



CNEN/SP

**ipen** Instituto de Pesquisas  
Energéticas e Nucleares

AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE  
DE SÃO PAULO

## **ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE UM MODELO TEÓRICO DO PRESSURIZADOR**

**RENATA NUNES BRUEL**

**Dissertação apresentada como parte dos  
requisitos para obtenção do Grau de  
Mestre em Ciências na Área de Reatores  
Nucleares de Potência e Tecnologia do  
Combustível Nuclear.**

**Orientador:**

**Dr.: Horácio Nakata**

**São Paulo**

**1997**

**INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES**

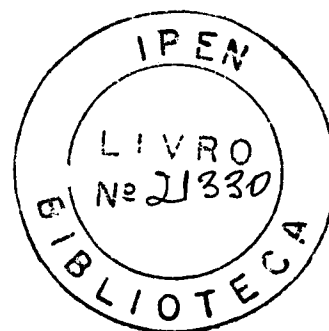
**AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**Análise de Sensibilidade de um Modelo Teórico do Pressurizador**

Renata Nunes Bruel

Dissertação apresentada como requisito para a  
obtenção do grau de Mestre em Ciências na Área de  
Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do  
Combustível Nuclear.

Orientador: Dr. Horácio Nakata



São Paulo

1997

*Ao meu filho Pedro Henrique pelo amor e compreensão durante todos esses anos, e porque sem ele nada mais teria sentido. À minha mãe Anna Adélia pelo amor, equilíbrio e por estar sempre presente. Ao meu marido Paulo pela dedicação e incentivo.*

## AGRADECIMENTOS

Durante o desenvolvimento deste trabalho tive o apoio e incentivo de muitas pessoas e entidades. Gostaria de agradecer em especial:

Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares da Comissão Nacional de Energia Nuclear (IPEN/CNEN-SP) pelos cursos ministrados e uso de suas instalações.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento (CNPq) e à Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo auxílio financeiro durante o desenvolvimento do presente trabalho.

Ao Dr. Horácio Nakata pela valiosa orientação, confiança e amizade desenvolvidos ao longo de todos esses anos de convívio.

Aos meus irmãos Anna Christina, João, Paulo Eduardo e ao meu cunhado Otávio pelo carinho e apoio que sempre demonstraram.

À minha avó Alda pelo incentivo e carinho durante todos os anos que estivemos juntas.

Ao amigo Rolind-berg M. da Silva Jr. pelo grande apoio e incentivo nas horas difíceis.

Aos amigos Marina, Cláudia, Andrea, Paula, Flávio, Gainê, Alfredo, Carlos Roberto, Cida, Mitsuo e Gelson pelo apoio e auxílio durante todos os anos de estreito convívio.

Finalmente a todos aqueles, que direta ou indiretamente, prestaram sua colaboração no decorrer deste trabalho.

# **ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE UM MODELO**

## **TEÓRICO DO PRESSURIZADOR**

**RENATA NUNES BRUEL**

### **RESUMO**

Neste trabalho, foi efetuada a análise de sensibilidade de um modelo de pressurizador de planta nuclear PWR frente às mudanças dos principais parâmetros e, também, em função de substituição de modelagens hipotéticas adotadas para tratamento de processos físicos. Foram identificados os modelos que maior influência exerceram sobre a qualidade dos resultados de uma simulação numérica do pressurizador, quantificando o conjunto de influências decorrentes de cada uma das modificações introduzidas, para teste, nos parâmetros e modelos teóricos. Os processos que predominaram nos resultados de análise de sensibilidade foram os de evaporação e os de condensação do vapor sobre o aspersionador, que resultaram em maiores influências no cálculo da pressão. Os resultados do presente trabalho de análise de sensibilidade permitem estender a sua aplicabilidade a diversas áreas, teóricas ou experimentais

# **SENSITIVITY ANALYSIS OF A PWR PRESSURIZER**

**RENATA NUNES BRUEL**

## **ABSTRACT**

A sensitivity analysis relative to the parameters and modellings of the physical process in a PWR pressurizer has been performed. The sensitivity analysis was developed by implementing the key parameters and theoretical modellings which generated a comprehensive matrix of influences of each changes analysed. The major influences that have been observed were the flashing phenomenon and the steam condensation on the spray drops. The present analysis is also applicable to the several theoretical and experimental areas.

# ÍNDICE

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1. CONCEITOS GERAIS	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
1.3 OBJETIVOS	14

## **CAPÍTULO 2 - DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO PARA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE**

2.1 INTRODUÇÃO	15
2.2 NOTAÇÃO	16
2.3 DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO DO MODELO PZR	17
2.3.1 FASE VAPOR	20
2.3.1.1 Compressão do Vapor	20
2.3.1.2 Expansão do Vapor	21
2.3.1.3 Equações da Fase Vapor	22
2.3.2 FASE LÍQUIDA	24
2.3.2.1 Compressão da Água	24
2.3.2.2 Expansão da Água	25
2.3.2.3 Volume de Controle	25
2.3.2.4 Equações para a Fase Líquida	27
2.3.3 EQUAÇÃO DO VOLUME DO PRESSURIZADOR	29
2.4 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA	30
2.4.1 CONDENSAÇÃO DO VAPOR SOBRE AS GOTAS DO ASPERSOR	30
2.4.2 VAPOR CONDENSADO NA PAREDE DO VASO	32
2.4.3 CONDENSAÇÃO DE VAPOR SOBRE A SUPERFÍCIE DA ÁGUA	34
2.4.4 EVAPORAÇÃO INSTANTÂNEA DA ÁGUA:	35
2.4.4.1 Aquecedores Elétricos	38
2.4.4.2 Fluxo de Vapor pela Válvula de Alívio	40
2.5 EQUAÇÕES FINAIS	40

## CAPÍTULO 3 - VALIDAÇÃO DO MODELO PZR

3.1 INTRODUÇÃO	43
3.2 MODELO PZR- SOLUÇÃO POR EULER EXPLÍCITO	44
3.3 SIMULAÇÕES PARA VALIDAÇÃO DO MODELO PZR	47
3.3.1 VALIDAÇÃO COM PRESSURIZADOR NEPTUNUS	47
3.3.2 VALIDAÇÃO COM PLANTA SHIPPINGPORT	50
3.4 RESULTADOS DE REFERÊNCIA PARA A ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	53
3.4.1 CONDIÇÕES GERAIS	53
3.4.2 FUNÇÕES EXTERNAS	55
3.4.3 RESULTADOS DE REFERÊNCIA	56
3.4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA	57

## CAPÍTULO 4 - RESULTADOS DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

4.1 INTRODUÇÃO	60
4.2 EFEITO DA MISTURA DO VOLUME DE CONTROLE INFERIOR - Modelo V <sub>Inf</sub>	63
4.2.1 RESULTADOS DO MODELO V <sub>INF</sub>	65
4.2.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA MISTURA DO VOLUME DE CONTROLE INFERIOR	66
4.3 EFEITO DO FLUXO DO SURTO	68
4.3.1 EFEITO DO FLUXO DE MASSA DO SURTO - MODELOS: W <sub>SU7</sub> E W <sub>SU13</sub>	68
4.3.2 EFEITO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DO SURTO - MODELOS: T <sub>SU300</sub> E T <sub>SU330</sub>	69
4.3.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DO SURTO	70
4.4 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR	71
4.4.1 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR TOTAL - MODELOS: W <sub>SP0</sub> , W <sub>SP7</sub> E W <sub>SP13</sub>	73
4.4.2 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL - MODELOS: W <sub>SPP0</sub> , W <sub>SPP7</sub> E W <sub>SPP13</sub>	74
4.4.3 EFEITO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DO ASPERSOR - MODELOS: T <sub>SP275</sub> E T <sub>SP305</sub>	75
4.4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR	76
4.5 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DO VAPOR SOBRE O ASPERSOR - Modelos: W <sub>CS0</sub> , W <sub>CS7</sub> e W <sub>CS13</sub>	81
4.5.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA CONDENSAÇÃO SOBRE O ASPERSOR	82

<b>4.6 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DE VAPOR NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA</b>	<b>85</b>
4.6.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE VAPOR CONDENSADO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA - MODELOS: WCI0, WCI7, WCI13 E EP10	87
4.6.2 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE- MODELOS QCI10 E QCI100	87
4.6.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS - EFEITO DA CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA	88
<b>4.7 EFEITO DA INCORPORAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA - Modelos: V<sub>elG</sub>0, V<sub>elG</sub>1 e V<sub>elG</sub>2</b>	<b>90</b>
4.7.1 RESULTADOS DOS MODELOS: V <sub>elG</sub> 0, V <sub>elG</sub> 1 E V <sub>elG</sub> 2	91
4.7.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA INCORPORAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA	92
<b>4.8 EFEITO DA EVAPORAÇÃO</b>	<b>93</b>
4.8.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DAS BOLHAS - MODELOS: W <sub>B</sub> 0, W <sub>B</sub> 7 E W <sub>B</sub> 13	94
4.8.2 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO MODELO DE EVAPORAÇÃO - MODELOS: V <sub>elB</sub> 0, V <sub>elB</sub> 1 E V <sub>elB</sub> 2	95
4.8.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA EVAPORAÇÃO	96
<b>4.9 EFEITO DA UTILIZAÇÃO CONJUNTA DOS MODELOS DE CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO ALTERADOS - MODELO V<sub>B</sub>V<sub>G</sub></b>	<b>98</b>
<b>4.10 EFEITO DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS</b>	<b>100</b>
4.10.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS	101
<b>4.11 EFEITO DA PAREDE DO PRESSURIZADOR</b>	<b>102</b>
4.11.1 EFEITO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A PAREDE DO VAPOR - MODELOS: QPG0 E QPG10	104
4.11.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A PAREDE DA ÁGUA - MODELOS-TESTES: QPW0 E QPW10	105
4.11.3 EFEITO DA ALTERAÇÃO DOS MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A PAREDE - MODELOS-TESTES: TP150, TP300 E QOUT	106
4.11.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA PAREDE DO PRESSURIZADOR	107

## CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

5.1 CONCLUSÕES	109
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	114
6 REFERÊNCIA	115

## ÍNDICE DAS FIGURAS

FIGURA 1.1 - PLANTA NUCLEAR	3
FIGURA 1.2 - PRESSURIZADOR BÁSICO	3
FIGURA 2.1 - FUNÇÕES EXTERNAS DO PRESSURIZADOR	17
FIGURA 2.2 - PROCESSOS TERMODINÂMICOS DO PRESSURIZADOR	18
FIGURA 2.3 - DIAGRAMA DOS FLUXOS DE MASSA E CALOR	19
FIGURA 2.4 - VOLUMES DE CONTROLE DA ÁGUA E VAPOR	26
FIGURA 3.1 - FLUXOGRAMA SIMPLIFICADO- MÉTODO EULER-EXPLÍCITO	46
FIGURA 3.2 - SIMULAÇÃO DO TRANSIENTE DO PRESSURIZADOR NEPTUNUS	49
FIGURA 3.3 - VARIAÇÃO DO FLUXO DO SURTO	51
FIGURA 3.4 - SIMULAÇÃO DO TRANSIENTE DE CARGA DA PLANTA SHIPPINGPORT	52
FIGURA 3.5 - VARIAÇÃO DOS FLUXOS DE MASSA DO SURTO E DO ASPERSOR	55
FIGURA 3.6 - FLUXO DE CALOR DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS	55
FIGURA 3.7 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO DO PRESSURIZADOR - MODELO PZR	56
FIGURA 3.8 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DE VAPOR E ÁGUA - MODELO PZR	56
FIGURA 3.9 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DO VAPOR CONDENSADO - MODELO PZR	56
FIGURA 3.10 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO VAPOR, ÁGUA E SATURAÇÃO - MODELO PZR	56
FIGURA 3.11- VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR PARA A PAREDE DO PRESSURIZADOR - MODELO PZR	56
FIGURA 3.12 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DAS BOLHAS - MODELO PZR	56
FIGURA 4.1 - PRESSURIZADOR IDEAL	63
FIGURA 4.2 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - VOLUMES DE CONTROLE DA ÁGUA	65
FIGURA 4.3 - VARIAÇÃO DO FLUXO DO SURTO - VOLUMES DE CONTROLE DA ÁGUA	65
FIGURA 4.4 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - VOLUMES DE CONTROLE DA ÁGUA	66
FIGURA 4.5 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - VOLUMES DE CONTROLE DA ÁGUA	66

FIGURA 4.6 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO NO PRESSURIZADOR - FLUXO DE MASSA DO SURTO	69
FIGURA 4.7 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - FLUXO DE MASSA DO SURTO	69
FIGURA 4.8 - VARIAÇÃO DO FLUXO DO SURTO - FLUXO DE MASSA DO SURTO	69
FIGURA 4.9 - VARIAÇÃO DO FLUXO DAS BOLHAS - FLUXO DE MASSA DO SURTO	69
FIGURA 4.10 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - FLUXO DO ASPERSOR TOTAL	74
FIGURA 4.11 --VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - FLUXO DO ASPERSOR TOTAL	74
FIGURA 4.12 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NO ASPERSOR - FLUXO DO ASPERSOR TOTAL	74
FIGURA 4.13 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - FLUXO DO ASPERSOR TOTAL	74
FIGURA 4.14 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL	75
FIGURA 4.15- VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL	75
FIGURA 4.16 -- VARIAÇÃO DO FLUXO DO ASPERSOR - FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL	75
FIGURA 4.17 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL	75
FIGURA 4.18 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - TEMPERATURA DO ASPERSOR	76
FIGURA 4.19 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - TEMPERATURA DO ASPERSOR	76
FIGURA 4.20 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - CONDENSAÇÃO NO ASPERSOR	82
FIGURA 4.21 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - CONDENSAÇÃO NO ASPERSOR	82
FIGURA 4.22- VARIAÇÃO DO CONDENSADO NO ASPERSOR - CONDENSAÇÃO NO ASPERSOR	82
FIGURA 4.23 -- VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - CONDENSAÇÃO NO ASPERSOR	82
FIGURA 4.24 - COMPRESSÃO DO VAPOR INICIALMENTE SATURADO	83
FIGURA 4.25 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA	87
FIGURA 4.26 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA	87
FIGURA 4.27 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SUPERFÍCIE	88
FIGURA 4.28 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SUPERFÍCIE	88
FIGURA 4.29 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA DAS GOTAS	92
FIGURA 4.30 -- VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS- CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA DAS GOTAS	92
FIGURA 4.31 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - FLUXO DAS BOLHAS	94
FIGURA 4.32 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - FLUXO DAS BOLHAS	94

<b>FIGURA 4.33 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NO ASPERSOR - FLUXO DAS BOLHAS</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 4.34 - VARIAÇÃO DA MASSA DE ÁGUA - FLUXO DAS BOLHAS</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 4.35 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - VELOCIDADE DE SUBIDA DAS BOLHAS</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 4.36 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE BOLHAS - VELOCIDADE DE SUBIDA DAS BOLHAS</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 4.37 - VARIAÇÃO DO CONDENSADO NO ASPERSOR - VELOCIDADE DE SUBIDA DAS BOLHAS</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 4.38 - VARIAÇÃO DA MASSA DE ÁGUA - VELOCIDADE DE SUBIDA DAS BOLHAS</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 4.39 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - MODELOS ALTERNATIVOS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO</b>	<b>99</b>
<b>FIGURA 4.40 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - AQUECEDORES ELÉTRICOS</b>	<b>101</b>
<b>FIGURA 4.41 - VARIAÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA DO AQUECEDORES- AQUECEDORES ELÉTRICOS</b>	<b>101</b>
<b>FIGURA 4.42 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - PAREDE ADJACENTE AO VOLUME DE VAPOR</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4.43 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR PARA A PAREDE - PAREDE ADJACENTE AO VOLUME DE VAPOR</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4.44 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - PAREDE ADJACENTE AO VOLUME DE ÁGUA</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4.45 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR PARA A PAREDE - PAREDE ADJACENTE AO VOLUME DE ÁGUA</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4.46 - VARIAÇÃO DA PRESSÃO - MODELOS ALTERNATIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	<b>106</b>
<b>FIGURA 4.47 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR PARA A PAREDE DA ÁGUA - MODELOS ALTERNATIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	<b>106</b>
<b>FIGURA 4.48 - VARIAÇÃO DO FLUXO DO CONDENSADO NA SUPERFÍCIE - MODELOS ALTERNATIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	<b>106</b>
<b>FIGURA 4.49 - VARIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR PARA A PAREDE DO VAPOR - MODELOS ALTERNATIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	<b>106</b>

## ÍNDICE DAS TABELAS

TABELA 3.1 - RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	57
TABELA 4.1 - <b>MODELOS-TESTES</b> , ANALISADOS NO ESTUDO DA SENSIBILIDADE DO MODELO <b>PZR</b>	61
TABELA 4.2 - RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	62
TABELA 4.3 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DO MODELO <b>VINF</b> EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	66
TABELA 4.4 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>WSU7</b> , <b>WSU13</b> , <b>TSU300</b> E <b>TSU330</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	70
TABELA 4.5 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>WSP0</b> , <b>WSP7</b> , <b>WSP13</b> , <b>WSPP0</b> , <b>WSPP7</b> , <b>WSPP13</b> , <b>TSP275</b> E <b>TSP305</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	77
TABELA 4.6 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>WCS0</b> , <b>WCS7</b> , <b>WCS13</b> <b>WSP0</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	84
TABELA 4.7 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>WCI0</b> , <b>WCI7</b> , <b>WCI13</b> , <b>EP10</b> , <b>QCI10</b> , <b>QCI100</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	89
TABELA 4.8 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>WB0</b> , <b>WB7</b> , <b>WB13</b> , <b>VELB0</b> , <b>VELB1</b> , <b>VELB2</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	97
TABELA 4.9 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>QAQ0</b> , <b>QAQ7</b> , <b>QAQ13</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	101
TABELA 4.10 - VARIAÇÃO PERCENTUAL DOS RESULTADOS DOS MODELOS: <b>QPG0</b> , <b>QPG10</b> , <b>QPW0</b> , <b>QPW10</b> , <b>TP150</b> , <b>TP300</b> , <b>QOUT</b> , EM RELAÇÃO AOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	107
TABELA 5.1 - COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DOS MODELOS TESTES DE VARIAÇÕES DOS PRINCIPAIS PROCESSOS, CONTRA O RESULTADO DE REFERÊNCIA DO MODELO <b>PZR</b> , DURANTE TODO TRANSIENTE.	110

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

**1.1 CONCEITOS GERAIS**

**1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

**1.3 OBJETIVOS**

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 CONCEITOS GERAIS

Uma planta elétrica alimentada por reator nuclear do tipo PWR tem, como elemento refrigerante, água líquida pressurizada, e sua operação segura dentro da normalidade depende, principalmente, da manutenção de uma faixa mínima no grau de sub-resfriamento do seu circuito primário de refrigeração.

Para fazer frente às mudanças constantes das condições de operação a que está sujeita, tanto na temperatura como na massa do refrigerante, a planta nuclear PWR é protegida pelo pressurizador, componente essencial para controlar a pressão do sistema primário dentro de valores seguros preestabelecidos.

Em consequência da importância do pressurizador no controle das condições de operação da planta nuclear, inúmeros trabalhos teóricos têm sido desenvolvidos ao longo das últimas décadas com a finalidade primeira de incrementar a margem segura de operação. Por conseguinte, fornecendo subsídios para aperfeiçoar a prevenção e a mitigação das consequências de erros operacionais ou acidentais.

A maioria dos trabalhos teóricos encontrados na literatura não é embasada em dados de simulações de campo, por causa, provavelmente, do vulto da complexidade material e dimensão financeira envolvidos em projeto e execução de experimentos de pressurizadores. A escassez desses procedimentos, desejáveis por causa da diversidade de modelos hipotéticos adotados por autores para um mesmo processo físico que ocorre dentro do pressurizador, tem sido a causa para o surgimento de variados graus de dificuldade para a compreensão da exata aplicabilidade de cada uma das hipóteses publicadas na literatura.

O ritmo acelerado da produção acadêmica, por seu turno, tem resultado em acúmulo de uma vasta produção de modelos hipotéticos, que, embora incompletamente comprovados, têm sido utilizados com razoável sucesso nos principais centros de pesquisa e companhias de eletricidade.

Para um usuário, no entanto, a escolha judiciosa de uma particular modelagem, dentre inúmeras aparentemente equivalentes, torna-se laboriosa e incerta. As vantagens e desvantagens, derivadas de uma particular opção de modelagem, devem ser sopesadas antes de iniciar qualquer utilização para projeto ou análise de desempenho de uma planta nuclear.

Dados de experiências de campo são, indubitavelmente, os mais recomendados para a aferição dos modelos teóricos hipotetizados, necessitando, entretanto, de dispendiosos complexos laboratoriais, os quais demandam, para sua operação, considerável capital humano e tecnológico, nem sempre disponíveis, ou transferíveis para execução dos experimentos.

O presente capítulo, porém, objetiva fornecer uma base para a explanação, nos capítulos seguintes, da razoabilidade de se efetuar uma análise teórica para tentar suprir a escassez de experimentos por um caminho alternativo mais econômico e imediatamente disponível.

Os trabalhos mais significativos publicados são resumidamente historiados, e uma descrição simplificada da planta nuclear PWR, juntamente com os elementos principais de um pressurizador e de suas características, é fornecida a seguir.

A figura 1.1 mostra um esquema de uma planta de potência nuclear usando água pressurizada como refrigerante. Em linhas gerais, a água do circuito primário é aquecida no núcleo do reator e flui através do gerador de vapor, de onde sai o vapor que alimenta o conjunto de turbinas. A água retorna ao reator através das bombas de circulação. Conforme ocorram mudanças de carga na turbina, a temperatura média do refrigerante primário tende a se alterar, provocando variações no volume.

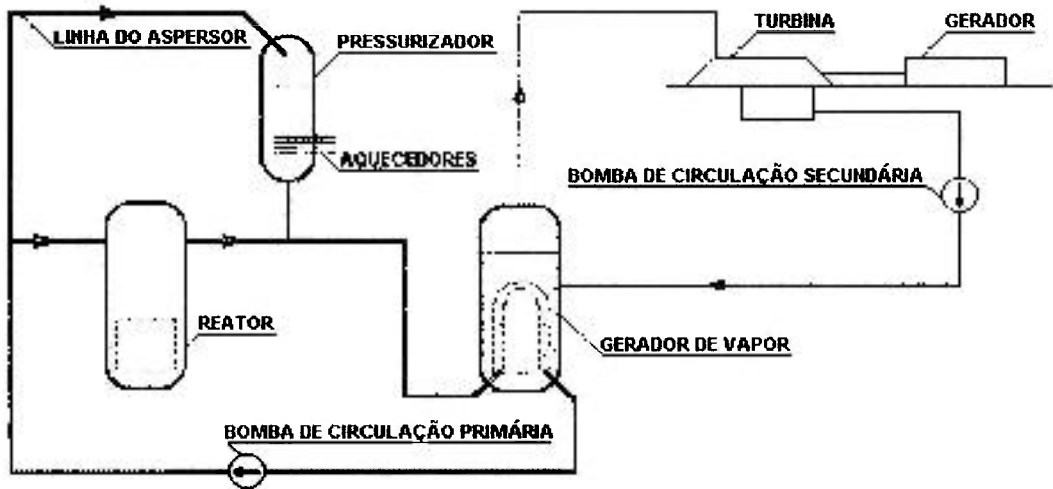


Figura 1.1 - Planta Nuclear

A figura 1.2 mostra o desenho básico de um pressurizador preenchido com água e vapor, que é constituído por um cilindro vertical cujas extremidades são fechadas por duas tampas hemisféricas.

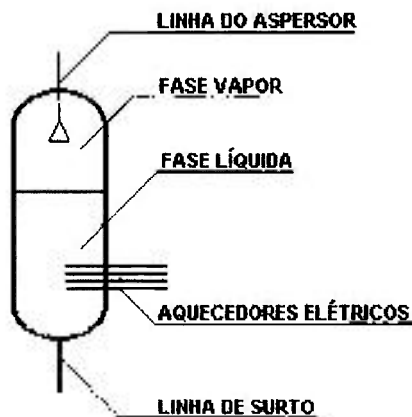


Figura 1.2 - Pressurizador básico

O cilindro é normalmente construído em aço-carbono, com um revestimento interno de aço inoxidável austenítico, para evitar corrosão. Na parte superior é conectada a linha do aspensor, que fornece água fria ao sistema e a parte inferior é ligada à perna quente do circuito primário através da linha de surto.

No estado estacionário, o vapor e a água (ou parte dela) são mantidos no estado saturado, a uma temperatura superior àquela de saída do reator, obtendo-se um controle sobre a pressão do circuito de refrigeração primário. Isto é conseguido através da atuação do aspensor e dos aquecedores elétricos que contrabalançam as perdas de calor através da parede do vaso.

Durante o estado estacionário, a quantidade de energia fornecida pelo reator equivale à quantidade de energia extraída pelo gerador de vapor do sistema secundário, a energia total e o volume da água do circuito primário permanecem constantes.

Uma diminuição de carga da turbina provoca aumento da temperatura média do circuito primário e do volume do refrigerante. A água entra no pressurizador, e o vapor é comprimido, aumentando a pressão. Para manter a pressão abaixo de valores pré-determinados, o vapor é condensado pela água relativamente fria do aspensor, que é injetada no vaso de pressão.

Por outro lado, um aumento na carga da turbina provoca a diminuição da temperatura média e do volume do refrigerante primário. Logo, a água sai do pressurizador causando a expansão do volume de vapor e a diminuição da pressão. Nesse caso ocorre borbulhamento e evaporação da água, que juntamente com a atuação de alguns aquecedores extras, mantêm a queda de pressão dentro de valores aceitáveis, podendo retornar aos níveis normais de operação.

Durante a compressão, o volume de água no pressurizador não atua eficazmente como armazenador de energia, e qualquer método que possa aumentar a temperatura da água existente no pressurizador, durante um surto de entrada de água, melhorará a recuperação da pressão durante uma saída subsequente, aproximando o processo da reversibilidade. O uso dos aquecedores elétricos aumenta a temperatura da água durante a entrada, e utiliza-se, também, uma parte dos aquecedores para compensar as perdas de calor. O restante é ligado quando ocorre uma redução de pressão.

A prática comum é o uso de um pequeno e contínuo fluxo de aspensor mantido durante o estado estacionário, para evitar que o sub-resfriamento da água do aspensor e das linhas de entrada do refrigerante fique abaixo das condições de operação, mantendo, assim, temperatura uniforme durante o estado estacionário. Além disso são previstas válvulas de alívio para limitar a pressão no circuito primário durante grandes reduções de carga.

Dois tipos de transientes de carga devem, em geral, ser distinguidos: transientes associados a operações normais de planta e aqueles que advêm de acidentes ou condições anormais, exemplificando para uma planta PWR típica:

- Em condições normais, é capaz de aceitar um degrau na mudança de carga no secundário de 10% da potência total ou seguir rampas na mudança de carga na variação máxima de 5% da potência nominal por minuto.
- Em acidentes, é capaz de aceitar degraus na redução de carga maiores que 10% da carga máxima, ou uma redução brusca, de carga da potência máxima para a carga auxiliar, sem o desligamento do reator.

Embora o pressurizador esquematizado na figura 1.2 seja simples, em seu desenho, existem algumas propriedades interessantes quando considerado sob o ponto de vista termodinâmico. Durante a entrada de água pela linha do surto, o fluido no pressurizador é comprimido, enquanto a energia de compressão é absorvida pelas fases de água e vapor.

O aumento de pressão acima de um certo ponto pode, rapidamente, ser controlado através da injeção de água fria do aspensor na fase vapor, mas a queda de pressão com a saída de água pela linha do surto é mais difícil de ser controlada, devido à inércia térmica durante o fornecimento de energia dos aquecedores elétricos para a fase líquida.

Quando considerado como um elemento de controle dinâmico, o pressurizador é assimetricamente não-linear. O perfeito domínio da previsão analítica do seu comportamento dinâmico, quando possível, é muito trabalhoso de ser obtido.

Durante os últimos trinta anos, vários modelos de pressurizador foram propostos, distinguindo-se entre si, principalmente, nas formulações adotadas, por cada autor individualmente, para representar os processos físicos predominantes. Muitos desses

estudos apresentam equações teóricas que não são acompanhadas por suportes experimentais; explicando-se, daí, o porquê de um grande número de modelos poderem coexistir, lado a lado, por um longo tempo, sem que grande prejuízo seja detectado frente à demanda prática e até, em várias ocasiões, sem provocar discrepâncias de monta em comparações com estudos teóricos. A seguir, são resumidos os estudos principais.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um modelo teórico do comportamento dinâmico do pressurizador é baseado nas equações de balanço de energia para as fases vapor e água no vaso de pressão, tendo como ponto de partida o balanço de energia, que se segue da Primeira Lei da Termodinâmica<sup>1,2</sup>. Outrossim, os fluxos de massa e calor que cruzam as fronteiras dos volume de controles têm sido os pontos críticos de cada análise, dando origem a diversidade de modelos publicados na literatura, com muito poucos apresentando sólida base em dados experimentais.

De modo generalizado, pode-se afirmar que dois principais métodos de aproximação têm prevalecido entre os diversos autores na análise dinâmica de um pressurizador.

O primeiro é o modelo de equilíbrio termodinâmico, utilizado nos códigos SOFTH<sup>3</sup> e RETRAN<sup>4</sup>, que aplicam as equações fundamentais a um único volume de controle representando as fases líquida e vapor, tratando o vapor pressurizado e a água como uma mistura saturada à mesma temperatura. É indicado quando prevalecem duas fases no fluxo de saída.

O segundo é o modelo de não-equilíbrio termodinâmico, utilizado pela maioria dos autores: aplica as equações de conservação de massa e energia para as fases vapor e água, separadamente, considerando volumes e temperaturas distintas para cada uma das fases.

O volume de controle da fase vapor não é, na realidade, homogêneo. Durante uma entrada de água no pressurizador, ele é composto por uma região interna contendo vapor

superaquecido, e uma fina região periférica ocupada por vapor que tende à saturação na fronteira. Tem sido, no entanto, corriqueiro aproximá-lo a um único volume de vapor homogêneo, com as propriedades reais do vapor superaquecido<sup>5</sup>.

O modelo de compressão de vapor, também, tem tido duas vertentes predominantes: a mais simples, modelo isoentrópico, considera que nenhum condensado seja formado, e que a compressão seja reversível; é o modelo mais conservativo. No modelo semi-isoentrópico<sup>5,7-9</sup>, considera-se que a massa do vapor condensado transfira, através da fronteira do volume de controle, o calor latente de condensação e o superaquecimento do vapor.

A definição do volume de controle para a fase da água tem sido foco de variadas modelagens, causadas pela distribuição espacialmente não-uniforme de temperatura que subsistem na prática, ao passo que um volume de controle contém, em formulação usual, fluido de única propriedade homogênea.

A maioria dos autores que desenvolveram teorias válidas para os processos de entrada e saída de água do pressurizador utilizou um volume de controle para o vapor e três volumes para a água: o volume inferior contendo a água que entra através da linha do surto, o volume principal formado pela água presente no pressurizador, e o volume superior constituído pelo vapor condensado e pela água do aspersor que adentram na fase líquida.

Em 1957, Glasser<sup>6</sup> apresentou um estudo em que o volume superior mistura-se com o volume de controle principal, mas é tratado separadamente para avaliar a quantidade de vapor condensado. O volume de água inferior é composto pela água fria de entrada, sendo considerado como um pistão líquido que move os volumes de água e vapor superiores. É considerada a possibilidade de se misturar com o volume de água principal, definindo, para tanto, um coeficiente de mistura.

No código PRESTO, de Cunningham e Meyer<sup>7</sup>, nenhuma consideração é feita em relação ao modelo termodinâmico para a expansão do vapor. O vapor formado pela evaporação instantânea é suposto ser saturado, misturando-se com o vapor presente, seja superaquecido ou sub-resfriado. Em relação aos volumes de controle da fase líquida, consideraram que o filme de vapor condensado na parede do vaso constitui um quarto

volume de controle sempre saturado, não necessitando de nenhuma equação de balanço de energia.

Em 1961, Findlay<sup>8</sup> adotou o modelo de expansão do vapor semi-isoentrópico até o ponto no qual a temperatura de saturação é alcançada, a partir do qual o vapor é considerado saturado seco. Usou o modelo de três volumes de controle para a fase líquida: o fluxo de entrada pode ir para qualquer um dos volumes de água considerados, sob comando de um coeficiente de mistura para cada volume. Não considera a troca mútua de calor entre os volumes de água, nem entre a água e a parede do vaso de pressão

Em 1965, Drucker e Gorman<sup>9</sup> propuseram um modelo em que o fluxo total de calor é dividido em uma parte que é resultante da condensação e outra, do resfriamento do vapor não condensado, determinada pelo grau de superaquecimento e por um coeficiente de transferência de calor efetivo, que deve ser determinado empiricamente, independentemente da taxa de fluxo condensado. O fluxo do aspersor nunca foi incluído em seu estudo.

Nesse mesmo ano foi publicado o código TOPS de Redfield e Margolis<sup>10</sup>, e nenhuma consideração para a expansão do vapor foi feita. No código, o vapor formado pela evaporação instantânea é suposto estar saturado e que se misture com o vapor presente. Considera, também, três volumes de controle para a água, com o volume de controle superior misturando-se continuamente com o volume de água principal. A mistura completa entre os volumes de controle da água também foi adotada por De Melker e Latzko<sup>11</sup>.

