

IMPLEMENTAÇÃO DE NOVAS CARCTERÍSTICAS EM UM SIMULADOR  
DIGITAL DE PRINCÍPIOS BÁSICOS DE UMA PLANTA NUCLEAR PWR

Daniel Póvoa Fevereiro

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS  
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA NUCLEAR.

Aprovada por:

---

Prof. Antônio Carlos Marques Alvim, Ph.D.

---

Prof. Su Jian, D.Sc.

---

Prof. Eduardo Gomes Dutra do Carmo

---

Prof. Marcos Oliveira de Pinho, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

MARÇO DE 2007

FEVEREIRO, DANIEL PÓVOA

Implementação de novas características Simulador  
Digital de Princípios Básicos de Um Planta Nuclear  
PWR [Rio de Janeiro] 2007

XII, 103 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,  
M.Sc.,Engenharia Nuclear, 2007)

Dissertação – Universidade Federal do Rio de  
Janeiro, COPPE

1. Simulação do funcionamento de uma planta PWR
2. Simulação de Eventos e Acidentes
3. Reformulação do Layout

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha mãe, Ana Elizabeth Póvoa Fevereiro, que durante toda minha vida estudantil não mediu esforços para que eu tivesse uma formação de qualidade e excelência. Sendo o maior exemplo para mim de perseverança e amor ao próximo.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de colocar nesta pequena porção de papel o meu imensurável agradecimento ao professor Antônio Carlos Marques Alvim, pessoa que graças a Deus pude conhecer de uma maneira não tanto acadêmica, mas quando eu mesmo não acreditava que poderia fazer o meu trabalho e me senti perdido, com dúvidas. Sua serenidade, paciência e compreensão me mostraram o quanto é necessário aprender com a experiência e humildade.

Não poderia esquecer-me da querida “Jô”, pois graças a sua competência e prestatividade pude retornar o meu trabalho com mais motivação. Seu trabalho, seu carinho e sua dedicação sem duvida são grandes contribuições para a excelência do Programa de Engenharia Nuclear da COPPE.

E também agradecer a todos os professores do programa no qual cursei disciplinas que puderam aumentar o meu conhecimento de forma significativa. Destaco o Professor Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo, no qual me identifiquei por ter sua graduação em Física e um ótimo senso de humor.

Agradeço também a minha namorada Nina e meu irmão Guilherme pelo apoio e broncas, e meus amigos Arnaldo Benthier, Marcelo Rodrigo e Eduardo Navega por sua amizade e companheirismo nesta etapa.

*“O que nos deixa confusos não é aquilo que não conhecemos, mas o que temos certeza de que não é assim.” – Mark Twain*

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

## IMPLEMENTAÇÃO DE NOVAS CARACTERÍSTICAS EM UM SIMULADOR DIGITAL DE PRINCÍPIOS BÁSICOS DE UMA PLANTA NUCLEAR PWR

Daniel Póvoa Fevereiro

Março / 2007

Orientadores: Antônio Carlos Marques Alvim

Su Jian

Programa: Engenharia Nuclear

Neste trabalho foi feita uma remodelação do simulador digital de uma planta PWR por meio da criação de uma interface gráfica com a tecnologia Flash MX com a finalidade de tornar o design mais atraente e dar a percepção de eventos como em um painel de controle. Ao programa foram adicionadas novas características, como acesso a modelagem matemática usada no mesmo, a inserção de um vídeo narrado que descreve o funcionamento da planta, possibilidade de mudança de parâmetros físicos e materiais da planta e gráficos em tempo real.

Abstract of the Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

NEW FEATURES IMPLEMENTATION OF A DIGITAL SIMULATOR OF BASIC  
PRINCIPLES OF A PWR NUCLEAR POWER PLANT

Daniel Póvoa Fevereiro

March / 2007

Advisors: Antônio Carlos Marques Alvim

Su Jian

Department: Nuclear Engineering

In this work a digital PWR plant simulator remodeling was made by using Flash MX technology graphical interface with the purpose to present a more attractive layout and the perception of events as in a control panel. New features had been added to the program, as access to the used mathematical modeling, the insertion of a narrating video that describes the plant's functioning, possibility of change of physical and material plant's parameters and graphs in real time.

## ÍNDICE

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 – A importância da Energia Nuclear no cenário Mundial.....	1
1.2 – A importância da simulação na Engenharia Nuclear .....	2
1.3 – Planta PWR .....	3
1.4 – Objetivo.....	5
1.4 – Organização do Trabalho .....	5
CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
2.1 – Simuladores de Internet.....	8
CAPÍTULO III – MODELAGEM MATEMÁTICA .....	14
3. 1 – Potência do Reator .....	14
3.2 – Transmissão de Calor do Núcleo .....	18
3.3 – Pressurizador .....	24
3.22 – Determinação das propriedades Termodinâmicas de Cada Região .....	26
3.3.2 – Equações de Conservação .....	29
3.3.2.1 – Equações de Conservação .....	29
3.3.2.2 – Conservação da Energia.....	30
3.3.2.3 – Fluxos que compõe os balanços de Massa e Energia.....	33
3.3.3 – Equação de Pressão .....	35
3.4 – Gerador de Vapor.....	37
3.4.1 – Determinação das propriedades Termodinâmicas de cada região.....	39

3.4.2 – Transferência de Calor .....	42
3.4.3 – Equações de Conservação .....	47
3.4.3.1 – Conservação da Massa .....	47
3.4.3.2 – Conservação da Energia .....	48
3.4.3.3 – Fluxos que compõem o balanço de massa e energia .....	51
3.4.4 – Equação de Pressão .....	53
3.5 – Sistema Turbo-Gerador .....	55
3.5.1 – Desumidificadores.....	56
3.5.2 – Bombas.....	57
3.5.3 – Reaquecedores.....	58
3.5.3.1 – Raquecedor de Contato .....	61
3.6 – Condensadores .....	62
3.7 – Circuito Secundário.....	64
3.8 – Sistema de Remoção de Calor Residual.....	68
3.8.1 – Trocadores de Calor .....	68
3.8.2 - Bombas .....	71
3.9 - Conclusão.....	72
<b>CAPÍTULO IV – REFORMULAÇÃO DO LAYOUT DA PLANTA .....</b>	<b>73</b>
4.1 – Núcleo .....	73
4.2 – Pressurizador .....	74
4.3 – Geradores de Vapor.....	75
4.4 – Bombas.....	77
4.5 – Turbinas.....	78



4.6 – Válvulas.....	79
4.7 – Condensador, Trocadores de Calor e Reaquecedores .....	80
4.8 – Painel de Controle .....	81
4.8 – Componentes do Software .....	82
4.9 – Documentação Interna do Código.....	84
4.10 – Gráfico em tempo real.....	85
4.11 – Registro de Eventos.....	87
4.12 – Pseudocódigos.....	87
4.12 – Conclusão .....	91
<b>CAPÍTULO V – EVENTOS SIMULADOS .....</b>	<b>92</b>
5.1 – Introdução .....	92
5.2 – Abertura Acidental da Válvula de Alívio do Pressurizador .....	92
5.3 – Trip da Turbina .....	93
5.4 – Inserção ou Retirada Acidental de Barras de Controle .....	93
5.5 – Parada da Planta .....	94
5.6 – Small Brake LOCA .....	94
5.7 – Mal Funcionamento da Válvula de Bypass.....	95
5.8 – Mal Funcionamento da 3ª Válvula de Extração .....	95
<b>CAPÍTULO VI – RESULTADOS E ANÁLISES .....</b>	<b>96</b>
6.1 - Introdução .....	96
6.1 – SB LOCA .....	96
6.2 – Mal Funcionamento da Válvula de Bypass.....	98
<b>CAPÍTULO VII – CONCLUSÃO .....</b>	<b>100</b>

7.1 – Introdução .....	100
7.2 – Considerações Finais e Sugestões .....	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	102

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 - Esquema Simplificado de uma Planta PWR
- Figura 2.1 – Imagem do Simulador de Henrik Eriksson
- Figura 2.2 – Etapas da seqüência escolhida
- Figura 2.3 – Painel de Controle do Simulador desenvolvido por Geoffrey Noles
- Figura 2.4 – Detalhe do Painel de Controle
- Figura 2.5 – Imagem do Simulador PCTTRAN para uma planta PWR
- Figura 3.1 – Gráfico de Inserção de reatividade igual a  $+0,0025$
- Figura 3.2 – Gráfico de Inserção de reatividade igual a  $-0,0025$
- Figura 3.3 – Curva de ebulição da água no gerador de vapor para uma determinada pressão
- Figura 3.4 – Curvas Características da Bomba de Remoção de Calor Residual
- Figura 4.1 – Etapas de deslocamento das barras de controle no reator
- Figura 4.2 – Tela de animação do pressurizador
- Figura 4.3 – Representação Gráfica do Gerador de Vapor
- Figura 4.4 – Gerenciador de Tarefas do Windows XP Figura 4.5 – Representação gráfica das bombas
- Figura 4.6 – Representação do movimento da bomba
- Figura 4.7 – Representação das Turbinas de Baixa e Alta pressão do Secundário
- Figura 4.8 – Detalhe da Turbina
- Figura 4.9 – Detalhe do Painel de Informações do Simulador
- Figura 4.10 – Circuito Secundário com a Válvula de Bypass fechada
- Figura 4.11 – Circuito Secundário com a Válvula de Bypass 100% aberta
- Figura 4.12 – Representação Gráfica do Condensador e Trocadores de Calor
- Figura 4.13 – Painel do Controle da Nova Versão do Simulador
- Figura 4.14 – Painel da versão antiga do Simulador
- Figura 4.15 – Tela inicial do Simulador
- Figura 4.16 – Tela de visualização da dissertação com opção de navegação pelo documento
- Figura 4.17 – Tela de alteração dos parâmetros da planta
- Figura 4.18 – Tela do Visual Basic com as linhas de comando identificadas e relacionadas com as equações usadas na modelagem matemática.

Figura 4.19 – Seqüência da evolução temporal do comportamento da Potência do Reator em um evento de trip na turbina.

Figura 4.20 – Registro de eventos no simulador

Figura 4.21 – Visão Holística do código utilizado para o pressurizador

Figura 4.22 – Visão Holística do código utilizado para sistema turbo gerador.

Figura 6.1 – Gráfico do comportamento da bomba alimentação do primário com dados gerados pelo simulador.

Figura 6.2 – Gráfico do comportamento do pressurizador no primário com dados gerados pelo simulador.

Figura 6.3 – Gráfico do comportamento do gerador de vapor com dados gerados pelo simulador.

Figura 6.4 – Gráfico do comportamento do reator com dados gerados pelo simulador.

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Relação dos modelos de plantas simulados pelo PCTTRAN e suas plantas reais de referência

Tabela 2 – Parâmetros Termodinâmicos do Pressurizador para Região de Água com título entre 0 e 1

Tabela 3 – Parâmetros Termodinâmicos do Pressurizador para Região de Água com título menor que 0

Tabela 4 – Parâmetros Termodinâmicos do Gerador de Vapor para Região de Água com

## CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

### 1.1 – A importância da Energia Nuclear no cenário Mundial

Com baixa emissão de CO<sub>2</sub> e grande densidade de energia, as centrais nucleares oferecem uma opção de geração de energia visto que as reservas de combustíveis fósseis possuem um tempo finito de duração. No relatório da AIEA estima-se que se as 435 plantas em operação fossem desativadas e substituídas por fontes não-nucleares de geração de energia elétrica, o resultado seria um aumento de 600 milhões de toneladas por ano na emissão de carbono. Isso equivaleria a aproximadamente duas vezes a quantidade total estimada que seria evitada pela adoção das cláusulas do Protocolo de Kyoto em 2010.

Segundo a Agência Internacional de Energia Atômica (IAEA) [2] a energia nuclear tem uma participação significativa na matriz energética mundial, correspondendo atualmente a aproximadamente 17% da produção de eletricidade e pode alcançar 20% em 2025 segundo a agência americana EIA (Administração de Informação Energética).

Após o acidente em Chernobyl, o mundo ficou em alerta para o uso da energia nuclear, causando uma retração na construção de novas usinas e novos projetos. De 130 usinas em construção em 1990, tivemos em meados de 2002 sob esta condição, apenas 32 em todo o mundo. Neste número estão incluídas as usinas em construção no Iran e Argentina que sabidamente, há vários anos enfrentam dificuldades de ordem técnica e/ou econômicas. Angra 3, no Brasil, embora seja considerada como estando 59% concluída, não integra estas 32.

Durante o período de baixa nas encomendas a indústria nuclear voltou-se para dentro dela mesma, dando ênfase ao desenvolvimento de projetos de reatores, intrinsecamente, seguros. Em 1992, o International Nuclear Safety Advisory Group (INSAG), órgão de assessoria da IAEA em matéria relativa à segurança, propôs as características desejáveis para melhorar a segurança das futuras centrais nucleares, embora a maioria das unidades em operação possuam excelentes registros de segurança.

No final de 2002 havia 441 plantas nucleares em operação em 30 países, representando uma capacidade de 339 GW, 17% da capacidade geradora global. Destas

441 plantas nucleares em operação, 345 estão em operação por 15 anos ou mais, enquanto 128 estão em operação por mais de 25 anos.

Recentemente a opção nuclear está atraindo a atenção do Leste e Sudeste da Ásia, em países como a Coreia, China e Japão, onde oito usinas estão em construção e existem planos para mais unidades a serem construídas nos próximos 10 anos. O Comitê Econômico e Social da União Européia adotou como posição oficial um estudo que ressalta a importância da energia nuclear como fonte energética para o continente. O relatório defende a energia nuclear como componente de uma matriz energética diversificada, equilibrada e sustentável para a Europa unificada.

A França que tradicionalmente produz energia a partir do enriquecimento do urânio também tem projetos no setor. Ao mesmo tempo, Romênia e Rússia iniciaram a construção de novas plantas nucleares. [3] Na Ásia, Países emergentes, como a China e a Índia, também constroem reatores para uso civil. No final de 2004, encontravam-se em construção 22 usinas nucleares em nove países, ao mesmo tempo EUA concederam licença de extensão de operação por mais 20 anos para 26 reatores nucleares.

Com usinas espalhadas por todo o planeta, a necessidade de se intensificar a segurança nunca foi tão grande. Assim, padrões de segurança devem ser estabelecidos para que a confiabilidade de uma usina nuclear possa oferecer segurança ao público.

## **1.2 – A importância da simulação na Engenharia Nuclear**

Devido ao alto potencial de energia que possui uma reação nuclear, é necessário, para a realização de um projeto de geração de energia, um alto grau de segurança e de treinamento de pessoas que vão operar tais equipamentos. Essa segurança, por sua vez, é implicada no equipamento pela capacidade de prever as possíveis falhas ou acidentes e desenvolver mecanismos ou rotinas de segurança contra tais eventos.

Não podemos cogitar em fazer testes ou treinar pessoas nos próprios equipamentos, em sua operação normal, pois um erro traria consequências catastróficas. Sempre de alguma forma, tentou-se simular eventos que ofereciam perigo de modo a obterem-se maiores informações sobre os mesmos, sem se expor aos riscos. Mas, num passado mais recente, começaram a ser desenvolvidos simuladores que reproduziam total ou parcialmente o funcionamento de tais equipamentos, de modo a testarem os mesmos e também para treinamento de operadores.

Os simuladores na área nuclear [1] de acordo com sua função de dividem em três categorias:

- **Simuladores Parciais:**

Simulam apenas uma parte específica da planta de operações. Esta concepção tem uma precisão maior que os mostrados em seguida, contribuindo muito para o treinamento em áreas específicas.

- **Simuladores de Escopo Completo:**

Simulam todo o funcionamento da planta. A sala de operação é copiada, de forma que quando o funcionário está sendo treinado ele está exatamente no ambiente de operação.

- **Simulador de Princípios Básicos:**

Ilustram conceitos gerais, demonstrando e mostrando os principais processos físicos da planta. Este tipo de simulador oferece uma visão mais geral do comportamento da planta. Sua importância está em ajudar o operador a compreender os processos físicos fundamentais, e procedimentos gerais de operação de uma central nuclear.

A utilização de simuladores no treinamento de operadores de usinas nucleares teve um grande impulso com o Acidente de TMI (Three Miles Island), onde se evidenciou que nem todos os possíveis tipos de acidentes puderam ser previstos, ou foram vistos por seus operadores na sua formação. O acidente de TMI chamou a atenção para os fatores humanos ligados à utilização da energia nuclear, incentivando assim uma tendência que já vinha se desenvolvendo: a utilização de simuladores no treinamento de operadores.

### **1.3 – Planta PWR**

Um Reator de Água Pressurizador (PWR) contém um circuito fechado de água pressurizada que remove a energia térmica do núcleo e transfere a energia para um segundo sistema de água e gerando ali o vapor, que por sua vez aciona as turbinas que produzem energia elétrica.



O reator consiste em um vaso de pressão que contém o combustível nuclear que gera a energia térmica, um gerador de vapor que usa essa energia térmica para gerar vapor para as turbinas, uma bomba de circulação que faz o refrigerante (água) e um pressurizador que mantém e controla a pressão do sistema.

O que caracteriza a planta PWR é o fato que a água que refrigera o núcleo do reator ser pressurizada para elevar a temperatura de ebulição da mesma, mantendo-a líquida na temperatura máxima de trabalho ( $\sim 300^{\circ}\text{C}$ ). Esta água, além de refrigerar as varetas de Urânio, serve para moderar os nêutrons produzidos nas fissões. Tais nêutrons nascem da fissão, principalmente da fissão do  $\text{U}^{235}$ , com energia na ordem de 2,5 Mev. Através de choques com as moléculas de água, esses nêutrons perdem parte de sua energia cinética, tornando-se nêutrons térmicos, cuja energia está na faixa de eV. Isso propicia a fissão do  $\text{U}^{235}$ , pois a seção de choque de fissão de tal elemento é muito maior nesta faixa de energia dos nêutrons.

Esta mesma água, aquecida no reator, ao passar pelos geradores de vapor, transfere calor, sem se misturar, para a água do secundário. No gerador de vapor a água aquecida se vaporiza, gerando o vapor que irá mover as turbinas. O vapor gerado pelos geradores de vapor seque para a turbina de alta pressão. Ao deixar a turbina de alta pressão, este vapor, cujo título foi muito reduzido, é desumidificado, e se dirige às turbinas de baixa pressão. O objetivo desta desumidificação é de se evitar a erosão e corrosão das paletas da turbina de baixa pressão pelas gotículas de líquido. Saindo das turbinas de baixa pressão, o vapor, com um título já baixo é condensado e bombeado por bombas centrífugas de volta para o gerador de vapor. Através de extrações de vapor nas turbinas, a água que retorna ao gerador de vapor é reaquecida em trocadores de calor de superfície, visando aumentar o rendimento do ciclo de (Rankine). O trabalho produzido pelas turbinas é transformado em energia elétrica [1].

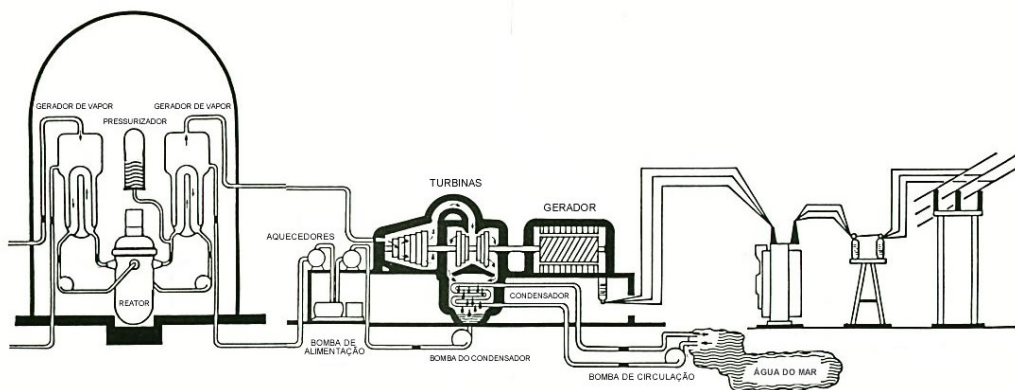


Figura 1.1 - Esquema Simplificado de uma Planta PWR

## **1.4 – Objetivo**

Este trabalho é dedicado à reformulação da interface do Simulador de Princípios Básicos de uma Planta PWR, desenvolvido em [1]. Utilizando-se das rotinas elaboradas em Visual Basic, mas usando as saídas de dados para interagir com o MACROMEDIA FLASH MX, programa de gráficos e animações que possibilita uma melhor compreensão do funcionamento da planta como um todo. Sendo possível um maior detalhamento gráfico. Fazendo com que o programa chegue mais próximo a sua finalidade, que é ser o mais didático possível, visto que seu uso é destinado a estudantes de Engenharia Nuclear.

Assim, o simulador oferecerá ao usuário, além da visão geral da planta, um painel de controle para que o operador (estudante) possa acompanhar as grandezas de cada componente da planta, assim como continuar a interagir nos eventos, selecionando-os nas opções do programa.

Também será oferecida ao usuário a opção customizar a planta, isto é, selecionar valores que na versão anterior se aproximavam de Angra I, para qualquer valor que o usuário escolher. Sendo útil para testar parâmetros de outras Plantas Nucleares.

Além disso, o usuário poderá exportar os pontos gerados do comportamento de algumas grandezas físicas dos componentes da planta quando se encontram em regime normal ou transiente. Os pontos saem no formato CSV (Comma separated value) que pode ser analisado no Microsoft Excel.

## **1.4 – Organização do Trabalho**

No Capítulo II será feita uma revisão bibliográfica a fim de situar o trabalho no campo da simulação de plantas nucleares assim como as referências utilizadas para a modelagem computacional.

No Capítulo III são mostradas e em alguns casos, desenvolvidas as equações do modelo matemático a serem utilizadas no código do programa.

O Capítulo IV dedica-se a mostrar as mudanças de layout e novas implementações do programa, tais como funções que geram pontos “on-line”, geração de registros, vídeos e visualização da modelagem matemática. Também serão exibidos

“pseudocódigos” com as rotinas de programação referentes aos componentes modelados na no software.

Já no Capítulo V são descritos os eventos que o software simula desde sua versão anterior e também os novos eventos implementados nesta nova versão, tais eventos são:

1. SB LOCA
2. Mal funcionamento da Válvula de Bypass
3. Falha na 3ª Válvula de Extração do Circuito Secundário

O capítulo VI destina-se a fazer uma análise qualitativa dos pontos gerados pelos novos eventos a serem simulados pelo software.

## CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A busca por modelos matemáticos que possam, cada vez melhor, reproduzir o comportamento dos componentes de uma planta nuclear tem sido uma constante desde o início da utilização dessa forma de geração de energia elétrica.

Essa busca é movida pela demanda por simuladores capazes de reproduzir, de forma fiel, o comportamento dos componentes e até da planta nuclear como um todo. Esses simuladores seriam utilizados para fins didáticos de forma a tornar a utilização da energia nuclear a mais segura possível.

