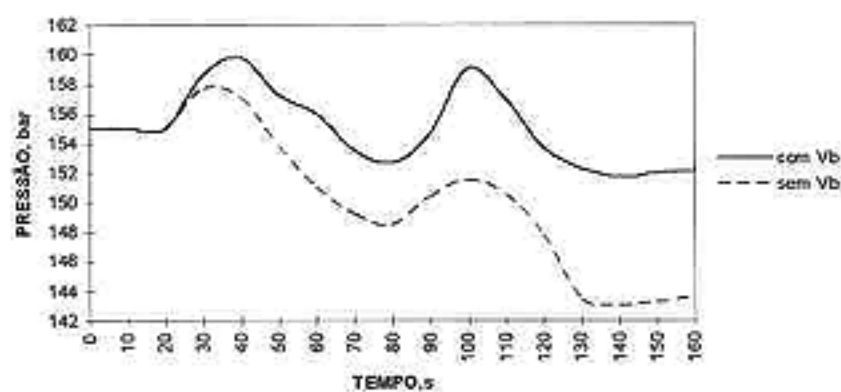


Figura 4. Variação da Pressão - Volume Inferior

**Bolhas.** A influência da evaporação da água do volume principal na variação da pressão é mostrada na figura 5. Verifica-se uma queda da pressão mais acentuada quanto menor o fluxo de bolhas. A formação de bolhas ocorre durante a depressurização do sistema e tem grande influência no trabalho de expansão do vapor. Alguns autores consideram no modelo a velocidade de subida das bolhas cuja resposta é mostrada pela curva  $Vel_{bolha}$  próxima da curva que considera um fluxo de massa de bolhas de 25% do fluxo total de bolhas.

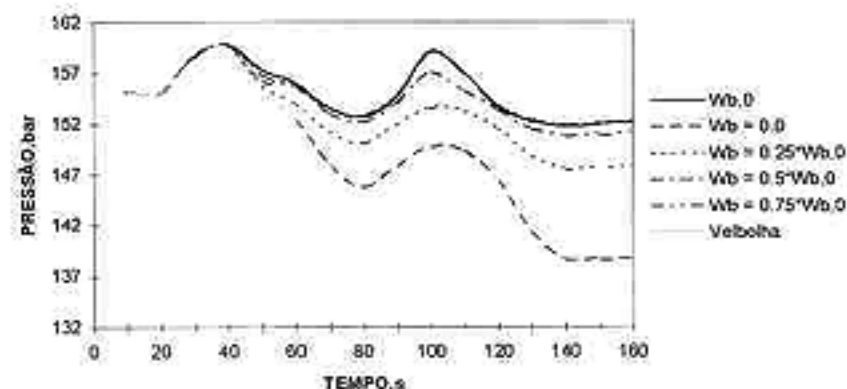


Figura 5. Variação da Pressão - Bolhas

**Fluxo de Calor para a Parede.** No trabalho realizado por Goemans o fluxo de calor da fase vapor para a parede do vaso em cada instante é obtido através da temperatura da superfície, com uma distribuição inicial de temperatura na parede do vaso. Uma vez definido o fluxo de calor, fixa-se o condensado na parede do vaso. Considerou-se uma variação de  $\pm 100\%$  dos valores do fluxo de calor do vapor para a parede do vaso do pressurizador. A figura 6 mostra a influência dessa modificação na resposta do sistema.

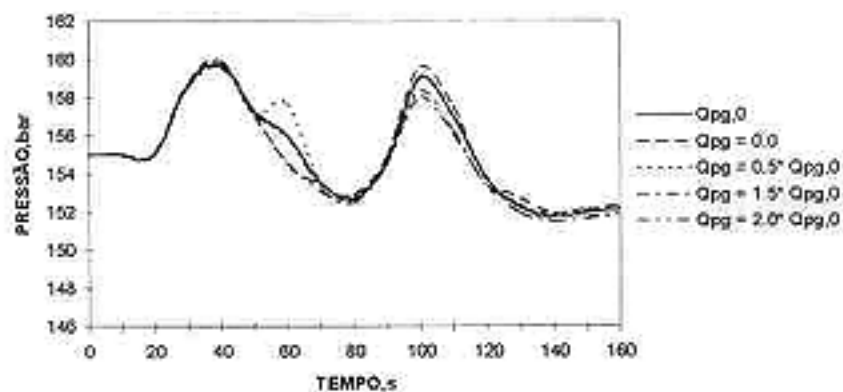


Figura 6. Variação da Pressão - Fluxo de Calor para a Parede

No estudo de referência foi considerado que o calor perdido pela parede do vaso de pressão para o ambiente era constante e igual ao valor do estado estacionário. A temperatura da parede do vaso variava de acordo com a temperatura de saturação do sistema. A curva 1 da figura 7 considera a variação do calor perdido pela parede e da temperatura da parede, enquanto que para a curva 2 ambos permanecem fixos durante o transiente.