Em 1970, Navahandi e Makkenchery<sup>12</sup> definiram um volume de controle para a fase líquida, considerando o coeficiente de mistura igual a 1. Consideraram que o vapor condensado transfere somente calor latente, mas não fizeram nenhuma consideração a priori sobre o tipo de compressão do vapor. O vapor condensado espontaneamente na fase vapor entra no volume de controle da água depois de um tempo de espera, definido por uma constante de tempo que leva em consideração a velocidade de queda das gotas condensadas.

Dois anos mais tarde, Goemans<sup>5</sup> adotou em seu modelo dois volumes de controle para a fase líquida: o volume inferior composto pela água que entra no pressurizador e o volume de água principal, não existindo mistura entre os volumes. O vapor condensado e a

água do aspersor misturam-se completamente com o volume de controle da água principal. Durante um surto de saída, a água do volume inferior é a primeira a sair do pressurizador e, quando este for nulo, a água é retirada do volume de controle da água principal.

Em 1980, Sato<sup>13</sup> realizou um estudo do pressurizador considerando apenas um volume de controle para a água, ocorrendo a mistura completa desse volume com a água que entra no pressurizador. No modelo proposto por Madeira e Barroso<sup>14</sup>, o volume de controle inferior é tratado de maneira simplificada de forma a manter as vantagens computacionais dos modelos que consideram apenas dois volumes de controle distintos no pressurizador.

Em 1985, Lin et al<sup>15</sup> apresentaram os modelos do RELAP5/MOD2, cujo modelo de não-equilíbrio foi generalizado para incluir transientes de pressurização, nos quais a água sub-resfriada e o vapor superaquecido podem coexistir no pressurizador.

Sami<sup>16</sup> apresentou aplicações de diferentes modelos para a análise de transientes de pressão de uma planta nuclear tipo CANDU, considerando um único volume de controle para a água.

Os processos de transferência de calor e massa são extremamente importantes na análise do comportamento dinâmico de um pressurizador. Durante a compressão do vapor, o processo mais importante é a condensação do vapor sobre as gotas do aspersor, principal responsável pela água do aspersor ser tão eficiente no controle da pressão do sistema. A água do aspersor é atomizada dentro do volume de controle do vapor e é mais fria que a temperatura de saturação, aquecendo-se rapidamente até a saturação.

O uso de um coeficiente de eficiência do aspersor leva em consideração um grau de atomização pobre, quando o fluxo de massa através do aspersor é muito pequeno, resultando em gotas grandes que podem não ser aquecidas até a temperatura de saturação, enquanto caem pela fase vapor. Essa situação ocorre quando é previsto um fluxo de aspersor contínuo durante o estado estacionário. Neste caso, a entalpia específica da água do aspersor, quando atinge a superfície do volume de controle principal, é menor que a entalpia de saturação da água.

Findlay<sup>8</sup>, De Melker e Latzko<sup>11</sup>, que utilizaram esse coeficiente de eficiência em suas análises teóricas, fixaram-no igual a 1, resultando no aquecimento da água do aspersor até a saturação.

Com respeito à taxa de condensação do vapor sobre as gotas do aspersor, os autores são menos unânimes. O modelo de compressão semi-isoentrópico da fase vapor pode ser utilizado quando o vapor condensado transfere calor latente de condensação e o superaquecimento do vapor<sup>5,6,11</sup>. Alguns autores<sup>17,18</sup> desprezaram o superaquecimento.

No processo de condensação do vapor na parede do vaso, o fluxo de calor total que sai do volume de vapor consiste de uma parte que é absorvida pela parede e outra parte que é transferida com o fluxo de vapor condensado.

Redfield e Margolis<sup>10</sup> apresentaram um modelo no qual o vapor condensado transfere o calor latente, o superaquecimento e, também, algum resfriamento do vapor restante. Os processos de condensação do vapor sobre a superfície da água e de evaporação espontânea da água são aceitos, hipoteticamente, como sendo fenômenos governados pela mesma equação.

Cunningham e Meyer<sup>7</sup> consideraram um termo adicional para a evaporação de uma fração da água do aspersor proporcional à entalpia superaquecida. Apresentaram uma análise da transferência de calor entre a parede e a fase vapor, durante a saída de água do pressurizador, quando a parede pode secar e inverter o sentido do fluxo de calor. Porém, quando a parede seca, há uma queda abrupta do fluxo de calor<sup>19</sup>.

Os modelos propostos por Contzen<sup>20</sup>, Dellacasa e Jacovoni<sup>21</sup> contêm um coeficiente de transferência de calor entre o vapor superaquecido e a parede, relacionando a perda de calor através da parede do pressurizador ao volume de vapor.

Bradley<sup>18</sup> subdividiu a parede em duas partes: cilindro e esfera. O calor transferido pela parte cilíndrica é calculado usando o modelo de condensação de Nusselt<sup>22</sup>. O modelo nodal para a parede, com dois nós: um representando a parede de metal e outro a isolamento, é especialmente indicado por incorporar o calor perdido através da parede no estado estacionário<sup>8</sup>.

Drucker e Tong<sup>23</sup> consideraram a temperatura do vapor saturado em vez da temperatura do vapor superaquecido, em seu modelo de condensação do vapor na parede, mas não forneceram o valor do coeficiente de transferência de calor.

Goemans<sup>5</sup> considerou que a superfície da parede adjacente à fase vapor está sempre na temperatura de saturação. Como essa temperatura é função da pressão, o fluxo de calor pode ser calculado diretamente, quando a distribuição de temperatura na parede é conhecida, utilizando um método baseado na técnica de diferenças finitas, em que a parede do vaso é dividida em 4 nós. Durante a expansão do vapor, quando a parede seca, o fluxo de calor da parede para o volume de vapor é fixado igual a zero. Propõe, também, um modelo de condensação na superfície da água em que, quando existe o fluxo do aspersor, o fluxo de massa de vapor condensado seja considerado diretamente relacionado ao fluxo de massa do aspersor. O fluxo de massa do condensado na superfície da água é proporcional à massa de água sub-resfriada. É introduzido um coeficiente adimensional para acomodar a resposta do sistema.

O processo de condensação do vapor sobre a superfície da água é relativamente importante, porém um grande número de autores<sup>6,8,12,24</sup> desprezaram esse processo sob a argumentação de que o calor transferido para a parede do vaso é mais importante. A investigação analítica desse processo, no entanto, mostrou que a quantidade de calor absorvido pode ser considerável<sup>25</sup>.

Drucker e Gorman<sup>9</sup> adotaram o modelo de corpo-sólido para a fase de água. Resolveram a equação de condução de calor para um corpo sólido semi-infinito, com a temperatura superficial igual à temperatura de saturação, variando arbitrariamente com o tempo. Supõem que o vapor condensado transfira o calor latente através de um coeficiente de transferência de calor efetivo.

No estudo de De Melker e Latzko<sup>11</sup>, a condensação espontânea do vapor sub-resfriado libera calor latente, o qual é fornecido pelo vapor restante, trazendo-o para perto da condição de saturação. A taxa de condensação é proporcional ao total de massa de vapor e ao grau de sub-resfriamento.

Studovic e Stevanovic<sup>26</sup> apresentaram um modelo em que a condensação na superfície da água é formulada com base na teoria cinética dos gases: o potencial de não-

equilíbrio local e as eficiências da superfície na interface são expressos pela temperatura dos volumes de controle.

Durante a saída de água do pressurizador, o processo termodinâmico mais importante é a evaporação instantânea da água. É caracterizado pela nucleação das bolhas de vapor na água superaquecida com o subsequente surgimento das bolhas, que tem início com a queda de pressão.

Diversas teorias sobre a taxa de crescimento das bolhas foram apresentadas, e uma importante consideração se relaciona ao crescimento das bolhas, que é governado pela condução de calor no líquido superaquecido. A aplicação dessas teorias no estudo do pressurizador não teve sucesso, por excesso de complexidade, pois a pressão varia durante a evaporação. Além disso, a taxa de nucleação é desconhecida, as bolhas se movem através da fase de água, e, enquanto crescem, as bolhas devem interagir.

Em virtude dessas incertezas e dificuldades envolvidas, diversos autores desprezaram o superaquecimento da água e o tempo de espera após o início da evaporação, e consideraram, simplesmente, equilíbrio termodinâmico na fase da água: a fase líquida se expande ao longo da linha de saturação, conseqüentemente, a taxa de evaporação é, automaticamente, fixada em um valor levemente mais alto que o valor real.

Navahandi e Makkenchery<sup>12</sup> apresentaram um modelo especial em que o vapor saturado, formado no processo de evaporação instantânea, entra na fase vapor somente depois de um certo tempo de espera, que é determinado por uma constante de tempo associada com o transporte das bolhas através do volume de água.

Cunningham e Meyer<sup>7</sup> supõem que a massa de água que evapora durante um passo de programação é proporcional ao superaquecimento e à massa da água. De Melker e Latzko<sup>11</sup> consideraram que o processo de evaporação é proporcional à entalpia total da água superaquecida. As constantes empíricas de proporcionalidade nesses estudos não são conhecidas.

Redfield e Margolis<sup>10</sup> apresentaram uma aproximação diferente, em que a evaporação é um processo essencialmente superficial. Quando o sistema vapor-água no

pressurizador está em equilíbrio, a taxa de condensação é equivalente à taxa de evaporação, isto é, não existe um fluxo de massa líquido de uma fase para outra.

Em relação à transferência de calor dos aquecedores elétricos para o volume de água principal, o modelo mais simples considera o fluxo de calor como uma fonte térmica imediata do elemento aquecedor, sem tempo de espera. Este modelo foi adotado na maioria dos estudos realizados.

Goemans<sup>5</sup> e Findlay<sup>8</sup> não desprezaram a constante de tempo do aquecedor em relação ao tempo de resposta do pressurizador e adotaram um modelo em que o sistema de aquecedores elétricos têm uma resposta exponencial de primeira ordem.

### 1.3 OBJETIVOS

Os trabalhos publicados, resumidamente listados na seção anterior, constituem um número elevado de modelagens, muitas com sobreposições parciais em muitos aspectos. Outrossim, muitas das hipóteses adotadas foram pouco aferidas contra experimentos, resultando em excessiva produção de modelagens teóricas, originadas, quase invariavelmente, para um uso particularizado, ou pré-orientado para finalidades específicas.

Esses resultados derivados da escassez de experimentos, em consequência também do custo e prazo envolvidos, pode ser de uma maneira alternativa contrabalançado ou mitigado, via análise de sensibilidade dos resultados de simulações numéricas, executadas em modernos computadores, instrumentos bastante precisos e acessíveis.

Assim, o presente trabalho tem como objetivo estimar a sensibilidade de um modelo particular do pressurizador de uma planta nuclear PWR típica, tomado como referência, frente às mudanças dos principais parâmetros e, também, em função de substituição de modelagens hipotéticas adotadas para tratamento de processos físicos.

Os cálculos de sensibilidade terão como meta identificar os modelos e processos físicos que maior influência exercem sobre a qualidade dos resultados de uma simulação numérica do pressurizador, quantificando o conjunto de influências decorrentes de cada uma das modificações introduzidas, para teste, nos parâmetros e modelos teóricos.

Como resultado, será determinado o nível de influência exercida por cada um dos principais fenômenos característicos sobre o comportamento de um pressurizador modelo. Espera-se, assim, contribuir para tornar possível uma alocação racional de esforços, tanto experimentais como teóricos, visando a maximização de resultados e evitar, ao mesmo tempo, dispêndios desnecessários de escassos recursos.

As figuras de mérito a serem monitoradas na análise de sensibilidade são as magnitudes de desvio dos resultados computados, com modelagens-testes, em relação aos resultados básicos produzidos por modelo de referência. A qualificação da sensibilidade, assim como os limites de desvios aceitáveis, terá como parâmetro orientador a ordem de grandeza das margens de precisão usualmente requeridas e praticadas nas plantas nucleares comerciais.

## **CAPÍTULO 2 - DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO PARA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE**

### **2.1 INTRODUÇÃO**

### **2.2 NOTAÇÃO**

### **2.3 DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO DO MODELO PZR**

#### **2.3.1 FASE VAPOR**

##### **2.3.1.1 Compressão do Vapor**

##### **2.3.1.2 Expansão do Vapor**

##### **2.3.1.3 Equações da Fase Vapor**

#### **2.3.2 FASE LÍQUIDA**

##### **2.3.2.1 Compressão da Água**

##### **2.3.2.2 Expansão da Água**

##### **2.3.2.3 Volume de Controle**

##### **2.3.2.4 Equações para a Fase Líquida**

#### **2.3.3 EQUAÇÃO DO VOLUME DO PRESSURIZADOR**

### **2.4 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA**

#### **2.4.1 CONDENSAÇÃO DO VAPOR SOBRE AS GOTAS DO ASPERSOR**

#### **2.4.2 VAPOR CONDENSADO NA PAREDE DO VASO**

#### **2.4.3 CONDENSAÇÃO DE VAPOR SOBRE A SUPERFÍCIE DA ÁGUA**

#### **2.4.4 EVAPORAÇÃO INSTANTÂNEA DA ÁGUA:**

##### **2.4.4.1 Aquecedores Elétricos**

##### **2.4.4.2 Fluxo de Vapor pela Válvula de Alívio**

### **2.5 EQUAÇÕES FINAIS**

## CAPÍTULO 2 - DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO PARA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

### 2.1 INTRODUÇÃO

O modelo teórico a ser utilizado como modelo referencial para o presente trabalho de análise de sensibilidade é desenvolvido no presente capítulo e, para o restante do texto, será denominado **Modelo PZR**.

Os trabalhos de desenvolvimento do Modelo PZR têm como ponto de partida os resultados obtidos por Goemans<sup>5</sup> no estudo experimental de pressurizadores realizado durante o Projeto de Pressurizador NEPTUNUS - *Netherlands Experimental Pressure vessel Technological University NERATOON INDUSTRIES*, em Delft University of Technology - Laboratory for Nuclear Power Engineering - Holanda.

Um dos estudos mais completos encontrados na literatura, é baseado em exaustiva revisão teórica dos modelos já publicados e contém extensa análise da validade de cada uma das hipóteses adotadas em relação aos fenômenos mais importantes.

As principais considerações de Goemans, sobre as incertezas de modelagens teóricas, foram corroboradas através de testes experimentais por ele executados no pressurizador NEPTUNUS, resultando no desenvolvimento de um modelo teórico de um pressurizador, Modelo NEPTUNUS, validado experimentalmente, e que tem sido utilizado em inúmeros trabalhos de modelagens de pressurizadores.

O modelo PZR desenvolvido para a presente análise de sensibilidade utiliza para a formulação teórica inicial as hipóteses adotadas por Goemans no Modelo NEPTUNUS, notadamente para as equações de conservação de massa e energia, para os volumes de controle da água e do vapor, assim como para os modelos de transferência de massa e calor adotados.

## 2.2 NOTAÇÃO

Os vários processos de transferência de calor e massa que ocorrem dentro do pressurizador, com as respectivas notações, são:

1. Fluxo do surto  $\rightarrow W_{su}$ , [kg/s],
2. Fluxo do aspersor  $\rightarrow W_{sp}$ , [kg/s],
3. Condensação do vapor sobre as gotas do aspersor  $\rightarrow W_{cs}$ , [kg/s],
4. Condensação do vapor na parede do vaso do pressurizador  $\rightarrow W_{cp}$ , [kg/s],
5. Condensação do vapor sobre a superfície da água  $\rightarrow W_{ci}$ , [kg/s],
6. Fluxo das válvulas de alívio  $\rightarrow W_{re}$ , [kg/s],
7. Evaporação da água  $\rightarrow W_b$ , [kg/s],
8. Transferência de calor para a fase líquida  $\rightarrow Q_{aq}$ , [kW],
9. Fluxo de calor na parede adjacente à fase vapor  $\rightarrow Q_{pg}$ , [kW],
10. Fluxo de calor para a parede adjacente à fase líquida, inicialmente saturada  $\rightarrow Q_{pw}$ , [kW] e
11. Fluxo de calor da água inicialmente saturada para a água sub-resfriada  $\rightarrow Q_{wb}$ , [kW].

O fluxo de massa é representado pela letra  $W$  e o fluxo de calor pela letra  $Q$ . As propriedades termodinâmicas são escritas em letras maiúsculas, quando se referem ao volume de controle como um todo e em letras minúsculas, quando significam propriedades específicas.

São ainda definidos:

$p \rightarrow$  pressão [bar],

$q \rightarrow$  fluxo de calor por unidade de área [kW/m<sup>2</sup>],

$T \rightarrow$  temperatura [°C],

$\alpha \rightarrow$  coeficiente de transferência de calor [kW/m<sup>2</sup>°C],

$h \rightarrow$  entalpia [kJ/kg] e

$v \rightarrow$  volume específico [m<sup>3</sup>/kg].

A água pode ser encontrada nos estados saturado e sub-resfriado, e o vapor, nos estados saturado e superaquecido, identificados pelos subscritos  $l$ ,  $w$ ,  $v$  e  $g$ , respectivamente.

## 2.3 DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO DO MODELO PZR

Através da Primeira Lei da Termodinâmica, é desenvolvido o modelo teórico para o comportamento transiente do pressurizador, baseado nas equações de conservação de massa e energia e na equação do balanço de volume aplicadas a volumes de controle unicamente definidos. Os fluxos de calor e massa que atravessam as fronteiras de cada volume são os pontos críticos de cada análise.

A formulação matemática para um pressurizador é baseada na escolha particular da definição de volumes de controle para a fase vapor e a fase aquosa, separados por uma interface líquido-vapor, através da qual pode haver transferência de massa e calor. Os estados do vapor e da água considerados no sistema são:

- Estado 1 → Vapor superaquecido e água sub-resfriada,
- Estado 2 → Vapor superaquecido e água saturada,
- Estado 3 → Vapor saturado e água sub-resfriada e
- Estado 4 → Vapor saturado e água saturada.

Durante um transiente do pressurizador existem quatro variáveis que serão alteradas externamente conforme figura 2.1 .

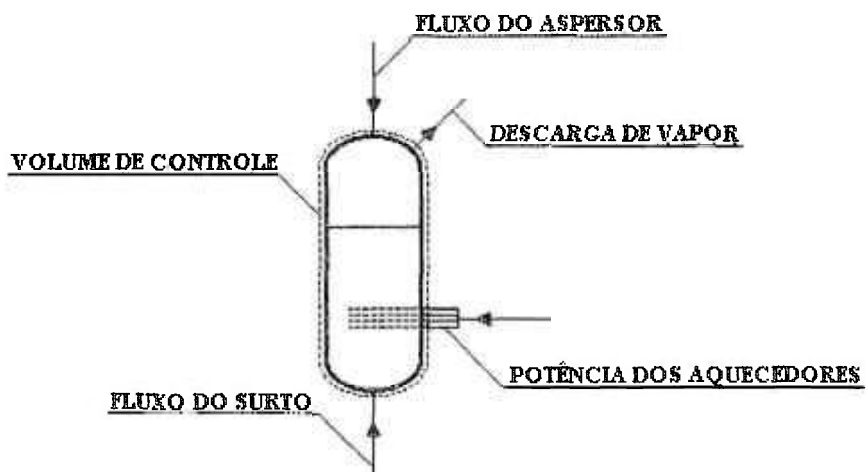


Figura 2.1 - Funções Externas do Pressurizador

- Fluxo de Surto → é o resultado das variações de temperatura no circuito primário de refrigeração e é considerado a única função externa verdadeira, podendo ser positivo, quando a água entra no pressurizador, ou negativo, quando sai.
- Fluxo do Aspersor → geralmente controlado por um sistema de controle automático atuando sobre a pressão do circuito primário.
- Fluxo de Alívio de Vapor → depende das características das válvulas de alívio e do sistema de controle de pressão.
- Potência Elétrica dos Aquecedores → é também controlada pela pressão e/ou pelo sinal do nível de água. Normalmente os elementos aquecedores são colocados em diversos bancos, que serão ligados dependendo dos pontos de controle especificados para cada banco

O modelo PZR considera que a compressão do vapor é semi-isoentrópica, enquanto a expansão do vapor ocorre ao longo da linha de saturação. A figura 2.2 mostra o esquema do pressurizador dividido em três volumes de controle, bem como os processos de transferência de massa e energia considerados na modelagem.

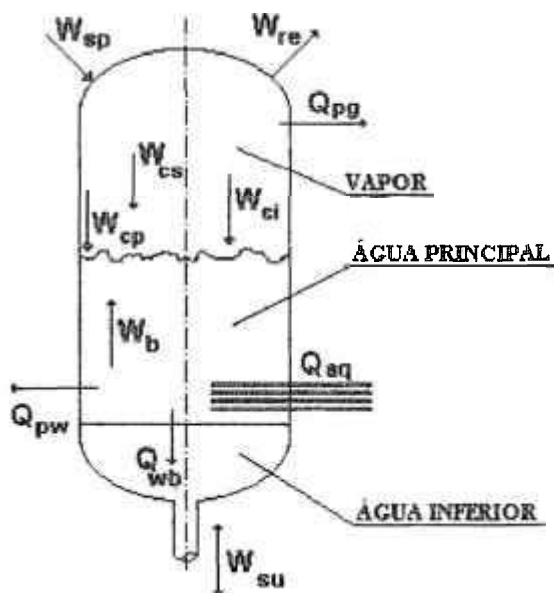


Figura 2.2 - Processos Termodinâmicos do Pressurizador

O vapor ocupa o volume de controle superior, a água existente no pressurizador ocupa o volume de controle da água principal e, por último, a água do surto ocupa o volume inferior. Considera-se que o volume de água inferior não se mistura com o principal. No cálculo da transferência de calor da água para a parede adjacente, estes volumes são somados, de modo a se obter uma maior área superficial.

A figura 2.3 mostra como os volumes de controle são interconectados através dos processos de transferência de massa e calor, juntamente com as interações com as fontes de calor externas.

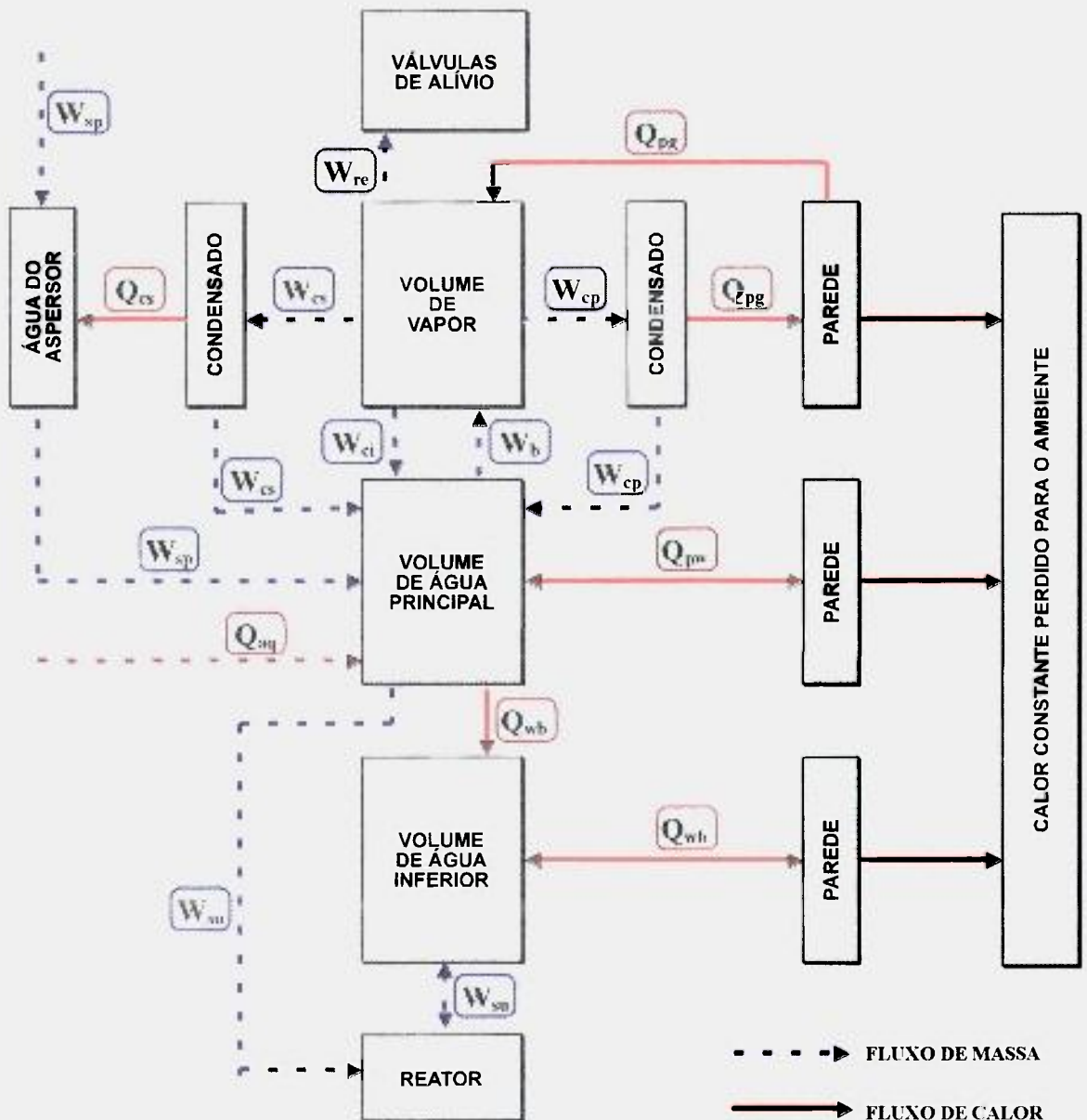


Figura 2.3 - Diagrama dos Fluxos de Massa e Calor

### 2.3.1 Fase Vapor

Considera-se que o volume de controle do vapor contém vapor saturado seco ou superaquecido em qualquer instante. O trabalho é fornecido ao volume pela movimentação da superfície de água, a qual age como um pistão líquido. Calor é fornecido ou extraído do volume, principalmente através do fluxo de massa do vapor, e, também, é possível haver transferência de calor sem transferência de massa através de convecção para a parede do vaso, quando não existe nenhum condensado.

Os principais processos de transferência de calor e massa que ocorrem dentro do volume de controle do vapor são:

- condensação sobre o aspersor, se existir ( $W_{cs}$ ),
- condensação sobre a parede do vaso ( $W_{cp}$ ),
- condensação sobre a superfície horizontal da água ( $W_{ci}$ ) e
- descarga de vapor através das válvulas de alívio ( $W_{re}$ ).

#### 2.3.1.1 Compressão do Vapor

Para o processo de compressão do vapor, pode-se considerar que a massa de vapor que condensa transfere o calor latente de condensação e o calor do vapor superaquecido, através da fronteira do sistema, sendo o vapor comprimido isoentropicamente, conforme equação 2.1:

$$W \left\{ (h_g - h_v) + h_v \right\} = W_i h_g \quad (2.1)$$

onde  $i$  é o índice de cada processo de transferência de calor por condensação considerado.

O mesmo processo acontece quando se considera que, primeiro, o vapor é comprimido isoentropicamente, e, então, é removida a massa de vapor a ser condensada, permitindo que o vapor remanescente se expanda isoentropicamente. O estado final do processo é definido após se especificar o calor transferido e, portanto, a quantidade de vapor condensado. Conhecida a expansão do processo, determina-se o volume específico do vapor, que junto com a entropia específica fixam os estados finais de pressão e temperatura.

Este modelo foi adotado por Goemans<sup>5</sup>, Cunningham e Meyer<sup>7</sup> e Findlay<sup>8</sup>. O processo é chamado de compressão semi-isoentrópica, em que se define uma variável para a taxa de condensação, que pode ser calculada pela equação 2.2.

$$W_i = \frac{Q_i}{h_g} \quad (2.2)$$

### 2.3.1.2 Expansão do Vapor

A expansão do vapor ocorre quando a água sai do pressurizador, aumentando o volume de vapor. A temperatura de saturação diminui com a redução da pressão do vapor, podendo chegar ao ponto em que a pressão do vapor é menor que a pressão de saturação correspondente à temperatura da água. Com isso, cessa o processo de condensação e começa o de evaporação, podendo secar a parede do vaso e reverter a direção do fluxo de calor. O processo dominante de transferência de calor é convecção natural de uma parede quente para um gás.

A transferência de calor através do volume de água tem uma natureza diferente: quando a temperatura de saturação do vapor é menor que a temperatura da água, a fase líquida torna-se instável, e em vez de evaporar, simplesmente, a água dará início à evaporação instantânea, produzindo um fluxo de massa de vapor saturado.

Um processo termodinâmico mais complexo ocorre quando, após um surto de entrada de água no pressurizador que torna o vapor superaquecido, há um surto de saída,

com conseqüente expansão do vapor superaquecido, o qual se mistura com o vapor saturado produzido pelo volume da água. Se se considerar que o vapor produzido pela fase aquosa esteja sempre superaquecido, a expansão será do tipo semi-isoentrópico, equivalente ao processo de compressão.

Experimentos realizados por Van Den Honert<sup>19</sup> mostraram que o calor fornecido pela parede seca para o vapor é pequeno, comparado com o calor fornecido pela evaporação da água, podendo ser desprezado.

### 2.3.1.3 Equações da Fase Vapor

O desenvolvimento das equações para a fase vapor é feito considerando-se que o vapor que deixa o volume de controle está no estado superaquecido, embora alguns autores considerem seu estado saturado, desprezando assim o superaquecimento.

De acordo com o diagrama de bloco do volume de vapor, figura 2.3 , ocorre condensação: sobre as gotas do aspersor ( $W_{cs}$ ); sobre a superfície horizontal da água ( $W_{ci}$ ); e sobre a parede vertical do vaso ( $W_{cp}$ ), com possível reevaporação. Pode, ainda, o processo transferir todo ou parte do superaquecimento do vapor para fora do volume de controle.

O vapor deixa o volume de controle através das válvulas de alívio e/ou válvulas de segurança ( $W_{re}$ ), transferindo todo o superaquecimento, e entra no volume de controle através da evaporação ( $W_b$ ), proveniente do volume de controle da água principal. Quando o condensado sobre a parede do vaso evapora, durante uma queda de pressão, calor pode ser transferido da parede diretamente para a fase vapor ( $Q_{pg}$ ).

Em todos os processos, um fluxo de massa atravessa a fronteira do volume de controle, conforme a equação 2.3.

$$\frac{dM_g}{dt} = -W_{cs} - W_{ci} - W_{cp} - W_{re} + W_b \quad (2.3)$$

Para o desenvolvimento da equação da energia, assume-se que o calor transferido, da parede seca do vaso para o volume de vapor, pode ser desprezado quando comparado com outras formas de transferência de calor. Todos os outros termos de fluxo de calor estão relacionados com transferência de massa.

O vapor que deixa o volume de controle, tanto pela condensação, quanto pelas válvulas de alívio, possuem entalpia específica  $h_g$ , o que significa que o restante do vapor é expandido adiabaticamente. Isto não exclui, contudo, o processo de saturação, uma vez que o vapor saturado é considerado como sendo um estado especial de vapor superaquecido. É considerado que o vapor que entra no volume de controle, através do volume de água, tem entalpia específica do vapor saturado  $h_v$ . A equação da energia 2.4 é:

$$h_g \frac{dM_g}{dt} + M_g \frac{dh_g}{dt} - M_g v_g \frac{dp}{dt} = -(W_{cs} + W_{ci} + W_{cp} + W_{re})h_g + W_b h_v \quad (2.4)$$

A equação 2.5 é obtida substituindo a equação 2.3 na equação 2.4.

$$M_g \frac{dh_g}{dt} - M_g v_g \frac{dp}{dt} = -W_b (h_g - h_v) \quad (2.5)$$

Esta equação não é válida quando a fase vapor alcança a linha de saturação e o lado direito vai para zero. Sob esta condição, de acordo com a equação 2.5, o vapor poderia tornar-se sub-resfriado. Entretanto, assume-se que o vapor permanece saturado seco sem sub-resfriamento ou condensação, definindo-se o coeficiente  $\xi_1$ , tal que:

$$h_g > h_v \quad \Rightarrow \quad \xi_1 = 0$$

$$\left. \begin{array}{l} h_g = h_v \\ \frac{dh_g}{dt} = \frac{dh_v}{dt} \end{array} \right\} \quad \Rightarrow \quad \xi_1 = 1$$

Usando-se a relação:

$$\frac{dh_v}{dt} = \frac{dp}{dt} \frac{dh_v}{dp},$$

resulta na equação 2.6, da variação da entalpia da fase vapor:

$$\frac{dh_g}{dt} = \frac{dp}{dt} \left[ v_g + \xi_g \left( \frac{dh_v}{dp} - v_v \right) \right] + \frac{W_b}{M_g} (h_g - h_v) \quad (2.6)$$

### 2.3.2 Fase Líquida

#### 2.3.2.1 Compressão da Água

Durante o processo de um surto de entrada, a água relativamente fria flui para dentro do pressurizador, aumentando a pressão. Deve-se prever um sistema que impeça que a água de entrada atinja diretamente os elementos aquecedores, tornando-os subutilizados.

A água inicialmente saturada torna-se sub-resfriada, pois a produção de calor pelos aquecedores elétricos não é grande o suficiente para mantê-la saturada, cessando a produção de vapor.

Quando a pressão subir acima do ponto de controle do sistema do aspersor, o fluxo de água do aspersor, o vapor condensado sobre as gotas do aspersor e o condensado na parede do vaso irão entrar na fase líquida. Uma camada de água relativamente quente será formada na massa de água original, aquecendo uma pequena parte dessa massa por condução e por mistura.