A simulação de uma planta como um todo, pode-se citar alguns trabalhos de modelagem computacional dos componentes com propósito de situar o trabalho desenvolvido nesta tese.

O trabalho publicado por Willian H. Miller [9] trata-se de um modelo de simulador digital de uma planta PWR com fins acadêmicos para ser uma ferramenta didática a ser utilizada com estudantes de engenharia nuclear. Apesar deste trabalho não ter sido utilizado como referência para a confecção do simulador desenvolvido nesta tese, ambos guardam semelhanças, tais como a finalidade do trabalho, o tipo de simulador etc. No trabalho supracitado foram feitas algumas considerações de modo a simplificar algumas modelagens. Dentre essas considerações é válido mencionar que foi considerado constante o coeficiente de transferência de calor no gerador de vapor e que se trabalhou apenas com uma temperatura (média) para o primário e uma para o secundário. O usuário, neste simulador, pode controlar a inserção de barras de controle, a concentração de boro no refrigerante primário e a vazão das turbinas. Através da alteração desses parâmetros, o usuário pode começar um transiente. No entanto, este simulador não reproduz os procedimentos de segurança que seriam, automaticamente, iniciados pela planta. Estes procedimentos, nesse simulador, são de responsabilidade do usuário (operador).

O desenvolvimento de modelos isolados de componentes tem sua importância individual, sendo ainda peça fundamental ao desenvolvimento de simuladores completos de plantas nucleares, como é o caso do trabalho desenvolvido nesta tese.

E. Sato [5] é autora de um trabalho onde o Pressurizador é modelado matematicamente para a confecção de um código computacional capaz de simular o funcionamento do mesmo. Neste modelo, o Pressurizador é dividido em duas regiões termodinamicamente independentes e feito um balanço de energia e massa de cada região, associado a uma equação de estado de forma a descrever esse equipamento nas mais variadas condições (transientes). Esse modelo foi tomado como base para modelagem do Pressurizador feita em [1]. No entanto foram feitas algumas modificações visando à otimização do mesmo.

Su Jian e R.Cotta [6], publicaram um modelo para reatores de água pressurizada (PWR). Neste modelo, foi utilizado, para o cálculo da potência gerada no núcleo, um modelo da cinética considerando seis grupos precursores. É modelada também neste trabalho a transferência do calor do combustível, gerado nas fissões, até o refrigerante primário, passando pelo “gap” e pelo revestimento.

## **2.1 – Simuladores de Internet**

No campo dos softwares, podem-se destacar na internet dois simuladores nucleares, o primeiro desenvolvido por Henrik Eriksson [7] da Universidade de Linköping na Suécia em 1995. No caso, seu simulador é feito em Java, sendo um simulador bastante simples, pois somente simula o funcionamento de alguns componentes principais de uma planta BWR, no caso a planta de Kärnoby. Neste simulador o usuário pode simular três acidentes ou deixar para que o programa selecione um dos acidentes aleatoriamente.

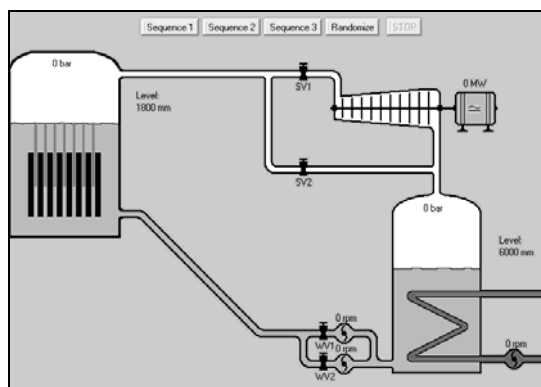


Figura 2.1 – Imagem do Simulador de Henrik Eriksson

Por mais que seja simples, o simulador mostra uma interessante interação que pode ser feita com o usuário. Ao clicar em uma bomba de alimentação, o usuário pode controlar a sua abertura, neste programa, ou 100% ou 0%.

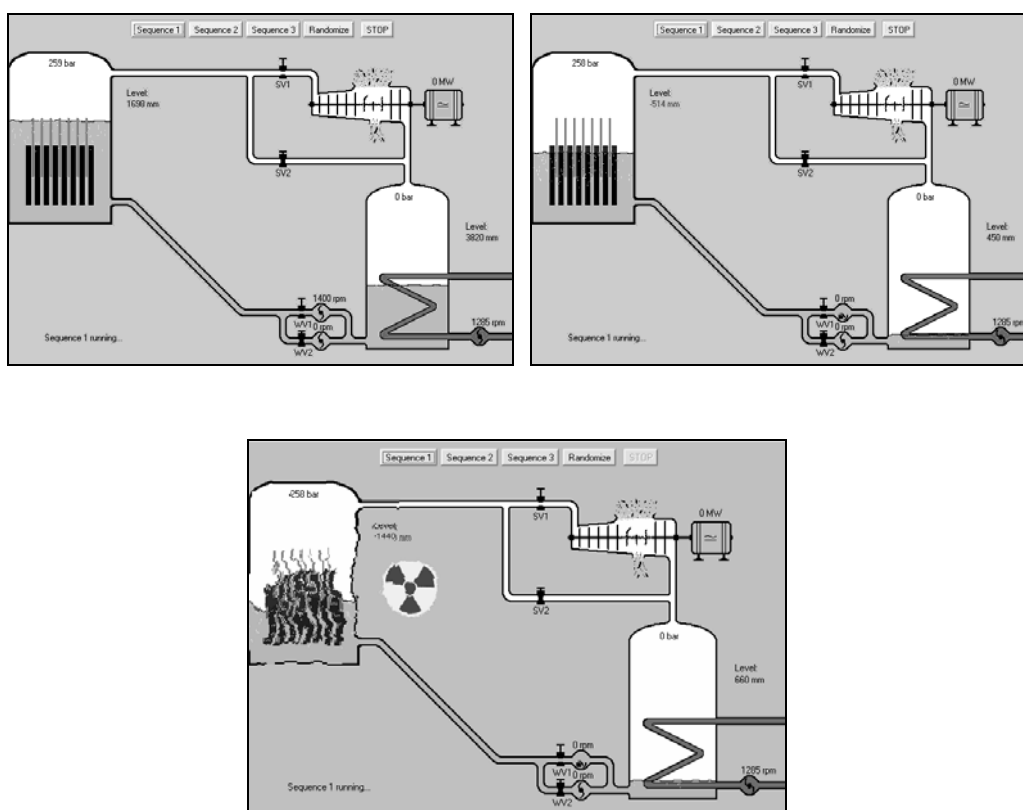


Figura 2.2 – Etapas da seqüência escolhida

Uma das seqüências do programa é aquela em que há uma falha na turbina (na primeira figura), em seguida uma falha na bomba de circulação que leva a água do condensador para o reator, causando diminuição da água no mesmo (segunda figura).

Finalmente, a pressão no reator é grande, ocorre a evaporação do líquido e o “meltdown” do núcleo, representado na terceira figura, causando um vazamento.

Implementando a tecnologia FLASH, um simulador de uma planta nuclear convencional foi feito para Pocket PC e Desktop por Geoffrey Noles [8] em 2005 com o objetivo de gerar a maior quantidade de energia elétrica possível para aumentar o lucro em dólares da produção.

Mesmo tendo uma visão comercial, que não deixa de ser importante para uma planta nuclear, este simulador atenta para uma interface de uma sala de controle, onde o operador (usuário) pode receber alerta de comportamentos anômalos de certos componentes.

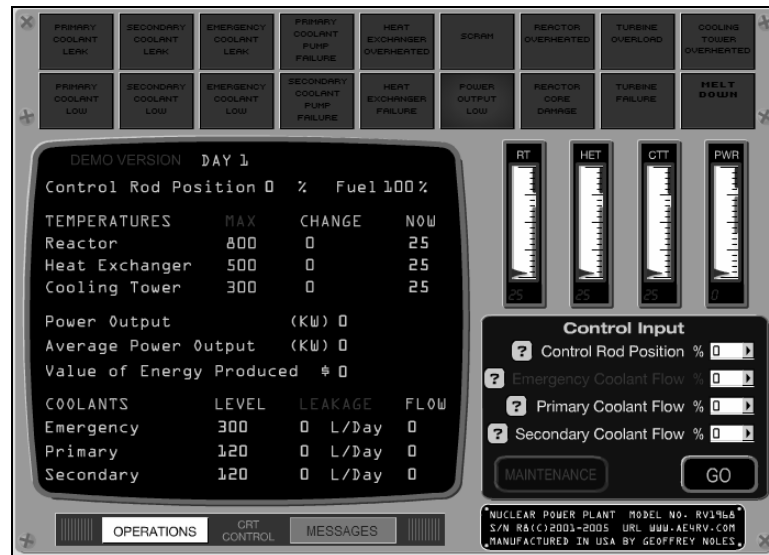


Figura 2.3 – Painel de Controle do Simulador desenvolvido por Geoffrey Noles

No painel de controle pode ser observado de uma maneira mais objetiva, todo o comportamento da planta.

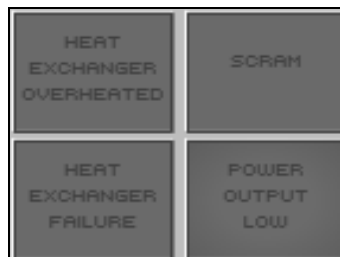


Figura 2.4 – Detalhe do Painel de Controle

O uso de uma interface como um painel de controle é de grande valia para o simulador e para o propósito didático. Possibilitando ir além, estudando a interação do homem com o painel de controle. Estudo do campo de Fatores Humanos.

Sobre os softwares encontrados no mercado para uma simulação real e robusta, encontra-se o PCTTRAN (Personal Computer Transient Analyzer) criado pela MST (Micro-Simulation Technology) com 16 anos de criação e atualizando o software com cada vez mais modelos de reatores, se localiza no endereço eletrônico[17]. Em 2006 o PCTTRAN foi usado como material do curso de SIMULAÇÃO AVANÇADA DE REATORES, oferecido pela Agência Internacional de Energia Atômica em seu Workshop na Romênia em Julho de 2006 e será mantido para o mesmo evento que acontecerá em 2007 na cidade na Itália em outubro.

O software em sua última versão faz a simulação dos seguintes transientes:

- Controle da operação normal - partida, parada programada.
- LOCA ou rompimento da linha de vapor
- Perda de fluxo ou “trip” na bomba de circulação
- “trip” da Turbina com ou sem valvula de bypass
- Blackout na Planta ou perda de carga
- Inserção ou retirada acidental das barras de controle
- Transiente de diluição do Boro
- Ruptura do tubo do Gerador de Vapor (PWR)
- Transiente de água de alimentação
- Qualquer combinação acima

Abaixo, uma tabela relacionando os modelos de Plantas Nucleares simulados pelo PCTTRAN.



Tabela 1.1. Relação dos modelos de plantas simulados pelo PCTTRAN e suas plantas reais de referência

<u>Tipo de Planta</u>	<u>Planta de Referência</u>
Westinghouse (Framatome) 2-loop	Point Beach
Westinghouse (Framatome) 3-loop	Maanshan (in Taiwan) or Sharon Harris
Westinghouse (Framatome) 4-loop	Salem
Westinghouse 4-loop Ice Condenser	D C Cook
GE BWR-2 Mark I	Oyster Creek
GE BWR-3 Mark I	Quad Cities
GE BWR-4 Mark I	ChinShan (in Taiwan)
GE BWR-5 Mark II	LaSalle County
GE BWR-6 Mark III	Leibstadt (in Switzerland) and Kuosheng (in Taiwan)
GE ABWR	Lungmen (in Taiwan under construction)
ABB BWR	TVO (in Finland)
C-E PWR	St Lucie and Fort Calhoun

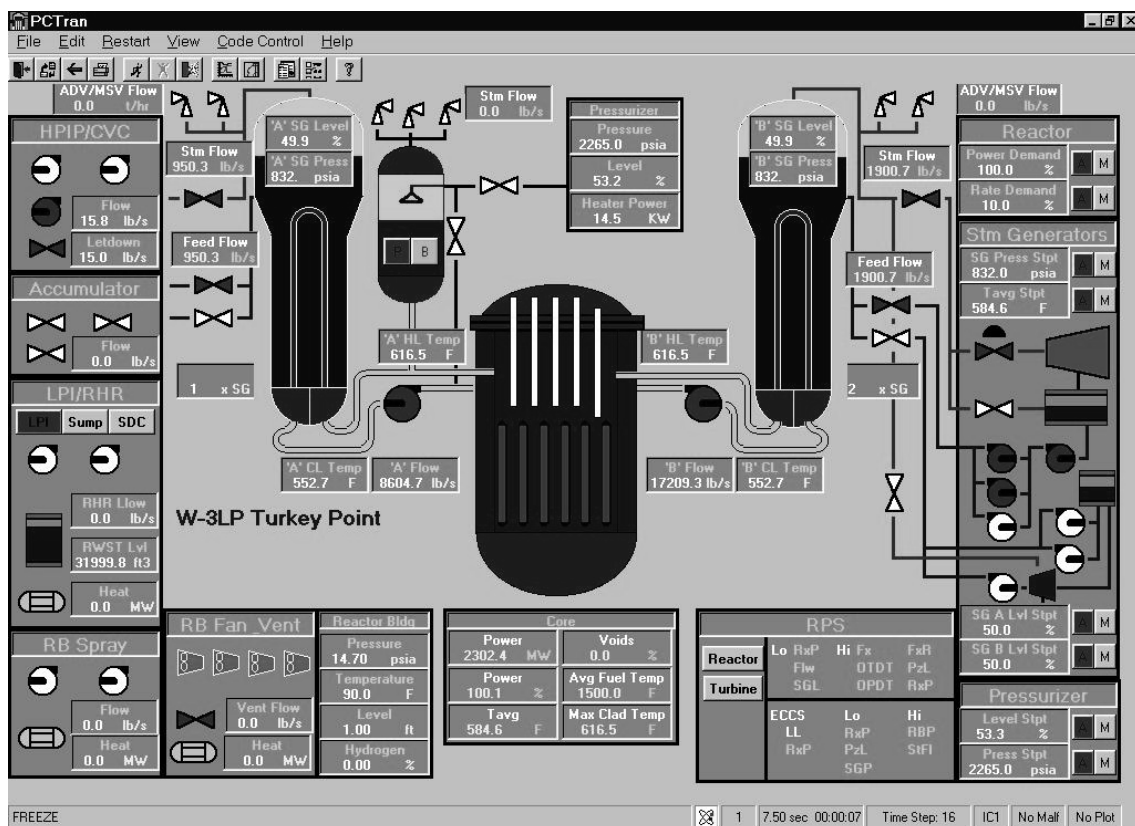


Figura 2.5 – Imagem do Simulador PCTTRAN para uma planta PWR

Em 2006 a empresa fechou um contrato para produzir um simulador com 8 modelos diferentes de reatores PWR para NUPEC do Japão afim de atender a 55 plantas PWR que foram separadas em 8 grupos afim de construir simulações e centenas árvores de eventos. Outras empresas responsáveis por plantas nucleares ao redor do planeta, fizeram uso do simulador para que, com a modelagem adaptada para sua planta, pudessem fazer transientes e simular eventos. Os casos onde estas empresas contrataram o pacote de simulação podem ser encontrados em no site da empresa Mindfire Solutions.

## CAPÍTULO III – MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo, será descrita a modelagem matemática usada em [6] para os componentes da planta PWR, alguns cálculos foram simplificados para que se tenha uma visão geral de como foram modelados os componentes do circuito primário, secundário.

É de grande interesse para a operação segura de plantas nucleares uma predição exata do comportamento do núcleo do reator durante transientes e acidentes. Apesar de existirem programas robustos, outros programas mais simplificados tem grande utilidade por permitirem o entendimento do fenômeno físico e ao mesmo tempo exibirem resultados compatíveis com programas mais complexos. Em uma análise termodinâmica simplificada do núcleo vem sendo bastante usada para obter o comportamento da temperatura do combustível e do revestimento durante transientes.

### 3.1 – Potência do Reator

Para se ter um modelo que forneça a potência do reator, é preciso encontrar a maneira como a população de nêutrons varia a cada instante, pois a variação da população de nêutrons é diretamente proporcional à variação da potência. A equação abaixo mostra a relação entre potência e população de nêutrons [19].

$$P(t) = 200v\Sigma_f N(t) \quad (3.1)$$

200 (Mev/fissão) representa a energia média obtida em uma reação de fissão nuclear.

Sendo:

$v$  = velocidade do nêutron.

$\Sigma_f$  = seção de choque macroscópica de fissão.

$N(t)$  = população de nêutrons em cada instante 't'.

$P(t)$  = potência do reator em cada instante 't'.

O modelo de cinética de nêutrons utilizado é o da cinética pontual, visto que o modelo de cinética simples é impossível o controle da população de nêutrons. Isto ocorre porque o modelo simples de cinética utiliza para o cálculo da variação da população de nêutrons, apenas os nêutrons prontos, ou seja, aqueles formados

imediatamente após a fissão. Isto torna o crescimento da população incontrolável. Porém, além dos nêutrons prontos, após um determinado tempo 't' aparecem mais nêutrons, os chamados nêutrons retardados. Os nêutrons retardados não aparecem todos a um só tempo uma vez que, após a fissão, os fragmentos desta começam a decair formando outros nuclídeos. Alguns destes nuclídeos emitem nêutrons (retardados), que são geralmente divididos em seis grupos, de acordo com a diferença de tempo em relação ao nascimento dos nêutrons prontos. Os grupos de nuclídeos que geram os nêutrons retardados são chamados de grupos precursores. Graças à existência dos nêutrons retardados é possível o homem controlar a fissão.

O modelo da cinética pontual será mostrado a seguir:

$$\begin{aligned} \frac{dN(t)}{dt} &= \frac{(\rho(t) - \beta)}{\Lambda} N(t) + \sum_{i=1}^6 \lambda_i C_i(t) \\ \frac{dC_i(t)}{dt} &= \frac{\beta_i}{\Lambda} N(t) - \lambda_i C_i(t) \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\rho(t) = \text{reatividade} = 1 - \frac{1}{k(t)}, \quad \text{onde} \quad k(t) = \frac{g_l}{g_o}$$

$C_i(t)$  - Concentração do i-ésimo grupo precursor

$k(t)$  - Fator de multiplicação de nêutrons

$g_l$  - Geração atual de nêutrons

$g_o$  - Geração anterior de nêutrons

$\beta$  - Fração de nêutrons retardados

$\beta_i$  - Fração de nêutrons retardados do i-ésimo grupo precursor

$\lambda_i$  - Tempo de retardo do nascimento de nêutrons do i-ésimo grupo precursores

Pode-se substituir  $N(t)$  na equação diretamente por  $P(t)$  (potência total do reator), pois como já foi mostrado, estes são diretamente proporcionais.

Um modelo matemático que utiliza apenas um grupo de precursores transformará as seis equações da concentração de precursores em apenas uma, tornando possível uma solução analítica para o cálculo da variação temporal da potência do reator. A solução analítica (eq 3.3) com solução aproximada feita em [1] encontra a solução para o modelo de cinética pontual com apenas um grupo precursor é dada pela equação para a variação da potência em função do tempo.

$$P(t) \cong P_0 \left[ \left( \frac{\beta}{\beta - \rho_0} \right) \exp\left( \frac{\lambda \rho_0}{\beta - \rho_0} t \right) - \left( \frac{\rho_0}{\beta - \rho_0} \right) \exp\left( -\frac{\beta - \rho_0}{\Lambda} t \right) \right] \quad (3.3)$$

São apresentados, em seguida, os gráficos da variação da potência com função do tempo (para apenas um grupo de precursores), modelada pela equação anterior, plotado para os seguintes valores.

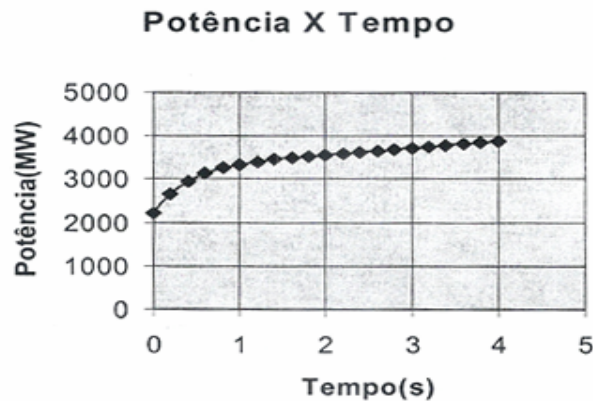


Figura 3.1 – Gráfico de Inserção de reatividade igual a +0,0025

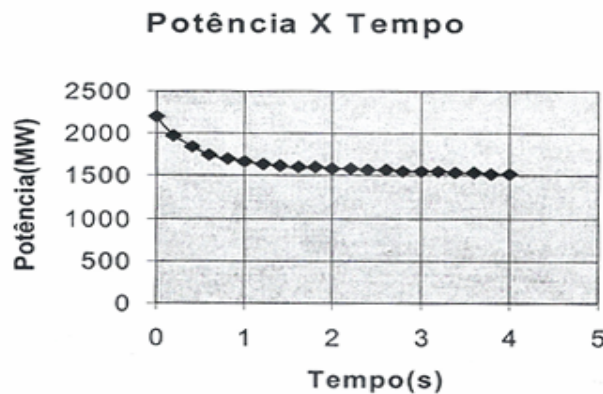


Figura 3.2 – Gráfico de Inserção de reatividade igual a -0,0025

Na Figura 3.1 inicia-se de um estado crítico ( $\rho_0 = 0$ ), em  $t = 0s$ , sendo nos 3 segundos seguintes adicionada uma reatividade positiva ( $\rho_0 = 0,0025$ ).

Na Figura 3.2 inicia-se de um estado crítico ( $\rho_0 = 0$ ), em  $t = 0s$ , sendo nos 3 segundos seguintes inserida uma reatividade negativa ( $\rho_0 = -0,0025$ ).

Pode-se ver pelo gráfico que a queda ou aumento da reatividade, com  $\rho_0$  variando entre  $- 0,0025$  e  $0,0025$ , provocam variações enormes na potência do reator em um espaço de tempo muito curto. No caso mais importante para as questões de

segurança, ou seja, inserção de reatividade positiva observa-se um aumento de mais de 50% da potência em apenas 3 segundos. É um tempo demasiado pequeno para que o operador possa tomar alguma atitude no sentido de conter o aumento da potência.

Estas variações de potência, que são de vital importância ter o controle para alcançar um mecanismo seguro de geração de energia, ocorreriam em um espaço de tempo maior, se não fosse utilizado apenas um grupo de precursores. Também é importante ressaltar que a influência da elevação da temperatura no combustível é um fator negativo na reatividade, este fator, porém não foi levado em conta, apesar de ser um dos mecanismos de segurança nos reatores.

Um modelo mais realista [6], ou seja, que leva em conta as sete equações da cinética pontual, e a elevação da temperatura no combustível, é o que foi utilizado no simulador.