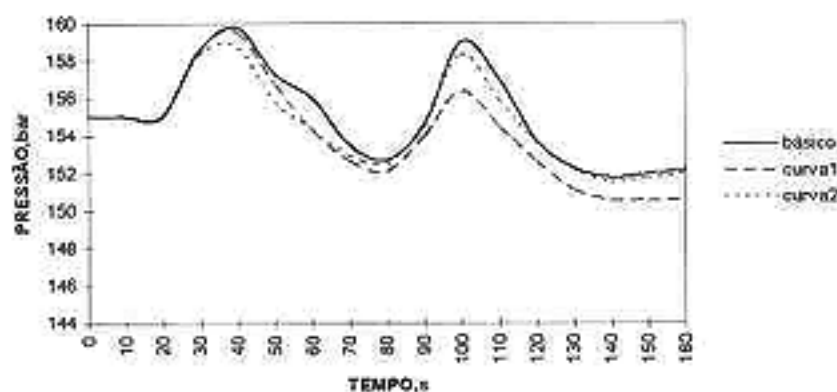


Figura 7. Variação da Pressão - Parede do Vaso

**Condensado na Interface.** Durante um aumento de pressão o vapor condensa na interface entre a água principal e o vapor, pois a água se torna sub-resfriada e um potencial absorvedor de calor. O modelo proposto para esse fenômeno utiliza um adimensional  $\epsilon$ , pois a capacidade da fonte não é conhecida. Esse coeficiente deve ser determinado experimentalmente. A figura 8 mostra as respostas obtidas com a mudança desse coeficiente.

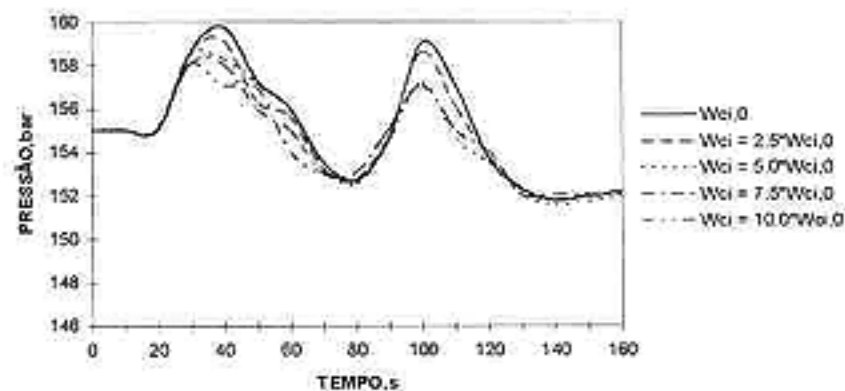


Figura 8. Variação da Pressão - Condensado na Interface

**Fluxo do Aspensor.** O modelo adotado considera que a água do aspensor é aquecida instantaneamente até a temperatura de saturação, tornando-se assim uma fonte de calor. Variando-se o fluxo de água em  $\pm 40\%$  do fluxo básico adotado, a pressão varia de acordo com a figura 9. A pressão máxima possível foi limitada em 170 bar. Fluxos menores que 60% do fluxo de referência implicam em pressões maiores que o limite estabelecido.

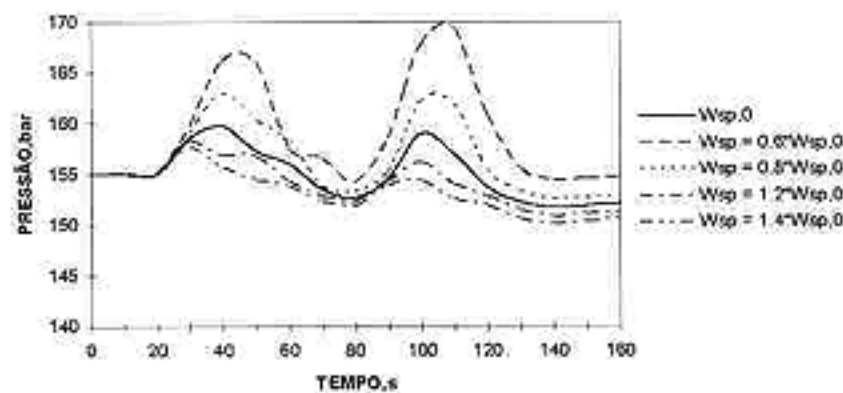


Figura 9. Variação da Pressão - Fluxo do Aspensor

**Condensado nas Gotas do Aspensor.** A figura 10 mostra a resposta do sistema quando se considera uma alteração de  $\pm 50\%$  do valor de referência. Se considerarmos valores menores que 50% o limite de pressão de 170 bar é ultrapassado.