### 2.3.2.2 Expansão da Água

Quando um surto de entrada é seguido, imediatamente, por um surto de saída de água do pressurizador, o processo termodinâmico torna-se complexo. O fenômeno mais importante é a evaporação instantânea da água que ocorre durante o surto de saída, e que influi na suavização da queda de pressão. Com a expansão do vapor, a pressão diminui, até que a pressão de saturação, correspondente à temperatura da água, seja atingida, dando início à evaporação instantânea.

A água fria do surto de entrada mistura-se um pouco com a água presente no pressurizador, e a distribuição de temperatura no volume de controle da água no estado estacionário será perturbada localmente. Quando a entrada é seguida por uma saída, a água fria irá deixar primeiro o vaso, seguida pela água gradualmente mais quente.

A principal questão na análise teórica do processo de saída da água é a descrição do fenômeno da evaporação instantânea. Porque a resposta da pressão é fortemente dependente do fenômeno da evaporação da água.

### 2.3.2.3 Volume de Controle

Definir convenientemente o volume de controle para a fase aquosa é mais complicado, por causa das diferenças de temperatura que podem ocorrer. No estado estacionário, uma parte dos aquecedores é mantidos ligados para compensar as perdas de calor através da isolação, admitindo-se que a água da qual esse vapor é formado seja saturada. A temperatura abaixo dos aquecedores sofre uma brusca diminuição em direção à temperatura da água de entrada.

Durante um surto de entrada, uma camada relativamente quente, perto da temperatura de saturação, se forma sobre a fase aquosa, e a espessura dessa camada depende do desenho do pressurizador.

O volume superior, composto pela água quente, e o volume de água principal, combinados, são chamados de volume ativo do pressurizador por Redfield e Margolis<sup>10</sup>, podendo ser tratados como um todo, quando o vapor condensado e a água do aspersor, que formam o volume de controle superior, se misturarem com a fase aquosa que constitui o volume principal.

A água fria de entrada mistura-se um pouco com a água existente, e o uso de dois volumes de controle parece uma escolha apropriada, conforme figura 2.4 .

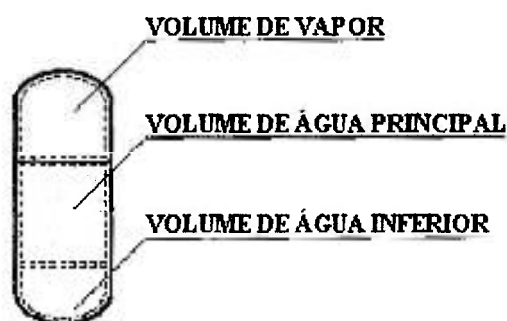


Figura 2.4 - Volumes de Controle da Água e Vapor

O volume de controle inferior é composto pela água de entrada fria e algumas vezes é introduzido apenas para a aplicação da função externa ao modelo, não sendo descrito nenhum balanço de energia para esse volume.

Esta água pode ser vista como um pistão líquido atuando sobre os volumes superiores, com a possibilidade de se misturar com o volume de água principal, definindo-se para tanto um coeficiente de mistura  $\xi_{su}$ : a fração  $\xi_{su} W_{su} v_{su}$  participa na mistura. Durante a saída da água, o pistão frio deixa primeiro o pressurizador, seguido pelo volume de água principal.

A sensibilidade do modelo PZR quanto à utilização do coeficiente de mistura será analisada no presente estudo.

#### 2.3.2.4 Equações para a Fase Líquida

No volume de controle da água principal assume-se que há água saturada ou sub-resfriada, em qualquer momento, e que está na condição de saturação durante o estado estacionário.

A fronteira superior é formada pela interface com o volume de vapor, e a fronteira inferior é a interface com o volume de água inferior ou, quando este último não existir, a linha de surto. Calor é fornecido ou extraído através do fluxo de massa como resultado da condensação ou evaporação, ou através de processos convectivos de transferência de calor pela parede do vaso e pelos elementos aquecedores.

De acordo com o bloco do volume de água principal da figura 2.3 , a água entra ou sai do pressurizador através do fluxo do surto ( $W_{su}$ ), como resultado das variações do volume do refrigerante primário e do fluxo do aspensor ( $W_{sp}$ ), depois de passar pelo volume de vapor, misturando-se completamente com a água presente.

O vapor se condensa sobre as gotas do aspensor ( $W_{cs}$ ), sobre a superfície da parede vertical do vaso ( $W_{cp}$ ), escorrendo por esta, e sobre a superfície horizontal da água ( $W_{ci}$ ). O condensado entra diretamente no volume de água, misturando-se uniformemente. Quando a condição de saturação é excedida, a água se evapora ( $W_b$ ) e deixa o volume principal, entrando no volume de controle do vapor.

O processo de transferência de calor no volume de água principal ocorre: nos aquecedores elétricos ( $Q_{aq}$ ), na interface com o volume de controle inferior ( $Q_{wb}$ ), e na troca de calor com a parede do vaso adjacente ( $Q_{pw}$ ).

A equação do balanço de massa para o volume de controle principal de água é conforme a equação 2.7:

$$\frac{dM_w}{dt} = \xi_{su} W_{su} + W_{sp} + W_{cs} + W_{cp} + W_{ci} - W_b , \quad (2.7)$$

onde o coeficiente  $\xi_{su}$  é igual a 1 quando o volume inferior for nulo e  $W_{su}$  for negativo. Caso contrário seu valor é igual a 0.

De acordo com as evidências experimentais relatadas por Goemans é assumido que:

- A água do aspersor é aquecida até o estado de saturação, quando entra no volume de controle da água principal,
- o vapor condensado sobre a água do aspersor que entra volume principal está na condição de saturação,
- o condensado que escorre pela parede do vaso de pressão tem entalpia de saturação, quando entra no volume de controle principal; isto é equivalente a dizer que ele é instantaneamente transferido para o volume de controle da água principal,
- o condensado formado na superfície de água tem entalpia de saturação e
- o vapor formado pela evaporação da fase líquida principal tem entalpia de saturação.

O balanço de energia é dado pela equação 2.8.

$$M_w \frac{dh_w}{dt} + h_w \frac{dM_w}{dt} - M_w v_w \frac{dp}{dt} = \xi_{su} W_{su} h_{su} + (W_{sp} + W_{cs} + W_{cp}) h_l + W_{ci} h_g - W_b h_v + Q_{aq} + Q_{pw} + Q_{wb} \quad (2.8)$$

Substituindo a equação 2.7 na equação 2.8, tem-se a equação 2.9:

$$M_w \frac{dh_w}{dt} - M_w v_w \frac{dp}{dt} = \xi_{su} W_{su} (h_{su} - h_w) + (W_{sp} + W_{cs} + W_{cp}) (h_l - h_w) + W_{ci} (h_g - h_w) - W_b (h_v - h_w) + Q_{aq} + Q_{pw} + Q_{wb} \quad (2.9)$$

O primeiro termo do direito da equação 2.9 não influencia a equação da energia em nenhuma hipótese, pois torna-se nulo quando a água é retirada do volume de água inferior ( $\xi_{su} = 0$ ) ou, quando a água é extraída do volume principal e  $\xi_{su} = 1$ , a entalpia específica é, então, igual a  $h_w$ . A vazão da água do surto de saída não afeta a água remanescente no volume de controle da água principal.

### 2.3.3 Equação do Volume do Pressurizador

O balanço do volume do pressurizador efetua-se admitindo constante o volume total interno; a massa de vapor e de água existentes em cada instante devem preencher esse volume, resultando na equação 2.10.

$$\text{Vol}_g + \text{Vol}_w + \text{Vol}_b = \text{cte} \quad (2.10)$$

$$\frac{d\text{Vol}_g}{dt} + \frac{d\text{Vol}_w}{dt} + \frac{d\text{Vol}_b}{dt} = 0$$

O volume de controle inferior  $\text{Vol}_b$  varia com a entrada e saída da água de surto. Define-se um volume mínimo de água no volume de controle inferior  $\text{Vol}_{b,\text{min}}$ , tal que, se qualquer volume extraído for além desse valor, o excesso é retirado do volume principal de água. Assim:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d\text{Vol}_b}{dt} - (1 - \xi_{su})W_{su} \\ \frac{d\text{Vol}_{su}}{dt} > 0 \rightarrow \xi_{su} = 0 \\ \text{Vol}_{su} < 0 \\ \text{Vol}_b = 0 \end{array} \right\} \rightarrow \xi_1 = 1$$

Substituindo e derivando a equação 2.10, tem-se:

$$M_g \frac{dv_g}{dt} + v_g \frac{dM_g}{dt} + M_w \frac{dv_w}{dt} + v_w \frac{dM_w}{dt} + (1 - \xi_{su})v_{su}W_{su} = 0 \quad (2.11)$$

Substituindo as equações de balanço de massa do vapor e da água, equações 2.3 e 2.7, respectivamente, na equação 2.11, resulta na equação 2.12:

$$M_g \frac{dv_g}{dt} - M_w \frac{dv_w}{dt} + W_{su} [\xi_{su}v_w + (1 - \xi_{su})v_{su}] + W_{sp}v_w + \quad (2.12)$$

$$- [W_{cs} + W_{cp} + W_{ci}] (v_g - v_w) + W_{re}v_g - W_b(v_g - v_w) = 0$$

Quando  $\xi_1 = 1$ , a água é extraída do volume principal; assim  $v_{su} = v_w$ . E o valor de  $\xi_{su}$  não tem nenhuma influência na equação de balanço do volume.

## 2.4 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

Os processos de transferência de massa e calor considerados no estudo de Goemans foram adotados no modelo PZR. Alguns dos processos foram testados experimentalmente pelo autor, porém, alguns parâmetros foram definidos empiricamente e ainda necessitam de testes experimentais para sua determinação.

### 2.4.1 Condensação do Vapor sobre as Gotas do Aspensor

A água do aspensor é normalmente extraída da perna fria do reator e, sendo atomizada no volume de vapor, aumenta a área superficial para transferência de calor de maneira considerável. Além disso, a temperatura dessa água está, geralmente, 30 a 40°C abaixo da temperatura de saturação do pressurizador.

As pequenas gotas de água do aspensor são aquecidas rapidamente, e a maioria dos pesquisadores consideram que atingem a temperatura de saturação antes de alcançarem o volume de controle da água.

A equação 2.13 fornece o fluxo de calor em direção à água do aspensor.

$$Q_{sp} = W_{sp}(h_l - h_{sp}) \quad (2.13)$$

Admitindo-se que as gotas do aspensor aqueçam infinitamente rápido, que o processo de compressão do vapor seja semi-isoentrópico, e que o vapor condensado

carrega consigo o calor latente de condensação e o superaquecimento do vapor, o processo de transferência de calor é descrito pela equação 2.14.

$$Q_{cs} + W_{cs}h_l = Q_{sp} \quad (2.14)$$

O fato de o vapor condensado levar seu superaquecimento, em adição ao calor latente, diminui a massa de fluxo  $W_{cs}$ . A expressão para o fluxo de massa de condensação adotado no modelo PZR é dada pela equação 2.15.

$$W_{cs} = \frac{W_{sp}(h_l - h_{sp})}{h_g - h_l} \quad (2.15)$$

Uma variação do modelo adotada por Gallagher<sup>17</sup> e Bradley<sup>18</sup> despreza o superaquecimento do vapor de acordo com a equação 2.16.

$$W_{cs} = \frac{W_{sp}(h_l - h_{sp})}{h_v - h_l} \quad (2.16)$$

Segundo Goemans, o processo de condensação sobre as gotas do aspersor está, qualitativamente, situado entre o modelo de saturação (equação 2.16) e o modelo semi-isoentrópico (equação 2.15).

A condensação do vapor sobre as gotas do aspersor é um dos processos que mais influenciam a resposta do sistema durante a compressão. O uso de um fator de eficiência  $\eta_{sp}$  é aconselhável para os casos onde o fluxo do aspersor é pequeno e não se tenha uma boa atomização da água do aspersor dentro do volume de vapor.

Em relação a esse processo, a análise da sensibilidade do modelo PZR será feita introduzindo o coeficiente de eficiência do aspersor  $\eta_{sp}$  na equação 2.15. Como não foi encontrada nenhuma referência quanto ao seu valor, no presente estudo será considerado um valor arbitrário para  $\eta_{sp}$ .

## 2.4.2 Vapor Condensado na Parede do Vaso

Durante um surto de entrada, o vapor condensa sobre a parede do vaso, pois a parede absorve o calor latente de condensação e algum fluxo de calor extra, dependendo do modelo adotado para o processo de compressão. O condensado escorre pela parede do vaso como um filme de água contínuo, cuja espessura depende principalmente do fluxo de calor para a superfície da parede.

No estado estacionário, a temperatura da superfície da parede está um pouco abaixo da de saturação, pelo efeito do gradiente de temperatura no filme de água. Quando a pressão aumenta, a temperatura da superfície também aumenta, embora em menor magnitude. Conseqüentemente, o processo de condensação será causado por efeito da diferença de temperatura, entre a de saturação e a temperatura da parede.

O fluxo de calor total para fora do volume de controle do vapor,  $Q_{pg}$ , é constituído de uma parte, que é absorvida pela parede do vaso, e de outra, que é transferida com o fluxo condensado para o volume de água. Estas partes estão relacionadas entre si através do processo de condensação, pois a capacidade de absorção de calor pela parede do vaso determina a quantidade do fluxo de vapor condensado na parede. Logo a temperatura da parede  $T_p$  fixa a taxa de condensação que, por sua vez, determina a temperatura da parede.

A análise teórica da transferência de calor para a parede adjacente à fase vapor é complicada, especialmente no caso de temperatura superficial variável. A equação normalmente usada considera um coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{pg}$  e a diferença entre as temperaturas do vapor e da parede.

A expressão para o processo semi-isoentrópico, adotado no modelo PZR, é dada pela equação 2.17. No modelo, a temperatura da parede é considerada igual à temperatura de saturação.

$$Q_{pg} = \alpha_{pg} A_{pg} (T_g - T_p) \quad (2.17)$$

Van Den Honert mediu a temperatura da parede durante um aumento e durante uma diminuição de pressão, chegando à conclusão de que durante a subida da pressão a temperatura permanece abaixo da temperatura de saturação. A evidência experimental indica que o modelo de Nusselt<sup>22</sup>, de condensação de filme laminar, fornece uma razoável aproximação do fluxo de calor para a parede do vaso, conforme equação 2.18.

$$Q_{pg} = \alpha_{pg} A_{pg} (T_{sat} - T_p) \quad (2.18)$$

Durante a queda de pressão, foi observado que, enquanto a parede ainda está úmida, a temperatura da parede permanece bem próxima da temperatura de saturação. Quando o filme condensado desaparece, ocorre um súbito aumento de temperatura da parede, causado por decréscimo abrupto do coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{pg}$ , e a parede do vaso pode, eventualmente, transferir calor para o filme condensado. Quando o filme se evaporar por completo, a parede pode transferir calor para a fase vapor.

Porém, segundo experimentos relatados por Van Den Honert, a transferência de calor, da parede seca para o volume de vapor, é pequena, em comparação com outras formas de transferência, e pode ser desprezado.

Considera-se que a parede do vaso adjacente à fase vapor é um cilindro uniforme, na temperatura de saturação, e que o calor perdido para a isolamento, durante o transiente, é igual ao calor perdido no estado estacionário.

O fluxo de vapor condensado na parede adotado no modelo PZR é dado pela equação 2.19.

$$Q_{pg} = W_{cp} (h_g - h_l) \quad \text{ou} \quad W_{cp} = \frac{Q_{pg}}{h_g - h_l} \quad (2.19)$$

No estudo de sensibilidade do modelo PZR, será verificada a influência do valor do coeficiente de transferência de calor na resposta do sistema, atribuindo-lhe valores arbitrários. Em vista da pequena influência do processo observada na modelagem do PZR, serão propostos outros modelos de condensação para esse processo.

### 2.4.3 Condensação de Vapor sobre a Superfície da Água

Durante o processo de surto de entrada, a água do volume principal não se aquece tão rapidamente quanto o aumento da temperatura de saturação. As fontes de calor são os aquecedores elétricos e o vapor condensado acumulado em forma de uma camada superficial, sobre a água principal, com temperatura próxima à da saturação. Simplificando, pode-se considerar que um pistão move a interface líquido-vapor e que não ocorre nenhuma circulação natural no volume de água. O vapor condensado é formado na superfície de água e o calor latente de condensação é transferido para a fronteira em movimento, por condução.

Na realidade, contudo, a situação não é tão simples, por várias razões. Primeiro, a superfície de água não está em repouso, pois há bolhas de vapor produzidas pelos aquecedores. Segundo, a camada de condensado formada em cima da fase líquida não é uniforme, pois se mistura com o condensado que escorre pela parede do vaso. O desvio mais severo, em relação às condições teóricas, é, portanto, o fato de que algum fluxo de circulação natural irá, sempre, existir na fase líquida.

Drucker e Gorman<sup>9</sup> resolveram a equação de condução de calor para um corpo sólido semi-infinito com a temperatura da superfície igual à de saturação, variando arbitrariamente com o tempo. O condensado transfere o calor latente, definindo um coeficiente de transferência de calor efetivo  $\alpha_{ci}$ , e algum resfriamento do fluxo de vapor condensado superaquecido acontece, de acordo com a equação 2.20.

$$Q_{ci} = \alpha_{ci} A_{ci} (T_g - T_{sat}) - W_{ci} h_v \quad (2.20)$$

A variação do fluxo de massa condensada é, conforme equação 2.21.

$$W_{ci} = \frac{\alpha_{ci} A_{ci} (T_g - T_{sat})}{h_v - h_i} \quad (2.21)$$

Bradley considera o superaquecimento do vapor, conforme equação 2.22.

$$W_{ci} = \frac{\alpha_{ci} A_{ci} (T_g - T_{sat})}{h_g - h_l} \quad (2.22)$$

Experimentos, em um pressurizador real, sobre a transferência de calor e massa, realizados por Van Den Honert, mostram que um perfil de temperatura linear na camada superior do volume de água é uma aproximação razoável, e que uma camada de água de apenas alguns centímetros participa do processo de transferência na interface.

Goemans supõe que o fluxo de massa condensada  $W_{ci}$  esteja relacionado diretamente ao fluxo de massa de água do aspersor, e que o fluxo de massa de condensação seja proporcional ao resfriamento do volume da água principal, conforme a equação 2.23.

$$W_{ci} = W_{sp} \varepsilon_1 \frac{h_l - h_w}{h_g - h_w} \quad (2.23)$$

A capacidade instantânea de transferência de calor não é conhecida, sendo, então, introduzido um coeficiente adimensional  $\varepsilon_1$  para acomodar a resposta do sistema, que deve ser determinado experimentalmente. Esse modelo foi adotado no modelo PZR.

De acordo com a equação 2.23 verifica-se que a condensação na superfície da água ocorre somente na presença do aspersor, justificando o estudo da influência de outros modelos de condensação do vapor no estudo da análise da sensibilidade do modelo PZR.

#### 2.4.4 Evaporação Instantânea da Água:

O processo de evaporação é caracterizado pela nucleação das bolhas de vapor na água superaquecida e subseqüentemente pelo crescimento das bolhas, iniciado pela redução de pressão. Durante um surto de saída, a evaporação começará a ocorrer, provavelmente, nas superfícies metálicas.

Uma vez que um certo grau de superaquecimento é excedido, o volume de água irá sofrer o fenômeno da evaporação instantânea. Este último fenômeno é muitas vezes denominado nucleação homogênea, versus nucleação heterogênea para o metal. Assim, para a nucleação começar, um certo grau de superaquecimento é requerido, o que implica que não há equilíbrio dinâmico.

Uma importante consideração é o fato de que o crescimento das bolhas é governado pela condução de calor no líquido superaquecido. A pressão no pressurizador, contudo, varia durante o processo e, embora modelos tenham sido propostos tomando-se a pressão como um parâmetro variável no tempo, essas teorias são de difícil aplicação, pois:

- a taxa de nucleação é desconhecida,
- as bolhas se movem através da fase de água e
- enquanto crescem, as bolhas começam a interagir.

Considerando os fatos acima, não é de se estranhar que vários pesquisadores tenham desprezado este fenômeno e supuseram existência de um equilíbrio termodinâmico na fase aquosa. Assumiram que a fase líquida se expande ao longo da linha de saturação; conseqüentemente a taxa de evaporação é automaticamente fixada em um valor que pode ser levemente maior comparado com a realidade.

O modelo proposto por Navahandi e Makkenchery<sup>12</sup>, considera que o vapor saturado formado na fase líquida pelo processo de evaporação entra no volume de vapor depois de um certo tempo, definindo-se uma constante de tempo associada com o transporte das bolhas do volume água inferior para o superior.

O modelo foi adotado por Bradley e considera o superaquecimento da água que compõem o volume de controle da água principal, assumindo que o fluxo de massa das bolhas é dado pela relação 2.24.

$$W_b = \frac{V_{elB} A_{ci} H_g}{V_v}, \quad (2.24)$$

onde  $V_{elB}$  é a velocidade de subida das bolhas,  $A_{ci}$  é a área da secção transversal do pressurizador e  $\mu_g$  é a fração de vazio.

O modelo de saturação adotado por Goemans supõe a existência de equilíbrio termodinâmico simples e pode ser aplicado facilmente, ao passo que o modelo de superaquecimento da água requer o conhecimento de constantes empíricas, para as quais somente valores aproximados são conseguidos.

Depois de um período inicial de grande superaquecimento, a fase aquosa evapora com um superaquecimento de apenas alguns décimos de graus Celsius, e considera-se que a entalpia da água de evaporação seja igual à de saturação. Isto automaticamente fixará a taxa de evaporação, pois existe somente um valor de  $W_b$ , para o qual a água é mantida exatamente na condição de saturação, substituindo  $h_w$  por  $h_l$  na equação 2.9.

$$M_w \frac{dh_l}{dt} - M_w v_l \frac{dp}{dt} = W_b (h_g - h_w) + Q_{aq} + Q_{pw} + Q_{wb}$$

Quando  $h_w = h_l$ , a equação da energia da água não pode ser usada. No modelo proposto, contudo,  $W_b$  é zero quando a água é sub-resfriada; as duas condições são incorporadas através da definição do coeficiente  $\zeta_2$ .

$$h_w < h_l \quad \rightarrow \quad \zeta_2 = 0 \quad \text{e} \quad W_b = 0$$

$$h_w = h_l \quad \rightarrow \quad \zeta_2 = 1$$

O fluxo de evaporação é dado pela equação 2.25.

$$W_b = \frac{\zeta_2}{h_v - h_l} \left[ M_w \left( \frac{dh_l}{dt} - v_l \frac{dp}{dt} \right) - Q_{aq} - Q_{pw} - Q_{wb} \right] \quad (2.25)$$

O modelo de saturação foi adotado no modelo PZR e, devido à grande influência do processo de evaporação durante a queda de pressão, o estudo da sensibilidade do PZR é efetuado também em relação ao modelo adotado por Bradley.

## 2.4.5 Aquecedores Elétricos

O calor é transferido para a fase aquosa pelos elementos elétricos, pela parede do vaso adjacente ao volume de água e pelo volume do surto de entrada de água. Os aquecedores convertem energia elétrica em energia térmica.

Durante o estado estacionário uma pequena quantidade de calor é necessária para compensar as perdas através da isolamento e pelo fluxo de água do aspersor. No caso de emergência de um sinal de nível baixo, desligam-se todos os aquecedores, pois o coeficiente de transferência de calor para o vapor é menor que para a água, podendo danificá-los.

Em um modelo teórico, a maneira mais simples de fornecer energia para a fase líquida é considerar  $Q_{aq}$  como uma saída térmica do elemento sem tempo de espera. Quando a constante de tempo do elemento aquecedor não pode ser desprezada em relação ao tempo de resposta do pressurizador, a capacidade térmica do aquecedor deve ser levada em consideração.

No modelo PZR é considerado que os aquecedores elétricos têm comportamento de elementos de primeira ordem com resposta exponencial para uma mudança de passo da potência elétrica. A constante de tempo  $\tau_{aq}$  depende do projeto dos elementos. Assume-se que o calor fornecido pelos aquecedores ao volume inferior é perdido pelo pressurizador, pois o aquecimento da água de entrada é ineficiente do ponto de vista termodinâmico e o calor não retorna durante um surto de saída subsequente.

Quando o volume de água inferior aumenta até um valor que encobre os aquecedores, nenhum calor é fornecido ao volume principal de água e, para esta situação, é definido um coeficiente  $\zeta_{aq}$ . Sendo  $Vol_{b,max}$  o valor do volume inferior acima do qual os aquecedores são encobertos, então:

$$Vol_b \leq Vol_{b,max} \quad \rightarrow \quad \zeta_{aq} = 1$$

$$Vol_b > Vol_{b,max} \quad \rightarrow \quad \zeta_{aq} = 0$$

Sendo  $Q_{aq0}$  a potência térmica inicial, e  $\Delta Q_{aq}$  a variação da potência elétrica, o fluxo de calor transferido para a água  $Q_{aq}$  pode ser expresso pela equação 2.26.

$$Q_{aq} = \xi_{aq} \left[ Q_{aq0} + \Delta Q_{aq} \left( 1 - e^{-t/\tau_{aq}} \right) \right] \quad (2.26)$$

Segundo Goemans, o calor perdido através da parede do vaso adjacente à fase aquosa é da mesma magnitude que o calor perdido através da parede adjacente ao volume de vapor.

Quando a conversão instantânea, de energia elétrica para energia térmica, é admitida para os aquecedores, a situação é relativamente simples pois a perda de calor através da parede pode ser calculada com uso de um termo efetivo de fornecimento de energia ( $Q_{aq} + Q_{pw}$ ). Se a inércia térmica é admitida, este procedimento não pode ser utilizado, e um termo separado de fonte de calor deve ser utilizado, representado pela equação 2.27

$$Q_{pw} = \alpha_{pw} A_{pw} (T_w - T_p) , \quad (2.27)$$

onde  $\alpha_{pw}$  é o coeficiente de transferência de calor efetivo a ser especificado externamente e  $T_p$  é a temperatura da parede, calculada através de um modelo nó-simples similar àquele da fase vapor. Novamente, é difícil determinar o valor do coeficiente.

O fluxo de calor entre o volume de água principal inicialmente saturado e o volume de água inferior inicialmente sub-resfriado, como uma primeira aproximação, pode ser considerado tratando a interface entre os volumes como uma superfície de parede adicional.

## 2.4.6 Fluxo de Vapor pela Válvula de Alívio

As válvulas de alívio estão, naturalmente, fechadas no estado estacionário. O vapor que deixa o volume de controle tem a entalpia específica  $h_g$ . Admite-se uma descarga constante de vapor quando a válvula está aberta, cujo fluxo total de descarga pode ser escrito como a somatória das variações dos fluxos de descarga de cada válvula considerada no modelo.

O fluxo de calor através das válvulas de alívio é dado pela equação 2.28.

$$Q_{re} = \xi_{re,i} W_{re,i} h_g \quad i = 1, 2, 3 \dots \quad (2.28)$$

onde  $i$  é o número de válvulas consideradas no modelo e,  $\xi_{re,i}$  pode assumir os valores 0 e 1, dependendo dos pontos de controle da pressão do sistema, definidos no projeto do pressurizador.

## 2.5 EQUAÇÕES FINAIS

As propriedades do vapor e da água dentro do pressurizador são determinadas considerando-se a temperatura e pressão como propriedades independentes. Assim, derivando-se a equação de estado  $v = v(T, p)$  para as regiões de água e vapor, tem-se as expressões 2.29:

$$\frac{dv_g}{dt} - \left( \frac{\partial v_g}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dt} + \left( \frac{\partial v_g}{\partial T_g} \right)_p \frac{dT_g}{dt} \quad (2.29)$$

$$\frac{dv_w}{dt} - \left( \frac{\partial v_w}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dt} + \left( \frac{\partial v_w}{\partial T_w} \right)_p \frac{dT_w}{dt}$$

Todas as propriedades termodinâmicas<sup>28</sup> podem ser expressas em função da temperatura e da pressão, ou somente da pressão, obtendo-se assim um sistema de 5 equações diferenciais de primeira ordem simultâneas com 5 incógnitas. O conjunto de equações 2.30 a 2.34 descrevem o comportamento do pressurizador.

$$\frac{dp}{dt} = - \frac{\varphi_1 W_{su} + \varphi_2 W_{sp} + \varphi_3 (W_{cs} + W_{cp}) + \varphi_4 W_{ci} + \varphi_5 Q_{ww} + \varphi_6 W_{re}}{\varphi_7 M_w + \varphi_8 M_g} \quad (2.30)$$

$$\frac{dM_w}{dt} = \xi_{su} W_{su} + W_{sp} + W_{cs} + W_{cp} + W_{ci} - W_b \quad (2.31)$$

$$\frac{dM_g}{dt} = -W_{cs} - W_{ci} - W_{cp} - W_{re} + W_b \quad (2.32)$$

$$\frac{dh_w}{dt} = v_w \frac{dp}{dt} + \frac{1}{M_v} \left[ (W_{sp} + W_{cs} + W_{cp})(h_l - h_w) + W_{ci}(h_g - h_w) - W_b(h_v - h_w) + Q_{ww} \right] \quad (2.33)$$

$$\frac{dh_g}{dt} = \frac{dp}{dt} \left[ v_g + \xi_1 \left( \frac{dh_v}{dp} - v_v \right) \right] + \frac{W_b}{M_g} (h_g - h_v), \quad (2.34)$$

onde  $Q_{ww} = Q_{aq} + Q_{pw} + Q_{wb}$

Os coeficientes  $\varphi_i$  utilizados na equação 2.30 são determinados através das propriedades termodinâmicas que definem os estados da água do volume de controle principal e do vapor, de acordo com as equações 2.35 a 2.42.

$$\varphi_1 = v_{su} \quad (2.35)$$

$$\varphi_2 = v_w - (1 - \xi_2) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p (h_1 - h_w) \quad (2.36)$$

$$\varphi_3 = v_w - v_g - (1 - \xi_2) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p (h_1 - h_w) \quad (2.37)$$

$$\varphi_4 = v_w - v_g - (1 - \xi_2) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p (h_v - h_w) \quad (2.38)$$

$$\varphi_5 = (1 - \xi_2) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p \left( h_v - h_1 \right) \left[ v_w - v_g - \left( \frac{\partial v_g / \partial T_g}{\partial h_g / \partial T_g} \right)_p (h_v - h_g) \right] \quad (2.39)$$

$$\varphi_6 = v_g \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} \varphi_7 = & (1 - \xi_2) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p v_w - \xi_2 \left( \frac{dv_1}{dp} \right)_{T_w} + (1 - \xi_2) \left[ \left( \frac{\partial v_w}{\partial p} \right)_{T_w} - \left( \frac{\partial h_w}{\partial p} \right)_{T_w} \right] \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_p + \\ & + \frac{\xi_2}{(h_v - h_1)} \left[ v_w - v_g - \left( \frac{\partial v_g / \partial T_g}{\partial h_g / \partial T_g} \right)_p (h_v - h_g) \right] \left[ \left( \frac{dh_1}{dp} \right)_{T_w} - v_1 \right] \end{aligned} \quad (2.41)$$

$$\varphi_8 = (1 - \xi_1) \left( \frac{\partial v_v / \partial T_g}{\partial h_v / \partial T_g} \right)_p v_v + \xi_1 \left( \frac{dv_v}{dp} \right)_{T_g} + (1 - \xi_1) \left[ \left( \frac{\partial v_g}{\partial p} \right)_{T_g} - \left( \frac{\partial h_g}{\partial p} \right)_{T_g} \right] \left( \frac{\partial v_g / \partial T_g}{\partial h_g / \partial T_g} \right)_p \quad (2.42)$$

## **CAPÍTULO 3 - VALIDAÇÃO DO MODELO PZR**

### **3.1 INTRODUÇÃO**

### **3.2 MODELO PZR- SOLUÇÃO POR EULER EXPLÍCITO**

### **3.3 SIMULAÇÕES PARA VALIDAÇÃO DO MODELO PZR**

#### **3.3.1 VALIDAÇÃO COM PRESSURIZADOR NEPTUNUS**

#### **3.3.2 VALIDAÇÃO COM PLANTA SHIPPINGPORT**

### **3.4 RESULTADOS DE REFERÊNCIA PARA A ANÁLISE DE SENSIBILIDADE**

#### **3.4.1 CONDIÇÕES GERAIS**

#### **3.4.2 FUNÇÕES EXTERNAS**

#### **3.4.3 RESULTADOS DE REFERÊNCIA**

#### **3.4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS DE REFERÊNCIA**

## CAPÍTULO 3 - VALIDAÇÃO DO MODELO PZR

### 3.1 INTRODUÇÃO

A validação do modelo PZR, implementado no presente trabalho, é efetuada através de simulação numérica do pressurizador NEPTUNUS, pressurizador idealizado por Goemans<sup>5</sup> para teste do modelo NEPTUNUS, que tem servido de referência em muitos estudos e, segundo o autor, apresenta resultados próximos aos medidos em vários experimentos realizados. Também, é validado através de simulação da oscilação de carga em SHIPPINGPORT, descrita por Sato<sup>13</sup>, que contém comparações de resultados de vários modelos computacionais contra resultados experimentais.

As equações diferenciais de primeira ordem, equações 2.30 a 2.34, serão integradas numericamente por aproximação do método Euler-Explícito, dada a simplicidade de sua programação. Porém, será, também, efetuado um estudo de simulação utilizando um método de integração de alta ordem, método de integração Runge-Kutta, e, através da análise comparativa, verificar a conveniência de incorporação de um método mais complexo.