Serão considerados então, seis grupos precursores, substituindo-se  $N(t)$  por  $P(t)$  na equação.

$$\frac{dN(t)}{dt} = \frac{(\rho(t) - \beta)}{\Lambda} N(t) + \sum_{i=1}^6 \lambda_i C_i(t) \quad (3.4)$$

$$\frac{dC_i(t)}{dt} = \frac{\beta_i}{\Lambda} N(t) - \lambda_i C_i(t) \quad (3.5)$$

Foram feitas simplificações nas diversas modelagens de modo a tornar o trabalho realizável sem, no entanto, comprometer o propósito do mesmo de simular os princípios básicos de funcionamento de cada componente. No entanto, julgou-se necessário a utilização da modelagem mais complexa que leva em conta os seis grupos precursores. Isso porque, como foi mostrado, as possíveis simplificações na modelagem da cinética pontual influenciaram de forma brusca nos resultados, afastando o comportamento deste componente demasiadamente do comportamento real do mesmo.

A elevação da temperatura também influenciará na reatividade. A probabilidade de nêutrons serem absorvidos por  $U^{238}$  aumenta quando a temperatura do combustível se eleva. A maior absorção de nêutrons por  $U^{238}$ , obviamente, disponibiliza menos nêutrons para fissionar  $U^{235}$ , o que diminui a reatividade. Esta proporcionalidade entre as temperaturas do combustível em relação à reatividade é considerada na seguinte relação matemática:

$$\rho = \alpha_f \Delta T_f(t) + \alpha_{bc} \Delta L \quad (3.6)$$

Esta relação será utilizada para o cálculo da reatividade total no reator. Onde  $\alpha_f$  é a constante de proporcionalidade para a variação de temperatura do combustível  $\Delta T_f$ . Como  $\alpha_f$  é menor do que zero, há então uma inserção de reatividade negativa que funciona como mecanismo de segurança quando a temperatura do núcleo se eleva significativamente.  $\alpha_{bc}$  é a constante de proporcionalidade para a variação do comprimento das barras de controle imersas no reator, sendo este comprimento representado por  $\Delta L$ , dependendo este da ação do operador.

Existem outras proporcionalidades entre reatividade e variação de temperatura além da variação no combustível, sendo computado o  $\alpha$  geral deve ser menor do que zero como acontece em grande parte dos reatores. Em nossa abordagem, porém não será levada em conta outra senão a constante de proporcionalidade  $\alpha_f$  (constante de proporcionalidade do combustível).

Através da resolução das equações (3.2) a equação (3.6) é possível obter o valor da potência  $P(t)$  em cada instante.

### 3.2 – Transmissão de Calor do Núcleo

São quatro as equações de transferência de calor para uma vareta combustível inserida no fluido refrigerante. O primeiro modela a transferência de calor por condução dentro da pastilha de urânio. A segunda modela a transferência de calor por convecção no gap (espaço entre a partilha de urânio e o ‘revestimento de zircaloy). A terceira modela a transferência de calor por condução no revestimento de zircaloy. A quarta é a transferência de calor entre o revestimento e o fluido refrigerante. Neste modelo é considerado que essa transferência se dá apenas por convecção forçada.

A equação que modela a transferência de calor por condução dentro da pastilha (coordenadas cilíndricas):

$$\rho_f c_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k_f r \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( k_f \frac{\partial T_f}{\partial \theta} \right) + q'''(r, z, \theta, t) \quad (3.7)$$

$\rho_f$  - Densidade do combustível

$c_{pf}$  - Calor específico do combustível

$T_f$  - Temperatura do combustível

$k_f$  - Coeficiente de transferência de calor por condução

$q'''$  - Geração de energia por unidade de volume no núcleo

$r$  - Raio

A equação que modela a transferência de calor por convecção no gap:

$$(T_f(r_{fo}, t) - T_c(r_{ci}, t))h_g = q'' \quad (3.8)$$

$r_{fo}$  - Raio externo da pastilha de urânio.

$r_{ci}$  - Raio interno do revestimento de zircaloy

$h_g$  - Coeficiente de transferência de calor por convecção no gap

$q''$  - Geração de energia por unidade de área no núcleo

A equação que modela a transferência de calor por condução no revestimento:

$$\rho_c c_{pc} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k_c r \frac{\partial T_c}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_c \frac{\partial T_c}{\partial z} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( k_c \frac{\partial T_c}{\partial \theta} \right) \quad (3.9)$$

$\rho_c$  - Densidade do revestimento de zircaloy

$c_{pc}$  - Calor específico do revestimento de zircaloy

$T_c$  - Temperatura do revestimento

$k_c$  - Coeficiente de transferência de calor por condução no revestimento

A equação que modela a transferência de calor por convecção:

$$(T_c(r_{co}, t) - T_m)h_c = q'' \quad (3.10)$$



$T_m$  - Temperatura do refrigerante

$h_c$  - Coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o revestimento e o refrigerante

$r_{co}$  - Raio externo do revestimento

$q''$  - Geração de energia no núcleo por unidade de área

Estas equações modelam a transmissão de calor desde o centro da vareta de urânio até o contato com o fluido refrigerante. Porém, resolvê-las na forma em que estão se torna difícil. Será usada então a analogia com resistências elétricas para solucionar o problema de forma mais simples.

As equações anteriormente mostradas, admitindo-se condução de calor apenas na direção radial e fazendo analogia com resistências térmicas, podem ser substituídas por apenas duas, sendo a primeira delas:

$$\rho_f c_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \left( \frac{-(T_f - T_c)}{R_1 + R_2} + q'' \right) \frac{1}{\pi r_{fo}^2} \quad (3.11)$$

$$R_1 = \frac{1}{8\pi k_f} \quad \text{e} \quad R_2 = \frac{1}{2\pi_s h_g} \quad (3.12)$$

$R_1$  - Resistência na região que vai do centro da vareta ao final da pastilha de urânio.

$R_2$  - Resistência na região que inicia no final da pastilha até o início do revestimento.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_s$  é feito da seguinte forma:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_m D}{\nu} \quad \text{e} \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\gamma}$$

Re - Número de Reynolds

Pr - Número de Prandtl

$u_m$  - Velocidade média do escoamento

$D$  - Diâmetro externo do gap

$\nu$  - Viscosidade do fluido

$\gamma$  - Peso específico do fluido

$\rho$  - Densidade do fluido

Pode-se assim calcular o número de Nusselt referente a esse fenômeno:

$$Nu = 0,0023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.13)$$

Possibilitando assim o cálculo de  $h_c$  através da seguinte relação:

$$h_c = \frac{k}{NuD} \quad (3.14)$$

A divisão pela área no lado esquerdo da equação (3.11) foi feita para se trabalhar com  $q'$  (geração de energia unidimensional) ao invés de  $q'''$  (geração de energia tridimensional). A equação (3.11) será usada para o cálculo da temperatura do combustível  $T_f$  a cada instante.

A segunda equação da analogia com as resistências térmicas:

$$\rho_c c_{pc} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\left( \frac{T_f - T_c}{R_1 + R_2} \right) - \left( \frac{T_c - T_m}{R_3 + R_4} \right)}{2\pi r_{co} (r_{co} - r_{ci})} \quad (3.15)$$
$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{4\pi r_{co} r_{ci} k_c} \quad e \quad R_4 = \frac{1}{2\pi r_{co} h}$$

$R_3$  - Resistência térmica referente à condução no revestimento.

$R_4$  - Resistência térmica referente à transmissão de calor por convecção forçada entre o revestimento e o fluido refrigerante, considerando o escoamento em um feixe de tubos.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção  $h$  é feito da seguinte forma:

$$a = \frac{S_\varrho}{D}, \quad b = \frac{S_L}{D}, \quad \psi = 1 - \frac{\pi}{4a}, \quad \text{Re} = \frac{\rho u_m l}{\mu}, \quad f_a = 1 + \frac{0.7 \left( \frac{a}{b} - 0.3 \right)}{\psi^{1.5} \left( \frac{b}{a} + 0.7 \right)^2}$$

$a$  - Raio transversal do passo

$b$  - Raio longitudinal do passo

$S_\varrho$  - Distância transversal entre os centros de dois tubos adjacentes

$S_L$  - Distância longitudinal entre os centros de dois tubos adjacentes

$\psi$  - Fração de vazio

$u_m$  - Velocidade média do escoamento

$\mu$  - Viscosidade cinemática do refrigerante

$f_a$  - Fator de arranjo do feixe de tubos

$l$  - Comprimento do feixe

Pode-se assim calcular o número de Nusselt referente:

$$Nu = \frac{0.037 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}}{1 + 2.443 \text{Re}^{-0.1} (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.16)$$

Possibilitando-se assim o cálculo do coeficiente de transferência de calor  $h$  através da seguinte relação:

$$h = \frac{k}{Nul} \quad (3.17)$$

As equações (2.2.5) e (2.2.9) são usadas para o cálculo da temperatura do combustível  $T$ , e do revestimento  $T_c$  em cada instante. É necessária ainda uma equação que utilizando estes valores a cada instante forneça a temperatura do fluido refrigerante.

$$M_c c_{pc} \frac{dT_{out}(t)}{dt} = h S_c (T(r_{co}, t) - T_m(t)) - W_p c_{pc} (T_{out}(t) - T_{in}) - h_{sg} W_{sg} \quad (3.18)$$

$$W_{sg} > 0 \Rightarrow h_{sg} = h_{out}$$

$$W_{sg} < 0 \Rightarrow h_{sg} = h_f$$

$M_c$  - Massa total de refrigerante primário

$S_c$  - Área total de transferência de calor

$W_p$  - Vazão de fluido primário

$W_{sg}$  - Fluxo de refrigerante entre o primário e o pressurizador

$h_{out}$  - Entalpia específica do refrigerante que deixa o reator

A variação temporal da massa do refrigerante no circuito primário é dada por:

$$\frac{dM_c}{dt} = W_{sg} \quad (3.19)$$

Como o volume total do circuito primário é constante, pode-se determinar, a cada instante, o volume específico do refrigerante primário, através da relação:

$$v_c = \frac{V_c}{M_c} \quad (3.20)$$

De posse do volume específico e da temperatura do refrigerante primário, pode-se obter a pressão no circuito primário, recorrendo-se a tabelas termodinâmicas.

Do mesmo modo, com a temperatura do refrigerante que deixa o reator ( $T_{out}$ ) e a pressão do mesmo ( $P$ ), pode-se obter a entalpia ( $h_{out}$ ) referente a esta temperatura.

De posse destes valores, e fazendo-se um balanço da energia trocada entre o primário e os geradores de vapor, utilizando-se a primeira lei da termodinâmica, chega-se ao valor da entalpia do refrigerante que retorna ao reator.

$$h_{in} = h_{out} - \frac{U_1(T_{in} - T_{gv1}) + U_2(T_{in} + T_{gv2}) + Q_R}{2W_p} \quad (3.21)$$

$T_{gv1}$  - Temperatura da água do gerador de vapor 1

$T_{gv2}$  - Temperatura da água do gerado de vapor 2

$Q_R$  - Potência removida do fluido primário pelo Sistema de Remoção de Calor Residual

Agora de posse de  $h_{in}$  e  $P$ , pode-se achar a temperatura do refrigerante que retorna ao reator, recorrendo novamente a tabelas termodinâmicas. Através do modelo matemático formado pelas equações (3.11), (3.15), (3.18), (3.19) e (3.21) é possível obter a temperatura de saída ( $T_{out}$ ) e de retorno ( $T_{in}$ ) de refrigerante a cada instante.

### 3.3 – Pressurizador

A modelagem matemática do pressurizador foi baseada no modelo descrito numa tese sobre o Pressurizador [5]. Porém foram necessários alguns ajustes para que o modelo pudesse simular, de forma mais fiel, um maior número de situações geradas por condições transientes [6].

O modelo matemático considerou o pressurizador constituído de duas regiões termodinamicamente separadas por uma interface líquido-vapor. A região superior será denominada “região de vapor” e a região inferior de “região de água”, embora possa haver uma mistura água-vapor em qualquer das duas regiões.

Um ajuste foi feito no modelo, sendo cada região (de vapor e água) sendo dividida em duas sub-regiões.

A região de água pode ser composta por duas sub-regiões, uma sub-região de água saturada e outra de água sub-resfriada, ou por uma mistura de água-vapor saturados.

Com essa modificação, a região de água pode ser composta por duas outras, ou seja, por uma mistura de água saturada e sub-resfriada. Sendo assim, surgiu a necessidade de definir uma grandeza para delimitar cada sub-região. Essa grandeza, que poderia ser denominada de “título do fluido saturado”, seria a fração mássica de água saturada na mistura água saturada e sub-resfriada que comporia a região de água nesta condição.

Para a região de vapor o mesmo ocorre. Esta região pode ser composta por duas sub-regiões, uma de vapor saturado e outra de vapor superaquecido, ou por uma mistura de água e vapor saturados.

Do mesmo jeito, na ocorrência de duas sub-regiões, fez-se necessária a definição de um “título de fluido saturado”, sendo este a fração mássica do vapor saturado na mistura vapor saturado e superaquecido que compoariam a região de vapor nesta condição.

O pressurizador é tratado como um sistema aberto e o estado termodinâmico de cada região são determinados sem restrição à outra. Com isso, em um dado instante, o pressurizador pode ter uma das composições:

Região de Água:

- Água saturada
- Água saturada + Vapor saturado
- Água saturada + Água sub-resfriada
- Água sub-resfriada

Região de Vapor:

- Vapor saturado
- Vapor saturado + Água saturada
- Vapor saturado + Vapor superaquecido
- Vapor superaquecido

O desenvolvimento deste modelo foi baseado nas seguintes suposições:

1. A pressão no pressurizador é sempre uniforme.
2. A massa de água que entre no pressurizador, proveniente da perna quente do circuito primário, mistura-se completamente com a água da região líquida.
3. A condensação na parede do vaso do pressurizador é desprezada.
4. A transferência de calor por condução do conteúdo do pressurizador para parede do vaso é desprezada.

5. O vapor condensado devido à atuação do aspersor atinge a superfície da região de água com entalpia de líquido saturado.
6. Não há transferência de calor entre as “sub-regiões”.

### 3.22 – Determinação das propriedades Termodinâmicas de Cada Região

É necessária a determinação das propriedades termodinâmicas para as duas regiões. Para isso deve-se obter um título de vapor para cada região:

$$x_a = \frac{h_a - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{e} \quad x_v = \frac{h_v - h_f}{h_g - h_f} \quad (3.22)$$

Onde:

$x_a$  - Título de vapor da região de água

$x_v$  - Título de vapor da região de vapor

$h_a$  - Entalpia específica da região de água

$h_v$  - Entalpia específica da região de vapor

$h_g$  - Entalpia específica da região de vapor saturado

$h_f$  - Entalpia específica da água saturada

Como a composição de cada região não se restringe a mistura água e vapor saturado, estes títulos não se restringem a valores entre 0 e 1.

Utilizando-se o título de vapor da região a ser analisada pode-se definir a composição desta, posteriormente, determinar o valor das propriedades termodinâmicas para a região como um todo.

*Para a região de água tem-se:*

✓ Se  $0 \leq x_a \leq 1$ , então:

A região é composta por uma mistura de água e vapor saturados. Tem-se então a seguinte composição para a região:

Tabela 2.1. Parâmetros Termodinâmicos do Pressurizador para Região de Água com título entre 0 e 1

Para a água:

$$h = h_f$$

$$v = v_f$$

$$M = (1 - x_a)M_a$$

$$T = T_{sat}$$

Para o vapor:

$$h = h_g$$

$$v = v_g$$

$$M = x_a M_a$$

$$T = T_{sat}$$

Então se tem:

$$v_a = v_g x_a + v_f (1 - x_a) \quad (3.23)$$

$$T_a = T_{sat}$$

$T_{sat}$  - Temperatura de saturação da água na pressão do pressurizador

$T_a$  - Temperatura da região de água

$v_a$  - Volume específico da região de água

✓ Se  $x_a < 0$ , então:

A região é composta por uma mistura de água saturada e água sub-resfriada. Tem se definida a fração mássica da água saturada (título de fluido saturado) como:

$$x_f = \frac{h_a - h_{lc}}{h_f - h_{lc}}$$

Então se tem a seguinte composição para essa região:



Tabela 2.2. Parâmetros Termodinâmicos do Pressurizador para Região de Água com título menor que 0

Sub-região de água saturada (1):	Sub-região de água sub-resfriada (2):
$M_1 = x_f M_a$	$M_2 = (1 - x_f) M_a$
$h_1 = h_f$	$h_2 = h_{lsr}$
$v_1 = v_f$	$v_2 = v_{lsr}$
$T_1 = T_{sat}$	$T_2 = T_{lsr}$

$h_{lsr}$  - Entalpia específica do líquido sub-resfriado

$v_{lsr}$  - Volume específico do líquido sub-resfriado

$T_{lsr}$  - Temperatura do líquido sub-resfriado

O volume específico para esta região é obtido da seguinte maneira:

$$V_1 = v_1 M_1 \quad \text{e} \quad V_2 = v_2 M_2$$

$$V_a = v_1 M_1$$

Então:

$$V_a = v_f x_f M_a + v_{lsr} (1 - x_f) M_a \quad (3.24)$$

Como  $v = \frac{V}{M}$ , tem-se:

$$v_a = v_f x_f + v_{lsr} (1 - x_f) \quad (3.25)$$

É necessário achar-se uma única temperatura para a região. Porém a temperatura da região nesta condição não é uniforme. Então é necessário achar a temperatura

fazendo-se uma média ponderada utilizando-se as temperaturas das duas sub-regiões e o “título do fluido saturado”, da seguinte forma:

$$T_a = x_f T_1 + (1 - x_f) T_2 \quad (3.26)$$

### 3.3.2 – Equações de Conservação

Em geral, a evolução transitória de um sistema aberto é descrita por três equações: conservação da massa, conservação da energia e conservação de momento. Porém nesse caso, serão utilizadas as duas primeiras e uma adicional (estado), compondo o seguinte conjunto:

1. Equações de conservação de massa
2. Equações de conservação de energia
3. Equações de estado termodinâmico

Os balanços de massa e energia fornecerão a massa e a energia de cada região a cada instante. As equações de estado caracterizam termodinamicamente cada região a cada instante.

#### 3.3.2.1 – Equações de Conservação

##### *Região de Água*

A variação de massa da região de água a cada instante é dada pela soma dos fluxos de água que entram menos a soma dos fluxos de água que saem.

A equação que determina essa variação temporal de massa de água é a seguinte:

$$\frac{dM_a}{dt} = W_{sg} + W_{cond} + W_{cs} + W_{spr} + W_{vap} \quad (3.27)$$

##### *Região de Vapor*

A variação de massa da região de vapor a cada instante é dada pela soma dos fluxos de água que entram menos a soma dos fluxos de vapor que saem.

A equação que determina essa variação temporal de massa de vapor é a seguinte:

$$\frac{dM_v}{dt} = W_{vap} - W_{cond} - W_{cs} - W_r - W_{vs} \quad (3.28)$$

### 3.3.2.2 – Conservação da Energia

#### *Região de Água*

A soma das energias correspondentes às diferentes entalpias presentes na região de água é obtida multiplicando-se cada termo da equação de conservação de massa pela respectiva entalpia:

$$\sum Wh|_a = W_{sg} h_{sg} + W_{cond} h_v + W_{cs} h_f + W_{spr} h_{spr} - W_{vap} h_g \quad (3.29)$$

$h_{sg}$  - entalpia do fluxo de refrigerante através da conexão da perna quente do circuito primário-pressurizador

$h_a$  - entalpia do conteúdo da região de água

$h_v$  - entalpia do conteúdo da região de vapor

$h_g$  - entalpia de saturação do vapor

$h_{spr}$  - entalpia da água do aspergidor (que é a entalpia do refrigerante na perna fria do primário).

O balanço de energia da região de água é dado por:

$$\frac{dU_a}{dt} = \sum Wh|_a + Q + Ph - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.30)$$

$U_a$  - Energia interna da massa de água

$Q$  - Calor transferido do vapor para a interface água-vapor

$Ph$  - Potência térmica fornecida à massa de água pelos aquecedores

$p \frac{dV_a}{dt}$  - Variação temporal do trabalho de expansão ou compressão da água.

$V_a$  - Volume total da região de água

A energia interna da massa de água é:

$$U_a = m_a h_a - p V_a \quad (3.31)$$

Derivando a equação acima em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{dU_a}{dt} = m_a \frac{dh_a}{dt} + h_a \frac{dm_a}{dt} - V_a \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.32)$$

Substituindo-se  $\frac{dm_a}{dt}$  por  $\sum W_a$ , chega-se à:

$$\frac{dU_a}{dt} = h_a \sum W_a + m_a \frac{dh_a}{dt} - V_a \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.33)$$

Igualando-se esta equação a equação (3.30), após o tratamento, adequado, obtém-se a derivada da entalpia do volume de água, em relação ao tempo:

$$\frac{dh_a}{dt} = \frac{1}{m_a} \left( \sum Wh|_a - h_a \sum W_a + Q + Ph + V_a \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.34)$$

### *Região de Vapor*

A soma das energias correspondentes às diferentes entalpias presentes na região de vapor é obtida multiplicando-se cada termo da equação de conservação de massa pela respectiva entalpia:

$$\sum Wh|_v = W_v h_g - (W_{cond_v} + W_{cs} + W_{vs} - W_r) h_v \quad (3.35)$$

$h_g$  - Entalpia de saturação do vapor

$h_v$  - Entalpia da região de vapor

O balanço de energia da região de água é dado por:

$$\frac{dU_v}{dt} = \sum Wh|_v - Q - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.36)$$

$U_v$  - Energia interna da massa de vapor

$Q$  - Calor transferido do vapor para a interface água-vapor

$p \frac{dV_v}{dt}$  - Variação temporal do trabalho de expansão ou compressão de vapor.