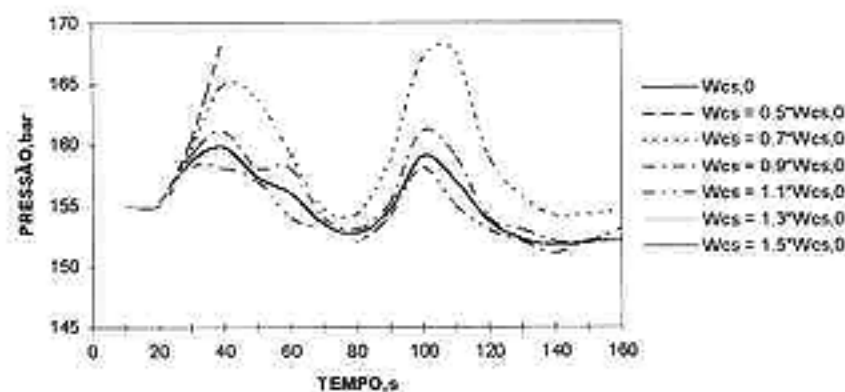


Figura 10. Variação da Pressão - Condensado nas Gotas do Aspensor

## CONCLUSÕES

Os resultados da análise mostraram que todos esses fenômenos têm que ser modelados com bastante precisão, visto serem muito importantes para a modelagem válida de um pressurizador.

Verifica-se, por exemplo, que o fenômeno da formação de bolhas é particularmente importante na expansão do vapor, ou seja, quando ocorre queda na pressão. Por outro lado, os processos de condensação do vapor na interface entre as fases, o efeito do aspersion e a condensação de vapor sobre as gotas influenciam principalmente durante um aumento de pressão do sistema, com a compressão do vapor.

Na modelagem matemática do pressurizador, GOEMANS [1] analisou cada consideração feita dos fenômenos incorporados aos estudos de diversos autores, tendo inclusive testado experimentalmente algumas das hipóteses assumidas. Porém, diversos coeficientes foram adotados sem que houvesse uma comprovação teórica ou experimental. De acordo com os resultados apresentados e, devido à grande influência dos processos na resposta do pressurizador, esses coeficientes devem ser analisados cuidadosamente, sendo aconselhável a realização de testes experimentais.

## REFERÊNCIAS

- [1] Goemans, T., **Mathematical Modelling of Pressurizer Thermodynamics**, WTHD 34, Delft University of Technology the Netherlands, february 1972.
- [2] Navahandi, A. M., Makkenchery, S., **An Improved Pressurizer Model with Bubble Rise and Condensate Drop Dynamics**, Nuclear Engineering and Design, vol. 12, p 135-147, 1970
- [3] Sato, E. F., **Simulação Digital do Pressurizador de uma Central PWR**. Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, november 1980.
- [4] Shmidt, E., **Properties of Water and Steam in SI Units**, Ulrich Gigull, 1882.
- [5] Redfield, J. A., Margolis, S. G., **TOPS - a Fortran Program for the Transient Thermodynamics of Pressurizers**, USAEC Report WAPD-TM-545, december 1965.
- [6] Redfield, J. A., Prescop, V., Margolis, S. G., **Pressurizer Performance During Loss-of-Load Tests at Shippingport: Analysis and Test**, Nuclear Applications, vol. 4, p 173-181, 1968.
- [7] Dellacasa, G., Jacovoni, F., **Simulazione Analogia di un Impianto Nucleare ad Acqua in Pressione per Propulsione Navale**, Eurotom Report EUR - 3111, 1966.

## ABSTRACT

A PWR pressurizer numerical model sensitivity analysis has been performed in order to assess the effects of the various modelling approximations. The basic reference pressurizer model has been the one developed by Tom Goemans which has shown a good agreement with the experimental results. The main phenomena analyzed in the present work were the followings: heat loss to the vessel wall, heat transfer between gas and liquid, surge water, flashing and water spray. The results obtained allowed one to conclude that all the phenomena have significant contributions to the pressurizer modelling, thus having to be considered with good accuracy.