Uma vez validado, o modelo PZR servirá de modelo de referência para o presente estudo de análise de sensibilidade.

Os resultados de referência para cálculos de sensibilidade do presente trabalho serão, então, computados com o modelo PZR, utilizando como transiente exemplo, o transiente do pressurizador NEPTUNUS, idealizado por Goemans para o teste do modelo NEPTUNUS.

### 3.2 MODELO PZR- SOLUÇÃO POR EULER EXPLÍCITO

O modelo foi implementado, em linguagem Turbo Pascal<sup>27</sup>, para ambiente de micro-computador IBM-PC 486.

As equações básicas que descrevem o comportamento do pressurizador foram resolvidas pelo método de Euler-Explícito: a derivada da função é calculada no tempo “ t ” e assumida constante até o instante “ t+Δt “. Se a derivada da função y(t) é dada pela expressão 3.1.

$$\frac{dy(t)}{dt} = F_1(t, y(t)) \quad (3.1)$$

O valor da função no instante “ t+Δt “ é conforme equação 3.2.

$$y(t + \Delta t) = y(t) + F_1(t, y(t))\Delta t \quad (3.2)$$

O valor do passo de integração Δt utilizado pode ser um parâmetro importante, em métodos de integração de baixa ordem, e, assim, foram feitas simulações matemáticas com valores diferentes de 0.5s, o valor adotado no modelo PZR. Porém nenhuma influência significativa na resposta do sistema foi observada: aumento no valor do passo para 1s, resultou em variação, no cálculo da pressão, menor que 0.05 bar.

O modelo PZR calcula a nova pressão com base nas condições do sistema<sup>28</sup> atualizadas a cada passo, definidas pelos cinco parâmetros básicos p, M<sub>g</sub>, M<sub>w</sub>, h<sub>g</sub>, h<sub>w</sub> e suas derivadas.

A condição inicial do programa é o estado estacionário, onde são conhecidos o estado termodinâmico e os valores das variáveis dinâmicas. O arquivo de entrada contém valores dos parâmetros iniciais, incluindo:

- volumes iniciais da água e do vapor,
- volume total do pressurizador e diâmetro interno do vaso,

- volumes máximo e mínimo de água inferior ,
- calor perdido no estado estacionário e
- espessura, difusividade e condutividade térmica do revestimento interno e da parede do pressurizador.

O modelo PZR é muito pouco sensível ao método de integração, conclusão obtida após comparação dos resultados de dois métodos de integração: Euler-Explícito e Runge-Kutta de 4ª ordem. Considerando-se que o método Runge-Kutta tem maior estabilidade do que o método de Euler, e seu erro de truncamento é da ordem de  $O(\Delta t^5)$ .

Cálculos com esses dois métodos, para um transiente longo e complexo, resultaram em discrepâncias de cálculo de pressão menor que 0.10 bar, irrelevante, portanto, para o estudo do presente trabalho.

A figura 3.1 mostra o fluxograma simplificado com as decisões lógicas do programa.

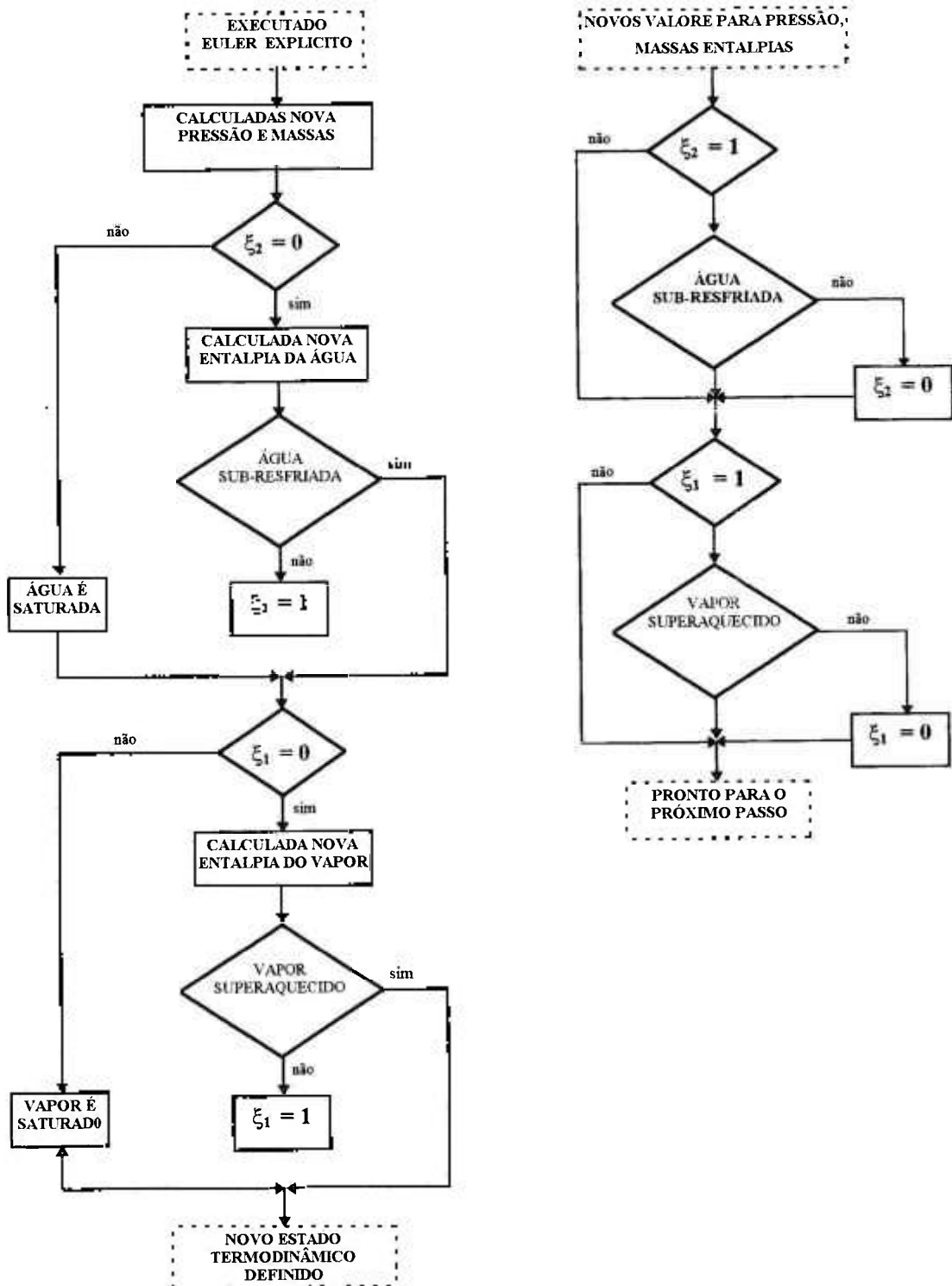


Figura 3.1 - Fluxograma Simplificado- Método Euler-Explícito

### 3.3 SIMULAÇÕES PARA VALIDAÇÃO DO MODELO PZR

Uma vez definido o modelo PZR, foram efetuados dois testes com a finalidade de se verificar a qualidade da resposta frente a resultados conhecidos e já validados.

Os testes de validação foram realizados com simulação de um transiente no pressurizador NEPTUNUS, de Goemans , e de transiente de oscilação de carga da planta SHIPPINGPORT, estudado por Sato.

#### 3.3.1 Validação com Pressurizador NEPTUNUS

As características principais do pressurizador NEPTUNUS, utilizado para simulação de teste do modelo PZR, são descritos a seguir.

- Configuração do Vaso de Pressão

O vaso do pressurizador possui um volume total  $V_{pzt}$  de  $14.3 \text{ m}^3$ , com  $5.0 \text{ m}^3$  ocupado pelo volume de vapor  $Vol_g$  e o restante,  $9.3 \text{ m}^3$ , pelo volume de água principal  $Vol_w$ . O volume de água inferior inicial é considerado nulo, e os volumes de água inferior, mínimo  $Vol_{bmin}$  e máximo  $Vol_{bmax}$ , são  $0 \text{ m}^3$  e  $0.7 \text{ m}^3$ , respectivamente.

- Condições Iniciais

A pressão inicial do sistema é 155 bar. No estado estacionário, o calor perdido para o ambiente é de 100 kW, que corresponde à potência térmica, em estado estacionário, do aquecedores elétricos.

- Sistema de Controle do Aspersor

A temperatura da água do aspersor  $T_{sp}$  é igual à temperatura da perna fria do circuito primário de refrigeração, 290 °C. A válvula do aspersor é controlada pelo nível de pressão do sistema: a abertura parcial da válvula ocorre na pressão de 156 bar, e a abertura total da válvula em 160 bar. As funções que definem o fluxo do aspersor são:

$$W_{sp} = 0.017 ( p-156 ) / 4 v_{sp} \quad \text{na abertura parcial e}$$

$$W_{sp} = 0.017 \quad \text{na abertura total.}$$

- Sistema de Controle das Válvulas de Alívio

São consideradas três válvulas de alívio, cujos pontos de abertura são controlados pelos níveis de pressão: a primeira válvula abre em 163 bar, a segunda em 164 bar, e a terceira em 165 bar.

O fluxo de vapor pelas válvulas de alívio é dado pela função:

$$W_{re} = 0.12 \xi_{re,i} / v_g$$

- Elementos Aquecedores

O sistema de controle dos aquecedores elétricos é acionado tanto pela pressão quanto pelo nível de água. São considerados quatro bancos de aquecedores, com potência de 200 kW cada um. Os elementos têm constante de tempo de 10 segundos, e os parâmetros de controle são:

o banco 1 liga em 154 bar,

o banco 2 liga em 153 bar,

o banco 3 liga em 152 bar e

o banco 4 liga em 151 bar.

- Fluxo da Água de Surto

O transiente começa com uma entrada de água, e o período do ciclo é 60 s. O volume máximo atingido pelo surto é  $0.8 \text{ m}^3$ . A temperatura da água do surto é  $315^\circ\text{C}$ , e a seguinte relação analítica descreve o fluxo de surto:

$$W_{\text{su}} = 0 \quad t < 20, t > 260 \text{ e}$$

$$W_{\text{su}} = 1.6 w \sin ( wt ) \cos ( wt ) / v_{\text{su}} \quad 20 < t < 260,$$

com  $w = \pi / 60$ .

A figura 3.2 mostra os valores de pressão calculados para o transiente do pressurizador NEPTUNUS, simulado com os modelos PZR e NEPTUNUS.

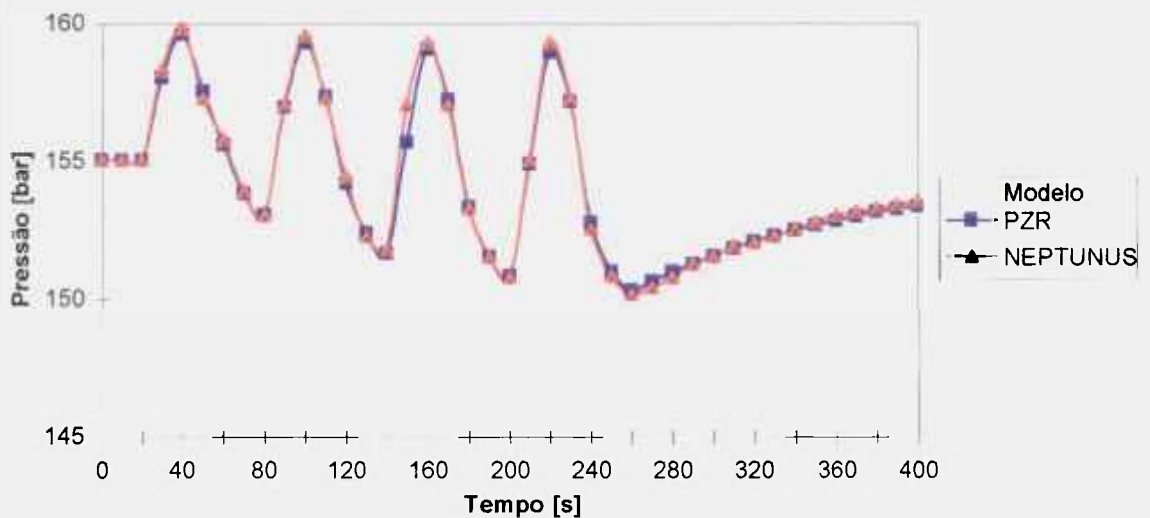


Figura 3.2 - Simulação do Transiente do Pressurizador NEPTUNUS

A diferença máxima observada, no pico de pressão, entre os resultados do modelo PZR e os do modelo NEPTUNUS, é da ordem de 0.20 bar, desvio insignificante do ponto de vista de aplicação real.

Pode-se, portanto, concluir que a modelagem do pressurizador implementada no modelo PZR é totalmente satisfatória, não apresentando, nos seus resultados, praticamente nenhum desvio significativo, em relação aos do modelo NEPTUNUS, de Goemans. E que, de acordo com o resultado obtido no cálculo da pressão, o modelo PZR poderá ser uma confiável base de comparação para o presente estudo de análise de sensibilidade.

### 3.3.2 Validação com planta SHIPPINGPORT

As características principais da planta Shippingport utilizada para a validação do modelo PZR são:

- Configuração do Vaso:

O volume total do pressurizador  $V_{pz}$  é de  $7.42 \text{ m}^3$ ; o vapor ocupa um espaço de  $2.97 \text{ m}^3$ , e a água principal,  $4.45 \text{ m}^3$ . A pressão inicial do sistema é de  $123.79 \text{ bar}$ . Os volumes de água inferior são considerados de maneira semelhante aos do modelo NEPTUNUS.

- Sistema de Controle do Aspensor

Abertura parcial da válvula do aspensor ocorre em  $128.97 \text{ bar}$ , a abertura total em  $136.55 \text{ bar}$ . E se fecha em  $124.14 \text{ bar}$ .

A taxa de variação do fluxo do aspensor varia linearmente com a pressão, entre  $0$  e  $1.510 \text{ kg/s}$ , e a temperatura da água do aspensor é constante, em  $260 \text{ }^\circ\text{C}$ .

- Sistema de Controle das Válvulas de Alívio

São consideradas três válvulas de alívio. As válvulas 1 e 2 são acionadas quando a pressão do sistema atinge o valor 144.83 bar, e a válvula 3 é acionada na pressão de 155.17bar.

O fluxo de vapor pelas válvulas de alívio é dado pela função:  $W_{re} = 3.12 \xi_i$

- Elementos Aquecedores

Há três bancos de aquecedores, perfazendo um total de 360 kW. Os elementos têm constante de tempo de 16 segundos. Os parâmetros de controle dos aquecedores são:

o banco 1 liga em 122.76 bar e desliga em 124.14 bar,

o banco 2 liga em 122.76 bar e desliga em 124.14 bar e

o banco 3 liga em 118.62 bar e desliga em 124.14 bar

- Fluxo da Água de Surto

A variação da taxa do fluxo de surto é ilustrada na figura 3.3 . A temperatura da água do surto é constante, 265 °C.

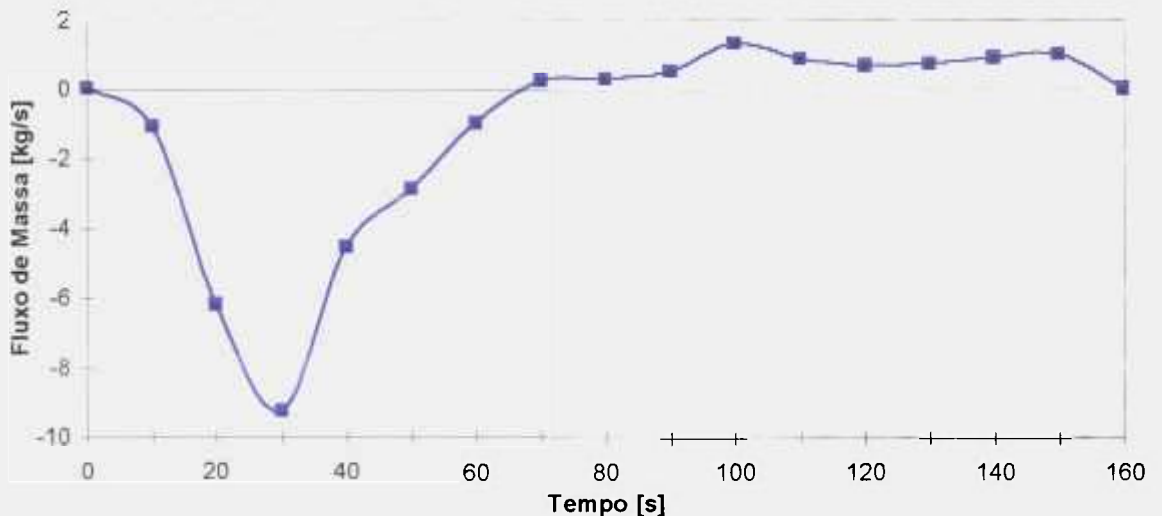


Figura 3.3 - Variação do Fluxo do Surto

A figura 3.4 mostra a variação da pressão obtida com o modelo PZR, juntamente com o resultado experimental do reator SHIPPINGPORT, com as curvas obtidas por Sato, e com as curvas obtidas com o modelo TOPS, de Redfield e Margolis.

Em relação aos valores experimentais da pressão, o desvio máximo apresentado pelo resultado da simulação com o modelo PZR é de aproximadamente 0.48%, ou 0.6 bar, ao passo que os resultados de Sato diferiram em 1.48%, ou 1.8 bar, e os de Redfield e Margolis, em 0.65%, ou 0.8 bar.

O modelo PZR, portanto, mostra-se, novamente, bastante satisfatório em comparação com os resultados experimentais, e corrobora a indicação de que poderá servir de base confiável para o presente trabalho de análise de sensibilidade.

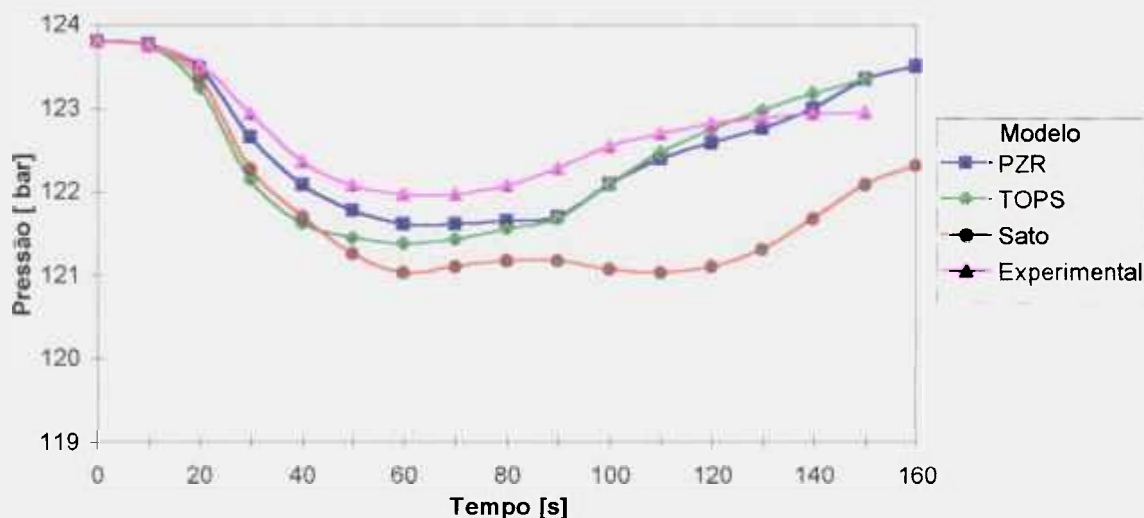


Figura 3.4 - Simulação do transiente de carga da planta SHIPPINGPORT

### 3.4 RESULTADOS DE REFERÊNCIA PARA A ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Os resultados de referência, a serem usados como base de comparação na presente análise de sensibilidade são obtidos com o modelo PZR validado, simulando o transiente de referência idealizado por Goemans para o pressurizador NEPTUNUS.

#### 3.4.1 Condições Gerais

O modelo prevê a utilização de um volume máximo de água inferior. Durante um surto de entrada, caso este volume seja alcançado, os aquecedores elétricos são desligados, pois o aquecimento da água fria do surto é ineficiente do ponto de vista termodinâmico e o calor não retorna durante surtos subsequentes. Durante a saída de água do pressurizador, esta será retirada primeiro do volume inferior e, quando este for nulo, do volume de água principal.

Não foi considerado nenhum modelo para o cálculo da condução de calor na parede do vaso de pressão, tendo-se admitido um fluxo de calor constante dos volumes de controle para a superfície da parede; a temperatura desta é considerada igual à temperatura de saturação. Assim, durante o transiente, o calor perdido para a parede do vaso é igual ao calor perdido no estado estacionário.

A transferência de calor para a parede adjacente ao volume de vapor  $Q_{pg}$  e para parede adjacente ao volume de água  $Q_{pw}$  são descritas pelas equações 3.3 e 3.4.

$$Q_{pg} = K_{pg} A_g \quad K_{pg} = \alpha_{pg} (T_g - T_{sat}) \quad (3.3)$$

$$Q_{pw} = K_{pw} A_w \quad K_{pw} = \alpha_{pw} (T_w - T_{sat}), \quad (3.4)$$

onde:

- $\alpha_{pg}$  → coeficiente de transferência de calor entre o volume de controle do vapor e a parede adjacente,
- $\alpha_{pw}$  → coeficiente de transferência de calor entre o volume de controle da água e a parede adjacente,
- $T_{sat}$  → temperatura de saturação,
- $T_w$  → temperatura da água do volume de controle da água principal,
- $K_{pg}$  → fluxo de calor, para a fase vapor,
- $K_{pw}$  → fluxo de calor, para a fase líquida,
- $A_g$  → área da parede adjacente à fase vapor e
- $A_w$  → a área da parede adjacente à fase líquida.

Os fluxos de calor para a parede do vapor  $K_{pg}$  e para a parede da água  $K_{pw}$  são considerados constantes e são obtidos no estado estacionário, quando o vapor e a água estão na condição de saturação. Os valores adotados para os coeficientes de transferência de calor para a parede são:

$$\alpha_{pg} \cong 10 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad \text{e} \quad \alpha_{pw} \cong 12 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

O transiente de referência é causado pela variação da massa de água, que entra e sai do pressurizador, e o fluxo de surto é:

$$W_{su} = 0 \quad t < 20, t > 140$$

$$W_{su} = 1.6 w \sin ( wt ) \cos ( wt ) / v_{su} \quad 20 < t < 140$$

$$\text{com } w = \pi / 60.$$

A interação entre o volume de água principal e o volume de água inferior é simulada através de uma extensão da área superficial de troca de calor do volume de água principal.

### 3.4.2 Funções Externas

A água do aspersor é considerada a uma temperatura constante de 290 °C. A figura 3.5 mostra as variações dos fluxos de massa do surto e do aspersor:

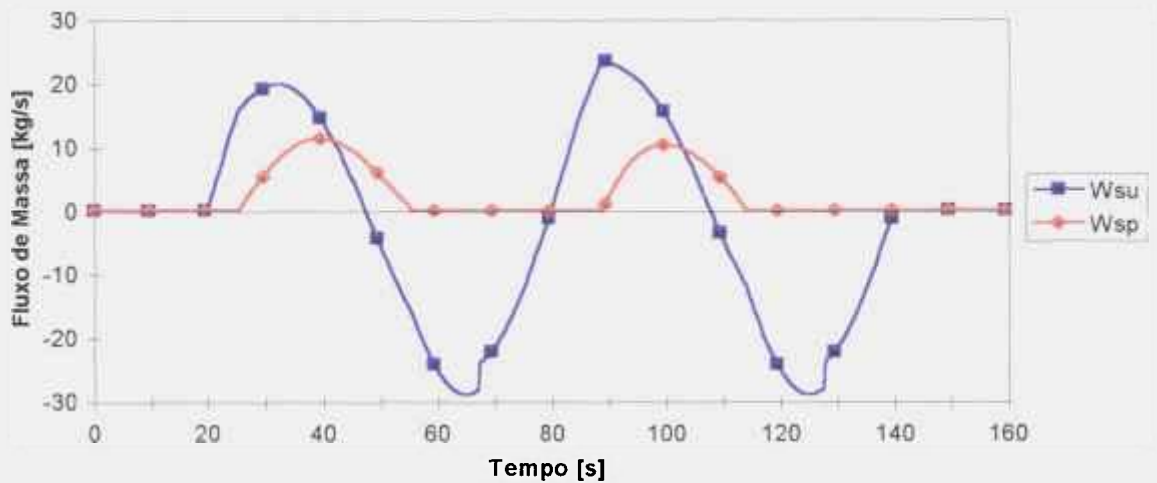


Figura 3.5 - Variação dos Fluxos de Massa do Surto e do Aspersor

A figura 3.6 mostra a variação do calor fornecido pelos aquecedores elétricos para o volume de controle de água principal. São considerados 4 bancos de aquecedores, com 200kW cada um. A constante de tempo dos aquecedores é 10/s.

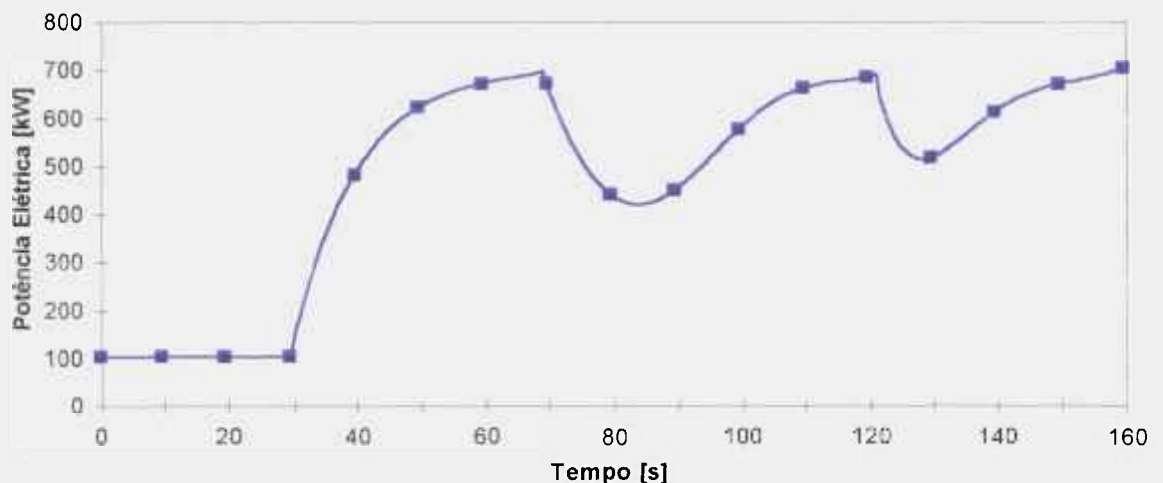
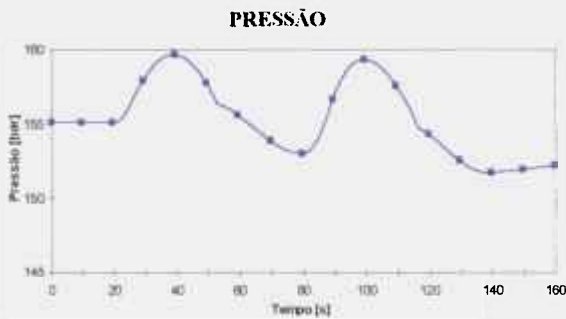


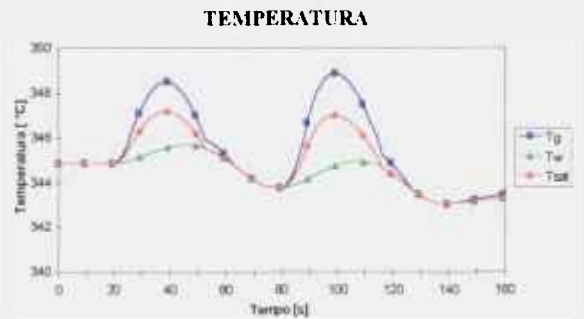
Figura 3.6 - Fluxo de Calor dos Aquecedores Elétricos

### 3.4.3 Resultados de Referência

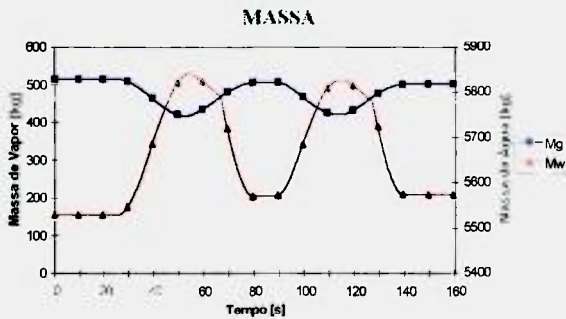
As variações dos processos termodinâmicos que ocorrem no sistema do pressurizador são mostrados nas figuras 3.7 a 3.12. Estes resultados serão considerados valores de referência e serão comparados contra os resultados dos modelos-testes do estudo de sensibilidade do presente trabalho.



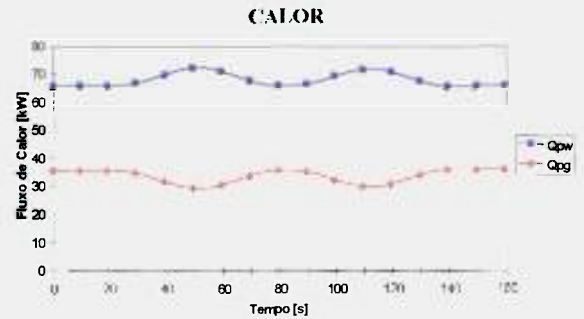
**Figura 3.7 - Variação da Pressão do Pressurizador - Modelo PZR**



**Figura 3.10 - Variação da Temperatura do Vapor, Água e Saturação - Modelo PZR**



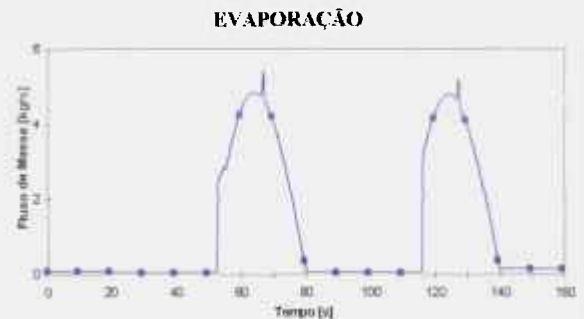
**Figura 3.8 - Variação das Massas de Vapor e Água - Modelo PZR**



**Figura 3.11 - Variação do Fluxo de Calor para a Parede do Pressurizador - Modelo PZR**



**Figura 3.9 - Variação do Fluxo de Massa do Vapor Condensado - Modelo PZR**



**Figura 3.12 - Variação do Fluxo de Massa das Bolhas - Modelo PZR**

### 3.4.4 Análise dos Resultados de Referência

Durante o estado estacionário, a parede adjacente ao volume de controle do vapor é coberta por uma fina camada de condensado. Há um fluxo de calor constante em direção à parede, que permanece na temperatura de saturação. A perda de calor do volume de controle do vapor é compensada pela produção de um pequeno fluxo de bolhas no volume principal de água.

O transiente teve início com um surto de entrada de água no pressurizador, que resultou no aumento de pressão. O vapor tornou-se superaquecido, e a água ficou sub-resfriada, cessando a produção de bolhas, de acordo com a figura 3.12. O vapor superaquecido se condensou sobre as gotas do aspersor, e também, na superfície da água, saindo do volume de controle.

A saída de água do pressurizador pela linha de surto, provocou a expansão do vapor e a queda de pressão, diminuindo a temperatura de saturação. A queda da pressão e o calor transferido pelos aquecedores elétricos tornaram a água saturada, iniciando a produção de bolhas no volume de controle da água principal. No ciclo seguinte o fenômeno se repetiu.

A tabela 3.1 mostra as pressões máximas e mínimas atingidas, a quantidade de massa total  $\Delta M$  transferida pelo processo durante todo transiente, e a energia total  $\Delta E$  transferida pelo processo para os volumes de controle da água e do vapor.

Tabela 3.1 - Resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.

MODELO	PRESSÃO (bar)		FLUXO DO SURTO		FLUXO DO ASPERSOR		VAPOR CONDENSADO						BOLHAS		
	Máx	Mín	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	ASPERSOR		PAREDE		SUPERFÍC.		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	
							$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$		água	vapor
PZR	59.56	51.59	-660	0	773	10.7	290	4.3	10.8	0.05	74.1	72.3	351	-337	-0.7

\*  
 $\Delta M \rightarrow$  Fluxo total de massa (kg), transferida pelo processo, durante todo transiente  
 $\Delta E \rightarrow$  Energia (MJ) transferida para os volumes de controle pelo processo, durante todo transiente

A água do surto de entrada atuou como um pistão líquido, influenciando na variação da pressão apenas pelo efeito de acréscimo de volume físico.

Durante o surto de saída, a água que deixa primeiro o volume de controle é a água do volume inferior, a qual tem densidade da água fria de entrada  $\rho_{su}$ . Quando esse volume se torna nulo, a água é, então, retirada do volume de controle da água principal, cuja densidade é menor, igual a  $\rho_w$ , provocando uma redução brusca no valor do fluxo de massa no surto de saída. Esse fenômeno pode ser verificado pela descontinuidade na curva do fluxo do surto, na figura 3.5.