$V_v$  - Volume total da região de vapor

A energia interna da massa de vapor é:

$$U_v = m_v h_v - p V_v \quad (3.37)$$

Derivando-se esta equação em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{dU_v}{dt} = m_v \frac{dh_v}{dt} + h_v \frac{dm_v}{dt} - V_v \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.38)$$

Substituindo-se  $\frac{dm_v}{dt}$  por  $\sum W_v$ , chega-se à:

$$\frac{dU_v}{dt} = h_v \sum W_v + m_v \frac{dh_v}{dt} - V_v \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.39)$$

Igualando-se esta equação a equação (3.38), após o tratamento adequado, obtém-se a derivada da entalpia da região de vapor, em relação ao tempo:

$$\frac{dh_v}{dt} = \frac{1}{m_v} \left( \sum Wh|_v - h_v \sum W_v + Q + V_v \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.40)$$

### 3.3.2.3 – Fluxos que compõe os balanços de Massa e Energia

- *Fluxo de líquido que é trocado entre o circuito primário e o pressurizador* ( $W_{sg}$ ):

Esse fluxo é calculado através de uma expressão obtida ajustando-se os pontos de uma tabela a uma curva. Essa tabela relacionava alguns valores desse fluxo ( $W_{sg}$ ) à pressão do primário a qual esse valor de fluxo é estabelecido. A expressão encontrada é a seguinte:

Sendo  $a$ ,  $b$  e  $c$  coeficientes constantes e  $P$  a pressão no circuito primário.

$$W_{sg} = -\frac{a + P}{b + cP^2} \quad (3.41)$$

- *Fluxo de vapor gerado pela evaporação na interface líquido-vapor* ( $W_{vap}$ ):

O fluxo de massa que deixa a região líquida por evaporação na interface líquido-vapor pode ser calculado pela seguinte equação [1]:

$$W_{vap} = \frac{V_b A \alpha}{v_a} \quad (3.42)$$

$V_b$  - Velocidade da bolha de vapor

$A$  - área da seção reta transversal do pressurizador

$\alpha$  - Fração de vazio

$v_a$  - Volume específico da água

- *Fluxo de água gerado pela condensação na interface líquido-vapor* ( $W_{cond}$ ):

O fluxo de massa que se condensa deixando a região de vapor na interface líquido-vapor pode ser calculado pela seguinte equação [1]:

$$W_{cond} = \frac{V_f A(1-\alpha)}{v_v} \quad (3.43)$$

$V_f$  - Velocidade nominal das gotas de vapor condensado

$A$  - Área da seção reta transversal do pressurizador

$\alpha$  - Fração de vazio

$v_v$  - Volume específico de vapor

- Fluxo de spray estabelecido pelo aspergidor ( $W_{spr}$ ):

O aspergidor é acionado quando a pressão no interior do pressurizador alcança um determinado valor. Após este valor ser alcançado, o fluxo de spray, que é função da pressão no pressurizador. A expressão que representa esta relação foi obtida através de ajuste de curva por dados empíricos [15]. Assim, este fluxo pode ser calculado pela seguinte equação:

$$W_{spr} = \frac{a + bP}{1 + cP + dP^2} \quad (3.44)$$

$a, b, c$  e  $d$  - Coeficientes constantes

$P$  - Pressão no circuito primário

- Fluxo de vapor condensado pela ação do aspergidor no pressurizador ( $W_{cs}$ ):

Para determinar o fluxo mássico de vapor condensado pela ação do aspergidor é aplicada a primeira lei da termodinâmica para um sistema fechado para a região de vapor, de modo que:

$$W_{spr} h_{spr} + W_{cs} h_v = W_{spr} h_f + W_{cs} h_f \quad (3.45)$$

$$W_{cs} = W_{spr} \frac{h_f - h_{spr}}{h_v - h_f}$$

- Fluxo entre o pressurizador e o tanque de alívio ( $W_r$ ):

Têm-se dois valores para a pressão do pressurizador na qual a válvula de alívio é aberta ( $P_{on}$ ). Há um valor superior que a partir deste a válvula é aberta se estabelecendo um fluxo pressurizador-tanque de alívio, e um valor inferior que abaixo deste há abertura da válvula de alívio se estabelecendo um fluxo tanque de alívio-pressurizador.

Se a pressão atingir o valor de acionamento ( $P_{on}$ ) então é estabelecido um fluxo através da válvula de alívio determinado da seguinte forma [1]:

$$W_r = \frac{(P - P_{off})W_{máx}}{(P_{máx} - P_{off})}$$

$W_{máx}$  - Fluxo máximo de alívio

$P_{máx}$  - Pressão do pressurizador onde o fluxo é máximo

$P_{on}$  - Pressão de abertura da válvula de alívio

$W_r$  - Fluxo de alívio

### 3.3.3 – Equação de Pressão

Para a obtenção da equação que descreve a variação temporal da pressão no pressurizador, considera-se que, em qualquer instante de tempo:

Considerando que:

- Volume do pressurizador é constante e é igual à soma dos volumes das duas regiões
- A pressão no interior do pressurizador é uniforme

Então:

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{dV_a}{dt} + \frac{dV_v}{dt}$$



(3.47)

Como  $\frac{dV_t}{dt} = 0$ , portanto

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{dV_v}{dt} \quad (3.48)$$

Por definição:

$$V_a = v_a m_a \quad (3.49)$$

$$V_v = v_v m_v \quad (3.50)$$

Sendo:

$v_a$  - Volume específico da água

$v_v$  - Volume específico do vapor

Substituindo as equações (2.3.16) e (2.3.17) na equação (2.3.15), teremos:

$$m_a \frac{dv_a}{dt} + m_v \frac{dv_v}{dt} = -v_a \frac{dm_a}{dt} - v_v \frac{dm_v}{dt} \quad (3.51)$$

Derivando-se a equação de estado  $v = v(h, p)$ , temos:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial h} \frac{dh}{dt} \quad (3.52)$$

Reescrevendo essa equação para a região de água e para a região de vapor temos:

$$\frac{dv_a}{dt} = \frac{\partial v_a}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_a}{\partial h_a} \frac{dh_a}{dt} \quad (3.53)$$

$$\frac{dv_v}{dt} = \frac{\partial v_v}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_v}{\partial h_v} \frac{dh_v}{dt} \quad (3.54)$$

Multiplicando-se a equação (3.53) por  $m_a$  e a equação (3.54) por  $m_v$  e somando-se membro a membro, chega-se à:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{v_a + \frac{dm_a}{dt} + v_v \frac{dm_v}{dt} + m_a \frac{\partial v_a}{\partial h_a} \frac{dh_a}{dt} + m_v \frac{\partial v_v}{\partial h_v} \frac{dh_v}{dt}}{m_a \frac{\partial v_a}{\partial p} + m_v \frac{\partial v_v}{\partial p}} \quad (3.55)$$

Esta equação de pressão é válida para os quatro estados termodinâmicos possíveis no pressurizador. A distinção entre esses quatro estados é feita através dos respectivos títulos ( $x_a$  e  $x_v$ ) ou entalpias ( $h_a$  e  $h_v$ ) das regiões de água e vapor.

O estado de cada região é determinado da seguinte forma:

$x_a < 0$  - Água sub-resfriada

$0 < x_a < 1$  - Água se evaporando

$x_v > 1$  - Vapor superaquecido

$0 < x_v < 1$  - Vapor se condensando

Em [1] foram desenvolvidas as expressões matemáticas para o cálculo dos volumes específicos e das derivadas parciais do volume específico em relação à pressão e à entalpia, quando a região for composta por duas fases (saturação). Chegando a expressão:

$$\left. \frac{\partial v_v}{\partial h_v} \right|_p = \frac{v_g - v_f}{h_g - h_f} \quad (3.56)$$

### 3.4 – Gerador de Vapor

A modelagem do gerador de vapor foi feita de forma análoga à do pressurizador. Como foi feito para o pressurizador, o modelo matemático considera o gerador de vapor constituído de duas regiões termodinamicamente separadas por uma interface líquido-vapor. A região superior será denominada de “região de vapor” e a região inferior de

“região de água”, embora possa haver uma mistura de água-vapor em qualquer das duas regiões. Cada região dessas pode ser dividida em duas sub-regiões.

O gerador de vapor é tratado como um sistema aberto e o estado termodinâmico de cada região é determinado sem restrição à outra. Com isso, em um dado instante, o gerador de vapor pode ter uma das composições abaixo:

Região de Água:

- Água saturada
- Água saturada + Vapor saturado
- Água saturada + Água sub-resfriada
- Água sub-resfriada

Região de Vapor:

- Vapor saturado
- Vapor saturado + Água saturada
- Vapor saturado + Vapor superaquecido
- Vapor superaquecido

O desenvolvimento deste modelo foi baseado nas seguintes suposições:

1. A pressão no gerador de vapor é sempre uniforme.
2. A massa de água de alimentação que entra no gerador de vapor mistura-se completamente com água da região líquida.
3. A condensação na parede do vaso do gerador de vapor é desprezada.
4. A transferência de calor por condução do conteúdo do gerador de vapor para a parede do vaso do mesmo é desprezada.
5. Não há transferência de calor entre as “sub-regiões”.

### 3.4.1 – Determinação das propriedades Termodinâmicas de cada região

É necessária a determinação das propriedades termodinâmicas para as duas regiões. Para isso deve-se obter um título de vapor para cada região:

$$x_a = \frac{h_a - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{e} \quad x_v = \frac{h_v - h_f}{h_g - h_f}$$

Onde:

$x_a$  - Título de vapor da região de água

$x_v$  - Título de vapor da região de vapor

$h_a$  - Entalpia específica da região de água

$h_v$  - Entalpia específica da região de vapor

$h_g$  - Entalpia específica da região de vapor saturado

$h_f$  - Entalpia específica da água saturada

Como a composição de cada região não se restringe a mistura água e vapor saturado, estes títulos não se restringem a valores entre 0 e 1.

Utilizando-se o título de vapor da região a ser analisada pode-se definir a composição desta, posteriormente, determinar o valor das propriedades termodinâmicas para a região como um todo.

*Para a região de água tem-se:*

✓ Se  $0 \leq x_a \leq 1$ , então:

A região é composta por uma mistura de água e vapor saturados. Tem-se então a seguinte composição para a região:

Tabela 2.3. Parâmetros Termodinâmicos do Gerador de Vapor para Região de Água com título entre 0 e 1

Para a água:

$$h = h_f$$

$$h = v_f$$

$$M = (1 - x_a)M_a$$

$$T = T_{sat}$$

Para o vapor:

$$h = h_g$$

$$h = v_g$$

$$M = x_a M_a$$

$$T = T_{sat}$$

Então se tem:

$$v_a = h_g x_a + h_f (1 - x_a) \quad (3.57)$$

$$T_a = T_{sat}$$

$T_{sat}$  - Temperatura de saturação da água na pressão do pressurizador

$T_a$  - Temperatura da região de água

$v_a$  - Volume específico da região de água

✓ Se  $x_a < 0$ , então:

A região é composta por uma mistura de água saturada e água sub-resfriada. Tem se definida a fração mássica da água saturada (título de fluido saturado) como:

$$x_f = \frac{h_a - h_{lc}}{h_f - h_{lc}} \quad (3.58)$$

Então se tem a seguinte composição para essa região:

Tabela 2.4. Parâmetros Termodinâmicos do Gerador de Vapor para Região de Água com título menor que 0

Sub-região de água saturada (1):

$$M_1 = x_f M_a$$

$$h_1 = h_f$$

$$v_1 = v_f$$

$$T_1 = T_{sat}$$

Sub-região de água sub-resfriada(2):

$$M_2 = (1 - x_f) M_a$$

$$h_2 = h_{lsr}$$

$$v_2 = v_{lsr}$$

$$T_2 = T_{lsr}$$

$h_{lsr}$  - Entalpia específica do líquido sub-resfriado

$v_{lsr}$  - Volume específico do líquido sub-resfriado

$T_{lsr}$  - Temperatura do líquido sub-resfriado

O volume específico para esta região é obtido da seguinte maneira:

$$V_1 = v_1 M_1 \quad \text{e} \quad V_2 = v_2 M_2$$

$$V_1 = v_1 M_1$$

Então:

$$V_a = v_f x_f M_a + v_{lsr} (1 - x_f) M_a \quad (3.59)$$

Como  $v = \frac{V}{M}$ , tem-se:

$$v_a = v_f x_f + v_{lsr} (1 - x_f) \quad (3.60)$$

É necessário achar-se uma única temperatura para a região. Porém a temperatura da região nesta condição não é uniforme. Então é necessário achar a temperatura fazendo-se uma média ponderada utilizando-se as temperaturas das duas sub-regiões e o “título do fluido saturado”, da seguinte forma:

$$T_a = x_f T_1 + (1 - x_f) T_2 \quad (3.61)$$

### 3.4.2 – Transferência de Calor

A transferência de calor entre o primário e o secundário se dá pelo gerador de vapor. Essa transferência foi dividida em três partes, a transferência do refrigerante primário para a parede dos tubos em U, a transferência na parede do tubo (da parte interna para a parte externa) e a transferência da parede para o interior do gerador de vapor.

#### *1. Troca de calor entre refrigerante primário e a parede dos tubos em U:*

Essa transferência se dá por convecção forçada somente. O número de Nusselt para esse fenômeno é calculado baseado no modelo de Dittus E Boelter [7] pela seguinte equação:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.62)$$

Sabendo que  $h = Nu \frac{k}{D}$  tem-se que o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) obtido pela equação:

$$h = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{D} \quad (3.63)$$

Sendo:

$Re$  – Número de Reynolds

$Pr$  – Número de Prandtl

$k$  – Coeficiente de transferência de calor por condução

$D$  – Diâmetro do tubo

Assim pode-se achar a resistência térmica referente a essa transferência de calor:

$$R_1 = \frac{1}{Ah} \quad (3.64)$$

Sendo  $A$ , a seção transversal do tubo.

### 2. *Condução na parede dos tubos em U:*

O calor é levado da parte interna da parede dos tubos em U até a parte externa por condução. Essa condução é caracterizada pelo coeficiente de transferência de calor por condução ( $k$ ). Com isso pode se achar a resistência térmica referente a essa troca de calor considerando o modelo de condução em um cilindro.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kH}$$

Sendo:

$r_i$  – Raio interno do tubo

$r_e$  – Raio externo do tubo

$H$  – Altura do cilindro (comprimento do tubo)

### 3. *Transferência de calor da parede dos tubos em U para o interior do Gerador de Vapor:*

Essa transferência de calor, dependendo da diferença de temperatura entre a parede dos tubos em U e a temperatura de saturação da água, pode se dar por vários mecanismos, como mostra a curva abaixo [7]:



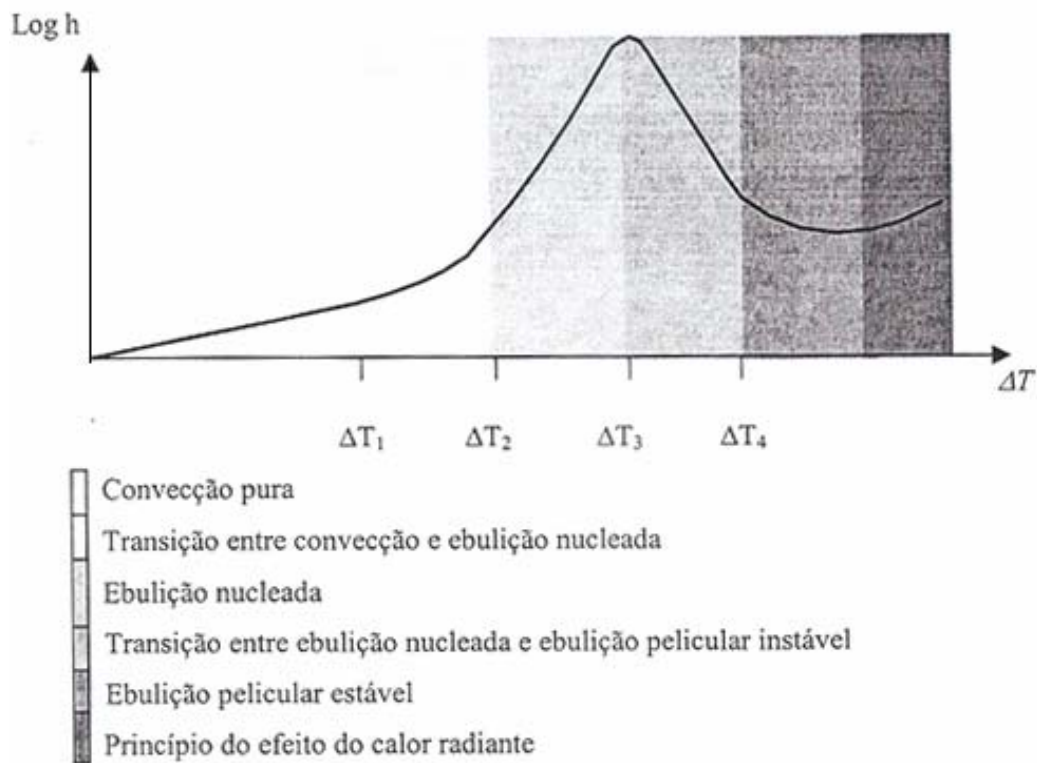


Figura 3.3 – Curva de ebulição da água no gerador de vapor para uma determinada pressão

Observações:

- $h$  é o coeficiente de transferência de calor que define o fluxo de calor entre a parede dos tubos em U e o gerador de vapor.
- Considerando  $\Delta T = (T_w - T_{sat}(P))$ , ou seja,  $T_{sat}$  a temperatura de saturação da água na pressão do gerador de vapor, tem-se a curva de ebulição da água como:  

$$\log h = f(T_w, P)$$

Assim para  $\Delta T < \Delta T_1$  tem-se transferência por convecção pura. Essa transferência é modelada baseado no modelo de Dittus e Boelter [7] sendo o número de Nusselt dado por:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.65)$$

Sabendo que  $h = Nu \frac{k}{D}$  tem-se que o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) obtido pela equação:

$$h = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{D} \quad (3.66)$$

O fluxo de calor para essa região pode ser calculado pela seguinte correlação:

$$q_{conv}'' = h\Delta T \quad (3.67)$$

Sendo  $q_{conv}''$  o calor trocado por convecção por unidade de área

Assim a resistência térmica referente a essa transferência de calor dos tubos em U para o gerador de vapor será:

$$R_3 = \frac{1}{Ah} \quad (3.68)$$

Já para  $\Delta T_2 < \Delta T < \Delta T_3$  tem-se a região de ebulição nucleada. Essa transferência é modelada baseada no modelo de Levy [11]. A correlação utilizada para o cálculo do fluxo de calor no regime de ebulição nucleada engloba a ebulição nucleada saturada e sub-resfriada. Essa correlação cobre a faixa de  $\Delta T_2 < \Delta T < \Delta T_4$ . A correlação para obtenção do fluxo de calor nesta faixa é a seguinte:

$$q_{en}'' = \frac{\lambda_l c_l P_l^2}{\sigma T_{sat} (\rho_l - \rho_v) B_L} \Delta T_{sat}^3 \quad (3.69)$$

Sendo:

$c_l$  - Calor específico do líquido

$q_{en}''$  - Calor trocado por ebulição nucleada por unidade de área

$T_{sat}$  - Temperatura de saturação do fluido

$\rho_l$  - Densidade do líquido

$\rho_v$  - Densidade do vapor

$\sigma$  - Tensão superficial da interface líquido-vapor

$k_l$  - Coeficiente de transferência de calor por condução do líquido

$B_L$  - Coeficiente determinado empiricamente

Que pode ser reescrita de forma simplificada como:

$$q_{en}'' = \frac{P^{\frac{4}{3}}}{495} \Delta T_{sat}^3 \quad (3.70)$$

Assim a resistência térmica referente a essa transferência de calor dos tubos em U para o gerador de vapor será:

$$R_3 = \frac{\Delta T}{q''} \quad (3.71)$$

Já para  $\Delta T_1 < \Delta T < \Delta T_2$  tem-se a região de transição entre a transferência por convecção e por ebulição nucleada. Pode-se considerar que nessa região parte do calor é transferido por convecção e parte por ebulição nucleada. A fração de calor que é transferida por cada um desses mecanismos pode ser dada por uma fração do fluxo total de calor, uma espécie de “título”, que será definido com  $x_{conv}$ , que definirá a fração de calor transferido por convecção nesta faixa. Assim  $x_{conv}$  foi definido como:

$$x_{conv} = \frac{\Delta T - \Delta T_2}{\Delta T_1 - \Delta T_2} \quad (3.72)$$

Então o fluxo de calor nessa região é dado pela seguinte relação:

$$q'' = x_{conv} q_{conv}'' + (1 - x_{conv}) q_{en}'' \quad (3.73)$$

Assim a resistência térmica referente a essa transferência de calor dos tubos em U para o gerador de vapor será:

$$R_3 = \frac{\Delta T}{q''} \quad (3.74)$$

O coeficiente global de transferência de calor  $U$  para a troca de calor primário-secundário é calculado da seguinte forma:

$$U = \frac{1}{AR_{eq}} \quad (3.75)$$

Sendo:  $R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3$

### 3.4.3 – Equações de Conservação

Em geral, a evolução transitória de um sistema aberto é descrita por três equações: conservação de massa, conservação de energia e conservação de momento. Porém, nesse caso, serão utilizadas as duas primeiras e uma adicional (de estado), compondo o seguinte conjunto:

1. Equações de conservação de massa
2. Equações de conservação de energia
3. Equação de estado termodinâmico

Os balanços de massa e energia fornecerão a massa e a energia de cada região a cada instante. As equações de estado caracterizam termodinamicamente cada região a cada instante.

#### 3.4.3.1 – Conservação da Massa

##### *Região de água*

A variação de massa de região de água a cada instante é dada pela soma dos fluxos de água que entram menos a soma dos fluxos de água que saem.

A equação que determina essa variação temporal de massa da região de água é a seguinte:

$$\frac{dM_a}{dt} = W_{fw} + W_{cond} - W_{eb} - W_{vap} \quad (3.76)$$

### *Região de vapor*

A variação de massa de região de vapor a cada instante é dada pela soma dos fluxos de água que entram menos a soma dos fluxos de água que saem.

A equação que determina essa variação temporal de massa da região de vapor é a seguinte:

$$\frac{dM_v}{dt} = W_{vap} - W_{cond} + W_{eb} - W_{vap} \quad (3.77)$$

### **3.4.3.2 – Conservação da Energia**

#### *Região de água*

A soma das energias correspondentes às diferentes entalpias presentes na região de água é obtida multiplicando-se cada termo da equação de conservação de massa (duas acima) pela respectiva entalpia:

$$\sum Wh|_a = W_{fw}h_{fw} + W_{cond}h_v - W_{eb}h_g - W_{vap}h_g \quad (3.78)$$

Onde:

$h_{fw}$  – Entalpia da água de alimentação

$h_a$  – Entalpia do conteúdo da região de água

$h_v$  – Entalpia do conteúdo da região de vapor

$h_f$  – Entalpia de saturação da água

$h_g$  – Entalpia de saturação do vapor

$h_{eb}$  – Entalpia do vapor que surge devido à ebulição nuclear

O balanço de energia da região de água é dado por:

$$\frac{dU_a}{dt} = \sum Wh|_a + Q_1 + Q_2 - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.79)$$

Onde:

$U_a$  – Energia interna da massa de água

$Q_1$  – Calor transferido do vapor para interface água vapor

$Q_2$  – Calor transferido para à água do gerador de vapor pelo fluido primário

$p \frac{dV_a}{dt}$  - Variação temporal do trabalho de expansão ou compressão da água

$V_a$  – Volume total da região de água

A energia interna da massa de água é:

$$U_a = m_a h_a - p V_a \quad (3.80)$$

Derivando-se esta equação em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{dU_a}{dt} = m_a \frac{dh_a}{dt} + h_a \frac{dm_a}{dt} - V_a \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.81)$$

Substituindo-se  $\frac{dm_a}{dt}$  por  $\sum W_a$ , chega-se à:

$$\frac{dU_a}{dt} = h_a \sum W_a + m_a \frac{dh_a}{dt} - V_a \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_a}{dt} \quad (3.82)$$

Igualando-se esta equação a equação (3.79), após o tratamento adequado, obtém-se a derivada da entalpia da região de vapor, em relação ao tempo:

$$\frac{dh_a}{dt} = \frac{1}{m_a} \left( \sum Wh|_a - h_a \sum W_a + Q_1 + Q_2 + V_a \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.83)$$

O calor transferido pelo refrigerante primário à água do gerador de vapor ( $Q_2$ ) é calculado da seguinte forma:

$$Q_2 = U(T_{out} - T_a) \quad (3.84)$$

Onde:

$T_{out}$  – Temperatura do refrigerante primário ao deixar o reator

$T_a$  – Temperatura da água no gerador de vapor

$U$  – Coeficiente global de transferência de calor entre o refrigerante primário e o gerador de vapor.