De acordo com o modelo semi-isoentrópico adotado no processo de compressão da fase vapor, a entrada de água no pressurizador pela linha do surto e do aspensor comprime o vapor isoentropicamente, condensando o vapor, e, a pressão do sistema aumenta. A massa do condensado é, então, retirada do volume de controle do vapor, e entra no volume da água. O vapor restante, que não foi condensado, se expande isoentropicamente, resultando na diminuição da pressão atingida durante a compressão. O estado final é definido após se especificar a quantidade de vapor condensado e a expansão do processo.

Com a entrada da água fria do aspensor houve uma queda na taxa de variação da pressão do sistema, por causa do aumento da quantidade de massa vapor condensado. Os modelos adotados de condensação no aspensor e na superfície da água foram responsáveis pela maior quantidade de massa de vapor condensado durante o transiente, e só ocorreram na presença do aspensor.

Pode-se considerar que a energia total que saiu do volume da água durante todo transiente, de 337 MJ, foi transferida principalmente para as bolhas formadas durante a queda da pressão.

A maior parte da energia transferida para o volume de água foi resultante dos processos de transferência de calor considerados no modelo. O fluxo do aspensor foi responsável por apenas 5% da transferência total de energia, pois a água do aspensor entrou na fase líquida já com a entalpia de saturação.

A quantidade total de vapor condensado foi responsável por 35% do aumento total da energia do volume da água. Conforme os resultados da tabela 3.1, verifica-se que houve maior transferência de energia com o processo de condensação na superfície da água, pois no modelo adotado o vapor condensado transfere para a superfície o calor latente de condensação e, também, o superaquecimento do vapor.

De acordo com a figura 3.9 , o processo de condensação do vapor sobre o aspersor foi responsável pela maior parte da massa de vapor condensado durante todo transiente. Foi o processo que teve maior influência na expansão do volume de vapor quando a massa condensada foi retirada desse volume e, conseqüentemente na pressão final do processo. Porém, transferiu pouca energia para o volume de água, pois quando atingiu a superfície da água tinha a entalpia de saturação.

Embora a quantidade do vapor condensado no aspersor tenha sido maior no primeiro ciclo, a energia transferida aumentou durante o segundo ciclo. De acordo com a figura 3.10 , da variação da temperatura, pode-se verificar que a diferença entre as temperaturas da água sub-resfriada e da água saturada foi maior no segundo ciclo, resultando no aumento da transferência de energia.

A condensação do vapor na parede do pressurizador foi o processo que menos influenciou os resultados obtidos. Durante o surto de entrada, a condensação do vapor na parede do vaso diminuiu em virtude do modelo considerado para este processo, pois o calor transferido para a parede foi diretamente proporcional à área da parede adjacente ao volume de vapor, que diminuiu com a entrada de água. Conforme o gráfico da figura 3.8 da variação temporal da massa de vapor e água, tem-se que a redução de vapor foi praticamente igual nos dois ciclos.

A energia total transferida do volume de vapor foi 0.7 MJ, dos quais 97 % foi utilizada no aquecimento do vapor saturado, que entrou no volume através das bolhas.

A evaporação ocorre durante a queda de pressão que é causada pelo surto de saída de água do pressurizador. A hipótese adotada no modelo despreza o superaquecimento da água e o processo de evaporação ocorre quando a água está na condição de saturação; o vapor formado é saturado. A quantidade total de massa de vapor que deixou o volume de controle da água principal e entrou no volume do vapor foi 351 kg.

De acordo com a figura 3.12 , existem dois picos na curva do fluxo de bolhas. Durante o surto de saída de água, conforme figura 3.5 , a água é retirada do volume de controle da água principal quando o volume inferior for nulo. Nesse instante, ocorre uma queda acentuada na variação da pressão, resultando em um grande aumento no fluxo de bolhas. No passo seguinte, a maior quantidade das bolhas reduz a taxa de queda da pressão.

## **CAPÍTULO 4 - RESULTADOS DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE**

### **4.1 INTRODUÇÃO**

### **4.2 EFEITO DA MISTURA DO VOLUME DE CONTROLE INFERIOR - Modelo VInf**

#### 4.2.1 RESULTADOS DO MODELO VINF

#### 4.2.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA MISTURA DO VOLUME DE CONTROLE INFERIOR

### **4.3 EFEITO DO FLUXO DO SURTO**

#### 4.3.1 EFEITO DO FLUXO DE MASSA DO SURTO - MODELOS: WSU7 E WSU13

#### 4.3.2 EFEITO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DO SURTO - MODELOS: TSU300 E TSU330

#### 4.3.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DO SURTO

### **4.4 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR**

#### 4.4.1 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR TOTAL - MODELOS: WSP0, WSP7 E WSP13

#### 4.4.2 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR PARCIAL - MODELOS: WSPP0, WSPP7 E WSPP13

#### 4.4.3 EFEITO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DO ASPERSOR - MODELOS: TSP275 E TSP305

#### 4.4.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR

### **4.5 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DO VAPOR SOBRE O ASPERSOR - Modelos: Wcs0, Wcs7 e Wcs13**

#### 4.5.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA CONDENSAÇÃO SOBRE O ASPERSOR

### **4.6 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DE VAPOR NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA**

#### 4.6.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE VAPOR CONDENSADO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA - MODELOS: Wci0, Wci7, Wci13 E EP10

4.6.2 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE-  
MODELOS QCI10 E QCI100

4.6.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS - EFEITO DA CONDENSAÇÃO NA SUPERFÍCIE DA  
ÁGUA

#### **4.7 EFEITO DA INCORPORAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA - Modelos: $V_{elG0}$ , $V_{elG1}$ e $V_{elG2}$**

4.7.1 RESULTADOS DOS MODELOS:  $V_{elG0}$ ,  $V_{elG1}$  E  $V_{elG2}$

4.7.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA INCORPORAÇÃO DO MODELO DE  
CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA

#### **4.8 EFEITO DA EVAPORAÇÃO**

4.8.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DO FLUXO DE MASSA DAS BOLHAS - MODELOS:  $W_{B0}$ ,  
 $W_{B7}$  E  $W_{B13}$

4.8.2 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO MODELO DE EVAPORAÇÃO - MODELOS:  $V_{elB0}$ ,  $V_{elB1}$   
E  $V_{elB2}$

4.8.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA EVAPORAÇÃO

#### **4.9 EFEITO DA UTILIZAÇÃO CONJUNTA DOS MODELOS DE CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO ALTERADOS - MODELO $V_B V_G$**

#### **4.10 EFEITO DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS**

4.10.1 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS

#### **4.11 EFEITO DA PAREDE DO PRESSURIZADOR**

4.11.1 EFEITO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A PAREDE DO VAPOR - MODELOS:  
 $QPG0$  E  $QPG10$

4.11.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A PAREDE DA ÁGUA - MODELOS-TESTES:  
 $QPW0$  E  $QPW10$

4.11.3 EFEITO DA ALTERAÇÃO DOS MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A  
PAREDE - MODELOS-TESTES: TP150, TP300 E QOUT

4.11.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS: EFEITO DA PAREDE DO PRESSURIZADOR

## CAPÍTULO 4 - RESULTADOS DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

### 4.1 INTRODUÇÃO

Convencionalmente, entende-se por um estudo de análise de sensibilidade aquele que produz resultados de sensibilidade a cada instante, no decorrer de um transiente. A análise de sensibilidade do presente trabalho, no entanto, constitui-se de uma aproximação da análise mais rigorosa e considera o estudo de sensibilidade integral durante todo o tempo de simulação de um transiente.

Outrossim, os resultados obtidos nesse estudo são específicos para o particular modelo escolhido como referência, o modelo PZR. Não significa que para uma modelagem do pressurizador diferente da adotada, a sensibilidade desse modelo produza os mesmos resultados obtidos nesse estudo do modelo PZR.

Os modelos-testes utilizados na presente análise de sensibilidade foram obtidos não somente em relação às modificações na modelagem dos processos físicos, como também englobando as respostas do modelo em relação às incertezas nas condições de contorno que são definidas pelas funções externas.

Cada modelo-teste gerou um conjunto de resultados que foram comparados com os resultados de referência obtidos com o modelo PZR. Assim, foi estimada a sensibilidade do modelo frente às alterações efetuadas, e, também, foram determinados os parâmetros mais influentes para a modelagem. A partir destas comparações foi verificada e quantificada a influência das modificações do modelo sobre o comportamento do pressurizador.

Cada modificação foi introduzida uma de cada vez, separadamente, garantindo-se, assim, que as diferenças observadas entre as respostas sejam efetivamente aquelas originadas em razão da alteração introduzida ou do fenômeno sob enfoque.

A tabela 4.1 fornece a relação dos modelos-testes analisados no presente estudo, e as alterações efetuadas em cada modelo, descritos em detalhes nos próximos tópicos.

Tabela 4.1 - Modelos-Testes, analisados no estudo da sensibilidade do modelo PZR

PROCESSO ANALISADO	EFEITO ANALISADO	MODELO TESTE	ALTERAÇÃO EFETUADA NO MODELO PZR
MISTURA DA ÁGUA DO SURTO	Volumes de Controle da Água	VInf	Assume 1 Volume de controle para a Fase Líquida
INCERTEZAS NA FUNÇÃO DO SURTO	Fluxo de Massa**	Wsu7 Wsu13	$W_{su} = 0.7 \cdot W_{su}$ do PZR $W_{su} = 1.3 \cdot W_{su}$ do PZR
	Temperatura da Água**	Tsu300 Tsu315	$T_{su} = 300$ °C $T_{su} = 315$ °C
ASPERSÃO DE ÁGUA	Fluxo de Massa Total**	Wsp0 Wsp7 Wsp13	$W_{sp} = 0$ $W_{sp} = 0.7 \cdot W_{sp}$ do PZR $W_{sp} = 1.3 \cdot W_{sp}$ do PZR
	Fluxo de Massa Parcial**	Wsp0 Wsp7 Wsp13	$W_{sp} = 0$ $W_{sp} = 0.7 \cdot W_{sp}$ do PZR $W_{sp} = 1.3 \cdot W_{sp}$ do PZR
	Temperatura da Água**	Tsp275 Tsp305	$T_{sp} = 275$ °C $T_{sp} = 305$ °C
CONDENSAÇÃO DO VAPOR	Fluxo de Massa do Vapor Condensado sobre o Aspersor	Wcs0 Wcs7 Wcs13	$W_{cs} = 0$ $W_{cs} = 0.7 \cdot W_{cs}$ do PZR $W_{cs} = 1.3 \cdot W_{cs}$ do PZR
	Fluxo de Massa do Vapor Condensado na Superfície da Água	Wci0 Wci7 Wci13 Ep10	$W_{ci} = 0$ $W_{ci} = 0.7 \cdot W_{ci}$ do PZR $W_{ci} = 1.3 \cdot W_{ci}$ do PZR $\epsilon_l = 10$
	Modelo de Transferência de Calor para a Superfície da Água	Qci10 Qci100	$\alpha_{ci} = 10$ kW/m <sup>2</sup> °C $\alpha_{ci} = 100$ kW/m <sup>2</sup> °C
	Modelo Condensação Espontânea das Gotas no Volume de Vapor	V <sub>elG</sub> 0 V <sub>elG</sub> 1 V <sub>elG</sub> 2	Velocidade das Gotas =0.06m/s Velocidade das Gotas =1.00m/s Velocidade das Gotas =2.00m/
EVAPORAÇÃO	Fluxo de Massa das Bolhas	Wb0 Wb7 Wb13	$W_b = 0$ $W_b = 0.7 \cdot W_b$ do PZR $W_b = 1.3 \cdot W_b$ do PZR
	Modelo Velocidade de Subida das Bolhas	V <sub>elB</sub> 0 V <sub>elB</sub> 1 V <sub>elB</sub> 2	Velocidade das Bolhas=0.42m/s Velocidade das Bolhas=1.00m/s Velocidade das Bolhas=2.00m/s
	Modelo Velocidade de Subida das Bolhas e Condensação Espontânea das Gotas	V <sub>B</sub> V <sub>G</sub>	Modelo Qci10 V <sub>elG</sub> 0 V <sub>elB</sub> 0
TRANSFERÊNCIA DE CALOR	Aquecedores Elétricos**	Qaq0 Qaq7 Qaq13	$Q_{aq} = 0$ $Q_{aq} = 0.7 \cdot Q_{aq}$ do PZR $Q_{aq} = 1.3 \cdot Q_{aq}$ do PZR
	Calor para a Parede Adjacente ao Vapor	Qpg0 Qpg10	$Q_{pr} = 0$ $Q_{pg} = 10 \cdot Q_{aq}$ do PZR
	Calor para a Parede Adjacente à Água	Qpg0 Qpg10	$Q_{pw} = 0$ $Q_{pw} = 10 \cdot Q_{aq}$ do PZR
	Modelo Temperatura da Parede Constante	Tp150 Tp300	Temperatura da parede=150°C Temperatura da parede=300°C
	Modelo Transferência de Calor em Função da Potência dos Aquecedores	Qout	$Q_{out} = Q_{aq} / \text{Área Pressurizador}$

\*\* Processos definidos por funções externas do modelo PZR

As variações dos modelos de transferência de calor e massa adotados foram realizadas com a introdução de fatores redutores ou multiplicadores, diretamente nas expressões matemáticas dos modelos, simulando a utilização de coeficientes de eficiência dos processos analisados, ou alterando os coeficientes de transferência de calor adotados.

A tabela 4.2 mostra os resultados de referência obtidos com o modelo PZR durante o transiente completo, descrito no capítulo 3.

São fornecidos os resultados das pressões máximas e mínimas atingidas, as quantidades de massa totais  $\Delta M$  transferidas por cada processo, e as quantidades totais de energia  $\Delta E$  transferidas pelo processos para os volumes de controle da água e do vapor.

*Tabela 4.2 - Resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO	PRESSÃO (bar)		FLUXO DO SURTO		FLUXO DO ASPERSOR		VAPOR CONDENSADO						BOLHAS		
	Máx	Mín	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	ASPERSOR		PAREDE		SUPERFÍC.		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	
							$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$		água	vapor
<b>PZR</b>	59.56	151.59	-660	0	773	10.7	290	4.3	10.8	0.05	74.1	72.3	351	-337	-0.7

\*  
 $\Delta M \rightarrow$  Fluxo total de massa (kg), transferida pelo processo, durante todo transiente  
 $\Delta E \rightarrow$  Energia (MJ) transferida para os volumes de controle pelo processo, durante todo transiente

Esses resultados serão comparados com os resultados dos modelos-testes para o estudo da análise da sensibilidade do modelo. Toda qualificação e comparação resultados dos modelos-testes será, sempre, implicitamente feita em relação a esses resultados de referência do modelo PZR.

## 4.2 EFEITO DA MISTURA DO VOLUME DE CONTROLE INFERIOR - Modelo VInf

O modelo PZR é um sistema ideal onde a água fria de entrada constitui um volume de controle inferior, o qual atua como um pistão adiabático líquido que movimenta o volume superior de água, comprimindo o volume de vapor, conforme figura 4.1. A água do surto de entrada não se mistura com a água existente no pressurizador e, sendo um processo adiabático e reversível, é também isoentrópico (diagrama T-S), passando do estado de equilíbrio 1 ao 2.

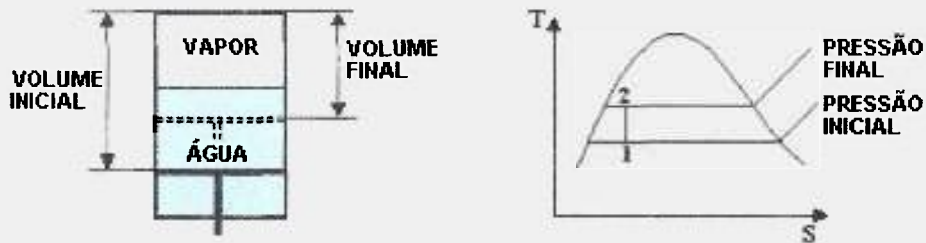


Figura 4.1 - Pressurizador Ideal

A água que entra no pressurizador influencia a variação de pressão do sistema apenas pelo volume que ocupa. Não há transferência de massa entre os volumes de água inferior e principal, embora seja possível que exista transferência de calor.

Uma possibilidade, é considerar que os volumes de água se misturem, definindo um coeficiente de mistura  $\xi_{su}$  tal que, a quantidade de água que mistura é dada por uma fração da água de entrada igual a  $\xi_{su}W_{su}V_{su}$ . Cunningham e Meyer<sup>7</sup> e Redfield e Margolis<sup>10</sup>, que incorporaram este coeficiente em seus códigos, consideraram  $\xi_{su}=0$ .

No presente trabalho analisa-se a influência da mistura da água do surto de entrada com a água principal. Considera-se um modelo com apenas um volume de controle para a fase líquida, onde toda água do surto se mistura com a água existente no pressurizador, e  $\xi_{su}=1$ .

Simulações matemáticas do modelo PZR, considerando valores de misturas parciais, não serão efetuadas, pois não se conhece a fração real de mistura. Para a análise de sensibilidade, a simulação da mistura completa é suficiente.

Duas novas equações de balanço são definidas, considerando a transferência de massa e energia entre os volumes de água. São alterados: o coeficiente  $\phi_1$  da equação da variação da pressão 2.30, e a equação da variação da entalpia da água 2.33, resultando nas expressões 4.1 e 4.2, respectivamente.

- coeficiente  $\phi_1$

$$\phi_1 = \left(1 - \xi_2\right) \frac{\frac{\partial v_w}{\partial T_w}}{\frac{\partial h_w}{\partial T_w}} (h_{su} - h_w) + v_w \quad (4.1)$$

- variação da entalpia da água

$$\frac{dh_w}{dt} = M_w v_w \frac{dp}{dt} + \frac{1}{M_w} \left[ \begin{array}{l} W_{su}(h_{su} - h_w) + (W_{sp} + W_{cs} + W_{cp})(h_l - h_v) + \\ + W_{ci}(h_g - h_w) - W_y(h_v - h_w) + Q_{sq} + Q_{pv} - Q_{ch} \end{array} \right], \quad (4.2)$$

onde

$$\begin{array}{llll} W_{su} > 0 & \Rightarrow & v_{su} = v_{pq} & \text{e} & h_{su} = h_{pq} & \text{(surto de entrada)} \\ W_{su} < 0 & \rightarrow & v_{su} = v_w & \text{e} & h_{su} = h_w & \text{(surto de saída)} \end{array}$$

A variação da pressão causada pelo fluxo de surto é dada pelo termo  $\phi_1 W_{su}$ , e a variação da entalpia da água é dada pelo segundo termo do lado direito da equação 4.2.

Durante um surto de entrada, se a água existente no pressurizador estiver sub-resfriada, então  $\xi_2=0$ , e a compressão é causada pelo volume de água que entra e pela

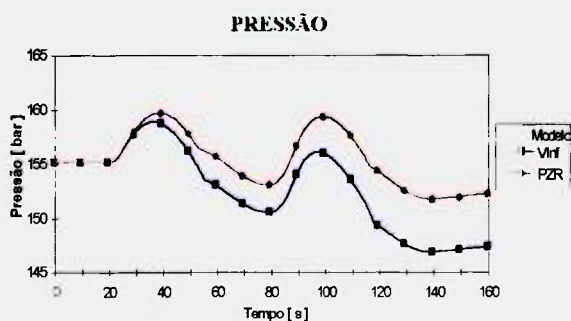
mistura completa com o volume de controle da água principal. Caso contrário, a compressão é causada somente pelo volume de água que entra no pressurizador.

A água do surto tem temperatura menor que a água existente no pressurizador e, na equação 4.2, o termo  $W_{su}(h_{su}-h_w)$  tem grande influência sobre a variação da entalpia durante a entrada de água. O grau de sub-resfriamento da fase líquida é maior quando se considera a mistura dos volumes de água. Durante um surto de saída,  $h_{su}=h_w$ , e a expansão é causada somente pelo volume de água que sai do pressurizador  $W_{su}V_w$ . Nesse caso, a água do surto não tem nenhum efeito na equação 4.2, da variação de entalpia da água.

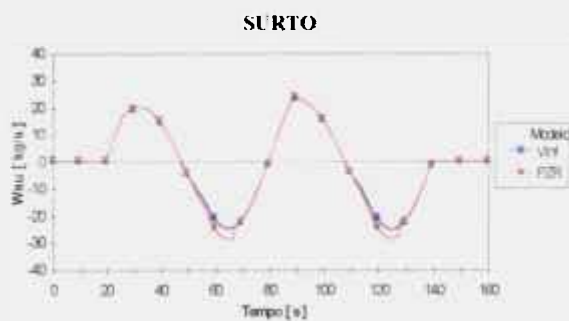
#### 4.2.1 Resultados do Modelo VInf

No modelo PZR, o volume de controle inferior variou durante o surto de entrada. Na saída de água do pressurizador, o volume inferior decresceu até atingir um valor mínimo; a água passou, então, a ser extraída do volume de controle da água principal.

No modelo VInf, a água do surto misturou-se homogeneamente com a água do pressurizador, diminuindo a entalpia da fase líquida, que resultou em uma queda acentuada na curva da variação da pressão. Os resultados obtidos com as simulações dos modelos PZR e VInf estão mostrados nas figuras 4.2 a 4.5 .

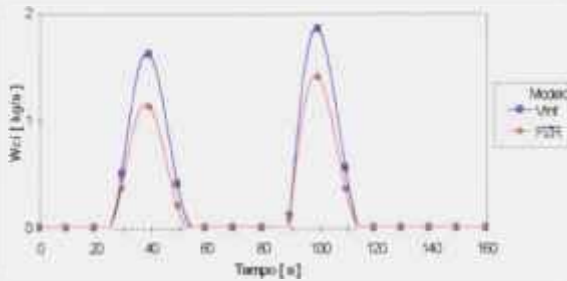


**Figura 4.2 - Variação da Pressão - Volumes de Controle da Água**



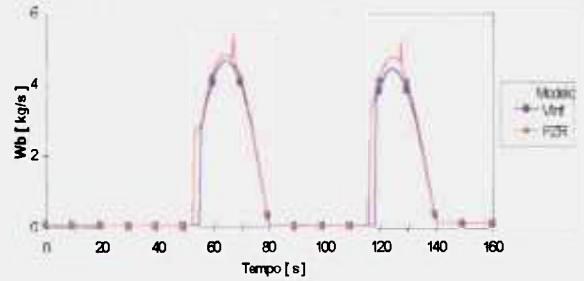
**Figura 4.3 - Variação do Fluxo do Surto - Volumes de Controle da Água**

CONDENSADO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA



**Figura 4.4 - Variação do Condensado na Superfície - Volumes de Controle da Água**

BOLHAS



**Figura 4.5 - Variação do Fluxo de Bolhas - Volumes de Controle da Água**

#### 4.2.2 Análise dos Resultados: Efeito da Mistura do Volume de Controle Inferior

A sensibilidade do modelo PZR, em relação à utilização do coeficiente de mistura, foi principalmente observada durante a expansão do sistema, com a saída de água do pressurizador, causando uma grande diminuição, de 5 bar, na pressão mínima atingida pelo sistema em relação à pressão mínima da referência, conforme figura 4.2 .

A tabela 4.3 mostra a comparação dos principais resultados obtidos pelo modelo Vinf contra os resultados de referência do modelo PZR, fornecidos na tabela 4.2 , através das variações percentuais dos processos termodinâmicos e das pressões atingidas, durante todo transiente.

*Tabela 4.3 - Variação percentual dos resultados do modelo Vinf em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO SURTO		FLUXO DO ASPERSOR		VAPOR CONDENSADO						BOLHAS		
	$\Delta P^*$		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	ASPERSOR		PAREDE		SUPERFÍC.		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	
	Máx	Mín					$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$
Vinf	-0.5%	-3.2%	-26%	###	0	34%	-3%	29%	-2%	22%	40%	34%	-13%	-13%	-99%

\*

$\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR.  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente e  
 $\Delta E \rightarrow$  Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo-Teste - Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR) / Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR, durante todo transiente

No modelo VInf, a água que saiu do pressurizador pela linha de surto, retirou muito mais energia do volume de controle da água principal, pois foi extraída somente desse volume, causando uma queda acentuada na taxa de variação da entalpia da água, influenciando, consideravelmente a variação da pressão.

A energia total retirada do volume de controle da água, apenas pela saída de água do pressurizador, durante todo transiente, foi aproximadamente 300 MJ, correspondendo, praticamente, à totalidade da retirada de energia do volume da água obtida no modelo PZR. A mixagem entre os volumes provocou a queda da temperatura da água, aumentando em 40% a massa de vapor condensado na superfície da água, conforme figura 4.4 , e resultando num acréscimo de 5% no total do vapor condensado.

A maior quantidade de massa condensada, que foi retirada do volume de vapor, aumentou a expansão do vapor restante, reduzindo a taxa do aumento de pressão causada pela entrada de água no pressurizador e a pressão máxima atingida, que no modelo Vinf foi quase 1 bar menor que a pressão máxima do modelo PZR.

Em relação ao resultado de referência, houve um aumento no grau de sub-resfriamento da água, e a quantidade de bolhas formadas que entraram no volume do vapor foi menor, reduzindo o amortecimento na taxa de queda da pressão. Com isso, verificou-se uma acentuada diminuição da pressão causada pelo surto de saída, conforme figura 4.2 .

A função que determina o volume do surto ficou inalterada nos dois modelos. Entretanto, o valor da densidade da água de saída foi menor quando foi admitida a mistura dos volumes de água, diminuindo, assim, a quantidade de massa de água que deixou o pressurizador.

Segundo experimentos realizados por Goemans<sup>5</sup>, por um curto período de tempo, durante a entrada de água no pressurizador, ocorre uma pequena mistura entre a água principal e a água inferior, que depende da taxa de entrada da água do surto. Portanto, o uso de um coeficiente  $\xi_{su}$  constante durante todo transiente não seria correto. É comum a utilização de anteparos que impedem o contato direto entre a água do surto e a água existente no pressurizador, diminuindo a mistura entre os volumes de água.

### 4.3 EFEITO DO FLUXO DO SURTO

Para o estudo da influência do surto, foi analisada a sensibilidade quanto às incertezas das condições da função externa do surto durante o transiente do pressurizador. Foram alterados dois parâmetros do modelo PZR: a quantidade de água que entrou ou saiu do pressurizador e temperatura da água do surto.

A variação do fluxo de massa do surto foi efetuada com a introdução dos fatores de multiplicação e redutor  $\psi$ , alterando em  $\pm 30\%$  o fluxo de surto do modelo PZR. A temperatura da água do surto foi alterada em  $\pm 5\%$ .

#### 4.3.1 Efeito do Fluxo de Massa do Surto - Modelos: Wsu7 e Wsu13

O fluxo de massa do surto influi diretamente no modo de expansão e compressão do sistema, sendo importante garantir que a quantidade do fluxo seja precisa. A equação do fluxo do surto do modelo PZR:

$$W_{su} = 1.6 w \sin(\omega t) \cos(\omega t) / v_{su},$$

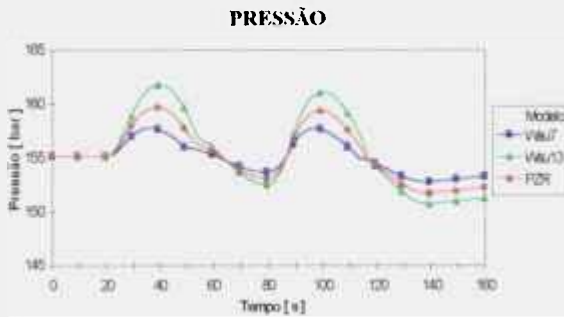
é modificada com a introdução dos fatores  $\psi$ , de acordo com a equação:

$$W_{su} = \psi 1.6 w \sin(\omega t) \cos(\omega t) / v_{su},$$

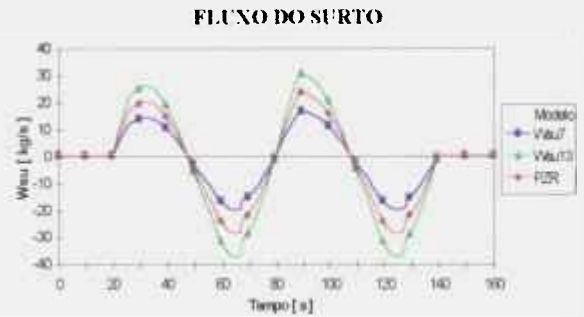
onde:

- modelo Wsu7  $\Rightarrow$  fator redutor  $\psi=0.7$  ( $W_{su}=70\%$  do  $W_{su}$  do PZR)
- modelo Wsu13  $\Rightarrow$  fator de multiplicação  $\psi=1.3$  ( $W_{su}=130\%$  do PZR)

Os principais resultados obtidos com a simulação dos modelos Wsu7 e Wsu13 estão mostrados nas figuras 4.6 a 4.9 .



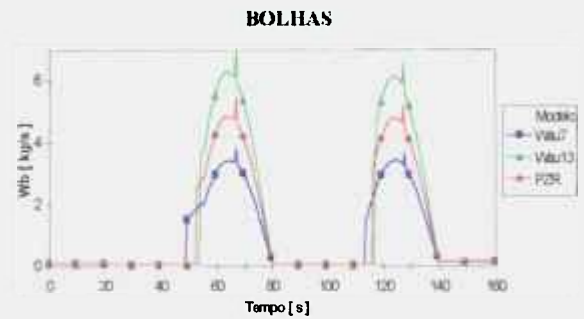
**Figura 4.6 - Variação da Pressão no Pressurizador - Fluxo de Massa do Surto**



**Figura 4.8 - Variação do Fluxo do Surto - Fluxo de Massa do Surto**



**Figura 4.7 - Variação do Condensado na Superfície - Fluxo de Massa do Surto**



**Figura 4.9 - Variação do Fluxo das Bolhas - Fluxo de Massa do Surto**

### 4.3.2 Efeito da Temperatura da Água do Surto - Modelos: Tsu300 e Tsu330

No modelo PZR, a temperatura da água do surto foi um parâmetro de entrada do programa PZR e foi assumida  $T_{su}=315^{\circ}\text{C}$ . A análise de sensibilidade foi efetuada através da variação de  $\pm 5\%$  desse valor, resultando nos modelos Tsu300 e Tsu330, cujas temperaturas da água do surto foram:  $T_{su}\cong 300^{\circ}\text{C}$  e  $T_{su}\cong 330^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

Os resultados da variação da pressão, dos modelos Tsu300 e Tsu330, mostrados na tabela 4.4 , indicaram a baixa sensibilidade do modelo quanto à temperatura da água do

surto, onde a maior diferença de pressão encontrada, em relação ao resultado de referência do modelo PZR, foi um aumento desprezível, menor que 1 bar, na pressão mínima atingida com o modelo Tsu300.

### 4.3.3 Análise dos Resultados: Efeito do Surto

Em relação às incertezas das condições das funções externas, a modificação do fluxo de massa do surto foi um dos processos que mais influenciou a variação da pressão do sistema. A tabela 4.4 mostra as variações percentuais dos resultados obtidos pelos modelos-testes, em relação aos resultados de referência do modelo PZR, considerando o transiente completo.

*Tabela 4.4 - Variação percentual dos resultados dos modelos: Wsu7, Wsu13, Tsu300 e Tsu330, em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO	FLUXO DO	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$		SURTO	ASPERSOR	ASPERSOR	PAREDE	SUPERFÍCIE	
	Máxima	Mínima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$
Wsu7	-1.2%	0.7%	-30%	0	-2%	1%	-45%	-23%
Wsu13	1.3%	-0.7%	30%	0	2%	0	46%	23%
Tsu300	0.1%	0.1%	-6%	0	0	0	3%	0
Tsu330	-0.1%	-0.1%	8%	0	0	0	-4%	1%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

A sensibilidade do modelo PZR em relação ao fluxo do surto foi causada por variação do volume de água que entrou ou saiu do pressurizador durante o transiente, que resultaram em grandes diferenças, aproximadamente 2 bar, entre os valores das pressões máximas calculados nos modelos-testes e os valores da referência. O volume do surto influenciou no comportamento dinâmico do sistema apenas pelo volume que ocupou no pressurizador.

No modelo Wsu7, a diminuição do fluxo do surto provocou a diminuição da compressão do sistema, reduzindo o grau de superaquecimento do vapor, e, portanto a quantidade total de vapor condensado na superfície da água, de acordo com a figura 4.7.

Com o volume do surto de saída menor, a taxa de queda da pressão também foi menor do que a verificada do modelo PZR, e, conseqüentemente, a quantidade total de bolhas formadas também diminuiu, conforme figura 4.9 .

No modelo Wsu13, o fluxo de surto maior resultou em aumento nas taxas de compressão e de expansão do sistema, aumentando a amplitude da variação da pressão.

Os modelos-testes Wsu7 e Wsu13 estão dentre os que mais influenciaram a resposta da pressão. Considerando as variações de  $\pm 30\%$  dos fluxos considerados no modelo PZR, os menores níveis de pressões atingidos nas modelagens, foram obtidos com os modelos Wb7, com diminuição do fluxo de massa das bolhas, Wcs13, com aumento do fluxo de vapor condensado no aspersor, e Wsu13. Em relação ao resultado de referência do modelo PZR, os valores das pressões mínimas atingidas com esses modelos diminuíram em 2.7 bar, 1.5 bar e 1 bar, respectivamente.

A temperatura da água do fluxo do surto praticamente não influenciou o comportamento dinâmico do pressurizador, uma vez que a mistura entre os volumes de água não foi considerada. Com a variação da temperatura em aproximadamente  $\pm 15$  °C, a maior diferença de pressão em relação ao modelo PZR, foi de 0.2 bar, irrelevante do ponto de vista de aplicação real.

#### **4.4 EFEITO DO FLUXO DO ASPERSOR**

No modelo PZR, o fluxo do aspersor foi o principal processo na determinação da taxa de aumento de pressão do sistema, através da atomização de água fria dentro do volume de controle do vapor, determinando os fluxos de massa do vapor condensado nas gotas do aspersor e na superfície da água. A água do aspersor está, geralmente, 30 a 40°C abaixo da temperatura de saturação do sistema.

O aspersor é projetado para uma faixa específica de operação, na qual as características de atomização atingem a máxima eficiência. Existe, porém, uma faixa de fluxo do aspersor onde o grau de atomização é pobre e as gotas são grandes, sendo possível que não atinjam a saturação. Mesmo que ocorra uma boa atomização, parte da água do aspersor pode ir diretamente para a parede do vaso de pressão diminuindo sua eficiência.

Para levar em consideração os efeitos de incerteza, utiliza-se um coeficiente de eficiência do aspersor  $\eta_{sp}$ , que deve ser determinado experimentalmente através de medidas de temperatura no cone do aspersor. É definido de acordo com a equação 4.3, onde  $h_{sp}^*$  é a entalpia específica alcançada pelo aspersor.

$$\eta_{sp} = \frac{h_{sp}^* - h_{sp}}{h_1 - h_{sp}} \quad (4.3)$$

Através de evidências experimentais relatadas por Goemans, a água do aspersor é aquecida até a temperatura de saturação após uma distância de aproximadamente 0.1m. Findlay<sup>8</sup>, De Melker e Latzko<sup>11</sup> utilizaram esse fator em seus modelos matemáticos e assumiram  $\eta_{sp}$  igual a 1.

De acordo com o modelo adotado, as alterações relativas ao fluxo do aspersor resultam em modificações nos fluxos de massa do vapor condensado  $W_{cs}$  e  $W_{ci}$  que, conforme equação 4.4, são funções do fluxo do aspersor  $W_{sp}$ .

$$W_{cs} = W_{sp} \frac{h_1 - h_{sp}}{h_2 - h_w} \quad W_{ci} = \epsilon_1 W_{sp} \frac{h - h_w}{h_2 - h_w} \quad (4.4)$$

Para a análise da sensibilidade do modelo PZR quanto às incertezas da função externa do fluxo do aspersor, são propostas 3 alterações que cobrem as alternativas de variação possíveis:

- fluxo do aspersor total : o modelo propõe a utilização do coeficiente de eficiência do aspersor, na própria função do fluxo do aspersor que foi aproximada através de

polinômio. Portanto, o fluxo do aspersor é multiplicado por  $\eta_{sp}$ , e, nas equações 4.4 do vapor condensado, o valor do parâmetro  $W_{sp}$  também é alterado para  $\eta_{sp} W_{sp}$ .

- fluxo do aspersor parcial : a utilização do coeficiente do aspersor é feita nas equações derivadas da pressão, da massa de água e da entalpia da água, equações 2.30, 2.31 e 2.33 respectivamente, sem influenciar as equações 4.4. Estas, continuam sendo calculadas de acordo com os valores de  $W_{sp}$ , determinados pela função polinomial do fluxo do aspersor do modelo PZR.
- temperatura da água do aspersor : onde se verifica a influência da temperatura da água fria do aspersor, que entra no volume de controle do vapor, e é aquecida até a saturação.

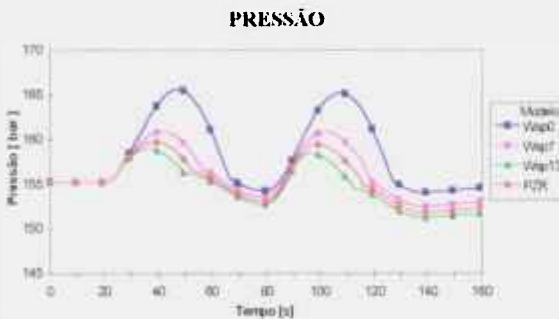
#### 4.4.1 Efeito do Fluxo do Aspersor Total - Modelos: $W_{sp0}$ , $W_{sp7}$ e $W_{sp13}$

O coeficiente de eficiência do aspersor é introduzido na função polinomial do fluxo do aspersor, adotada no modelo PZR, alterando a quantidade de água que entra no pressurizador. Os fluxos do vapor condensado sobre as gotas do aspersor e na superfície da água, que são funções do fluxo do aspersor, também são modificados através do mesmo coeficiente.

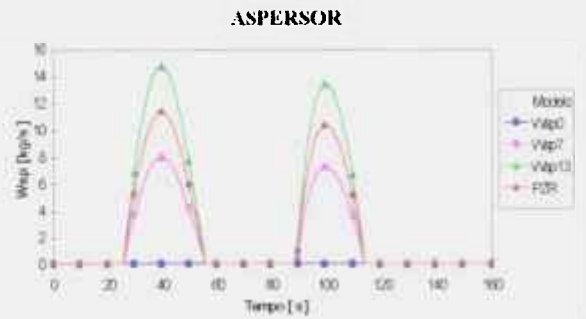
Não tendo sido encontrado na literatura um valor real do coeficiente de eficiência, foi assumido  $\eta_{sp}=70\%$ . São verificados os casos para uma variação de  $\pm 30\%$  do fluxo do aspersor do modelo PZR e a hipótese da ausência do aspersor durante todo o transiente, resultando nos modelos:

- modelo  $W_{sp0}$  → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 0$  ( $W_{sp} = 0$  - sem aspersor),
- modelo  $W_{sp7}$  → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 0.7$  ( $W_{sp} = 70\%$  do  $W_{sp}$  do PZR) e
- modelo  $W_{sp13}$  → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 1.3$  ( $W_{sp} = 130\%$  do  $W_{sp}$  do PZR).

Os principais resultados obtidos com a simulação dos modelos-testes da variação total do fluxo do aspersor estão mostrados nas figuras 4.10 a 4.13 .



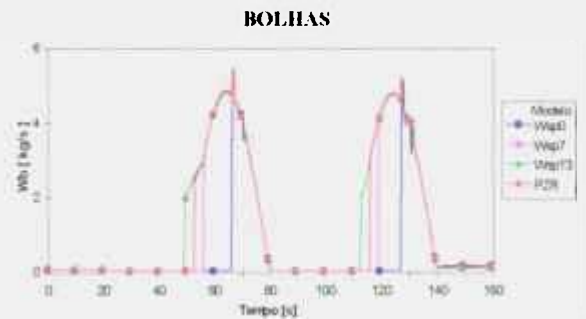
**Figura 4.10 - Variação da Pressão - Fluxo do Aspersor Total**



**Figura 4.12 - Variação do Condensado no Aspersor - Fluxo do Aspersor Total**



**Figura 4.11 --Variação do Condensado na Superfície - Fluxo do Aspersor Total**



**Figura 4.13 - Variação do Fluxo de Bolhas - Fluxo do Aspersor Total**

#### 4.4.2 Efeito do Fluxo do Aspersor Parcial - Modelos: Wssp0, Wssp7 e Wssp13

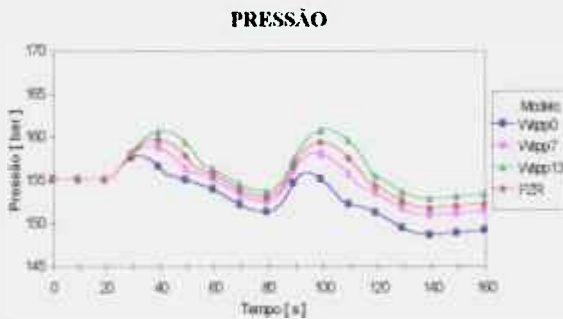
Para se considerar somente a influência das incertezas do fluxo de massa do aspersor sobre o comportamento dinâmico do sistema, são analisados os modelos, onde o fluxo do aspersor, calculado de acordo com a função polinomial adotada no modelo PZR, é utilizado nos cálculos dos fluxos de massa do vapor condensado no aspersor e na superfície da água.

O coeficiente de eficiência do aspersor é introduzido diretamente nas equações das derivadas temporais da pressão, da massa de água e da entalpia da água.

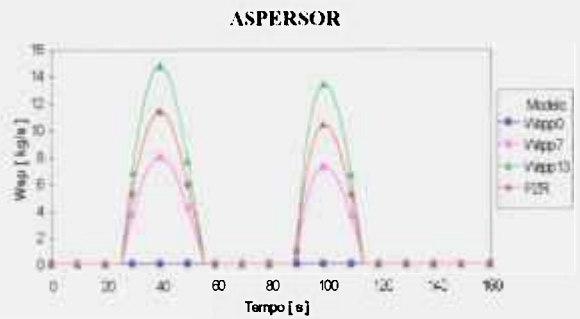
Os valores do coeficiente de eficiência  $\eta_{sp}$ , introduzidos nos cálculos das funções derivadas, são os mesmos considerados no modelo anterior, resultando nos modelos:

- modelo Wssp0 → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 0$  ( $W_{sp} = 0$  - sem aspersor),
- modelo Wssp7 → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 0.7$  ( $W_{sp} = 70\%$  do  $W_{sp}$  do PZR) e
- modelo Wssp13 → coeficiente de eficiência  $\eta_{sp} = 1.3$  ( $W_{sp} = 130\%$  do  $W_{sp}$  do PZR).

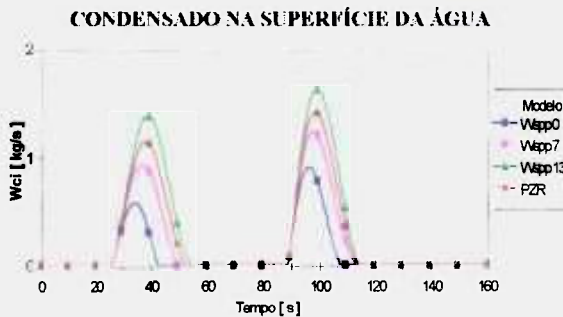
As variações mais significativas em relação aos resultados de referência do modelo PZR, obtidas com a simulação dos modelos: Wssp0, Wssp7 e Wssp13, estão mostradas nas figuras 4.14 a 4.17 .



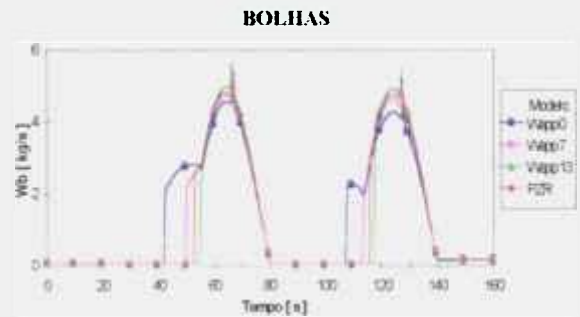
**Figura 4.14 - Variação da Pressão - Fluxo do Aspersor Parcial**



**Figura 4.16 -- Variação do Fluxo do Aspersor - Fluxo do Aspersor Parcial**



**Figura 4.15- Variação do Condensado na Superfície - Fluxo do Aspersor Parcial**



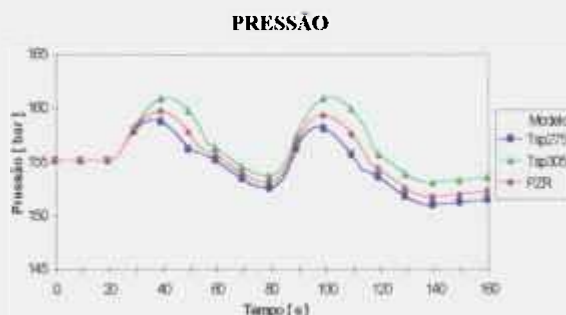
**Figura 4.17 - Variação do Fluxo de Bolhas - Fluxo do Aspersor Parcial**

#### 4.4.3 Efeito da Temperatura da Água do Aspersor - Modelos: Tsp275 e Tsp305

A temperatura da água do aspersor no modelo PZR é  $T_{sp}=290^{\circ}\text{C}$  e é aquecida até a temperatura da saturação antes de atingir o volume de controle da água principal, retirando calor latente de condensação do volume do vapor. Portanto, quanto menor essa temperatura, maior a quantidade de calor retirada do vapor.

Para se analisar a influência da temperatura da água do aspersor na modelagem do pressurizador, é proposta a variação de  $\pm 5\%$  em relação à temperatura do modelo PZR.

As figuras 4.18 e 4.19 mostram os principais resultados dos modelos-testes Tsp275 e Tsp305, onde as temperaturas da água do aspersor são  $T_{sp}\cong 275^{\circ}\text{C}$  e  $T_{sp}\cong 305^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.



**Figura 4.18 - Variação da Pressão - Temperatura do Aspersor**



**Figura 4.19 - Variação do Condensado na Superfície - Temperatura do Aspersor**

#### 4.4.4 Análise dos Resultados: Efeito do Fluxo do Aspersor

As alterações na temperatura da água do aspersor influenciaram a resposta da variação da pressão do sistema, conforme figura 4.18, indicando uma sensibilidade média do modelo. Em relação ao modelo PZR, com o aumento de cerca de  $15^{\circ}\text{C}$  na temperatura

da água, a pressão máxima foi, aproximadamente, 1.3 bar maior. Do ponto de vista de aplicação real, já pode ser considerado um desvio significativo.

A tabela 4.5 mostra as variações percentuais nos processos de transferência de massa e nas pressões atingidas, durante todo transiente, entre os resultados obtidos pelos modelos-testes da variação do aspersor e os resultados de referência do modelo PZR.

*Tabela 4.5 - Variação percentual dos resultados dos modelos: Wsp0, Wsp7, Wsp13, Wspp0, Wspp7, Wspp13, Tsp275 e Tsp305, em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO	FLUXO DO	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$		SURTO	ASPERSOR	ASPERSOR	PAREDE	SUPERFÍCIE	
	Máxima	Minima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$
<b>Wsp0</b>	3.7%	1.5%	0	-100%	-100%	12%	-100%	-57%
<b>Wsp7</b>	0.7%	0.5%	0	-30%	-29%	4%	-10%	-11%
<b>Wsp13</b>	-0.5%	-0.3%	0	30%	28%	-3%	-1%	9%
<b>Wspp0</b>	-1.2%	-2.0%	1%	-100%	-5%	7%	-57%	19%
<b>Wspp7</b>	-0.5%	-0.6%	1%	-30%	-2%	3%	-21%	5%
<b>Wspp13</b>	0.7%	0.7%	-1%	30%	2%	-2%	22%	-4%
<b>Tsp275</b>	-0.5%	-0.5%	0	0	16%	0%	-21%	8%
<b>Tsp305</b>	0.8%	0.9%	-1%	0	-20%	1%	27%	-7%

+

$\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,

$\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

A tabela 4.5 mostra que no modelo Tsp305, houve uma redução de 20% na quantidade total do vapor condensado no aspersor durante todo transiente, em relação ao resultado de referência. A diminuição da quantidade total de vapor condensado durante todo transiente, resultou numa expansão menor do vapor restante, aumentando a taxa da variação da pressão.

De acordo com os dados da tabela 4.5, verificou-se a sensibilidade do modelo PZR frente as alterações do fluxo de massa do aspersor, principalmente em relação ao nível de pressão máxima atingida, com aumentos de até 5.8 bar em relação ao resultado de referência do modelo PZR. Os modelos-testes da variação do fluxo de vapor condensado sobre o aspersor foram os únicos que resultaram em variações maiores na pressão máxima.

As alterações no fluxo de massa do aspensor influíram diretamente na compressão do vapor durante o surto de entrada de água no sistema. Em virtude dos dados obtidos com os modelos-testes: W<sub>sp0</sub>, W<sub>sp7</sub>, W<sub>sp13</sub>, W<sub>sp0</sub>, W<sub>sp7</sub> e W<sub>sp13</sub>, é necessária uma melhor avaliação dos fenômenos termodinâmicos que ocorrem dentro do pressurizador.

Substituindo as equações 4.4, do fluxo do vapor condensado sobre as gotas do aspensor e do vapor condensado na superfície da água, na equação 2.30, da derivada temporal da pressão, resulta a expressão 4.5.

$$\frac{dp}{dt} = - \frac{\varphi_1 W_{su} + \varphi_2 W_{sp} + \varphi_3 W_{cp} + \varphi_5 Q_{ww} + \varphi_6 W_{re}}{\varphi_7 M_w + \varphi_8 M_g} \quad (4.5)$$

onde  $\varphi_2$  é definido pela equação 4.6.

$$\varphi_2 = v_w + \left( 1 + \frac{h_1 - h_{sp}}{h_g - h_l} + \varepsilon_1 \frac{h_g - h_w}{h_g - h_l} \right) \left( \frac{\partial v_w / \partial T_w}{\partial h_w / \partial T_w} \right)_T (h_1 - h_w) - (v_g - v_w) \left( \frac{h_1 - h_{sp}}{h_g - h_l} + \varepsilon_1 \frac{h_g - h_w}{h_g - h_l} \right) \quad (4.6)$$

De acordo com o modelo de compressão semi-isoentrópico adotado, considera-se que o vapor é comprimido isoentropicamente e, então, o vapor condensado é retirado do volume de controle, deixando que o vapor restante se expanda isoentropicamente. A expansão do vapor resulta na diminuição da pressão atingida antes da remoção do condensado.

O coeficiente  $\varphi_2$  representa o efeito do fluxo do aspensor sobre a taxa de variação da pressão. No lado direito da equação 4.6, o primeiro termo representa a compressão causada pela simples presença da massa de água do aspensor que entra no pressurizador. O segundo termo representa a compressão causada pela mistura completa entre a água do aspensor, o vapor condensado nas gotas e na superfície da água e o volume de controle da água principal, e, o terceiro termo representa a expansão do volume de vapor restante, quando o vapor condensado sobre as gotas do aspensor e sobre a superfície da água é retirado do

volume de controle do vapor. O terceiro termo domina fortemente os outros dois, o que faz com que o coeficiente seja negativo em quase todos os casos analisados

Em relação às variações dos fluxos de massa de vapor condensado, propostas nesse trabalho, o modelo PZR foi mais sensível em relação ao fluxo do condensado no aspersor, responsável pela maior quantidade de vapor condensado. Foi pouco sensível em relação ao fluxo do condensado na superfície da água, responsável pela maior transferência da energia para o volume de controle da água, causada por todo vapor condensado.

Nos modelos Wsp0, Wsp7, a redução do fluxo do aspersor total, considerado no modelo PZR, influenciou no coeficiente  $\phi_2$  como um todo. Diminuindo o fluxo de massa do aspersor, a compressão causada pelo volume de água que entrou no pressurizador e pela mistura do vapor condensado com o volume de controle da água principal foi menor.

As quantidades de vapor condensado sobre as gotas do aspersor e na superfície da água também diminuíram, de acordo com a figura 4.11 e com os resultados da tabela 4.5, resultando em um volume menor de vapor condensado que saiu do volume de controle do vapor. Portanto, a expansão do vapor que não foi condensado foi menor, diminuindo a queda de pressão causada por essa expansão, e, elevando o valor do pico da pressão atingida pelo sistema em cada ciclo, conforme figura 4.10.

Com o aumento do fluxo do aspersor, modelo Wsp13, ocorreu o processo inverso, diminuindo os níveis de pressão atingidos pelo sistema.

No modelo Wsp0, embora a pressão atingida durante a compressão do vapor tenha sido menor, uma vez que não entrou água do aspersor, a pressão máxima teve um grande aumento, de 5.8 bar, pois houve uma queda acentuada, de 97%, na quantidade total de vapor condensado, em relação ao resultado de referência.

Quanto menor o volume de condensado que entrou no volume de água principal, maior o grau de sub-resfriamento da água, retardando a formação de bolhas, de acordo com a figura 4.13. Durante a expansão do vapor causada pela saída de água do pressurizador, a quantidade total de bolhas foi muito menor, 57%, que a do modelo PZR, resultando em um pequeno amortecimento na taxa de queda da pressão.

Os modelos Wssp0, Wssp7 e Wssp13, consideraram a variação da quantidade de água do aspensor que entrou no pressurizador, sem influenciar os cálculos do fluxo de vapor condensado, que foram determinados a partir do fluxo do aspensor do modelo PZR.

O terceiro termo do lado direito da equação 4.6, relativo à expansão do volume do vapor, não foi afetado pela modificação do fluxo do aspensor. A quantidade de massa do condensado sobre o aspensor que foi retirada do volume de controle do vapor teve uma pequena alteração em relação ao modelo PZR, causando uma expansão do vapor restante maior do que a que seria observada, caso o fluxo do aspensor não tivesse sido imposto artificialmente nos cálculos dos fluxos de massa do vapor condensado.

Nos modelos-testes da variação parcial do fluxo do aspensor, pode-se considerar que a variação do fluxo do aspensor afetou apenas o volume de água que entrou no pressurizador, enquanto que nos modelos Wsu7 e Wsu13, a variação da quantidade de água do surto afetou o volume de água que entrou e saiu do pressurizador.

No modelo Wssp0, as pressões máxima e mínima atingidas apresentaram uma diminuição significativa, de 1.9 bar e 3.1 bar, respectivamente, em relação aos valores atingidos no modelo PZR. Entrando menos água no pressurizador, o aumento de pressão foi menor. Como o fluxo do surto não foi modificado, saiu a mesma quantidade de água do sistema verificada no PZR, que resultou no aumento na queda de pressão, conforme figura 4.14 .

Com a saída de água do pressurizador, ocorreu a queda da pressão e da temperatura de saturação do sistema. Porém, a taxa de queda da pressão  $dp/dt$  não foi muito acentuada pois, como o fluxo do aspensor foi imposto artificialmente, continuou entrando água no pressurizador pela linha do aspensor, mesmo com a saída de água pela linha de surto. Quando cessou a injeção da água do aspensor, aumentou a taxa de queda da pressão e, conseqüentemente, o fluxo das bolhas, causando a descontinuidade das curvas, observadas na figura 4.17 .

Aumentando o fluxo do aspensor parcial, modelo Wssp13, aumentou a compressão do vapor e, como o processo de condensação não foi alterado, aumentou, também, a pressão.

As variações obtidas com as alterações do fluxo do aspersor indicam a importância da monitoração correta do fluxo durante a simulação do pressurizador e a necessidade da determinação experimental do coeficiente de eficiência  $\eta_{sp}$ .

#### 4.5 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DO VAPOR SOBRE O ASPERSOR - Modelos: Wcs0, Wcs7 e Wcs13

O processo de condensação do vapor sobre as gotas do aspersor foi o processo que teve maior influência sobre o aumento da pressão durante o surto de entrada, pois foi responsável pelo maior volume de vapor condensado e, portanto, pela maior variação volumétrica do volume de controle do vapor.

Para se verificar a influência apenas da condensação do vapor sobre as gotas do aspersor são propostas as mesmas alterações realizadas nos estudos anteriores, garantindo-se a mesma base de comparação entre os fenômenos.

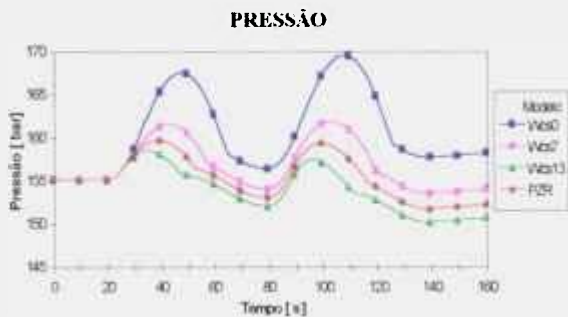
São analisados os casos onde fluxo de vapor condensado no aspersor corresponde a 70% e 130% do condensado no aspersor do modelo PZR e fluxo condensado no aspersor igual a zero. A equação 2.15 do condensado do aspersor  $W_{cs}$  é alterada através de um fator  $\psi$ , conforme equação 4.7,

$$W_{cs} = \psi \frac{W_{sp} (h_l - h_{sp})}{h_g - h_l} \quad (4.7)$$

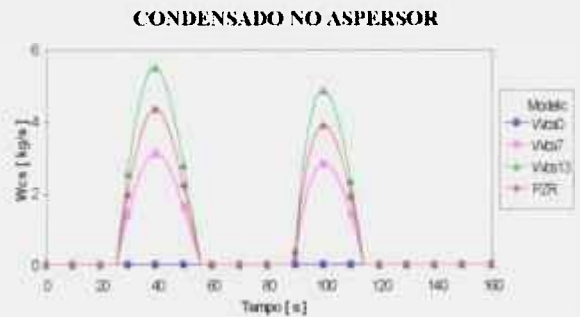
resultando nos modelos:

- modelo Wcs0 → fator redutor  $\psi = 0$  ( $W_{cs} = 0$  - sem condensação sobre o aspersor),
- modelo Wcs7 → fator redutor  $\psi = 0.7$  ( $W_{cs} = 70\%$  do  $W_{cs}$  do PZR) e
- modelo Wcs13 → fator de multiplicação  $\psi = 1.3$  ( $W_{cs} = 130\%$  do  $W_{cs}$  do PZR).

As figuras 4.20 a 4.23 mostram as principais variações dos modelos: Wcs0, Wcs7 e Wcs13, em relação ao modelo PZR.



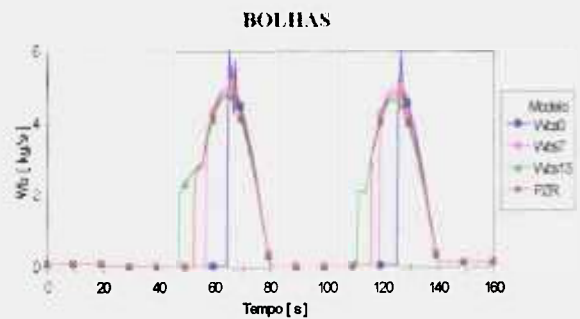
**Figura 4.20 - Variação da Pressão - Condensação no Aspersor**



**Figura 4.22- Variação do Condensado no Aspersor - Condensação no Aspersor**



**Figura 4.21 - Variação do Condensado na Superfície - Condensação no Aspersor**



**Figura 4.23 -- Variação do Fluxo de Bolhas - Condensação no Aspersor**

#### 4.5.1 Análise dos Resultados: Efeito da Condensação sobre o Aspersor

O processo de condensação do vapor sobre as gotas do aspersor foi um dos mais importantes na resposta do sistema. De acordo com a figura 4.20, da variação da pressão, os valores das pressões máximas foram os maiores obtidos considerando todos os estudos de sensibilidade efetuados. No modelo Wcs0 a pressão máxima foi, aproximadamente, 10bar maior que a pressão máxima do modelo PZR, e muito maior do que o aumento resultante do modelo Wsp0, analisado no tópico anterior.

A maior quantidade de massa de vapor condensado retirada do volume de controle do vapor foi causada pelo processo de condensação no aspersor, que no modelo PZR correspondeu a, aproximadamente,  $\frac{3}{4}$  do vapor condensado total. Qualquer modificação nessa quantidade influencia, de maneira significativa, a compressão e o aumento de pressão do sistema

Supondo que não se forme nenhum vapor condensado durante o processo de compressão e assumindo a compressão reversível, o processo torna-se isoentrópico. Testes realizados por Bosley<sup>29</sup> provam que esse tipo de compressão nunca ocorre e que a pressão real é muito menor que a determinada pela teoria.

A figura 4.24 mostra a compressão do vapor inicialmente saturado considerando o processo isoentrópico (estado a) e o processo semi-isoentrópico (estado b), adotado no modelo PZR.

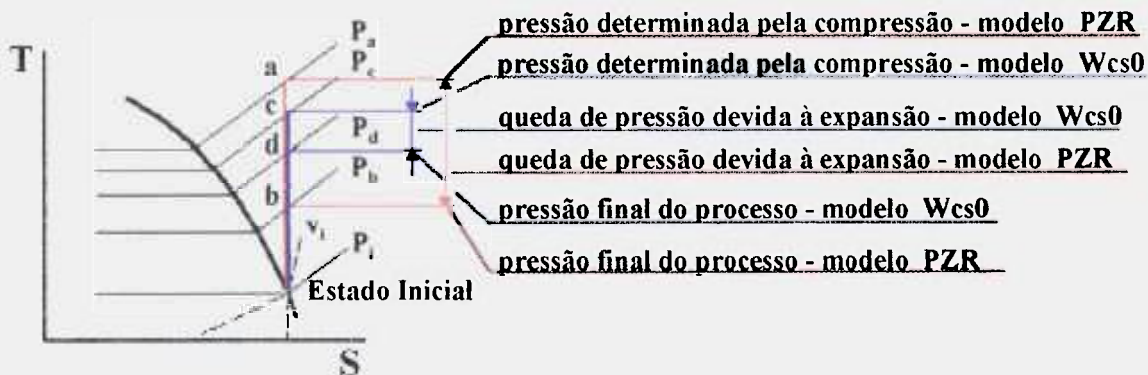


Figura 4.24 - Compressão do Vapor Inicialmente Saturado

Na equação 4.6, do coeficiente  $\phi_2$ , a alteração do fluxo do vapor no aspersor modifica o segundo e o terceiro termo do lado direito da equação. Como o termo predominante é o terceiro, que corresponde à expansão do vapor que não foi condensado, a diminuição da quantidade do condensado, que deixa o volume de controle, resulta em uma expansão isoentrópica menor do volume restante, diminuindo a queda de pressão resultante dessa expansão.

No modelo semi-isoentrópico adotado, o vapor é comprimido isoentropicamente, atingindo o ponto **a** na figura 4.24 . Quando o vapor condensado é removido do volume de controle do vapor, este se expande isoentropicamente, atingindo a pressão final, no ponto **b**.

No modelo  $W_{cs0}$ , com a diminuição do vapor condensado sobre o aspersor, o volume de vapor condensado que mistura com o volume de controle da água principal, dado pelo segundo termo da equação 4.6, é menor, resultando em um aumento menor da pressão (ponto **c**).

A quantidade de vapor condensado que é retirada do volume de controle, dada pelo terceiro termo da equação 4.6, também é menor, resultando em uma expansão menor do vapor restante, e na diminuição da queda de pressão; o valor da pressão final do processo é maior (ponto **d**). Quando não se considera o fluxo de vapor condensado no aspersor, o processo se aproxima do tipo isoentrópico.

Os resultados das variações percentuais dos processos de transferência de massa e das pressões atingidas dos modelos-testes da variação do aspersor em relação ao modelo PZR, durante todo transiente, estão mostrados na tabela 4.6 .

*Tabela 4.6 - Variação percentual dos resultados dos modelos:  $W_{cs0}$ ,  $W_{cs7}$ ,  $W_{cs13}$ , em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO SURTO	FLUXO DO ASPERSOR	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$				$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	
	Máxima	Mínima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$				$\Delta M^*$
<b>Wcs0</b>	6.2%	2.3%	-4%	0	-100%	4%	139%	-45%
<b>Wcs7</b>	1.3%	1.2%	-1%	0	-28%	1%	39%	-11%
<b>Wcs13</b>	-0.8%	-1%	1%	0	26%	0	-34%	12%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

No modelo  $W_{cs0}$ , houve uma redução de 50% na quantidade total de vapor condensado, resultando em maiores aumentos nas pressões atingidas, dentre todos os estudos efetuados. Embora a redução da quantidade total de vapor condensado do modelo  $W_{sp0}$ , em relação ao modelo PZR, tenha sido muito maior, 97%, a quantidade de água que

entrou no pressurizador também foi menor, pois a água proveniente da linha do aspersor não foi considerada no modelo  $W_{sp0}$ , resultando em uma compressão menor do volume de vapor.

No modelo  $W_{cs0}$ , como o fluxo de massa do aspersor não foi alterado em relação ao modelo PZR, a compressão do volume de vapor não foi afetada. A diminuição imposta da quantidade total de vapor condensado, resultou em uma retirada menor de massa condensada, diminuindo a queda da pressão causada pela expansão do volume de vapor restante. Assim os picos de pressão foram os maiores verificados nesse estudo, de acordo com a figura 4.20 .

O aumento da pressão resultou em um maior grau de superaquecimento do vapor, e o fluxo de vapor condensado na superfície da água foi maior, conforme figura 4.21 .

A figura 4.23 mostra que conforme diminuiu o vapor condensado no aspersor, atrasou a formação de bolhas, e a quantidade de bolhas formadas foi menor, pois a água do volume de controle da água principal demorou mais tempo para atingir a condição de saturação, necessária para a evaporação.

#### **4.6 EFEITO DA CONDENSAÇÃO DE VAPOR NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA**

No modelo PZR de condensação na superfície da água adotado, assume-se que o fluxo de massa condensada na superfície da água,  $W_{ci}$ , é relacionado ao fluxo de massa do aspersor e proporcional ao grau de resfriamento da água, introduzido-se um coeficiente  $\varepsilon_1$  para acomodar a resposta do sistema.

De acordo com Goemans, o valor  $\varepsilon_1=6.5$  foi o que melhor aproximou o resultado da simulação matemática do modelo NEPTUNUS dos resultados obtidos experimentalmente.

A influência do processo de condensação do vapor sobre a superfície de água é analisada, propondo-se as mesmas alterações realizadas nos estudos anteriores, através da utilização dos fatores  $\psi$  na equação do fluxo.