### *Região de água*

A soma das energias correspondentes às diferentes entalpias presentes na região de vapor é obtida multiplicando-se cada termo da equação de conservação de massa pela respectiva entalpia:

$$\sum Wh|_v = W_{vap}h_g - W_{cond}h_v + W_{eb}h_g - W_vh_v \quad (3.85)$$

Onde:

$h_g$  – Entalpia de saturação do vapor

$h_v$  – Entalpia da região de vapor

O balanço de energia da região de água é dado por:

$$\frac{dU_v}{dt} = \sum Wh|_v - Q_l - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.86)$$

Onde:

$U_v$  – Energia interna da massa de vapor

$Q_l$  – Calor transferido do vapor para a interface água-vapor

$p \frac{dV_v}{dt}$  - Variação temporal do trabalho de expansão ou compressão do vapor

$V_v$  – Volume total da região de vapor

A energia da massa de água é:

$$U_v = m_v h_v - p V_v \quad (3.87)$$

Derivando-se esta equação em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{dU_v}{dt} = m_v \frac{dh_v}{dt} + h_v \frac{dm_v}{dt} - V_v \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.88)$$

Substituindo-se  $\frac{dm_v}{dt}$  por  $\sum W_v$ , chega-se à:

$$\frac{dU_v}{dt} = h_v \sum W_v + m_v \frac{dh_v}{dt} - V_v \frac{dp}{dt} - p \frac{dV_v}{dt} \quad (3.89)$$

Igualando-se esta equação a equação (2.4.25), após o tratamento adequado, obtém-se a derivada da entalpia do volume de água, em relação ao tempo:

$$\frac{dh_v}{dt} = \frac{1}{m_v} \left( \sum Wh|_v - h_v \sum W_v + Q_1 + V_v \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.90)$$

### 3.4.3.3 – Fluxos que compõem o balanço de massa e energia

- *Fluxo de vapor que deixa o gerador de vapor ( $W_v$ ):*

O fluxo de vapor que deixa o gerador de vapor para acionar as turbinas é dado pela seguinte relação [12].

$$W_v = \left( X_{vb} + \frac{W_T}{W_{To}} \right) W_{vo} \sqrt{\frac{P_{vvo}}{P_o v_v}} \quad (3.91)$$

Sendo:

$X_{bp}$  – Fração de abertura da válvula de desvio de vapor

$W_T$  – Fluxo de massa médio do conjunto de turbinas

$W_{To}$  – Fluxo de massa médio do conjunto de turbinas no regime estacionário inicial

$P$  – Pressão no interior do gerador de vapor

$P_o$  – Pressão no interior do gerador de vapor no regime estacionário inicial

$v_v$  – Volume específico do vapor que deixa o gerador de vapor

$v_{vo}$  – Volume específico do vapor que deixa o gerador de vapor no regime estacionário inicial



$W_{vo}$  – Fluxo de vapor que deixa o gerador de vapor no regime estacionário inicial

- *Fluxo de vapor gerado por ebulição da água no gerador de vapor ( $W_{eb}$ ):*

O fluxo de ebulição da água do gerador de vapor devido ao calor recebido pela interface com o primário pode, através de balanço termodinâmico, ser calculado pela seguinte equação:

$$W_{eb} = \frac{Q}{c_{pv}(T_{sat} - T_a) + h_{fg}} \quad (3.92)$$

Sendo:

$Q$  – Calor cedido pelo primário

$c_{pv}$  – Calor específico do vapor

$T_{sat}$  – Temperatura de saturação para a pressão do gerador de vapor

$T_a$  – Temperatura da região de água do gerador de vapor

$H_{fg}$  – Entalpia de evaporação

- *Fluxo de vapor gerado pela evaporação na interface líquido-vapor ( $W_{vap}$ ):*

O fluxo de massa que deixa a região líquida por evaporação na interface líquido-vapor pode ser calculado pela seguinte equação:

$$W_{vap} = \frac{V_b A \alpha}{v_a} \quad (3.93)$$

Sendo:

$V_b$  – Velocidade da bolha de vapor

$A$  – Velocidade da bolha de vapor

$\alpha$  - Fração de vazio

$v_a$  – Volume específico da água

- *Fluxo de vapor gerado pela condensação na interface líquido-vapor ( $W_{cond}$ ):*

O fluxo de massa que se condensa deixando a região de vapor na interface líquido-vapor pode ser calculado pela seguinte equação:

$$W_{cond} = \frac{V_f A (1 - \alpha)}{v_v} \quad (3.94)$$

Sendo:

$V_f$  – Velocidade da bolha de vapor

$A$  – Área da se

$\alpha$  - Fração de vazio

$v_v$  – Volume específico do vapor

- *Fluxo de água de alimentação que retorna ao gerador de vapor ( $W_{fw}$ ):*

A alimentação do gerador de vapor é controlada por válvulas reguladas pelas variações do nível de água no gerador de vapor. Porém, será assumido que esse controle é feito de forma ideal, resultando que, em funcionamento normal, o fluxo de massa que sai do gerador de vapor é igual ao fluxo que entra, então:

$$W_{fw} = W_v B \quad (3.95)$$

Sendo:

$B$  – Um valor referente à potência utilizada da bomba de alimentação que assume valores entre 0 e 1, sendo que no funcionamento normal da bomba esse valor é sempre 1.

### 3.4.4 – Equação de Pressão

Para a obtenção da equação que descreve a variação temporal da pressão no pressurizador, considera-se que, em qualquer instante de tempo:

Considerando que:

- Volume do gerador de vapor é constante e é igual à soma dos volumes das duas regiões
- A pressão no interior do gerador de vapor é uniforme

Então:

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{dV_a}{dt} + \frac{dV_v}{dt} \quad (3.96)$$

Como  $\frac{dV_t}{dt} = 0$ , portanto

$$\frac{dV_a}{dt} = -\frac{dV_v}{dt} \quad (3.97)$$

Por definição:

$$V_a = v_a m_a \quad (3.98)$$

$$V_v = v_v m_v \quad (3.99)$$

Sendo:

$v_a$  - Volume específico da água

$v_v$  - Volume específico do vapor

Substituindo as equações (2.97) e (2.98) na equação (2.96), teremos:

$$m_a \frac{dv_a}{dt} + m_v \frac{dv_v}{dt} = -v_a \frac{dm_a}{dt} - v_v \frac{dm_v}{dt} \quad (3.100)$$

Derivando-se a equação de estado  $v = v(h, p)$ , temos:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial h} \frac{dh}{dt} \quad (3.101)$$

Reescrevendo essa equação para a região de água e para a região de vapor temos:

$$\frac{dv_a}{dt} = \frac{\partial v_a}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_a}{\partial h_a} \frac{dh_a}{dt} \quad (3.102)$$

$$\frac{dv_v}{dt} = \frac{\partial v_v}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v_v}{\partial h_v} \frac{dh_v}{dt} \quad (3.103)$$

Multiplicando-se a equação acima por  $m_a$  e a segunda equação por  $m_v$  e somando-se membro a membro, chega-se à:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{v_a + \frac{dm_a}{dt} + v_v \frac{dm_v}{dt} + m_a \frac{\partial v_a}{\partial h_a} \frac{dh_a}{dt} + m_v \frac{\partial v_v}{\partial h_v} \frac{dh_v}{dt}}{m_a \frac{\partial v_a}{\partial p} + m_v \frac{\partial v_v}{\partial p}} \quad (3.104)$$

Esta equação de pressão é válida para os quatro estados termodinâmicos possíveis mostrados anteriormente, no gerador de vapor.

As expressões matemáticas para o cálculo dos volumes específicos e das derivadas parciais do volume específico em relação à pressão e à entalpia quando a região for composta por duas fases (saturação) foi desenvolvido em [1] e não foi inserido neste trabalho, pois os fins do mesmo são outros.

### 3.5 – Sistema Turbo-Gerador

A análise feita para este componente isolado se restringindo à porção que vai da entrada do vapor na turbina até a porção de vapor que deixa a turbina. O valor da expansão na turbina foi fixado.

$$P(t) = \eta b W(t) (h_1(t) - h_{2s}(t)) \quad (3.105)$$

Sendo:

$\eta$  - Rendimento isentrópico

$b$  – Rendimento mecânico

$W(t)$  – Vazão de vapor que entra na turbina

$h_1(t)$  – Entalpia do vapor que entra na turbina

$s_1(t)$  – Entropia do vapor que entra na turbina

$h_{2s}(t)$  – Entalpia do vapor que sai da turbina, para expansão isentrópica

$h_2(t)$  – Entalpia do vapor que sai da turbina, para expansão real

$s_{2s}$  – Entropia do vapor que sai da turbina, para expansão isentrópica

$s_2$  – Entropia do vapor que sai turbina, para expansão real

Utilizando a entalpia  $h_1$ , através das tabelas de água/vapor saturado obtém-se a entropia  $s_1$  que entra na turbina.

Da segunda lei da termodinâmica:

$$s_1 = s_{2s} \quad (3.106)$$

$$s_{2s} = (1-x)s_{l2s} + xs_{v2s} \quad (3.107)$$

Os valores de  $s_{l2s}$  e  $s_{v2s}$  são retirados das tabelas de água/vapor saturado)

Com o título já calculado tem-se:

$$h_{2s}(t) = (1-x)h_{l2s} + xh_{v2s} \quad (3.108)$$

Para se achar  $h_2$ , usa-se o rendimento isentrópico:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (3.109)$$

Assim:

$$h_2 = h_1 - \eta(h_1 - h_{2s}) \quad (3.110)$$

### 3.5.1 – Desumidificadores

Os desumidificadores são utilizados para remoção da umidade do vapor na passagem de uma turbina (estágio) para outra. Essa umidade se forma após a expansão do vapor numa turbina, pois com o decréscimo da pressão, há condensação de uma fração desse vapor.

Essa umidade representada por gotículas de líquido no vapor é prejudicial à turbina. Isso porque os choques entre essas gotículas com as paletas da turbina causam erosão nas mesmas, diminuindo a vida útil do equipamento.

O desumidificador recebe o vapor com umidade da saída da turbina com título  $x$ , ( $x < 1$ ) e, retirando a umidade, eleva o título a 1.

Então:

$$W_d = (1 - x)W_e \quad (3.111)$$

Sendo:

$W_d$  – Fluxo de líquido extraído pelo desumidificador

$W_e$  – Fluxo de vapor na entrada do desumidificador

$x$  – Título do vapor na entrada do desumidificador

### 3.5.2 – Bombas

As bombas que compõe o circuito primário são bombas centrífugas verticais.

Onde:

$\eta$  – Rendimento isentrópico

$b$  – Rendimento mecânico

$W(t)$  – Vazão de fluido que entra na bomba

$h_1(t)$  – Entalpia do vapor

$s_1(t)$  – Entropia do vapor que entra na bomba

$h_{2s}(t)$  – Entalpia do vapor que sai da bomba, para expansão isentrópica

$h_2(t)$  – Entalpia do vapor que sai da bomba, para expansão real

$s_{2s}$  – Entropia do vapor que sai da bomba, para expansão isentrópica

$s_2$  – Entropia do vapor que sai bomba, para expansão real

Utilizando a entalpia  $h_1$ , através das tabelas de água sub-resfriada obtêm-se a entropia  $s_1$  que entra na bomba.

Da segunda lei da termodinâmica:

$$s_1 = s_{2s} \quad (3.112)$$

$$s_{2s} = (1-x)s_{12s} + xs_{v2s} \quad (3.113)$$

Os valores de  $s_{12s}$  e  $s_{v2s}$  são retirados das tabelas de água sub-resfriada)

Com o título já calculado tem-se:

$$h_{2s}(t) = (1-x)h_{12s} + xh_{v2s} \quad (3.114)$$

Para se achar  $h_2$ , usa-se o rendimento isentrópico:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (3.115)$$

Assim:

$$h_2 = h_1 - \frac{(h_1 - h_{2s})}{\eta} \quad (3.116)$$

### 3.5.3 – Reaquecedores

No circuito primário são encontrados reaquecedores de superfície e reaquecedores de contato, de modo a reaquecer a água de alimentação, tentando assim aumentar o rendimento do ciclo.

Reaquecedores de superfície são trocadores de calor onde os fluidos quente e frio estão separados por uma superfície impermeável, não havendo assim mistura desses fluidos.

Pelo método  $\epsilon$ -NUT [10], tem-se:

$Q$  – Potência trocada

$\varepsilon$  – Efetividade

$m_h$  – Fluxo de massa do fluido quente

$m_c$  – Fluxo de massa do fluido frio

$c_{ph}$  – Calor específico a pressão constante do fluido quente

$c_{pc}$  – Calor específico a pressão constante do fluido frio

$T_{h,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente

$T_{h,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente

$T_{c,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio

$T_{c,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio

$U_m$  – Coeficiente médio de transferência de calor

Onde o Fluido frio é a água de alimentação e o Fluido quente é o vapor vindo das extrações das turbinas.

A efetividade  $\varepsilon$  é definida como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (3.117)$$

Onde:

$Q$  – Taxa real de transferência de calor

$Q_{m\acute{a}x}$  – Taxa máxima possível de transferência de calor de uma corrente para outra

Sendo:

$$Q_{m\acute{a}x} = (mc_p)_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (3.118)$$

Então:

$$\varepsilon = \frac{Q}{(mc_p)_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.119)$$



$$Q = m_h c_{ph} (T_{h,e} - T_{h,s}) = m_c c_{pc} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (3.120)$$

Substituindo-se a eq. (3.119) na eq (3.118), teremos:

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,e} - T_{c,s})}{C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.121)$$

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,e} - T_{h,s})}{C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.122)$$

Sendo:

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_L} = BU_m A \quad (3.123)$$

Definindo-se:  $B = \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}$

$$\frac{T_{h,s} - T_{c,s}}{T_{h,e} - T_{c,e}} = e^{-BAU_m}$$

Onde:

$$\Delta T_o = T_{h,e} - T_{c,e} \quad e \quad \Delta T_L = T_{h,s} - T_{c,s} \quad (3.124)$$

Das equações. (3.120), (3.121) e (3.122), tira-se:

$$T_{h,s} = T_{h,e} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (3.125)$$

Entrando com esse resultado na equação (3.124), tem-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-BAU_m}}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}} \quad (3.126)$$

Pode-se então estabelecer a relação  $\varepsilon$ -NUT (Número de Unidades de Transferência):

$$NUT = \frac{AU_m}{C_{\min}} \quad (3.127)$$

Com as equações (3.126) e (3.127) pode-se escrever:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NUT\left(\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}\right)\right]}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}} \quad (3.128)$$

Já tendo como calcular  $\varepsilon$  (3.5.16), pode-se agora chegar ao objetivo, calcular  $T_{c,s}$  e  $T_{h,s}$ .

Sabendo que:

$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (3.129)$$

Pode-se calcular:

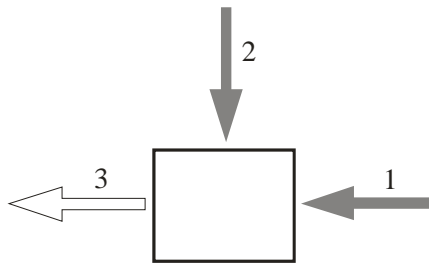
$$T_{h,s} = T_{h,e} - \frac{Q}{C_h} \quad (3.130)$$

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \frac{Q}{C_s} \quad (3.131)$$

Este modelo é similar ao aplicado na modelagem do condensador, como se verá a seguir.

### 3.5.3.1 – Raquecedor de Contato

Raquecedores de contato são trocadores de calor onde os fluidos quente e frio entram em contato direto, ou seja, se misturam. Para o trocador de calor da ilustração tem-se dois de entrada de fluido (1,2) e um ponto de saída (3) da mistura.



$$W_3 = W_1 + W_2 \quad (3.132)$$

$$H_3 = H_1 + H_2 \quad (3.133)$$

Para entalpia específica, tem-se então:

$$h_3 = \frac{W_1 h_1 + W_2 h_2}{W_3} \quad (3.134)$$

### 3.6 – Condensadores

Com a função de condensar o vapor que atravessa as turbinas e manter o vácuo para otimizar a eficiência das turbinas o condensador é composto por milhares de pequenos tubos, que são feitos de cobre, aço ou titânio.

Pode-se modelar o condensador como um trocador de calor de correntes contrárias devido as suas características. O condensador pode ser dividido em partes menores, cada qual contendo um tubo, sendo cada um considerado um trocador de calor. Tal divisão é feita da seguinte forma. A seção transversal do condensador é subdividida em quadrados, cada qual contendo um círculo inscrito (círculo correspondente à seção transversal do tubo contido neste). Estes quadrados seria a seção transversal das partes na qual o condensador foi dividido.

Com isso utilizando o método  $\epsilon$ -NUT [10] ou método da efetividade chega-se às equações que modelam o funcionamento do condensador assim como seus “outputs” essenciais à confecção do simulador.

Sabendo-se que:

$Q_i$  – Potência trocada por cada parte na qual o condensador for subdividido

$Q$  – Potência total trocada pelo condensador (  $Q = \sum Q_i$  )

$\varepsilon$  - Efetividade

$m_h$  – Fluxo de massa do fluido frio

$m_c$  – Fluxo de massa do fluido quente

$c_{ph}$  – Calor específico a pressão constante do fluido quente

$c_{pc}$  – Calor específico a pressão constante do fluido frio

$T_{h,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente

$T_{h,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente

$T_{c,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio

$T_{c,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio

$U_m$  – Coeficiente médio de transferência de calor

Fluido frio – Água de refrigeração (água do mar)

Fluido quente – Vapor vindo das turbinas

A efetividade  $\varepsilon$  é definida como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}}$$

Onde:

$Q$  – Taxa real de transferência de calor

$Q_{m\acute{a}x}$  – Taxa máxima possível de transferência de calor de uma corrente para outra

Sendo o condensador modelado como um trocador de calor, desenvolvimento para obtenção das temperaturas de saída do fluido quente ( $T_{h,s}$ ) e do fluido frio ( $T_{c,s}$ ) foram encontradas pelos mesmos meios que foram desenvolvidos nos trocadores de calor. Assim chegando as seguintes expressões finais:

$$T_{h,s} = T_{h,e} - \frac{Q}{C_h} \quad (3.135)$$

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \frac{Q}{C_s} \quad (3.136)$$

### 3.7 – Circuito Secundário

Neste tópico será mostrado como foram acoplados os modelos de todos os equipamentos supracitados para compor o modelo do secundário como um todo.

O vapor deixa o gerador de vapor nas condições previstas no modelo do mesmo, visto que no tópico II.4. Esse fluido se dirige à turbina de alta pressão, tendo a possibilidade de todo ou parte deste ser desviado pela tubulação, de desvio de vapor (“bypass”). Sendo assim, o fluxo de vapor na turbina de alta será o fluxo de vapor que deixa o gerador de vapor ( $W_v$ ), sendo descontado o fluxo de vapor extraído (extração 1) para o reaquecedor ( $W_{ex1}$ ) e um possível fluxo desviado pela tubulação de bypass ( $W_{bp}$ ). Então o fluxo da turbina de alta pressão ( $W(t)$ ) será:

$$W(t) = W_v - W_{ex1} - W_{bp} \quad (3.137)$$

A entalpia específica do vapor que entra nesta turbina será a entalpia específica do vapor que deixa o gerador de vapor ( $h_v$ ).

Entre as turbinas há as extrações de umidade feitas pelos desumidificadores além das extrações de vapor para os reaquecedores. Então, para as turbinas, tem-se:

$$W_{TB(n)} = W_{T(n-1)} - W_{ex(n)} - W_{d(n)} \quad (3.138)$$

Sendo:

$W_{TB(n)}$  – Fluxo de vapor na turbina de baixa pressão  $n$  ( $n = 1,2$ )

$W_{T(n-1)}$  – Fluxo de vapor na turbina anterior a  $n$

$W_{ex(n)}$  – Fluxo de vapor na tubulação de desvio de vapor (“bypass”)

$W_{d(n)}$  – Fluxo de água retirada pelo desumidificador  $n$

A entalpia específica de entrada de cada turbina de baixa pressão será a entalpia específica de saída da turbina anterior, já que as extrações e a desumidificação não alteram o valor desta propriedade.

O fluido que sai da turbina de baixa pressão 2 entra no condensador se unindo, se for ao caso, ao vapor trazido pela tubulação de desvio de vapor. Então:

$$W_{cond} = W_{TB2} + W_{bp} \quad (3.139)$$

Sendo:

$W_{cond}$  – Fluxo de fluido que entra no condensador

$W_{TB2}$  – Fluxo de fluido que deixa a turbina de baixa pressão 2

$W_{bp}$  – Fluxo de vapor que percorre a tubulação de desvio de vapor

Fazendo-se um balanço energético e de volume específico do fluido que entre no condensador, tem-se:

$$h_{cond} = \frac{W_{bp} h_v + W_{TB2} h_{TB2}}{W_{bp} + W_{TB2}} \quad (3.140)$$

$$v_{cond} = \frac{W_{bp} v_v + W_{TB2} v_{TB2}}{W_{bp} + W_{TB2}} \quad (3.141)$$

Sendo:

$h_{cond}$  – Entalpia específica do fluido que entra no condensador

$h_v$  – Entalpia específica do vapor ao deixar o gerador de vapor

$h_{TB2}$  – Entalpia específica do fluido que deixa a turbina de baixa pressão 2

$v_{cond}$  – Volume específico do fluido que entra no condensador

$v_v$  – Volume específico do vapor ao deixar

$v_{TB2}$  – Volume específico do fluido que deixa a turbina de baixa pressão 2

Todas as variáveis necessárias para o cálculo de  $h_{cond}$  e  $v_{cond}$  são conhecidas, pois já foram calculados nos modelos anteriores (turbinas, gerador de vapor etc), exceto  $v_{TB2}$ . Porém este parâmetro ( $v_{TB2}$ ) pode ser obtido através de uma tabela de propriedades termodinâmicas (rotina computacional), sabendo-se que, na saída da segunda turbina de baixa, tem-se vapor saturado e que sua entalpia.