O fluxo de vapor condensado na superfície  $W_{ci}$  é dado pela equação 4.8.

$$W_{ci} = \psi \varepsilon_1 W_{sp} \frac{h_1 - h_w}{h_g - h_w} \quad (4.8)$$

Uma grande variedade de modelos para descrever o processo de condensação na superfície da água foi encontrada na literatura, embora os valores dos coeficientes adotados não tenham sido determinados, justificando um estudo de simulação que substitui o modelo de condensação adotado por Goemans pelo modelo usado no código PRESTO<sup>7</sup>, onde fase líquida é dividida em 3 volumes de controle, e somente o volume superior atua no processo de condensação na interface, resultando na equação 4.9.

$$Q_{ci} = \alpha_{ci} A_{ci} (T_{sat} - T_w) \quad (4.9)$$

Esse modelo foi adotado pelo código MMS<sup>30</sup>, onde a interface líquida é tratada como uma extensão da parede do pressurizador, considerando o mesmo valor do coeficiente de transferência de calor para a parede do modelo PZR,  $\alpha_{ci}=10 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ . O fluxo de massa de vapor condensado na interface é dado pela equação 4.10.

$$W_{ci} = \frac{\alpha_{ci} A_{ci} (T_{sat} - T_w)}{h_g - h_l} \quad (4.10)$$

#### 4.6.1 Efeito da Variação do Fluxo de Vapor Condensado na Superfície da Água - Modelos: Wci0, Wci7, Wci13 e Ep10

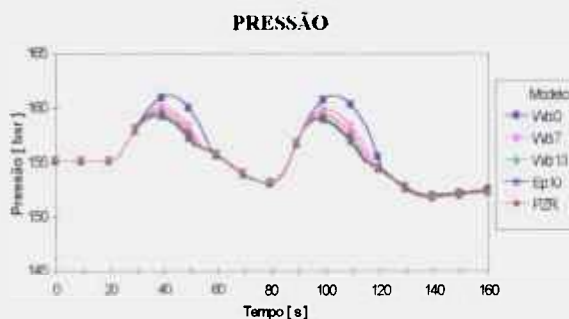
A simulação matemática assume o modelo de condensação da equação 4.8, e as alterações dos modelos são realizadas com a introdução dos fatores redutores e de multiplicação na equação. O coeficiente  $\varepsilon_1$  é totalmente arbitrário resultando em uma

grande incerteza acerca de seu valor. Foi, então, efetuado um estudo considerando  $\varepsilon_1=10$ , para analisar melhor a influência desse coeficiente no comportamento dinâmico do pressurizador

Os modelos considerados na análise são:

- modelo Wci0 → fator redutor  $\psi = 0$  ( $W_{ci} = 0$  - sem condensação sobre o aspensor),
- modelo Wci7 → fator redutor  $\psi = 0.7$  ( $W_{ci}=70\%$  do  $W_{ci}$  do PZR),
- modelo Wci13 → fator de multiplicação  $\psi = 1.3$  ( $W_{ci}=130\%$  do  $W_{ci}$  do PZR) e
- modelo Ep10 → fator redutor  $\psi = 1$  e  $\varepsilon_1=10$  ( $W_{ci} = 1000\%$  do  $W_{ci}$  do PZR).

Os resultados obtidos pela simulação matemática dos modelos: Wci0, Wci7, Wci13 e Ep10 estão mostrados nas figuras 4.25 e 4.26 , onde se verifica uma sensibilidade relativamente pequena do modelo comparada com os resultados dos modelos-testes de variação do condensado do aspensor.



**Figura 4.25 - Variação da Pressão - Condensação na Superfície da Água**



**Figura 4.26 - Variação do Condensado na Superfície - Condensação na Superfície da Água**

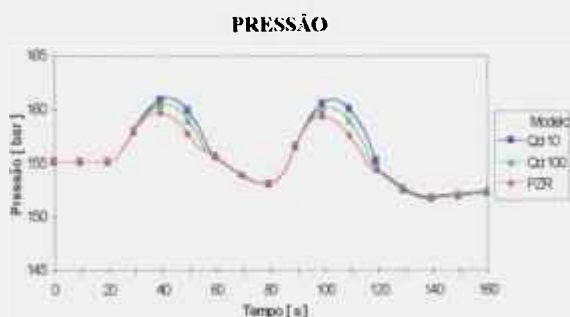
#### 4.6.2 Efeito da Alteração do Modelo de Condensação na Superfície- Modelos Qci10 e Qci100

A simulação matemática do modelo proposto por Cunningham e Meyer é efetuada substituindo a equação 4.8 do modelo PZR pela equação 4.10 nas instruções numéricas do programa.

Os modelos analisados nesse estudo são:

- modelo Qci 10 → coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{ci}=10 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e
- modelo Qci 100 → coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{ci}=100 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .

As figuras 4.27 e 4.28 mostram a comparação dos resultados dos modelos Qci10 e Qci100 contra os resultados obtidos pelo modelo PZR.



**Figura 4.27 - Variação da Pressão - Transferência de Calor na Superfície**



**Figura 4.28 - Variação do Condensado na Superfície- Transferência de Calor na Superfície**

### 4.6.3 Análise dos Resultados - Efeito da Condensação na Superfície da Água

No modelo PZR, o fluxo do vapor condensado na superfície da água foi o responsável pela maior transferência de energia para o volume de controle da água, durante todo transiente, aproximadamente 95%, considerando todos os processos de condensação do vapor, pois esse processo transferiu o calor latente de condensação e, também, o superaquecimento do vapor para o volume de água.

Embora a transferência de energia para o volume de controle da água principal tenha sofrido grande alteração durante as simulações dos modelos-testes da variação do fluxo de vapor na superfície, observou-se que as variações na pressão, em relação ao resultado de referência, não foram muito significativas.

De acordo com os resultados obtidos em todos os modelos-testes analisados, as variações das respostas da pressão foram determinadas, principalmente, pelas variações volumétricas do vapor, causadas pela entrada e saída de vapor do volume de controle. Os processos de transferência de energia não provocaram grandes variações no volume de controle do vapor, resultando em variações da pressão pequenas quando comparadas aos processos de transferência de massa.

A tabela 4.7, mostra as variações percentuais dos resultados obtidos pelos modelos-testes da variação da condensação do vapor sobre a superfície da água, em relação aos resultados de referência do modelo PZR.

Tabela 4.7 - Variação percentual dos resultados dos modelos: Wci0, Wci7, Wci13, Ep10, Qci10, Qci100, em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO SURTO		FLUXO DO ASPERSOR		VAPOR CONDENSADO						BOLHAS		
	$\Delta P^*$		$\Delta M^*$		$\Delta E^*$		ASPERSOR		PAREDE		SUPERFÍC.		$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	
	Máx	Mín	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$	$\Delta M^*$	$\Delta E^*$		água	vapor
Wci0	0.9%	0.2%	-1%	0	0	48%	2%	52%	1%	18%	-100%	-100%	-18%	-17%	-44%
Wci7	0.2%	0.1%	-1%	0	0	12%	0.3%	5%	1%	6%	-22%	-22%	-3%	-3%	3%
Wci13	-0.2%	-0.1%	0	0	0	-10%	-0.3%	-10%	0	0	17%	16%	4%	4%	24%
Ep10	-0.3%	0.1%	0	0	0	26%	-0.7%	27%	0	-18%	28%	27%	6%	6%	24%
Qci10	0.9%	0	0	0	0	46%	2%	47%	1%	53%	-93%	-94%	-18%	-18%	-59%
Qci100	0.5%	0.1%	0	0	0	26%	1%	27%	1%	30%	-47%	-48%	-8%	-8%	-17%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente e  
 $\Delta E \rightarrow$  Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo-Teste - Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR) / Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR, durante todo transiente

No modelo Wci0, a pressão máxima foi 1.4 bar maior que a do modelo PZR, pois houve uma diminuição na quantidade total de vapor condensado. Esse desvio é considerado significativo do ponto de vista de aplicação real.

Como as variações na quantidade total de vapor condensado no aspersion permanecem praticamente constantes, a sensibilidade do modelo foi bem menor em relação a esse processo, do que em relação ao fluxo de vapor condensado no aspersion, que foi o responsável pela maior quantidade de vapor condensado durante todo transiente.

A modelagem efetuada com o modelo Qci10 reproduziu resultados semelhantes ao modelo Wci0, visto que a variação da pressão obtida com esse modelo foi, praticamente, igual à variação da obtida com o modelo Wci0, pois a quantidade de massa condensada na superfície da água teve pouca influência no total de vapor condensado. O comportamento do pressurizador durante o transiente não foi modificado com a alteração do modelo, conforme foi verificado em outros estudos de substituição dos modelos adotados.

Na simulação matemática dos modelos Qci10 e Qci100, a superfície da água foi considerada uma extensão da parede do pressurizador, e, no modelo PZR, a fração de massa que condensa na parede é muito pequena, aproximadamente 3% do total de massa condensada durante todo transiente.

Para uma alteração significativa dos valores do coeficiente de transmissão de calor  $\alpha_{ci}$ , de 0 kW/m<sup>2</sup>°C para 100 kW/m<sup>2</sup>°C, a variação da pressão máxima foi muito pequena, menor que 1 bar, indicando que o valor do coeficiente  $\alpha_{ci}$  quase não influenciou na resposta da pressão.

#### **4.7 EFEITO DA INCORPORAÇÃO DO MODELO DE CONDENSAÇÃO ESPONTÂNEA - Modelos: $V_{otG0}$ , $V_{otG1}$ e $V_{otG2}$**

No modelo PZR foi desprezado o processo de condensação espontânea causada pelo sub-resfriamento do vapor. De acordo com experimentos realizados por Goemans, a quantidade de vapor condensado neste processo é pequena e não justifica as dificuldades para incorporar o fenômeno ao modelo.

Porém, este fenômeno foi adotado por diversos pesquisadores, tais como: Nahavandi e Makkenchery<sup>12</sup>, Sato<sup>13</sup> e Bradley<sup>18</sup>. Assim, é proposto um modelo teste com a incorporação do processo de gotas condensadas, adicionando, nas instruções numéricas do modelo PZR, o cálculo do fluxo de gotas condensadas.

Assume-se que o condensado formado pelas gotas condensadas possui a entalpia do vapor saturado quando entra no volume da água.

De acordo com o Bradley, o fluxo de gotas condensadas  $W_{ro}$  é calculado de acordo com a equação 4.11,

$$W_{ro} = \frac{V_{elG} A_{ci} (1 - \alpha_g)}{v_l}, \quad (4.11)$$

onde:

- $V_{elG}$  → velocidade de queda das gotas condensadas,
- $A_{ci}$  → área transversal do pressurizador e
- $\alpha_g$  → fração de vazio da fase vapor, definida pela equação 4.12.

$$\alpha_g = \frac{\chi_g V_v}{v_l + \chi_g (v_v - v_l)}, \quad (4.12)$$

onde  $\chi_g$  é o título do vapor. Segundo Vani<sup>31</sup> a velocidade das gotas é considerada constante igual a 0.06 m/s.

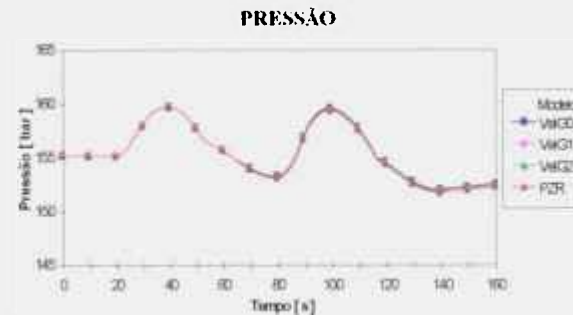
O fluxo de massa condensada  $W_{ro}$  é adicionado ao fluxo do condensado na superfície da água no cálculo das funções derivadas que descrevem o comportamento termodinâmico do sistema, equações 2.30 a 2.34.

#### 4.7.1 Resultados dos Modelos: $V_{elG0}$ , $V_{elG1}$ e $V_{elG2}$

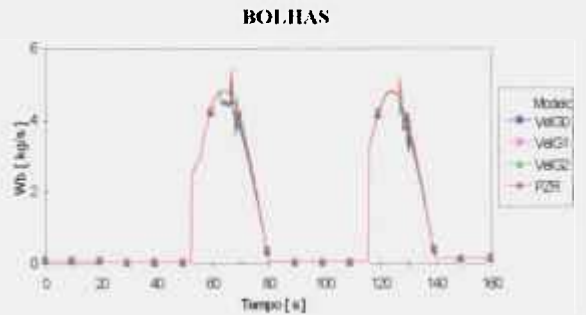
Na simulação matemática dos modelos que incorporam o processo de gotas condensadas espontaneamente na região do vapor, a velocidade de queda das gotas condensadas é alterada, de forma a se analisar a influência desse parâmetro no comportamento do pressurizador. Assim, foram simulados os modelos:

- modelo  $V_{elG0}$  → velocidade das gotas = 0.06 m/s ( $V_{ani}$ ),
- modelo  $V_{elG1}$  → velocidade das gotas = 1.0 m/s e
- modelo  $V_{elG2}$  → velocidade das gotas = 2.0 m/s.

A comparação dos resultados obtidos com os modelos  $V_{elG0}$ ,  $V_{elG1}$  e  $V_{elG2}$ , contra os resultados obtidos com o modelo PZR, estão mostrados nas figuras 4.29 e 4.30 .



**Figura 4.29 - Variação da Pressão - Condensação Espontânea das Gotas**



**Figura 4.30 -- Variação do Fluxo de Bolhas- Condensação Espontânea das Gotas**

#### 4.7.2 Análise dos Resultados: Efeito da Incorporação do Modelo de Condensação Espontânea

O modelo PZR não foi sensível em relação à incorporação do processo de condensação espontânea das gotas no volume de vapor, que praticamente não modificou os resultados de referência do modelo PZR. A maior quantidade de massa causada por condensação espontânea das gotas no volume de controle do vapor foi apenas 4.3 kg, obtida com o modelo  $V_{elG2}$ , desprezível em relação à quantidade de vapor condensado sobre as gotas do aspersor e na superfície do volume de controle da água principal.

A resposta do modelo está de acordo com as conclusões obtidas com o estudo da variação do fluxo de massa de vapor condensado na superfície da água, quando pequenas variações do fluxo de vapor condensado resultaram em pequenas variações na pressão do sistema, mesmo que houvesse uma grande variação na energia transferida para o volume de água. As maiores variações de pressão em relação ao modelo PZR ocorreram com o uso do modelo  $V_{elG}=0.06$  m/s (figura 4.29 ), onde a diminuição da pressão mínima foi muito pequena, de 0.30 bar.

A figura 4.30 mostra que o aumento da velocidade das gotas adotada, provocou alguma instabilidade no fluxo de bolhas.

## 4.8 EFEITO DA EVAPORAÇÃO

O modelo de fluxo de bolhas adotado no modelo PZR é modelo de saturação, que despreza o grau de superaquecimento da água. É assumido o equilíbrio termodinâmico na água, e a expansão da água ocorre ao longo da linha de saturação, fixando automaticamente a taxa de evaporação através da equação 4.13.

$$W_{\dot{g}} = - \frac{\xi_2}{h_v - h_l} \left[ M_v \left( \frac{dh_l}{dt} - v_l \frac{dp}{dt} \right) - Q_{aq} - Q_{pv} - Q_{vb} \right] \quad (4.13)$$

Segundo Goemans, o valor da pressão real do sistema durante um surto de saída fluxo de bolhas é levemente menor que o valor teórico determinado por esse modelo, porém, no final do processo de saída da água, a pressão é corretamente avaliada.

O modelo proposto por Bradley e adotado por Sato, assume que o fluxo de massa causado pelo processo de evaporação é definido pela equação 4.14.

$$W_{\dot{b}} = \frac{V_{elB} A_{ci} \alpha_g}{v_v} \quad (4.14)$$

onde:

- $V_{elB}$  → velocidade de subida das bolhas, constante e igual a 0.42 m/s, segundo MMS,
- $A_{ci}$  → área da seção transversal do pressurizador,
- $\alpha_g$  → fração de vazio definida pela equação 4.15 e
- $\chi_w$  → título da água.

$$\alpha_g = \frac{\chi_w v_v}{v_l + \chi_w (v_v - v_l)} \quad (4.15)$$

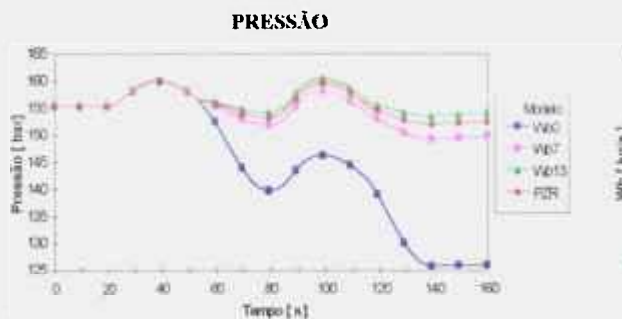
Para análise da influência do processo de evaporação no comportamento dinâmico do sistema, as modificações no modelo PZR propostas são: variação na quantidade de massa das bolhas e a utilização de um modelo que considera a velocidade de subida das bolhas.

#### 4.8.1 Efeito da Variação do Fluxo de Massa das Bolhas - Modelos: $W_{b0}$ , $W_{b7}$ e $W_{b13}$

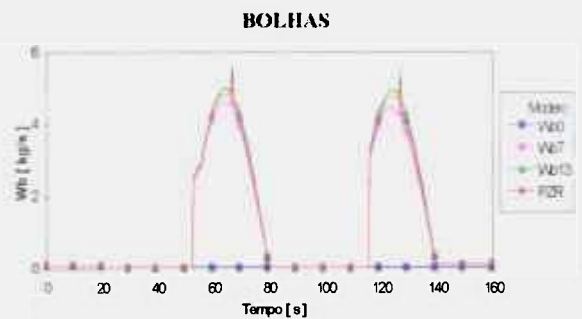
A variação da quantidade do fluxo de bolhas formadas no volume de água principal é feita com o uso dos fatores redutor e de multiplicação  $\psi$ , no lado direito da na equação 4.13. Os valores desses fatores adotados foram os mesmos considerados nos modelos de variação do vapor condensado, resultando nos modelos:

- modelo  $W_{b0}$  → fator redutor  $\psi = 0$  ( $W_b = 0$  - sem formação de bolhas),
- modelo  $W_{b7}$  → fator redutor  $\psi = 0.7$  ( $W_b = 70\%$  do  $W_b$  do PZR) e
- modelo  $W_{b13}$  → fator de multiplicação  $\psi = 1.3$  ( $W_b = 130\%$  do  $W_b$  do PZR).

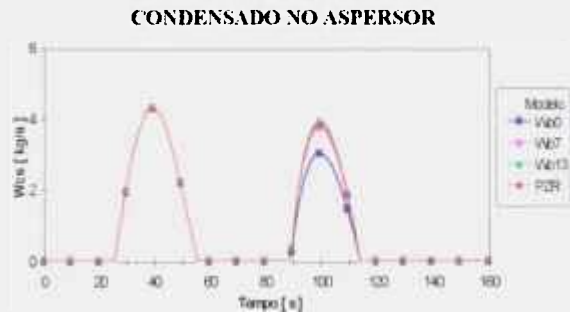
A comparação dos principais resultados obtidos com a simulação matemática dos modelos-testes contra os resultados do modelo PZR, estão mostrados nas figuras 4.31 a 4.34 , onde se verifica uma grande sensibilidade do modelo em relação ao processo de evaporação.



**Figura 4.31 - Variação da Pressão - Fluxo das Bolhas**



**Figura 4.32 - Variação do Fluxo de Bolhas - Fluxo das Bolhas**



**Figura 4.33 - Variação do Condensado no Aspersor - Fluxo das Bolhas**



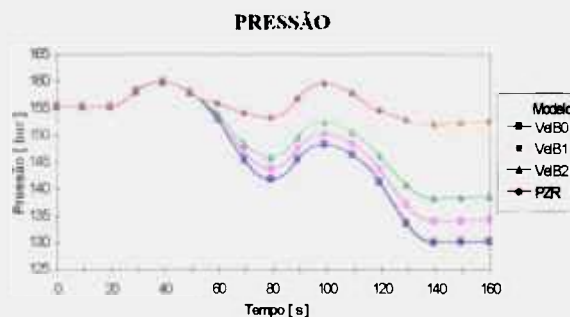
**Figura 4.34 - Variação da Massa de Água - Fluxo das Bolhas**

#### 4.8.2 Efeito da Alteração do Modelo de Evaporação - Modelos: $V_{elB0}$ , $V_{elB1}$ e $V_{elB2}$

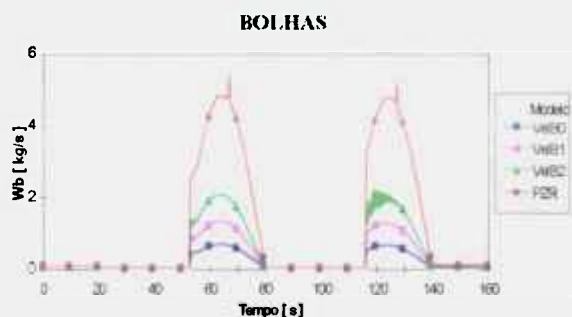
No modelo que assume a velocidade de subida das bolhas, a equação 4.13 do fluxo das bolhas do modelo PZR foi substituída pela equação 4.14; a formação de bolhas depende do grau de superaquecimento da água do volume de controle da água principal. Foram efetuados três estudos com o modelo variando a velocidade das bolhas:

- modelo  $V_{elB0}$  → velocidade das bolhas 0.42 m/s. (MMS)
- modelo  $V_{elB1}$  → velocidade das bolhas 1.0 m/s
- modelo  $V_{elB2}$  → velocidade das bolhas 2.0 m/s

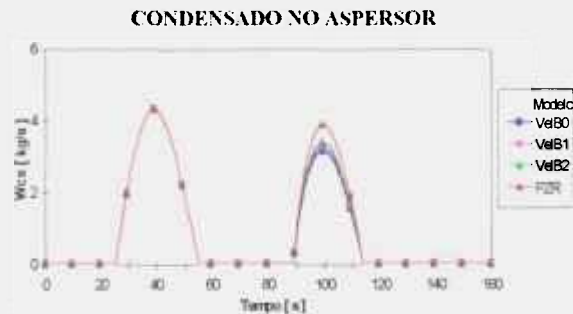
Os resultados obtidos com a simulação matemática do modelo teste da variação da velocidade das bolhas estão mostrados nas figuras 4.35 a 4.38. Verifica-se uma grande queda de pressão durante todo transiente.



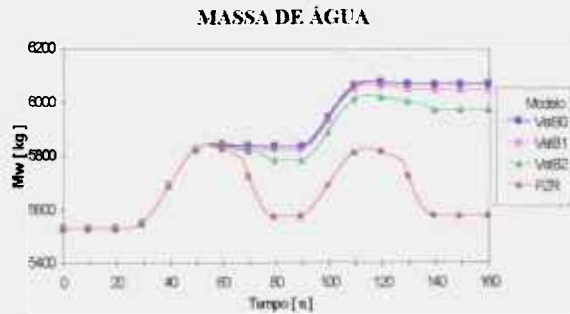
**Figura 4.35 - Variação da Pressão - Velocidade de Subida das Bolhas**



**Figura 4.36 -- Variação do Fluxo de Bolhas - Velocidade de Subida das Bolhas**



**Figura 4.37 - Variação do Condensado no Aspersor - Velocidade de Subida das Bolhas**



**Figura 4.38 - Variação da Massa de Água Velocidade de Subida das Bolhas**

### 4.8.3 Análise dos Resultados: Efeito da Evaporação

O modelo PZR mostrou-se extremamente sensível em relação ao processo de evaporação. Quando se considerou o fluxo das bolhas nulo, a pressão mínima foi, aproximadamente, 26 bar menor que a pressão mínima da referência.

Durante a saída de água do pressurizador, ocorreu a expansão do volume de vapor e a queda da pressão do sistema. No modelo de evaporação adotado, quando a água atingiu a condição de saturação, iniciou o fenômeno da evaporação instantânea, com a formação de bolhas, que entraram no volume de controle do vapor, diminuindo a expansão do sistema e a taxa de queda da pressão, causadas pela saída de água do surto.

Na simulação matemática dos modelos testes de evaporação, o fluxo do aspersor foi imposto artificialmente, conforme a função polinomial desenvolvida no modelo PZR. Na figura 4.31, a queda da pressão no modelo  $W_b0$  foi muito acentuada durante o primeiro ciclo do transiente. No surto de entrada seguinte, os processos de condensação relacionados ao fluxo do aspersor foram mantidos, embora o nível de pressão determinado para a atuação do aspersor não tenha sido atingido, diminuindo a pressão máxima atingida.

A tabela 4.8 mostra as variações percentuais dos processos de transferência de massa e nas pressões atingidas, durante todo transiente, entre os resultados obtidos pelos modelos testes da variação do fluxo das bolhas e os resultados de referência do modelo PZR.

Tabela 4.8 - Variação percentual dos resultados dos modelos: Wb0, Wb7, Wb13,  $V_{eIB0}$ ,  $V_{eIB1}$  e  $V_{eIB2}$ , em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO SURTO	FLUXO DO ASPERSOR	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$				ASPERSOR	PAREDE	SUPERFÍCIE	
	Máxima	Mínima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$
Wb0	0	-17.2%	17%	0	-10%	-10%	-25	-100%
Wb7	0	-1.8%	1%	0	-1%	0	-15	-6%
Wb13	0.3%	1.1%	0	0	1%	1%	1%	3%
$V_{eIB0}$	0	-14%	17%	0	-8%	-8%	-2%	-86%
$V_{eIB1}$	0	-12%	17%	0	-7%	-7%	-1%	-73%
$V_{eIB2}$	0	-9%	15%	0	-6%	-6%	-1%	-58%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

De acordo com os dados da tabela 4.8, as alterações dos modelos de evaporação não tiveram importância significativa nas quantidades totais do vapor condensado, não influenciando, praticamente, o processo de compressão do sistema e a pressão máxima atingida.

Nos modelos Wb7 e Wb13, embora os valores do fluxo, calculados a cada passo do programa, tenham sido modificados pelos fatores  $\psi$  em  $\pm 30\%$ , o modelo se acomodou às variações impostas, resultando em pequenas diferenças na quantidade calculada de bolhas dos modelos-testes. Uma diminuição de 30% do fluxo das bolhas do modelo PZR resultou no aumento da taxa da queda da pressão  $dp/dt$ , que, por sua vez, provocou um aumento no fluxo das bolhas.

Os resultados obtidos mostraram que pequenas variações na quantidade total de bolhas formadas durante todo transiente, resultaram em grandes variações nos resultados da pressão. No modelo Wb7, com a diminuição de 6% na quantidade de bolhas, em relação ao modelo PZR, houve uma queda acentuada, de 2.7 bar, na pressão mínima atingida pelo sistema. O aumento de apenas 3% das bolhas, do modelo Wb13, provocou um aumento na pressão mínima superior a 1 bar.

Os modelos  $V_{eIB0}$ ,  $V_{eIB1}$  e  $V_{eIB2}$  não reproduziram resultados satisfatórios, tendo grande discrepância no cálculo da pressão, de acordo com a figura 4.35 . Quanto maior a velocidade das bolhas, a variação da pressão mais se aproximou do resultado de referência do modelo PZR. Entretanto, o modelo do fluxo de massa das bolhas se tornou instável, conforme figura 4.36 . Com o aumento da velocidade de subida das bolhas em 370%, entre os modelos  $V_{eIB0}$  e  $V_{eIB2}$ , a pressão mínima atingida pelo sistema, aumentou apenas 6%.

#### **4.9 EFEITO DA UTILIZAÇÃO CONJUNTA DOS MODELOS DE CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO ALTERADOS - MODELO $V_B V_G$**

A simulação matemática proposta neste item compreende a utilização conjunta dos modelos de condensação do vapor e de evaporação que foram substituídos ou incorporados no modelo PZR:

- modelo Qci10 → tópico 4.6.2 e
- modelo VelG0 → tópico 4.7.
- modelo VelB0 → tópico 4.8.2

Essa modelagem, embora descaracterize completamente o modelo PZR, se aproxima da maioria dos modelos matemáticos desenvolvidos por autores conhecidos.

Para essa modelagem é efetuada a substituição das equações 4.13 do fluxo de bolhas e 4.8 do fluxo do vapor condensado na superfície da água, adotadas no modelo PZR, pelas equações utilizadas nos modelos  $V_{elB}0$  e  $Q_{ci}10$ .

$$W_h = \frac{V_{elB} A_{ci} \alpha_g}{v_v}$$

$$W_{ci} = \frac{\alpha_{ci} A_{ci} (T_{sat} - T_w)}{h_g - h_l}$$

Além dessas alterações, o fluxo das gotas condensadas  $W_{ro}$ , dado pela equação 4.11, foi adicionado ao programa, conforme modelo  $V_{elG}0$ .

Os valores do coeficiente de transferência de calor e velocidades de subida das bolhas e de queda das gotas condensadas adotados foram:

$$\alpha_{ci} = 10 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

$$V_{elB} = 0.42 \text{ m/s}$$

$$V_{elG} = 0.06 \text{ m/s}$$

A variação da pressão obtida com esta alteração, em comparação com o resultado obtido com o modelo PZR, está mostrada na figura 4.39.

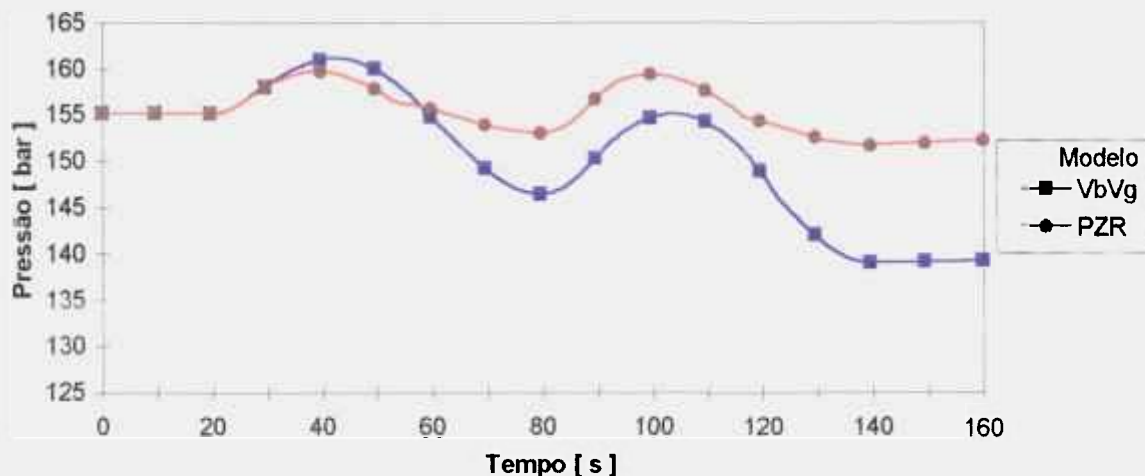


Figura 4.39 - Variação da Pressão - Modelos Alternativos de Evaporação e Condensação

As alterações efetuadas nesta simulação modificaram completamente o modelo PZR adotado. A modelagem utilizada não reproduziu resultados satisfatórios por causa dos desvios entre os valores calculados da pressão.

Comparando os resultados do modelo  $V_B V_G$  contra os resultados de referência obtidos com o modelo PZR, houve um aumento de 1.45 bar na pressão máxima atingida. De acordo com os resultados obtidos nos estudos anteriores, o aumento da pressão do sistema foi determinado, principalmente, pelo fluxo do surto de entrada e pelo fluxo de vapor condensado durante o transiente. A diminuição do fluxo total de vapor condensado em 21%, resultou nesse aumento de pressão.

A redução do fluxo de massa das bolhas de 90% foi responsável pela grande queda de pressão, onde a pressão mínima atingida pelo modelo  $V_B V_G$ , foi 12.7 bar menor que a mínima do modelo PZR.

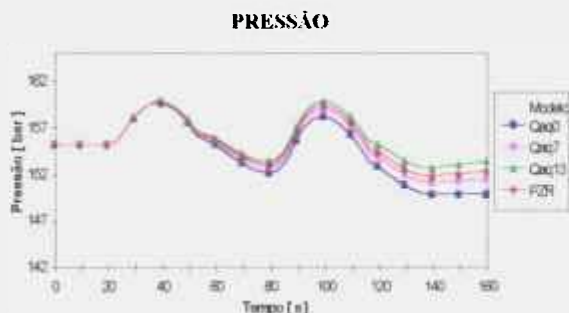
#### 4.10 EFEITO DOS AQUECEDORES ELÉTRICOS

De um modo geral, o modelo PZR foi muito pouco sensível em relação aos modelos de transferência de calor adotados, resultando em variações de pressão insignificantes.

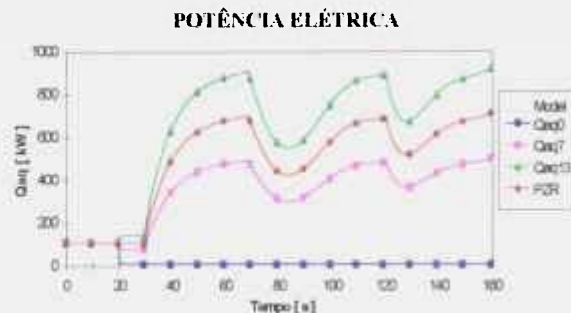
No modelo PZR foi assumido o uso de 4 bancos de aquecedores de 200 kW cada um. A análise das incertezas da função externa da potência dos aquecedores elétricos é efetuada através da alteração do fluxo de calor fornecido para a água através da utilização dos fatores redutores e de multiplicação  $\psi$ , na própria função da potência elétrica fornecida pelos aquecedor, que foi aproximada através de polinômio. Assim:

- modelo  $Q_{aq0}$  → fator redutor  $\psi = 0$  ( $Q_{aq} = 0$  - sem aquecedor elétrico),
- modelo  $Q_{aq7}$  → fator redutor  $\psi = 0.7$  ( $Q_{aq} = 70\%$  do  $Q_{aq}$  do PZR) e
- modelo  $Q_{aq13}$  → fator de multiplicação  $\psi = 1.3$  ( $Q_{aq} = 130\%$  do  $Q_{aq}$  do PZR).