Com as equações (3.140) e (3.141) obtém-se  $h_{cond}$  e  $v_{cond}$ . Com esses valores através da tabela de propriedades termodinâmicas da água (no caso, uma rotina

computacional), pode-se obter o valor da temperatura correspondente a essa entalpia e a esse volume específico. Esse valor será a temperatura que o fluido entra no condensador ( $T_{cond}$ ).

Então  $T_{cond}$  e  $W_{cond}$  serão, respectivamente, a temperatura e o fluxo do fluido quente a serem utilizados no modelo do condensador feito no tópico 2.6. Quanto ao fluido frio, seu fluxo e sua temperatura são considerados constantes e conhecidos. Isso porque, no caso das centrais nucleares de Angra I e II, a fonte fria é a água do mar. Sendo assim o fluxo é determinado pela bomba e a variação da temperatura da água do mar devido à troca de calor no condensador é desprezível, pois são distintos os pontos onde a água é capturada e onde esta retorna ao mar.

O trocador de calor de contato que vem logo após o condensador no trajeto do fluido é modelado no tópico 3.5.3.1, sendo que:

$$W_1 = \sum_{i=1}^3 W_{ri} \quad h_1 = \frac{\sum_{i=1}^3 W_{ri} h_{ri}}{W_1} \quad (3.142)$$

$$W_2 = \sum_{i=1}^3 W_{di} \quad h_2 = \frac{\sum_{i=1}^3 W_{di} h_{di}}{W_2} \quad (3.143)$$

Sendo:

$W_{ri}$  – Fluxo de fluido vindo da extração  $i$ , após passar pelo reaquecedor referente

$W_{di}$  – Fluxo de fluido vindo do desumidificador  $i$

$W_1$  – Fluxo formado pela união dos  $W_r$

$W_2$  – Fluxo formado pela união dos  $W_d$

$h_{di}$  – Entalpia específica do fluido vindo do desumidificador  $i$

$h_{ri}$  – Entalpia específica do fluido vindo da extração  $i$ , após passar pelo reaquecedor referente

$h_1$  – Entalpia específica do fluxo  $W_1$

$h_2$  – Entalpia específica do fluxo  $W_2$

Do reaquecedor de contato o fluido passa pela bomba de condensado onde há uma compressão, levando esse fluido a um outro patamar de pressão e entropia. Sabendo-se que os valores: entalpia, temperatura e o fluxo de entrada da bomba serão os

mesmos da saída do reaquecedor de contato, valores estes obtidos na análise feita neste reaquecedor, como foi mostrado anteriormente, pode-se achar (via relações entre propriedades termodinâmicas ou tabelas) o valor da pressão e entropia na entrada da bomba.

Então:

$h_1$  – Entalpia de saída do reaquecedor de contato ( $h_3$ )

$T_1$  – Temperatura de saída do reaquecedor de contato ( $T_3$ )

$W$  – Fluxo de fluido que deixa o reaquecedor de contato ( $W_3$ )

$s_1 = f(h_3, T_3)$  ou  $f(h_3)$  se saturado

Como a bomba é conhecida (curva característica etc) pode-se então determinar os rendimentos, isentrópico ( $\eta$ ) e mecânico ( $b$ ).

Com isso têm-se todos os parâmetros ( $h_1, s_1, W, \eta$  e  $b$ ) necessários para o modelo da bomba descrito no tópico 3.8.2.

As condições de entalpia, fluxo, pressão na saída da bomba de condensado, e a temperatura referente a esse ponto ( $T(h, P)$ ) achado via relações entre propriedades termodinâmicas ou tabelas serão as condições do ponto de extração. De posse desses parâmetros torna-se possível à utilização do modelo descrito no tópico 3.8.3.

Para outros reaquecedores as condições de entrada do fluido (fluido frio) serão as condições deste fluido nas saídas do reaquecedor anterior. O fluido quente, do mesmo modo, será o fluido retirado na extração correspondente a este reaquecedor.

Os valores de entalpia, temperatura e fluxo na saída do terceiro reaquecedor de superfície serão os valores destas propriedades na entrada da bomba de alimentação. Como esta bomba é conhecida (curva característica), tem-se então, novamente, parâmetros suficientes para a utilização do modelo da bomba.

Assim o fluido retorna aos geradores de vapor cujo funcionamento foi modelado no capítulo 3.4, completando-se assim o ciclo correspondente ao circuito secundário desta planta.



### 3.8 – Sistema de Remoção de Calor Residual

#### 3.8.1 – Trocadores de Calor

Este trocador de calor, como já foi dito é um trocador de calor contracorrente, onde o refrigerante primário circula no interior do tubo e a água de refrigeração passa, em sentido contrário, no casco.

A modelagem será feita pelo método  $\varepsilon$ -*NUT* ou método da efetividade.

Sabendo-se que:

$\varepsilon$  – Efetividade

$m_h$  – Fluxo de massa do fluido quente

$m_c$  – Fluxo de massa do fluido frio

$c_{ph}$  – Calor específico a pressão constante do fluido quente

$c_{pc}$  – Calor específico a pressão constante do fluido frio

$T_{h,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente

$T_{h,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente

$T_{c,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio

$T_{c,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio

$U_m$  – Coeficiente médio de transferência de calor

A efetividade  $\varepsilon$  é definida como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}}$$

Onde:

$Q$  – Taxa real de transferência de calor

$Q_{m\acute{a}x}$  – Taxa máxima possível de transferência de calor de uma corrente para outra

Sendo:

$$Q_{m\acute{a}x} = (mc_p)_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})$$

Ent\~{a}o:

$$\varepsilon = \frac{Q}{(mc_p)_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.144)$$

$$Q = m_h c_{ph} (T_{h,e} - T_{h,s}) = m_c c_{pc} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (3.145)$$

Substituindo a equa\~{c}o\~{a}o acima na anterior teremos:

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,e} - T_{c,s})}{C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.146)$$

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,e} - T_{h,s})}{C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.147)$$

Sendo:

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_L} = BU_m A \quad (3.148)$$

Definindo-se:  $B = \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}$

Onde:

$$\frac{T_{h,s} - T_{c,s}}{T_{h,e} - T_{c,e}} = e^{-BAU_m} \quad (3.149)$$

$$\Delta T_o = T_{h,e} - T_{c,e} \quad \text{e} \quad \Delta T_L = T_{h,s} - T_{c,s}$$

Da equações (3.145), (3.146) e (3.147), tira-se:

$$T_{h,s} = T_{h,e} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,s} - T_{c,e})$$

Entrando com esse resultado na eq. (3.8.5), tem-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-BAU_m}}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}} \quad (3.150)$$

Pode-se então estabelecer a relação  $\varepsilon$ -NUT (Número de Unidades de Transferência):

$$NUT = \frac{AU_m}{C_{\min}} \quad (3.151)$$

Com as eq. (3.150) e (3.151) pode-se escrever:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NUT\left(\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}\right)\right]}{\frac{C_{\min}}{C_c} + \frac{C_{\min}}{C_h}} \quad (3.152)$$

Já tendo como calcular  $\varepsilon$  eq. (3.152), pode-se agora chegar ao objetivo final, o cálculo de  $Q_R$  que entrará na equação (3.21)

$$Q_R = \varepsilon C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (3.153)$$

Pode-se calcular:

$$T_{h,s} = T_{h,e} - \frac{Q_R}{C_h} \quad (3.154)$$

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \frac{Q_R}{C_c} \quad (3.155)$$

Com as equações: (3.152), (3.153), (3.154) e (3.155) mais dados característicos de tal equipamento pode-se obter os parâmetros que serão utilizados na simulação.

### 3.8.2 - Bombas

A bomba do RCR só funciona quando é requisitada. Por isso a vazão do sistema (RCR) varia. A vazão ideal para esta bomba trabalhar pode ser vista em sua curva característica, a vazão correspondente ao rendimento máximo. Porém o ponto de trabalho será obtido dependendo do sistema.

De acordo com o sistema (com sua curva), é geralmente selecionada a bomba através de suas curvas características, de modo que, na vazão de operação, seu rendimento seja máximo.

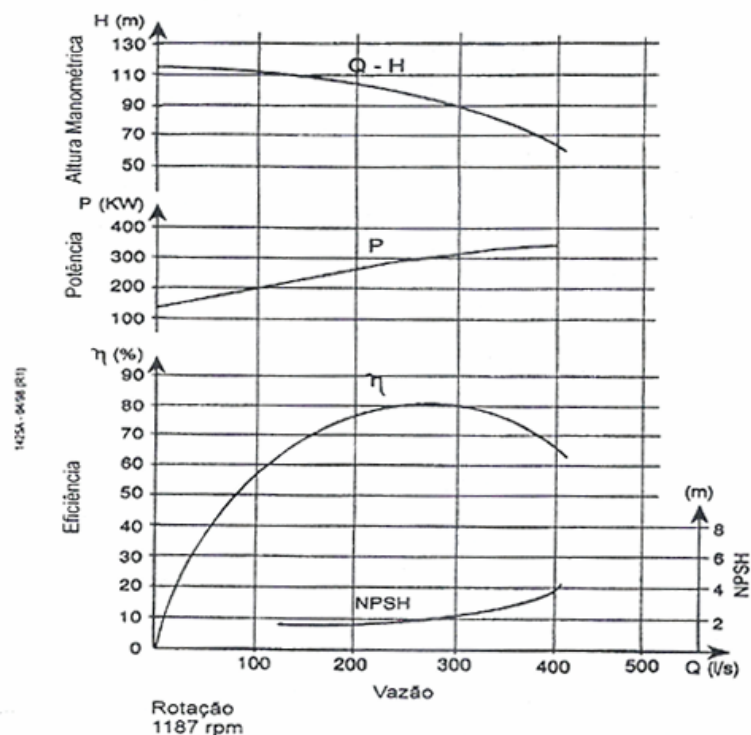


Figura 3.4 – Curvas Características da Bomba de Remoção de Calor Residual

Outro ponto é controlar a vazão de modo que o  $NPSH_r$  seja sempre menor que o  $NPSH_d$ . O  $NPSH_d$  pode ser obtido da curva característica de tal bomba, em função da vazão. A (Fig. 8) mostra a curva característica da bomba de remoção do calor residual.

Para essa avaliação é válido definir o parâmetro relativo à bomba ( $NPSH_d$ ) e ao sistema ( $NPSH_r$ ) denominado  $NPSH$  (Net Positive Suction Head).  $NPSH_r$  é o  $NPSH$

requerido, ou seja, a quantidade mínima de energia absoluta por unidade de peso acima da pressão de vapor, que deve existir no flange de sucção para que não haja cavitação. O  $NPSH_d$  é o  $NPSH$  disponível, ou seja, a quantidade de energia absoluta por unidade de peso existente no flange de sucção, acima da pressão de vapor.

Tendo-se a vazão de operação desta bomba, obtida a referência consultada [13], pode-se obter, através da curva característica da bomba, o valor de  $NPSH_d$ .

O  $NPSH_r$  é função do sistema e pode ser calculado pela seguinte equação [14]:

$$NPSH_r = h_s + \left( \frac{P_a - P_s}{\gamma} \right) \quad (3.156)$$

Sendo:  $h_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{ts}$

Sabendo que:

$Z_s$  – Altura da sucção

$P_s$  – Pressão no reservatório da sucção

$h_{ts}$  – Perda de carga total na sucção

$h_s$  – Altura manométrica do sistema

$P_a$  – Pressão atmosférica

$P_s$  – Pressão de saturação

$\gamma$  – Peso específico

É necessário então garantir que o  $NPSH_d$  seja sempre maior que o  $NPSH_r$ , para evitar que a bomba cavite e o sistema seja ineficiente.

### 3.9 - Conclusão

Neste capítulo fez-se a demonstração da modelagem matemática utilizada no código do programa. Em especial destaca-se o uso das modelagens desenvolvidas por [5] e [6] e a contribuição de [1] na modelagem do Pressurizador.

## CAPÍTULO IV – REFORMULAÇÃO DO LAYOUT DA PLANTA

Este capítulo se dedica a descrever as melhorias no layout do programa para melhor compreensão dos processos que ocorrem em uma planta PWR. Para isso foi escolhido o software MACROMEDIA FLASH MX, que é uma ferramenta gráfica usada para construção de sites, animações e aplicativos.

A escolha do FLASH MX para a reformulação do layout da planta se deve por ele contar com uma linguagem de programação, chamada ACTION SCRIPT, uma ferramenta capaz de “comandar” os desenhos e animações como por exemplo, dependendo da porcentagem da barra de controle incluída no reator, a animação irá responder posicionando a barra na porcentagem atual.

Os cálculos utilizados nos modelos continuam sendo feitos pelo Visual Basic, mas agora interagindo com a interface do FLASH MX. Para isso foi necessária a criação de um sistema utilizando o componente FLASH na lista de objetos do Visual Basic. As interfaces (Visual Basic - FLASH MX) conversam com o uso de variáveis, assim, toda a vez que o Visual Basic, lê o script que contém a modelagem matemática e seus “outputs” vão sendo calculados, estes são mandados para a interface FLASH MX que irá interagir com animação da planta.

Praticamente toda a interação entre as interfaces FLASH-MX e o Visual Basic se dá pelo uso da rotina *flash\_FSCommand*, a maneira como esta rotina funciona pode ser encontrada em [15].

### 4.1 – Núcleo

O núcleo foi redesenhado para que o usuário tenha mais liberdade de movimentar as barras de controle em valores de porcentagens que não podiam ser feitos antes. Para isso foi feita uma animação de 100 quadros, sendo que cada quadro representa uma posição da barra (no caso a porcentagem inserida da barra, que pode atingir valores de 0% até 100%). Assim o usuário pode regular o valor de inserção da barra digitando o valor ou simplesmente movimentando o componente “numeric stepper” onde pode se mudar o valor de uma em uma unidades.

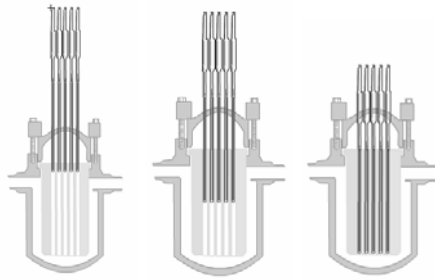


Figura 4.1 – Etapas de deslocamento das barras de controle no reator

## 4.2 – Pressurizador

O pressurizador aparece no circuito primário dos reatores PWR e seu papel é de fundamental importância na concepção deste tipo de central nuclear, onde a pressão do circuito primário é o grande diferencial quando comparadas às outras centrais nucleares de geração de energia elétrica.

O pressurizador foi redesenhado para oferecer maior fidelidade ao componente e para que o usuário tenha uma melhor experiência na simulação. Uma das grandezas mais importantes no pressurizador é a altura da coluna de água em seu interior, que vai ser alterada no caso de variação de temperatura, e, conseqüentemente da pressão no circuito primário. Como no caso das barras de controle do reator, foi feito uma animação de 100 quadros, onde o primeiro quadro representa 1% de água no interior do pressurizador e o último quadro representa o pressurizador com 100% de água em seu interior.

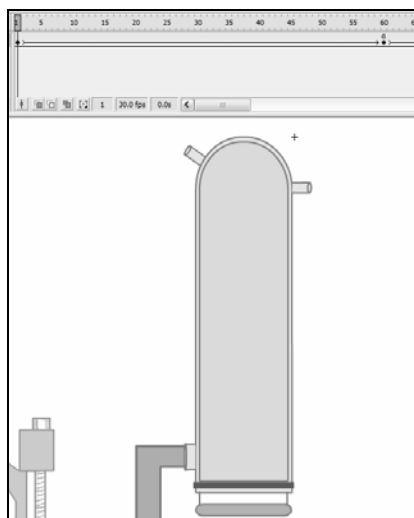


Figura 4.2 – Tela de animação do pressurizador

Sabe-se que em operação normal a coluna de água não atinge o valor de 100%, mas para futuras inserções de transientes em que tal fato de alguma maneira possa vir a ocorrer foi colocada à escala máxima de 100%.

### 4.3 – Geradores de Vapor

O gerador de vapor é o elemento de ligação entre os sistemas primário e secundário em uma instalação nuclear PWR. A ligação entre esses dois sistemas se dá pela transferência de calor que ocorre entre o refrigerante primário e água do gerador de vapor. O refrigerante primário deixa o reator onde foi aquecido e, no seu percurso pelo circuito primário e a água do gerador de vapor. Assim, sem haver mistura entre os fluidos do primário e o gerador de vapor, parte do calor retido no refrigerante primário é transferido para a água-vapor que preenchem o gerador de vapor. O refrigerante retorna assim ao reator, com uma temperatura inferior a temperatura que saiu, para novamente ser aquecido.

O desenho atual do gerador de vapor ilustra melhor os tubos em U que transportam a água aquecida pelo reator, sendo a fonte quente do circuito secundário.

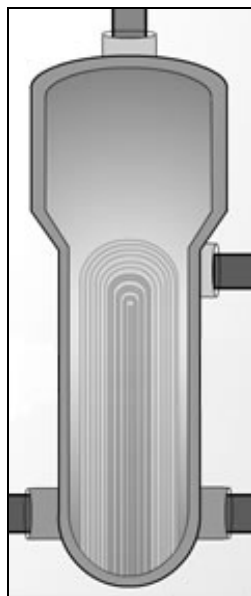


Figura 4.3 – Representação Gráfica do Gerador de Vapor

Na imagem acima, temos o gerador de vapor redesenhado, onde os canos na parte inferior representam o refrigerante do circuito primário entrando nos tubos em U, pelo lado direito e saindo pelo lado esquerdo. No cano que representa a água resfriada



pelo condensador no circuito secundário se localiza a meia altura do gerador de vapor, ilustrando a entrada desse fluido no componente, para que, em contato com os tubos em U aquecidos possa se transformar em vapor para entrar no circuito secundário. Essa entrada para o circuito secundário é feita pela tubulação que se encontra no topo do gerador de vapor, representando a saída de vapor.

Foi pensada a hipótese de realizar uma animação em que se mostrasse o fluido do circuito primário circulando no interior dos tubos em U, mas devido a quantidade atual de animações, isto é, o numero de animações que rodam juntas, julguei não colocar esta animação, pois ultrapassaria 50% de uso do processador. Sendo o processador em uso para o desenvolvimento do programa um AMD ATHLON 64 3200+, com 2.8GHz de clock e 1Gb de RAM, é provável que em máquinas de menor porte a animação fique mais pesada, isto é, consumindo em excesso o processamento da maquina.

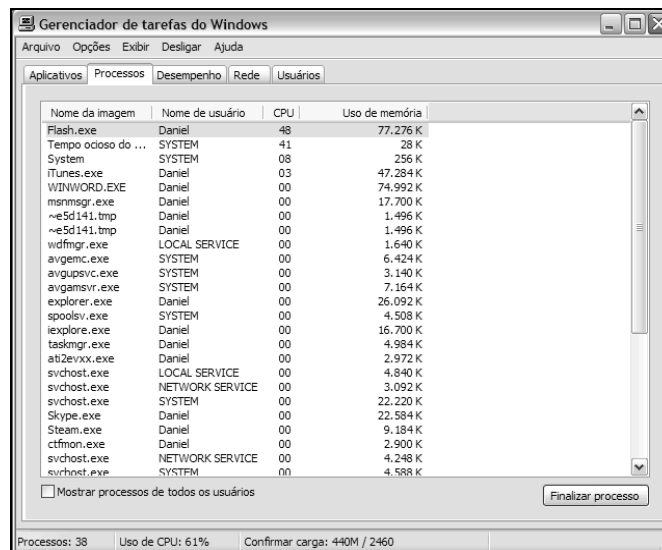


Figura 4.4 – Gerenciador de Tarefas do Windows XP

De acordo com a modelagem feita na versão anterior [1] do simulador, foi respeitada, onde as regiões de água e vapor são separadas em duas sub-regiões, uma para água e outra para vapor. A região de água pode ser dividida em água saturada, água sub-resfriada ou por uma mistura de água-vapor saturado. O mesmo ocorre para a região de vapor, sendo separada em duas sub-regiões que podem ser de vapor saturado, vapor superaquecido ou por uma mistura de água e vapor saturados.

#### 4.4 – Bombas

As bombas foram redesenhadas com o objetivo de ilustrar a circulação do refrigerante no circuito primário e o retorno vapor condensado ao gerador de vapor. Além disso, será representado seu decréscimo de potência com a diminuição da rotação das pás da bomba que se encontram representadas no desenho abaixo.

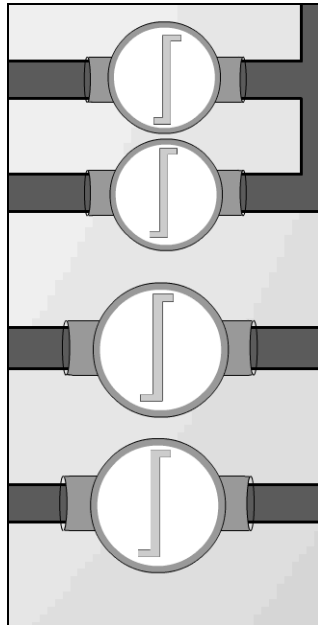


Figura 4.5 – Representação gráfica das bombas

Para isso foi feita uma animação de 30 quadros por segundo, onde no primeiro quadro se encontra a pá da bomba na posição inicial, e no quadro 29, na última posição antes de completar a volta.

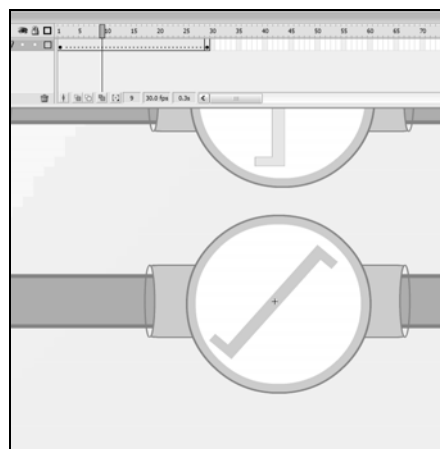


Figura 4.6 – Representação do movimento da bomba

## 4.5 – Turbinas

As turbinas foram redesenhadas para ilustrar melhor ao usuário o seu funcionamento, foram representados três conjuntos de lâminas para cada turbina, sendo que duas são de baixa pressão e a primeira de alta pressão.