Os resultados da variação da pressão e da potência dos aquecedores estão mostrados nas curvas das figuras 4.40 e 4.41 , respectivamente.



**Figura 4.40 - Variação da Pressão - Aquecedores Elétricos**



**Figura 4.41 - Variação da Potência Elétrica do Aquecedores- Aquecedores Elétricos**

#### 4.10.1 Análise dos Resultados: Efeito dos Aquecedores Elétricos

Os resultados das variações percentuais dos processos de transferência de massa e das pressões atingidas, dos modelos-testes da variação da potência dos aquecedores em relação ao resultado de referência do modelo PZR, durante todo transiente, estão mostrados na tabela 4.9 .

*Tabela 4.9 - Variação percentual dos resultados dos modelos: Qaq0, Qaq7, Qaq13, em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO SURTO	FLUXO DO ASPERSOR	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$				ASPERSOR	PAREDE	SUPERFÍCIE	
	Máxima	Mínima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$
Qaq0	0	-1.3%	-0.4%	0	-1%	0	1%	-4%
Qaq7	0	-0.4%	0.1%	0	0	0	0	-1%
Qaq13	0	0.6%	-0.1%	0	0	1%	0	2%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

No modelo PZR, a perda de calor para o ambiente, durante o estado estacionário, foi compensada pela produção de um fluxo de calor pelos aquecedores elétricos. O aumento total da entalpia do volume de controle da água, causado pelos aquecedores, correspondeu a 50% do aumento total durante todo transiente.

A variação da potência elétrica dos aquecedores influenciou, principalmente na quantidade de bolhas formadas durante o transiente, causando grandes variações na quantidade total de energia transferida para o volume de controle do vapor. No modelo Qaq0, houve uma redução de 50% na entalpia total da água, que resultou no aumento do grau de sub-resfriamento, e na diminuição da quantidade de bolhas formadas e da pressão mínima atingida pelo sistema.

A pressão mínima atingida com esse modelo durante o primeiro ciclo do transiente, foi, somente, 0.4 bar menor que a pressão mínima do modelo PZR, indicando uma baixa sensibilidade do modelo frente a esse processo. Os processos predominantes no cálculo da pressão são os relativos ao fluxo de massa; o fluxo de calor praticamente não influenciou a resposta da pressão.

#### 4.11 EFEITO DA PAREDE DO PRESSURIZADOR

O modelo foi, também, muito pouco sensível aos processos de transferência de calor para a parede do pressurizador, pois, observou-se variações na resposta da pressão somente para coeficientes de transferência de calor extrapolados, 1000% maiores que os obtidos no modelo PZR.

No modelo PZR, os fluxos de transferência de calor para a parede do pressurizador por unidade de área foram considerados constantes, e calculados através das equações 4.16 e 4.17.

$$Q_{pg} = K_{pg} A_g \qquad K_{pg} = \alpha_{pg} (T_g - T_p) \qquad (4.16)$$

$$Q_{pw} = K_{pw} A_w \qquad K_{pw} = \alpha_{pw} (T_w - T_p) \qquad (4.17)$$

A temperatura da parede  $T_p$  foi assumida igual à temperatura de saturação do sistema. Os valores dos coeficientes de transferência de calor,  $\alpha_{pg} \cong 10 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e  $\alpha_{pw} \cong 12 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ , foram computados através dos valores obtidos no estado estacionário do fluxo de calor para a parede do vapor  $Q_{pg}$  e para a parede da água  $Q_{pw}$ .

Bradley considerou o coeficiente  $\alpha_{pg}$ , obtido conforme o modelo de condensação de Nusselt, constante durante o surto de entrada, porém, na equação da transferência de calor para a parede adjacente ao vapor, adotou a temperatura de saturação em vez da temperatura de superaquecimento do vapor. Goemans utilizou um modelo de 4 nós de distribuição da temperatura na parede do pressurizador, atualizando-a a cada passo do programa.

Na literatura, foram encontrados diversos modelos de transferência de calor para a parede e, por causa da existência de um número excessivo dos modelos e da carência de dados experimentais que comprovem as hipóteses adotadas, são propostas alterações nos coeficientes de transferência de calor para a parede, além de modificações nos modelos adotados, assumindo primeiramente, um modelo que considera a temperatura da parede constante durante todo transiente, e, por fim, um modelo no qual o fluxo de calor para a parede é função do calor fornecido pelos aquecedores elétricos.

Assim, para o modelo da temperatura da parede  $T_p$  constante, tem-se, conforme equação 4.18.

$$Q_{pg} = \alpha_{pg} A_g (T_g - T_p) \qquad Q_{pw} = \alpha_{pw} A_w (T_w - T_p) , \qquad (4.18)$$

Os coeficientes de transferência de calor  $\alpha_{pg}$  e  $\alpha_{pw}$  são também obtidos a partir dos valores de  $Q_{pg}$  e  $Q_{pw}$  do estado estacionário, fixando-se a temperatura da parede, e mantidos constantes durante o transiente.

O modelo do fluxo de calor em função dos aquecedores, adota um coeficiente  $Q_{out}$ , calculado conforme equação 4.19. onde  $A_{press}$  é a área da parede do pressurizador.

$$Q_{out} = \frac{Q_{aq}}{A_{press}} , \qquad (4.19)$$

O valor do fluxo de calor fornecido pelos aquecedores elétricos  $Q_{aq}$  é atualizado a cada passo do programa. A partir do valor de  $Q_{out}$  é calculada a temperatura da parede de acordo com a equação 4.20.

$$T_p = T_{sat} - Q_{out} \frac{D}{\lambda}, \quad (4.20)$$

onde, segundo Goemans:

- $D \rightarrow$  espessura do revestimento, igual a 0.004m
- $\lambda \rightarrow$  condutividade térmica do revestimento, igual a 0.019 kW/m°C

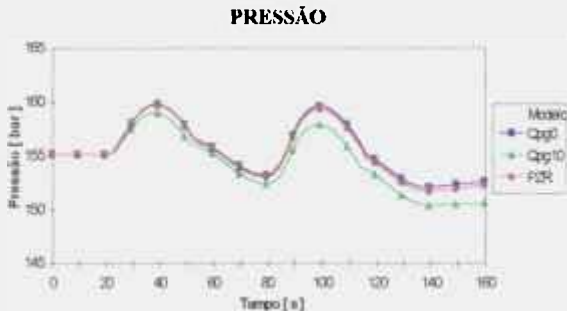
As equações para o fluxo de calor para a parede  $Q_{pg}$  e  $Q_{pw}$  são dadas de acordo com a equação 4.18, com:  $\alpha_{pg} \cong 10$  kW/m<sup>2</sup>°C e  $\alpha_{pw} \cong 12$  kW/m<sup>2</sup>°C.

#### 4.11.1 Efeito da Transferência de Calor para a Parede do Vapor - Modelos: Qpg0 e Qpg10

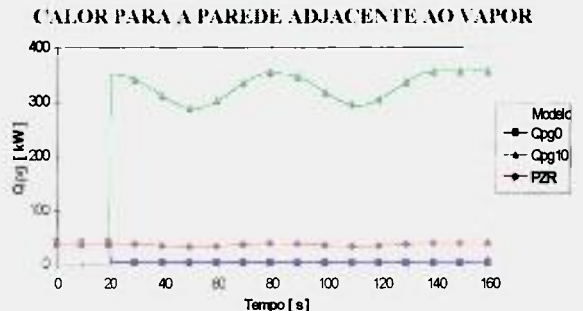
As modificações do coeficiente de transferência de calor  $\alpha_{pg}$  resultaram nos modelos:

- modelo Qpg0  $\rightarrow$  coeficiente de transferência  $\alpha_{pg} = 0$  ( $Q_{pg} = 0$  - sistema isolado) e
- modelo Qpg10  $\rightarrow$  coeficiente de transferência  $\alpha_{pg} = 100$  kW/m<sup>2</sup>°C ( $Q_{pg} = 1000\%$  do  $Q_{pg}$  do PZR).

Os resultados obtidos com as simulações matemáticas dos modelos Qpg0 e Qpg10, estão mostrados nas figuras 4.42 e 4.43 .



**Figura 4.42 - Variação da Pressão Parede Adjacente ao Volume de Vapor**

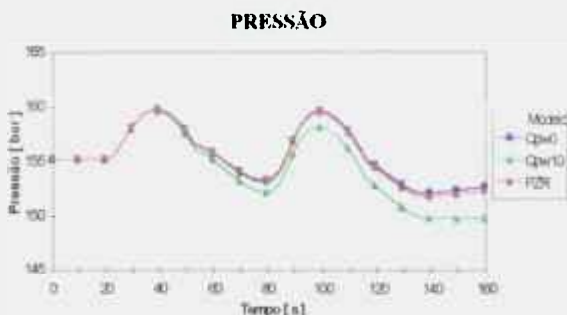


**Figura 4.43 - Variação do Fluxo de Calor para a Parede - Parede Adjacente ao Volume de Vapor**

#### 4.11.2 Transferência de Calor para a Parede da Água - Modelos-Testes: Qpw0 e Qpw10

Os resultados obtidos com a variação do fluxo de calor para a parede adjacente ao volume de controle da água principal estão mostrados nas figuras 4.44 e 4.45 , onde:

- modelo Qpw0 → coeficiente de transferência  $\alpha_{pw} = 0$  ( $Q_{pw} = 0$  - sistema isolado) e
- modelo Qpw10 → coeficiente de transferência  $\alpha_{pw} = 120 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  ( $Q_{pw}=1000\%$  do  $Q_{pw}$  do PZR).



**Figura 4.44 - Variação da Pressão - Parede Adjacente ao Volume de Água**

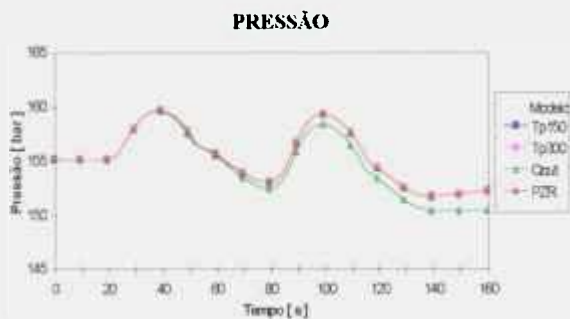


**Figura 4.45 - Variação do Fluxo de Calor para a Parede - Parede Adjacente ao Volume de Água**

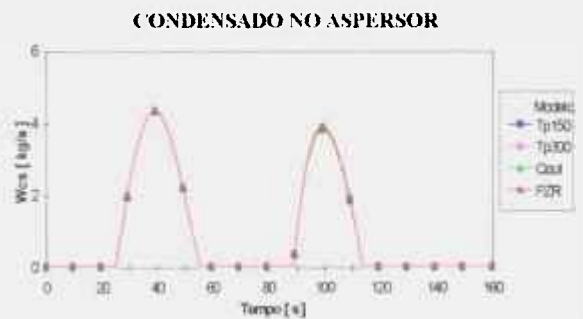
### 4.11.3 Efeito da Alteração dos Modelos de Transferência de Calor para a Parede - Modelos-Testes: Tp150, Tp300 e Qout

Nos modelos-testes Tp150 e Tp300, foram assumidas temperaturas da parede constantes e iguais  $T_p=150^{\circ}\text{C}$  e  $T_p=300^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

O modelo Qout, assume a transferência de calor para a parede como função da potência dos aquecedores  $Q_{aq}$ , atualizada a cada passo de programação. Os resultados da simulação matemática dos modelos Tp150, Tp300 e Qout estão mostrados nas figuras 4.46 a 4.49.



**Figura 4.46 - Variação da Pressão - Modelos Alternativos de Transferência de Calor**



**Figura 4.48 - Variação Condensado na Superfície - Modelos Alternativos de Transferência de Calor**



**Figura 4.47 - Variação do Fluxo de Calor para a Parede da Água- Modelos Alternativos de Transferência de Calor**



**Figura 4.49 - Variação do Fluxo de Calor para a Parede do Vapor - Modelos Alternativos de Transferência de Calor**

#### 4.11.4 Análise dos Resultados: Efeito da Parede do Pressurizador

A tabela 4.10 mostra as variações percentuais entre os resultados obtidos pelos modelos testes da variação do fluxo de calor para a parede do pressurizador e os resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.

Tabela 4.10 - Variação percentual dos resultados dos modelos:  $Q_{pg0}$ ,  $Q_{pg10}$ ,  $Q_{pw0}$ ,  $Q_{pw10}$ ,  $T_{p150}$ ,  $T_{p300}$  e  $Q_{out}$ , em relação aos resultados de referência do modelo PZR, durante todo transiente.

MODELO TESTE	PRESSÃO		FLUXO DO	FLUXO DO	VAPOR CONDENSADO			BOLHAS
	$\Delta P^*$		SURTO	ASPERSOR	ASPERSOR	PAREDE	SUPERFÍCIE	
	Máxima	Mínima	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$	$\Delta M^*$
$Q_{pg0}$	0	0	0	0	0	-86%	2%	-1%
$Q_{pg10}$	0	-1%	0	0	-2%	776%	-8%	17%
$Q_{pw0}$	0	0	0	0	0	0	0	1%
$Q_{pw10}$	0	-1%	0	0	-1	0	1%	-4%
$T_{p150}$	0	0	0	0	0	0	0	0
$T_{p300}$	0	0	0	0	0	1%	0	0
$Q_{out}$	0	-1%	0	0	-1%	377%	-11%	7%

\*  
 $\Delta P \rightarrow$  (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,  
 $\Delta M \rightarrow$  (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente

O modelo foi pouco sensível em relação ao fluxo de calor para a parede, pois de acordo com os resultados obtidos, foram necessários aumentos de 1000% nos coeficientes de transferência de calor, para que a diferença entre as pressões atingidas pelos modelos-testes e o modelo PZR fossem pouco maiores que 1 bar. Considerando o sistema isolado, ou seja, considerando os modelo  $Q_{pg0}$  e  $Q_{pw0}$ , não houve, praticamente alteração na resposta do sistema, conforme figuras 4.42 e 4.44 .

No modelo PZR a quantidade total de vapor condensado na parede do vaso foi aproximadamente 11 kg, que correspondeu a apenas 3% do total do vapor condensado durante todo transiente. Com a simulação do modelo  $Q_{pg10}$ , essa quantidade aumentou

para 94.6 kg. A massa de vapor condensado no aspersor foi, aproximadamente, 3 vezes maior que a massa condensada na parede.

No modelo Qpw10, a quantidade de vapor condensado praticamente não foi alterada, porém com a maior transferência de calor para a parede do vaso, o grau de sub-resfriamento da água aumentou, resultando na queda do fluxo das bolhas.

A diferença entre os valores da pressão calculados com esses modelos e os valores do modelo PZR foi pequena, da ordem de 1 bar.

Os modelos Tp150 e Tp300, que consideram a temperatura da parede constante, não modificaram o comportamento do sistema durante o transiente, o que significa que a temperatura real da parede do pressurizador não foi importante no modelo PZR.

Pode-se concluir que a variação do calor transferido para a parede, tanto pela alteração dos coeficientes de transferência de calor da água  $\alpha_{pw}$  e do vapor  $\alpha_{pg}$  quanto pela utilização do modelo de temperatura constante, teve pouca influência na resposta do sistema. Em vista dos resultados obtidos, a utilização de um modelo de distribuição da temperatura na parede do pressurizador não é necessária.

O modelo Qout resultou em uma grande variação da quantidade de calor transferido para a parede do pressurizador, conforme figuras 4.47 e 4.49. Em relação ao modelo PZR, a pressão mínima atingida durante o primeiro ciclo do transiente, foi menor, em 0.6 bar.

## CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

### 5.1 CONCLUSÕES

### 5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

## CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

### 5.1 CONCLUSÕES

A análise de sensibilidade do presente estudo considera o estudo de sensibilidade integral durante todo o tempo de simulação de um transiente. Os resultados de sensibilidade obtidos são específicos para o modelo PZR; uma modelagem de pressurizador diferente da adotada pode produzir resultados diferentes.

Os modelos-testes utilizados nesse estudo foram obtidos não somente em relação às modificações na modelagem dos processos físicos, como também em relação às incertezas nas condições de contorno definidas pelas funções externas.

Os resultados obtidos no presente trabalho, descrito no capítulo 4, permitiram a construção de conjunto abrangente de dados para a análise de sensibilidade, incluindo os principais fenômenos e parâmetros de interesse nos processos que ocorrem durante um transiente de um pressurizador.

As maiores influências de sensibilidade nos resultados do PZR foram observadas, basicamente, com as modificações nos fluxos de massa dos processos considerados na modelagem, com as variações da temperatura da água do aspensor, e com a mistura dos volumes de controle da fase líquida.

De um modo geral, verificou-se que as variações impostas ao modelo PZR foram, de certa forma, compensadas pela produção de vapor condensado e de bolhas durante o transiente, que dependem das variáveis de estado atualizadas a cada passo do programa.

No modelo de compressão semi-isoentrópico adotado, quanto menor a quantidade de massa de vapor condensado durante o transiente, maior a taxa de aumento da pressão, resultando no aumento do pico de pressão atingido pelo sistema.

A tabela 5.1 mostra a comparação dos principais resultados obtidos pelos modelos-testes mais importantes, contra os resultados de referência do modelo PZR, através das variações percentuais dos processos termodinâmicos e das pressões, calculados durante as simulações matemáticas de cada modelo.

*Tabela 5.1 - Comparações dos resultados dos modelos testes de variações dos principais processos, contra o resultado de referência do modelo PZR, durante todo transiente.*

MODELO	PRESSÃO MÍNIMA		PRESSÃO MÁXIMA		FLUXO DO SURTO	FLUXO DO ASPERSOR		VAPOR CONDENSADO		BOLHAS		
	ABS*	ΔP*	ABS*	ΔP*		ΔM*	ΔM*	ΔE*	ΔM*	ΔE*	ΔM*	ΔE*
					água							vapor
<b>VInf</b>	-4.88	-3.2%	-0.82	-0.5%	-26%	0	34%	5%	34%	-13%	-13%	-99%
<b>Wsu7</b>	1.01	0.7%	-1.95	-1.2%	-30%	0	-45%	-11%	-48%	-23%	-23%	-47%
<b>Wsu13</b>	-1.02	-0.7%	2.11	1.3%	30%	0	47%	11%	47%	23%	24%	53%
<b>Wsp0</b>	2.23	1.5%	5.83	3.7%	0	-100%	-100%	-97%	-100%	-57%	-54%	-71%
<b>Wsp7</b>	0.69	0.5%	1.14	0.7%	0	-30%	-9%	-24%	-9%	-11%	-10%	-6%
<b>Wsp13</b>	-0.54	-0.3%	-0.79	-0.5%	0	30%	-2%	21%	-2%	9%	8%	3%
<b>Wsp0</b>	-3.10	-2.0%	-1.88	-1.2%	1%	-100%	-100%	-15%	-55%	19%	28%	-72%
<b>Wsp7</b>	-0.86	-0.6%	-0.78	-0.5%	1%	-30%	-44%	-5%	-20%	5%	8%	-26%
<b>Wsp13</b>	1.09	0.7%	1.00	0.7%	-1%	30%	56%	6%	20%	-4%	-6%	49%
<b>Tsp275</b>	-0.78	-0.5%	-0.80	-0.5%	0	0	-21%	8%	-20%	8%	10%	-16%
<b>Tsp305</b>	1.30	0.9%	1.27	0.8%	-1%	0	27%	-10%	25%	-7%	-8%	46%
<b>Wcs0</b>	4.68	2.3%	9.82	6.2%	-4%	0	133%	-50%	124%	-45%	-45%	201%
<b>Wcs7</b>	1.76	-1.2%	1.86	-1.3%	-1%	0	38%	-14%	35%	-11%	-11%	59%
<b>Wcs13</b>	-1.53	-1%	-1.22	-0.8%	1%	0	-33%	14%	-33%	12%	12%	-36%
<b>Wci0</b>	0.22	0.2%	1.45	0.9%	-1%	0	48%	-18%	-92%	-18%	-17%	-44%
<b>Wci7</b>	0.20	0.1%	0.33	0.2%	-1%	0	12%	-4%	-20%	-3%	-3%	0
<b>Wci13</b>	0.13	-0.1%	-0.26	-0.2%	0	0	-10%	3%	15%	4%	4%	22%
<b>Ep10</b>	0.09	0.1%	-0.44	-0.3%	0	0	-17%	5%	25%	6%	6%	26%
<b>Wb0</b>	-26.11	-17.2%	0.04	0	17%	0	1%	-8%	-1%	-100%	-100%	-100%
<b>Wb7</b>	-2.74	-1.8%	0	0	1%	0	0	-1%	-1%	-6%	-5%	-30%
<b>Wb13</b>	1.59	1.1%	0.53	0.3%	0	0	1%	1%	0	3%	3%	30%

ABS = Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão do Modelo PZR,

ΔP→ (Pressão (bar) do Modelo-Teste - Pressão (bar) do Modelo PZR) / Pressão (bar) do Modelo PZR,

ΔM→ (Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo-Teste - Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR) / Quantidade de Massa Total (kg) do Modelo PZR, calculadas durante todo transiente e

ΔE→ Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo-Teste - Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR / Energia (MJ) Total Transferida para o Volume de Controle no Modelo PZR, durante todo transiente

De acordo com os resultados obtidos em todos os modelos-testes analisados, a resposta da pressão foi determinada, principalmente, pela entrada e saída de vapor do volume de controle do vapor, resultando em elevadas variações volumétricas, que não aconteceram com os processos de transferência de energia.

A maior sensibilidade observada no modelo PZR foi em relação aos processos de evaporação e condensação do vapor sobre o aspersor, que resultaram nos maiores desvios de pressão em relação ao resultado de referência, conforme descritos a seguir.

O fluxo das bolhas foi o fenômeno que mais influenciou no processo de expansão do sistema, onde a diferença na pressão mínima do modelo Wb0, em relação ao resultado de referência, foi, aproximadamente, 26 bar. No modelo Wb7, ocorreu uma pequena diminuição de 6% na quantidade total de bolhas, em relação ao modelo PZR, que resultou em uma discrepância de 2.7 bar nos valores das pressões mínimas calculadas.

A substituição do modelo de evaporação não reproduziu resultados satisfatórios, pois o valor da pressão mínima, comparado ao modelo PZR, foi, aproximadamente, 22 bar menor, por causa da pequena quantidade de bolhas formadas. Conclui-se, portanto, que a escolha do modelo de evaporação é importante para a modelagem do comportamento dinâmico do pressurizador.

O vapor condensado sobre o aspersor influenciou bastante na determinação do aumento da pressão, durante a compressão do sistema, com a entrada de água no pressurizador, respondendo pela maior parte de vapor condensado que foi retirado do volume de controle do vapor. A pressão máxima atingida com o modelo Wcs0 foi, aproximadamente, 10 bar acima da calculada com o modelo PZR.

O modelo PZR revelou uma sensibilidade média em relação aos processos: aspersão de água, mistura da água do surto e surto, conforme segue abaixo.

Nos modelos-testes de variação do fluxo do aspersor, considerando o fluxo de massa do aspersor nulo, houve um aumento, de 5.8 bar, da pressão máxima, em relação ao resultado de referência, porque diminuiu muito a quantidade total de água que entrou no pressurizador.

Em relação ao uso do coeficiente de mistura da água do surto com a água existente no pressurizador, com a saída da água pela linha de surto, a pressão mínima foi, aproximadamente, 5 bar menor que a do modelo PZR, pois a água que saiu pela linha do surto foi extraída somente do volume de controle da água principal.

Outro processo importante na resposta da pressão, foi a variação do fluxo do aspersor, que modificou a quantidade de água que entrou no pressurizador, sem influenciar o cálculo dos fluxos de vapor condensado. Considerando o fluxo do aspersor nulo, a pressão máxima calculada foi, da ordem de 2 bar, menor que a pressão máxima do modelo PZR, pois a compressão do vapor causada pela entrada de água pela linha do aspersor foi menor.

A variação do fluxo de massa do surto alterou o volume de água que entrou ou saiu do pressurizador durante o transiente, influenciando no comportamento do sistema apenas pelo volume que ocupou no pressurizador. Resultou em diferenças de, aproximadamente, 2 bar entre as pressões máximas calculadas pelos modelos-testes e a calculada pelo modelo PZR.

Os modelos-testes da variação da temperatura da água do aspersor e do fluxo de vapor condensado na superfície da água, cujas diferenças na resposta da pressão, em relação ao resultado de referência, foi da ordem de 1.5 bar.

O modelo PZR não foi sensível em relação aos processos de transferência de calor, à substituição do modelo de condensação na superfície da água e à incorporação do modelo de gotas condensadas espontaneamente.

A utilização do modelo de condensação na superfície da água que considerou a superfície da água como uma extensão da parede do pressurizador, resultou em um aumento da ordem de 1 bar na pressão máxima atingida pelo sistema. Porém, com aumento do valor do coeficiente de transferência de calor na superfície  $\alpha_{ci}$  em 1000%, variação da pressão foi muito pequena, indicando que o modelo foi pouco sensível ao valor do coeficiente adotado.

A variação dos fluxos de calor para a parede do pressurizador não alteraram significativamente a quantidade de massa de vapor condensado, em relação ao modelo PZR.

Foram necessários aumentos consideráveis, de 1000%, para se obter variações da resposta da pressão da ordem de 1 bar.

Pode-se concluir que a utilização de modelos complexos de determinação da temperatura da parede não é necessária, pois a sensibilidade do modelo PZR foi extremamente pequena para diversas temperaturas adotadas na parede do pressurizador.

A variação da potência elétrica fornecida pelos aquecedores resultou em uma pressão mínima, 0.6 bar menor que a pressão mínima atingida pelo modelo PZR.

A temperatura da água do fluxo do surto praticamente não influenciou o comportamento dinâmico do pressurizador, pois a mistura entre os volumes de água não foi considerada.

A sensibilidade do PZR, quanto a condensação do vapor com a formação de gotas condensadas espontaneamente no volume de vapor, é praticamente nenhuma. Houve um pequena diminuição, em torno de 0.3 bar, em relação ao resultado de referência, o que demonstra que a incorporação do modelo não é necessária e o processo pode ser desprezado.

A substituição da modelagem de condensação e evaporação por modelos alternativos, assumidos por grande parte dos autores, descaracterizou o modelo PZR e não reproduziu resultados satisfatórios, dada a grande discrepância entre os valores calculados da pressão.

## 5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados do presente trabalho de análise de sensibilidade permitem estender a sua aplicabilidade a diversas áreas, teóricas ou experimentais.

Como ilustração, pode-se sugerir a sua utilização nos trabalhos preliminares de preparação de experimento de pressurizador no LOOP-150, do Centro Tecnológico da Marinha de São Paulo, como meio econômico para se extrair o máximo rendimento dos recursos financeiro, material e humanos alocados para esse fim.

Pois, conhecendo-se as sensibilidades dos parâmetros e dos processos, torna-se fácil estimar a ordem de precisão que deve ser especificada para a instrumentação a ser utilizada na coleta de dados nas experiências. E um bom planejamento de experimentos na planta LOOP-150 depende, também, de se definir com antecipação a especificação técnica dos aparatos experimentais a serem adquiridos, assim como o posicionamento espacial dos mesmos.

A rotina experimental pode ser planejada com maior segurança se for possível prever-se, mesmo aproximadamente, o comportamento da planta e os prováveis limites de variação dos seus parâmetros. Resultados que podem ser obtidos por meio de simulação numérica utilizando o modelo PZR, com substituição dos parâmetros correspondentes aos do pressurizador do LOOP-150, e, também, apoiado em resultados do presente trabalho de análise da sensibilidade.

## REFERÊNCIAS

1. White, F. M. - Viscous Fluid Flow - - New York, McGraw Hill Book Company, Inc. 1974
2. Bird, R. B., Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N. - Transport Phenomena - Department of Chemical Engineering, University of Wisconsin, N.Y.- London, John Willey & Sons, Inc. 1960
3. Chang, T. F - A Thermal-Hydraulic System Simulation Model for the Reactor, Boiler and Heat Transport System (SOPHT), CNS-37-2, University of Chicago Metallurgical Laboratory, 1977
4. Moore, K. V. et ali - RETRAN-4 - Program for One Dimensional Transient Thermal Hydraulic Analysis for Complex Fluid Flow System - EPRI-CCM-5, vols 1-4, Electric Power Research Institute, 1978.
5. Goemans, T. - Mathematical Modelling of Pressurizer Thermodynamics - WTHD No.34 Delft University of Technology the Netherlands -Department of Mechanical Engineering, 1972
6. Glasser, T. H. - Basic Equations for Predicting Performance of a Nuclear Power Plant Pressurizer - Paper 57-NESC-95, 2nd Nuclear Engineering and Science Conference, Philadelphia, 1957.
7. Cunningham, J.P. and Meyer, H.R. - PRESTO - A Pressurizer Transient Program for the IBM-704 - USAEC Report YAEC-141, 1960.
8. Findlay, J.A. - Pressurizer Analysis and PRE Digital Program - USAEC Report KAPL-M-NPA-23, 1961.
9. Drucker, E. E. and Gorman, D. J. - A Method of Predicting Steam-Surge Tank Transients Based on One-Dimensional Heat Sink - Nuclear Science and Engineering, vol. 21, p. 473-480, 1965.

10. Redfield, J. A. and Margolis, S. G. - TOPS - a Fortran Program for the Transient Thermo-Dynamics of Pressurizers - USAEC Report WAPD-TM-545, 1965.
11. De Melker, P. and Latzko, D. H. G. - Digital Analysis of Pressurizer Transients and Comparison with Experimental Results - Proc. Symposium on Two Phase Flow Dynamics, Eindhoven 1967. Euraton, Brussel, p. 1397-1430, 1969.
12. Navahandi, A. M. and Makkenchery, S. - An Improved Pressurizer Model with Bubble Rise and Condensate Drop Dynamics - Nuclear Engineering and Design, vol. 12, p 135-147, 1970.
13. Sato, E. F. - Simulação Digital do Pressurizador de uma Central PWR - Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1980.
14. Madeira, A. A. and Oliveira-Barroso, A. C. de - Um Novo Modelo para Simulação de Pressurizadores de Centrais PWR - 6º Congresso de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro (Brasil), 1981.
15. Lin, J. C. et al. - RELAP5/MOD2 - Pressurizer Modeling - Anon.-Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting, New York, NY(USA). American Society of Mechanical Engineers, 1984.
16. Sami, S.M. - A Dynamic Model For Predicting CANDU Pressurizer Performance - Nuclear Technology -USA, vol.72, 1986.
17. Gallagher, J. M. A Procedure for Determining Pressurizer Design Parameters - USAEC Report WCAP-563, 1957.
18. Bradley, P. L. - Development and Design Studies of SM-2 Pressurizer - USAEC Report APAE-Memo-266, 1960.
19. Honert, A. Van Den - Pressurizer Dynamics - Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, 1969.

20. Contzen, J. P. - Simulation du Comportement du Pressuriseur d'un Réacteur du Type à Eau Sous Pression - Proc. 3rd. International Analog Computation Meeting, Brussel, p. 347-355, 1962.
21. Dellacasa, G. and Jacovoni, F. - Simulazione Analogia di un Impianto Nucleare ad Acqua in Pressione per Propulsione Navale - Euroton Report EUR-3111, 1966.
22. Eckert, E. R. C. and Drake Jr., R. M. - Heat and Mass Transfer - New York, McGraw Hill Book Company, Inc., 1959.
23. Drucker, E.E. and Tong, K. N. - The Compression of Initially Saturated Vapors - Syracuse University Research Institute, Report ME 761-790 A, 1961.
24. Baron, C. C. - Digital Model Simulation of Nuclear Pressurizer - Nuclear Science and Engineering, vol. 52, p. 283-291, 1973.
25. Drucker, E. E. and Goemans, T. - Discussion of Thermodynamic Models for Pressurizer Insurge Calculation - NEPTUNUS Pressurizer Project, report NEP-T-I-20, 1966.
26. Studovic, M. and Stevanovic, V. - Nonequilibrium Pressurizer Model - 3. International Meeting on Reactor Thermal Hydraulics, Newport, RI (USA), 1985.
27. O'Brian, S. - Turbo Pascal 6 - Completo e Total - McGraw Hill, MAKRON Books do Brasil Ltda., 1992.
28. Schmidt, E. - Properties of Water and Steam in SI-Units - Ulrich Grigull, 1982.
29. Bosley, D. B., Leddick, R. S. and Drucker, E. E. - Development and Design Studies of SM-2 Pressurizer - USAEC Report AECU-3371, 1956.
30. Armor, A. F., Wong, F. K., Divakaruni, S. M. and Sursock, J. P. - Modular Modeling System (MMS) - A Code for the Dynamic Simulation of Fossil and Nuclear Power Plants - The Babcock & Wilcox Company and Bechtel Group, Inc. 1983.
31. Vanni, E. A. - Simulador Digital do Pressurizador e Bomba do Circuito Primário de um Reator com Água Pressurizada - Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 1978.