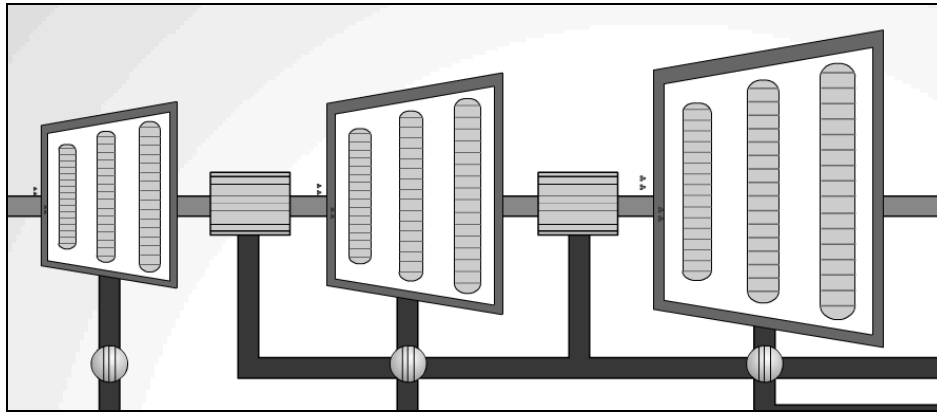


Figura 4.7 – Representação das Turbinas de Baixa e Alta pressão do Secundário

As lâminas representadas pelos “bastes cinzas” giram dando a sensação de movimento. Ao mesmo tempo, se em algum transiente, ou no desligamento da planta as turbinas forem desligadas, as mesmas param de girar.

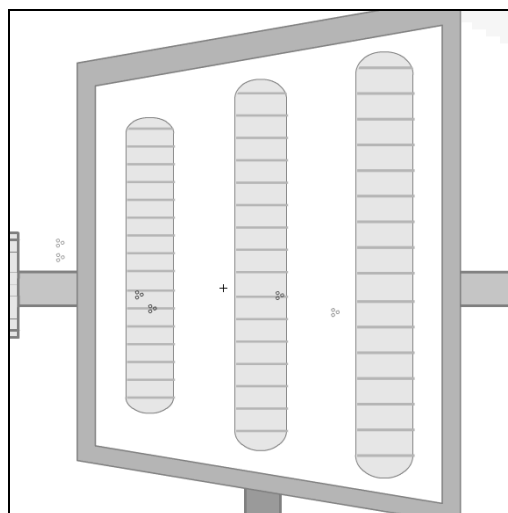


Figura 4.8 – Detalhe da Turbina

Na animação também foram inseridos pequenos pontos vermelhos se deslocando para simular a passagem ou não de vapor pelas turbinas. Assim, quando a válvula de

desvio de vapor é acionada para 100%, a animação referente ao vapor passando pelas turbinas é parada, dando a sensação de que o vapor não transita mais pelo sistema turbo-gerador.

#### 4.6 – Válvulas

As válvulas foram redesenhadas para que o usuário possa interagir com a planta e observar o seu funcionamento durante um evento selecionado. O usuário pode regular a abertura da turbina passando o mouse sobre a mesma e mudando seus valores no painel de informações.

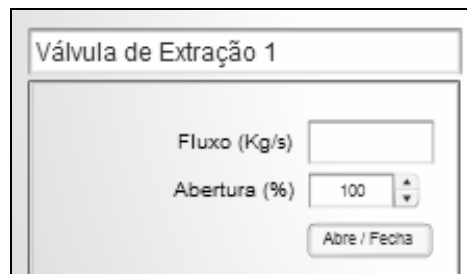


Figura 4.9 – Detalhe do Painel de Informações do Simulador

A tubulação que é controlada pela respectiva válvula também representará o fechamento total ou a abertura de uma válvula.

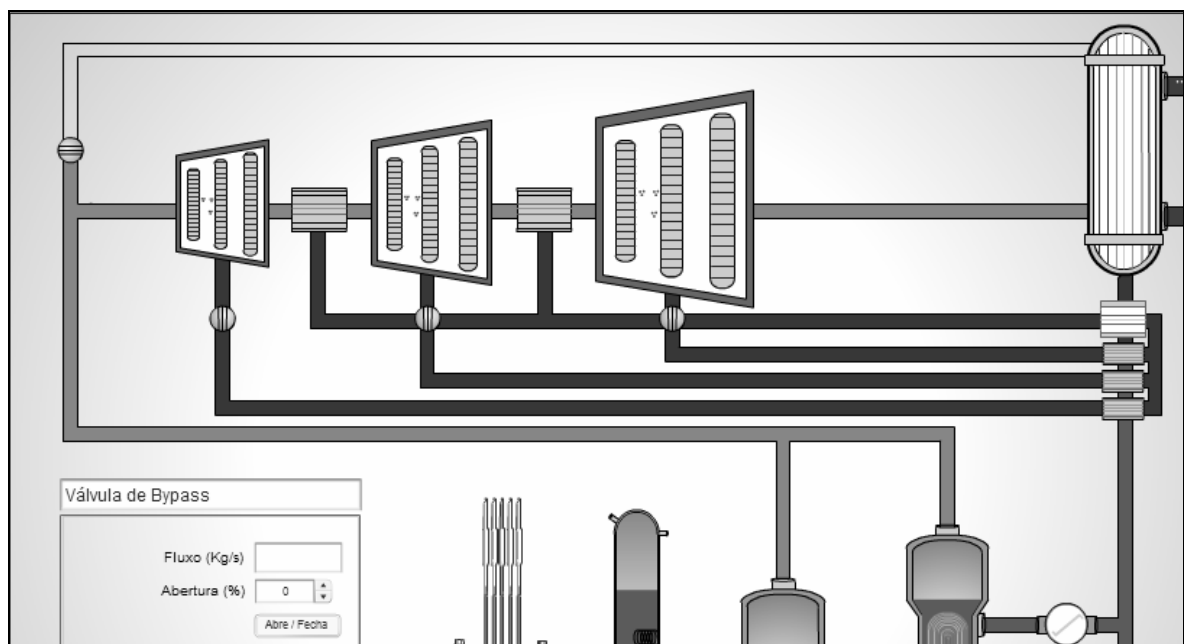


Figura 4.10 – Circuito Secundário com a Válvula de Bypass fechada

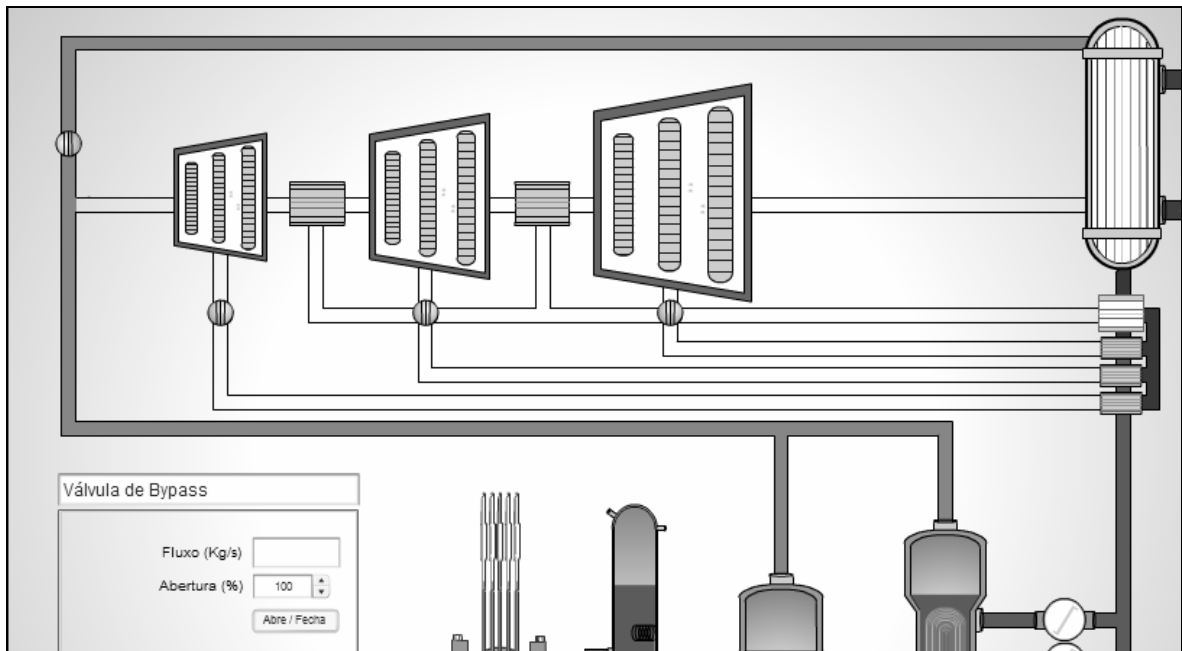


Figura 4.11 – Circuito Secundário com a Válvula de Bypass 100% aberta

A imagem acima mostra o comportamento da válvula de bypass, na primeira situação ela se encontra fechada, já na segunda imagem, ela se encontra 100% aberta, assim a tubulação em que o vapor passa, fica preenchida e as extrações das turbinas ficam vazias, mostrando que não a fluido, para dar uma maior sensação de falta de fluxo, os “vapores” que passam nas turbinas também foram ocultados.

#### 4.7 – Condensador, Trocadores de Calor e Reaquecedores

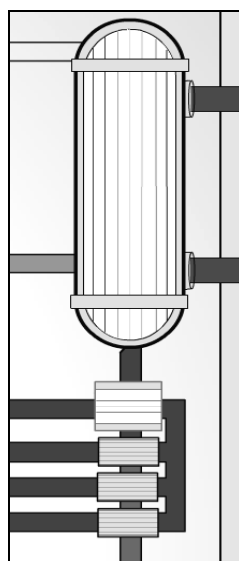


Figura 4.12 – Representação Gráfica do Condensador e Trocadores de Calor

Esses equipamentos foram redesenhados mais para se adequar ao novo layout da planta, não mais por outra razão de usabilidade ou de demonstração de processos.

No caso do condensador, foi representado na tubulação de acesso ao mesmo a coloração mais escura do azul, para simbolizar a entrada da fonte externa de água para a condensação do vapor que sai das turbinas ou vem da válvula de bypass.

#### 4.8 – Painel de Controle

O painel de controle, antiga janela de “condição de funcionamento” foi reformulado para oferecer uma melhor experiência ao usuário e ao mesmo tempo iniciar o uso de um verdadeiro painel de controle nos simuladores.

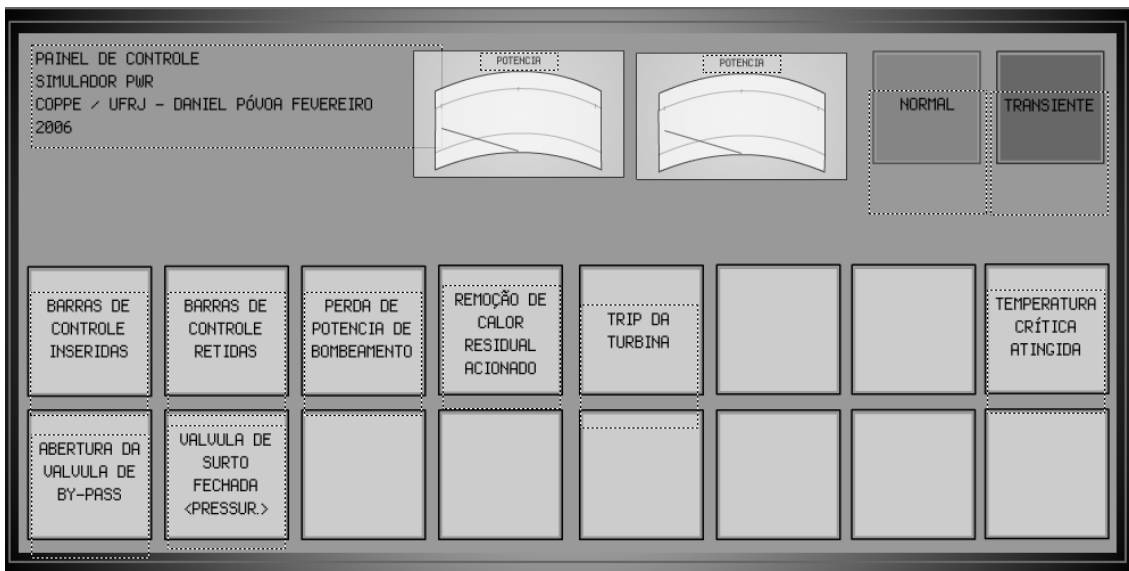


Figura 4.13 – Painel do Controle da Nova Versão do Simulador

Mesmo não sendo fiel a um painel de controle real, usado tanto nas plantas como nas salas de simulação, a mudança para o novo layout tem outras vantagens como:

- O usuário saber das possibilidades de acidentes e eventos que possam vir a ocorrer ou que possam ser acionados
- Uma interface mais visual onde os alertas serão dados por acendimento de luzes.

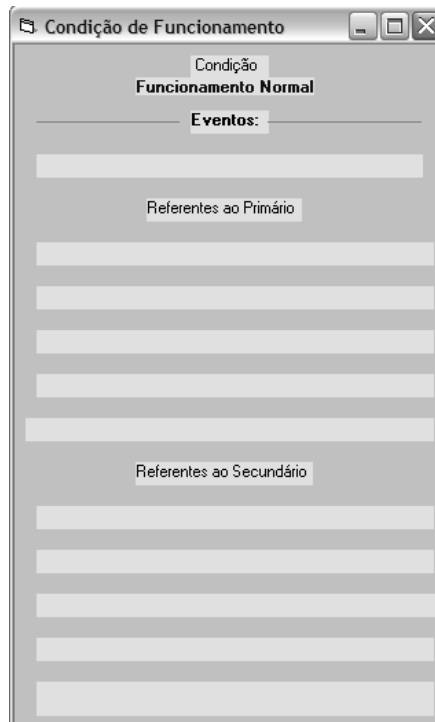


Figura 4.14 – Painel da versão antiga do Simulador

Na versão anterior, as condições de funcionamento eram mostradas em um formulário onde havia espaços em branco e conforme os transientes ocorriam, apareciam em seus devidos espaços.

#### 4.8 – Componentes do Software



Figura 4.15 – Tela inicial do Simulador

Na tela inicial do simulador é possível observar as novas opções, como a exibição de um vídeo, a alteração dos parâmetros da planta e também a visualização do documento do Microsoft Word da dissertação de mestrado que contém a modelagem matemática usada no simulador.

O vídeo exibido é de autoria da AREVA™, empresa francesa de tecnologia nuclear. Neste vídeo, é mostrado o funcionamento de uma planta PWR, descrevendo os processos pelo qual a planta converte a energia gerada pelas fissões em energia elétrica. Descreve esquematicamente o funcionamento dos principais componentes da planta, como Geradores de Vapor, Pressurizadores e Turbinas. Foi feita uma dublagem a fim de aumentar a compreensão dos conceitos. Os créditos do vídeo são exibidos no final do vídeo, exatamente como no arquivo original.

No comando “Tese”, será exibida uma janela que faz uso de um componente do Visual Basic que exibe páginas impressas digitalmente, são os arquivos com extensão MDI (Microsoft Document Image). Assim o usuário pode navegar pela tese e achar a modelagem matemática para o assunto selecionado indo no menu na parte superior da janela.

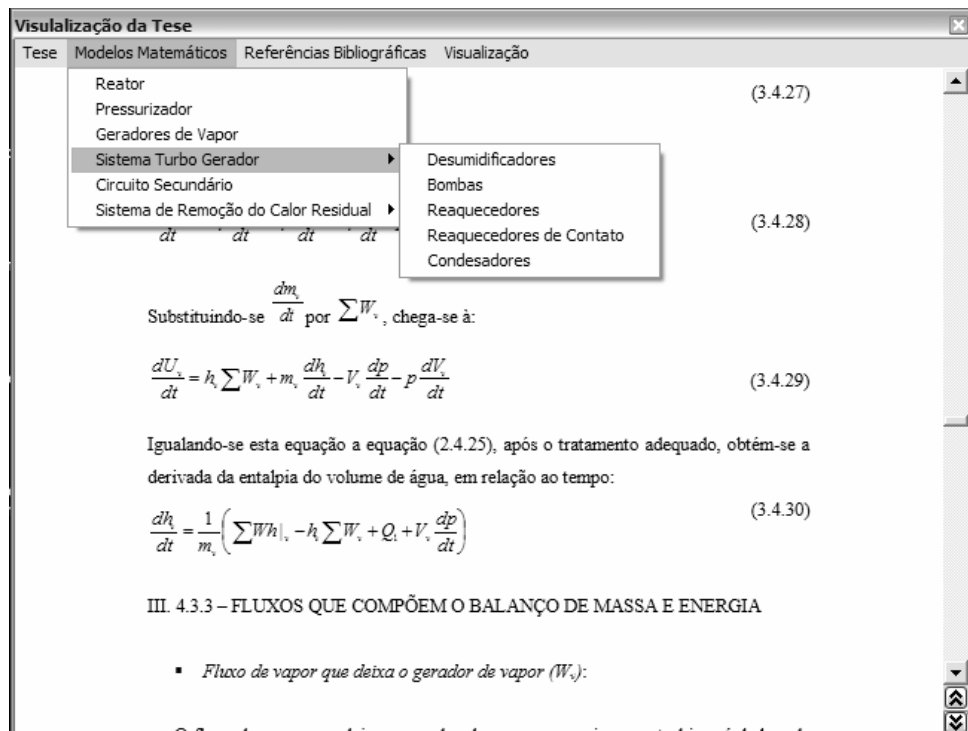


Figura 4.16 – Tela de visualização da dissertação com opção de navegação pelo documento



Como visto na Figura 19, o usuário tem opções de navegar pelos modelos e referências bibliográficas da dissertação, a fim de compreender melhor como foi confeccionado o mesmo, cumprindo a proposta didática.

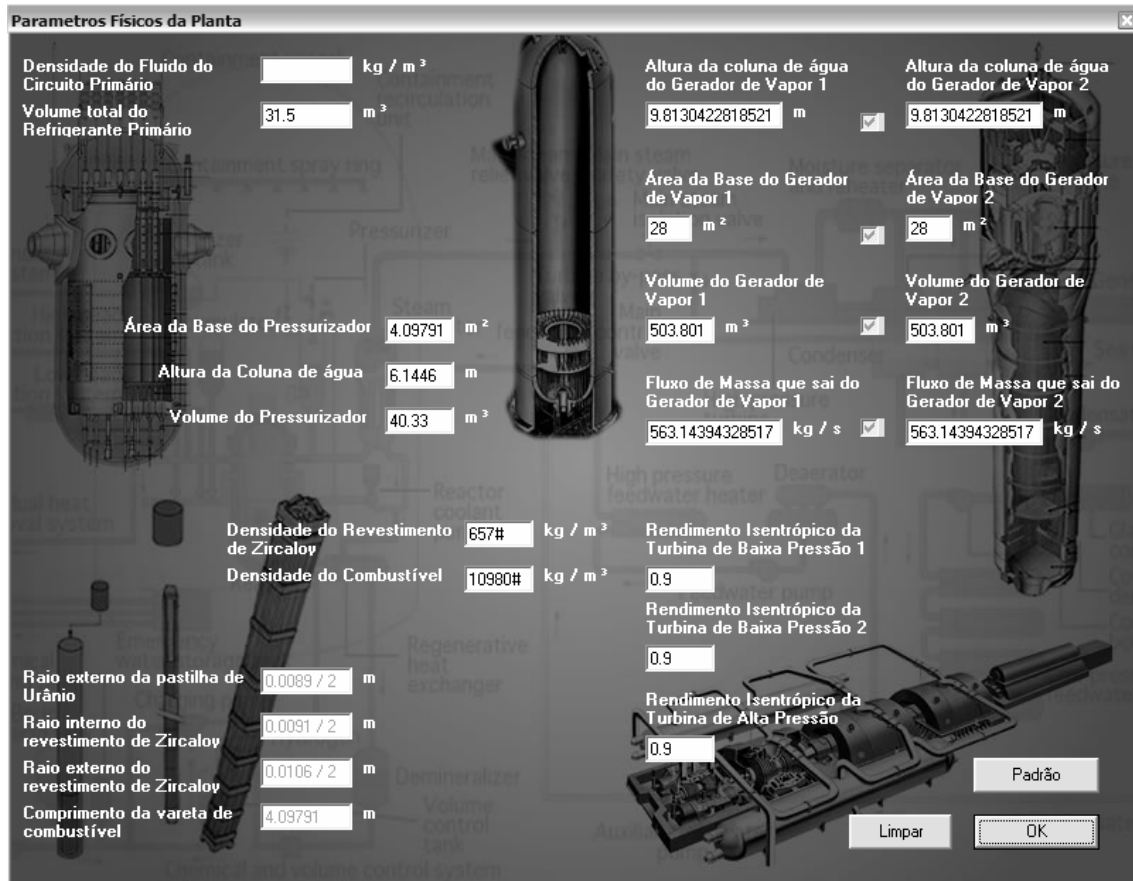


Figura 4.17 – Tela de alteração dos parâmetros da planta

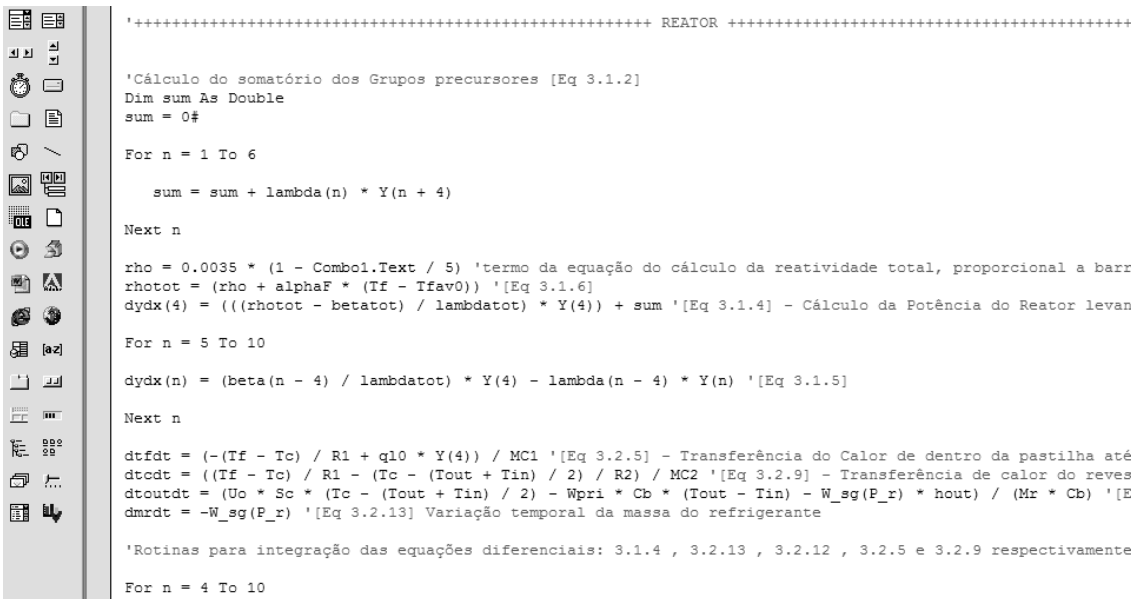
Uma nova opção no Simulador é a possibilidade de mudanças de parâmetros da planta, como densidade do fluido, Volume do Gerador de Vapor, Raio da pastilha de Urânio, Rendimento da turbina, entre outros.

A possibilidade de mudanças de parâmetros torna o Simulador uma ferramenta muito mais versátil, podendo ser adaptada para outros tipos de plantas.

#### 4.9 – Documentação Interna do Código

O código do programa em Visual Basic foi encontrado sem informações e sem os espaçamentos necessários para uma boa compreensão das instruções a serem cumpridas pelo programa. Tornando extremamente trabalhoso associar a modelagem matemática às linhas de comando.

Assim, foi feita uma organização que separa o código para cada componente da planta e cada rotina do software para um objeto, como por exemplo, o conjunto de rotinas para o uso dos comandos do Visual Basic como o comando que quando clicado, realiza a abertura do formulário do console e a modelagem matemática aplicada em código para o Pressurizador. Além disso foram identificadas as constantes usadas na modelagem matemática e também a identificação de cada equação usada no modelo que foi utilizada na linha de comando. Em alguns casos, tornou-se possível alterar, como o caso do volume do pressurizador (Figura 4.17), onde o valor dessa constante pode ser mudado no início da simulação.



```

'++++++ REATOR ++++++
'Cálculo do somatório dos Grupos precursores [Eq 3.1.2]
Dim sum As Double
sum = 0#
For n = 1 To 6
    sum = sum + lambda(n) * Y(n + 4)
Next n
rho = 0.0035 * (1 - Combol.Text / 5) 'termo da equação do cálculo da reatividade total, proporcional a barr
rhotot = (rho + alphaF * (Tf - Tfav0)) '[Eq 3.1.6]
dydx(4) = (((rhotot - betatot) / lambdatot) * Y(4)) + sum '[Eq 3.1.4] - Cálculo da Potência do Reator levan
For n = 5 To 10
dydx(n) = (beta(n - 4) / lambdatot) * Y(4) - lambda(n - 4) * Y(n) '[Eq 3.1.5]
Next n
dtfdt = -(Tf - Tc) / R1 + q10 * Y(4) / MC1 '[Eq 3.2.5] - Transferência do Calor de dentro da pastilha até
dtcdt = ((Tf - Tc) / R1 - (Tc - (Tout + Tin) / 2) / R2) / MC2 '[Eq 3.2.9] - Transferência de calor do reves
dtoutdt = (Uo * Sc * (Tc - (Tout + Tin) / 2) - Wpri * Cb * (Tout - Tin) - W_sg(P_r) * hout) / (Mr * Cb) '[E
dmdt = -W_sg(P_r) '[Eq 3.2.13] Variação temporal da massa do refrigerante
'Rotinas para integração das equações diferenciais: 3.1.4 , 3.2.13 , 3.2.12 , 3.2.5 e 3.2.9 respectivamente
For n = 4 To 10

```

Figura 4.18 – Tela do Visual Basic com as linhas de comando identificadas e relacionadas com as equações usadas na modelagem matemática.

#### 4.10 – Gráfico em tempo real

Outra mudança na nova versão do Simulador foi o uso do gráfico em tempo real, este possibilita a análise da tendência de comportamento de grandezas como temperatura, pressão e altura de coluna líquida.

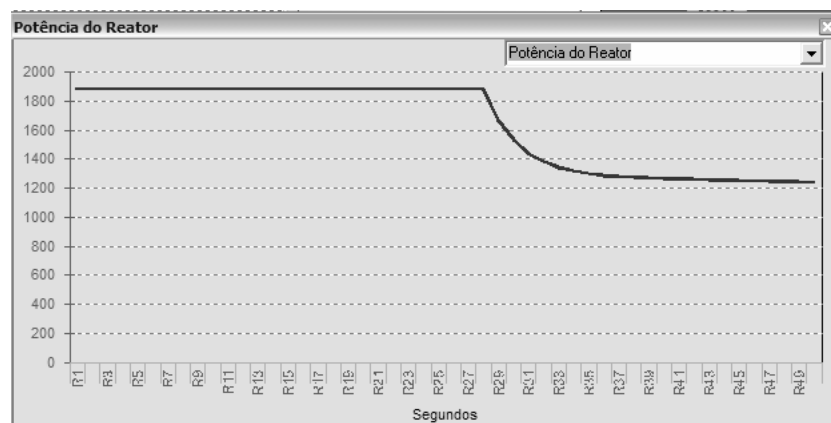
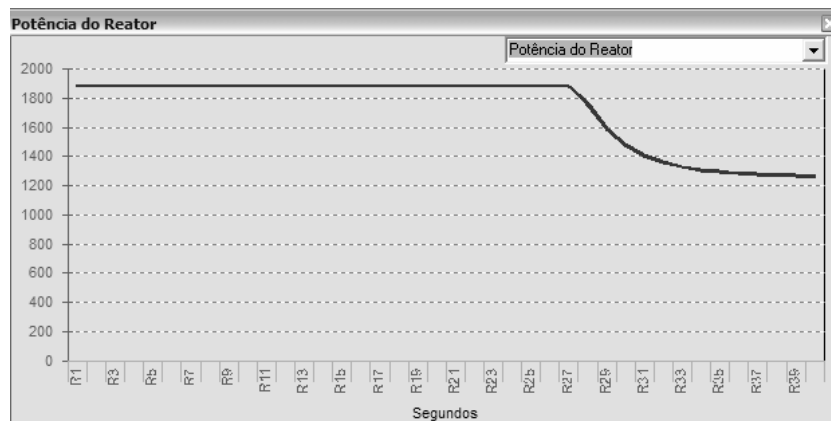
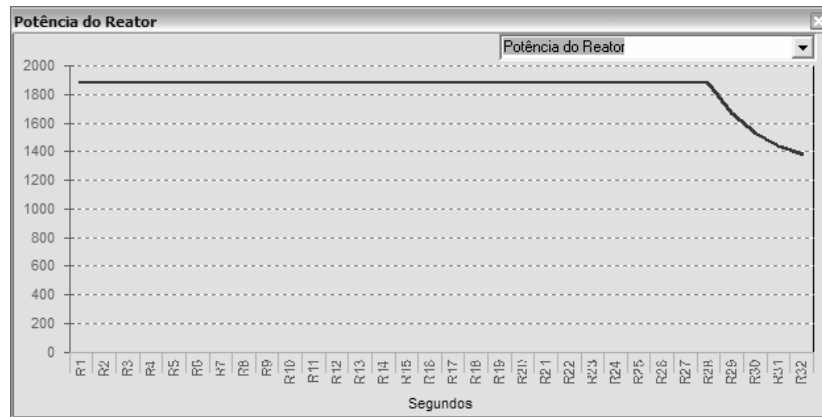


Figura 4.19 – Sequência da evolução temporal do comportamento da Potência do Reator em um evento de trip na turbina.

Além de acompanhar em tempo real o comportamento das grandezas, o usuário dispõe de uma caixa de comando localizada à direita na tela (**Fig. 28**) onde pode mudar o componente a ser analisado pelo gráfico. Assim, automaticamente o gráfico recebe os dados gravados em nas rotinas e “plota” sua evolução até o tempo atual, não existindo a necessidade anterior de selecionar os pontos para o qual deve ser feita a “plotagem”.

#### 4.11 – Registro de Eventos

Foi criado também um “log” de eventos que registra cada comando executado durante a simulação e grava em um arquivo texto na raiz do computador.

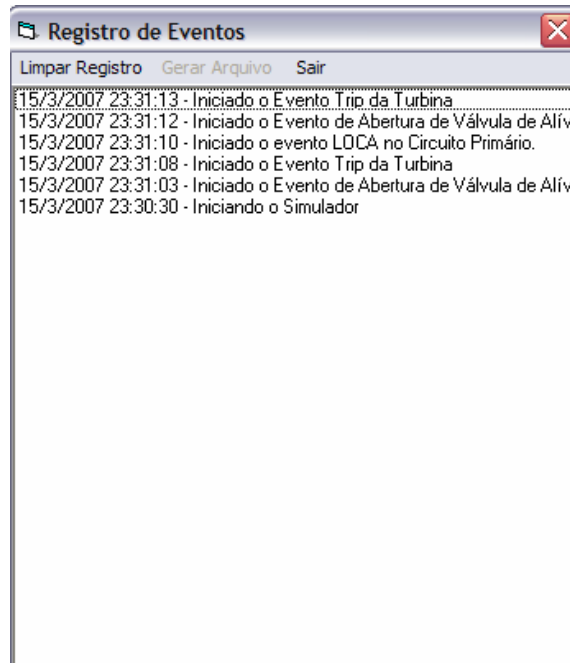


Figura 4.20 – Registro de eventos no simulador

#### 4.12 – Pseudocódigos

Esta seção destina-se a uma visão holística do funcionamento dos códigos dos principais componentes da planta que foram modelados neste simulador.

##### *Pressurizador*

Neste componente os valores iniciais inseridos no início do código para serem rodados e a cada looping serem modificados são:

- Pressão no Pressurizador
- Entalpia específica de líquido e vapor
- Volume específico do líquido e vapor

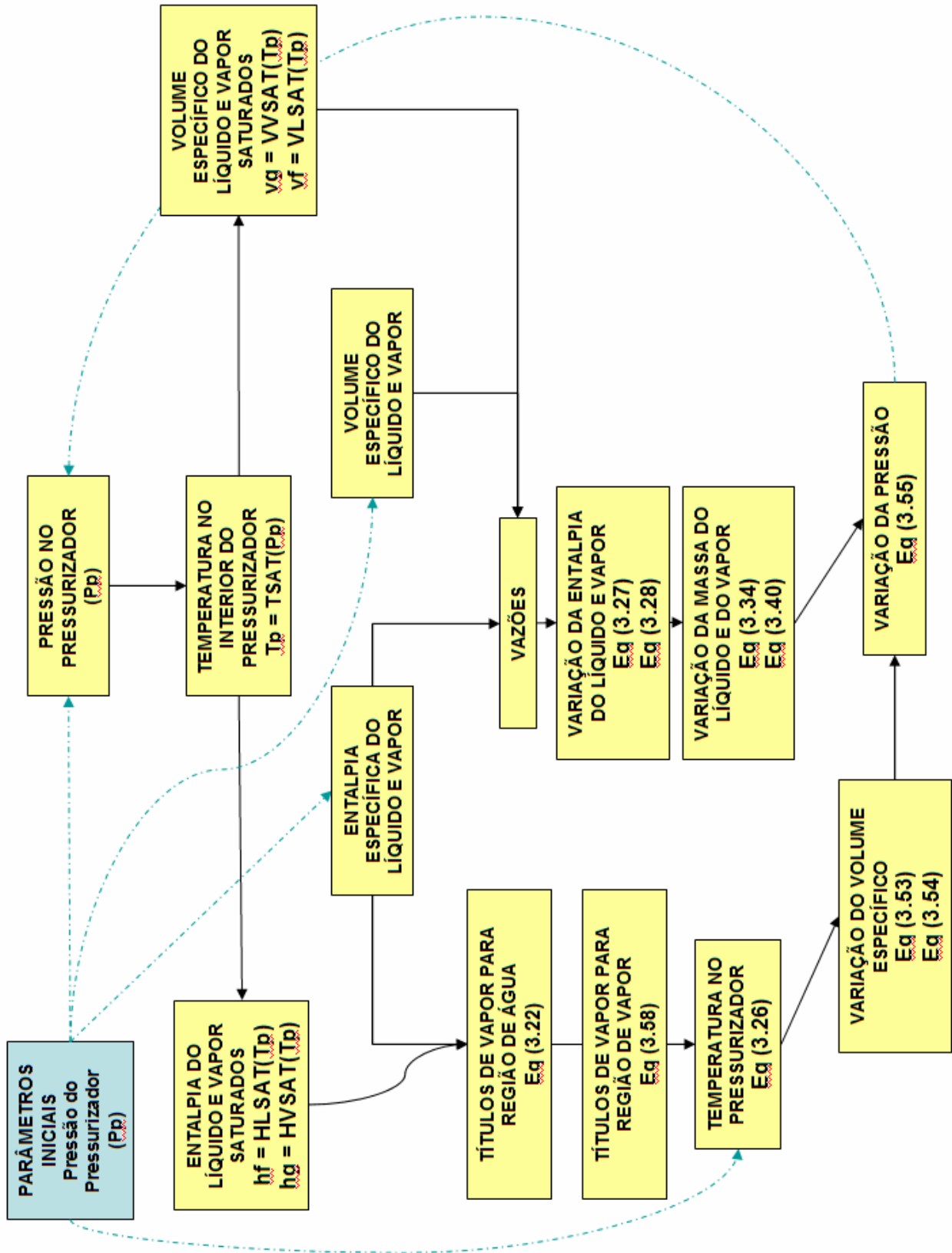


Figura 4.21 – Visão Holística do código utilizado para o pressurizador

As funções termodinâmicas  $HLSAT(T_p)$ ,  $HVSAT(T_p)$ ,  $TSAT(T_p)$ ,  $VVSAT(T_p)$  e  $VLSAT(T_p)$  foram desenvolvidas em [5].

No pressurizador os parâmetros iniciais são colocados pelo programador de acordo com a planta, no caso deste simulador, foram utilizados valores aproximados das usinas PWR de Angra I e II. As vazões entre primário – pressurizador e do pressurizador com as válvulas são definidas inicialmente com valores nulos.

A primeira rotina utilizada no cálculo, desenvolvida em [5] que a partir dos valores da pressão do pressurizador ( $P_p$ ) recorre a tabelas termodinâmicas via funções como a  $TSAT(P_p)$ , onde encontra-se a temperatura no interior do pressurizador em função de sua pressão.

Em posse da temperatura média do pressurizador recorre-se a outras funções termodinâmicas como:  $HLSAT(T_p)$ , onde acha-se a entalpia de saturação do líquido,  $HVSAT(T_p)$ , onde se acha a entalpia de saturação do vapor,  $VVSAT(T_p)$  e  $VLSAT(T_p)$  para os volumes específicos do vapor e líquido saturados respectivamente.

Em conjunto com os valores de entalpia específica para líquido e vapor (que fazem parte dos parâmetros iniciais) os valores da entalpia do líquido e vapor saturados combinam-se na equação 3.22 para encontrar o título de vapor para as regiões de água e vapor. Já o volume específico do líquido e do vapor saturado (calculado anteriormente) combina-se com os valores do volume específico do líquido e do vapor (parâmetros iniciais) e com as vazões usadas em [5] para se chegar as equações de equilíbrio de massa 3.28 e 3.29, assim como as de variação de entalpia 3.34 e 3.40. De posse dos valores de variação de massa e entalpia do pressurizador é possível chegar ao valor da variação da pressão usando a equação 3.55.

Com a variação da pressão a cada instante e o looping completando seu ciclo, um novo valor de pressão entrará no lugar da pressão que foi dada como parâmetro inicial e será recalculado pelos processos supracitados.

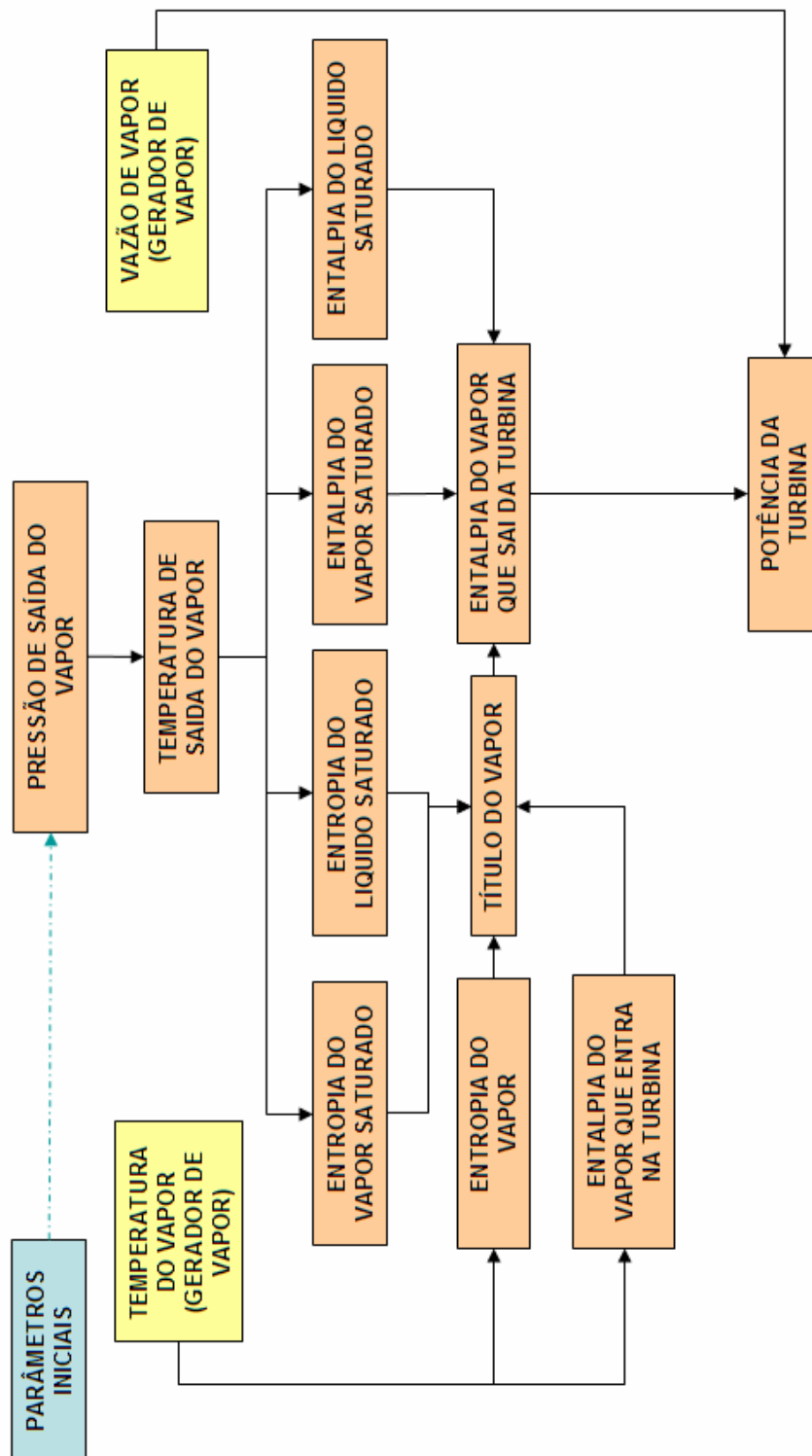


Figura 4.22 – Visão Holística do código utilizado para sistema turbo gerador.

No sistema turbo-gerador os parâmetros iniciais são o rendimento da turbina e a pressão de saída do vapor. Também podem ser considerados parâmetros iniciais dentro do código das turbinas, os valores da vazão e temperatura do vapor que sai dos geradores de vapor, situados no circuito primário. Neste esquema foi considerado que todo o fluxo de vapor vai para as turbinas, isto é, a válvula de bypass encontra-se fechada.

De posse da pressão de saída do vapor, usa-se a função  $TSAT(P_{sai})$ , desenvolvida em [5] onde recorre-se a tabelas termodinâmicas para encontrar a temperatura de saturação do vapor que sai da turbina.

Com a temperatura de saturação em mãos, recorre-se a funções termodinâmicas:  $HLSAT(T_{sai})$ ,  $HVSAT(T_{sai})$ ,  $SLSAT(T_{sat})$  e  $SVSAT(T_{sat})$ . Encontrando valores de entalpia de líquido e vapor e entropia de líquido e vapor respectivamente, todas em função da temperatura de saída do vapor da turbina.

A partir daí é possível calcular a entalpia do vapor que sai da turbina assim como, como ajuda dos parâmetros iniciais a entropia do vapor de entrada, finalizando com a obtenção do valor do título do vapor que sai da turbina.

#### **4.12 – Conclusão**

Neste capítulo foram apresentadas as mudanças no layout, na organização do código e todas as novas características implementadas no software. Destacam-se as descrições da reformulação gráfica de cada componente, a criação da versão da modelagem matemática acessível ao usuário e a tela de parâmetros, onde podem ser feitas mudanças das constantes da planta, tornando o programa mais “maleável”.



## **CAPÍTULO V – EVENTOS SIMULADOS**

### **5.1 – Introdução**

Este capítulo se dedica a descrever acidentes e eventos aos quais a planta está sujeita e que serão simulados pelo simulador desenvolvido neste trabalho. Além de descrever os acidentes, serão mostrados, em alguns eventos, os procedimentos realizados pela central para minimizar os danos à planta.

Tem-se como acidente um evento que é ocasionado por um funcionamento inadequado de algum componente da planta, na qual se faz necessário um procedimento de emergência, podendo haver comprometimento da integridade da planta e até um vazamento de radiação.

Em todos os eventos abaixo analisados, será admitido o critério das melhores condições estimadas. Neste critério se considera que todos os equipamentos e sistemas de segurança requisitados durante o processo funcionem, ao contrário da condição conservativa onde considera a possibilidade de falha de algum outro equipamento ou sistema requisitado.

### **5.2 – Abertura Acidental da Válvula de Alívio do Pressurizador**

Na ocorrência da abertura da válvula de alívio do pressurizado se estabelece um fluxo de vapor entre o pressurizador e o tanque de alívio.

O acidente se caracteriza pela abertura dessa válvula em valores de pressão do pressurizador inferiores aos quais isso deveria acontecer. Isso faz com que o fluxo estabelecido seja do pressurizador para o tanque. Com isso há um decréscimo da pressão no pressurizador fazendo com que essa pressão fique inferior a pressão do primário. Devido a isso é estabelecido um fluxo de refrigerante do circuito primário para o pressurizador.

Assim, ocorre uma diminuição da massa de refrigerante no circuito primário. Como o volume deste circuito é constante, essa diminuição de massa resulta numa diminuição de densidade desse fluido. Esse decréscimo de densidade do refrigerante ocasiona um decréscimo de reatividade no núcleo devido ao decréscimo da capacidade de moderação do refrigerante.

Com a diminuição da reatividade no núcleo há o decréscimo da potência gerada no mesmo, conseqüentemente, decréscimo da temperatura e pressão no circuito primário.

### **5.3 – Trip da Turbina**

Na ocorrência do “trip” da turbina, há um decréscimo do fluxo de vapor principal. Com isso, há uma redução da remoção de calor no lado secundário, pois essa se dá na expansão do vapor nas turbinas e na passagem do mesmo pelo condensador. Isso ocasiona um aumento de pressão do Sistema de Vapor Principal.

Com o aumento da temperatura no secundário, a quantidade de calor trocado com o primário é reduzida, ocasionando um aumento na temperatura e pressão do refrigerante primário também.

O pressurizador é acionado devido ao aumento de pressão no primário, se estabelecendo um fluxo de refrigerante para o pressurizador.

### **5.4 – Inserção ou Retirada Acidental de Barras de Controle**

A inserção ou retirada de barras de controle sem que seja necessário ou sem que seja parte de um procedimento de alteração no nível de potência de trabalho da planta é considerado um acidente.

No caso de inserção de barras, partindo-se da planta em operação estacionária, haverá uma reatividade negativa no reator, o que ocasionará o decréscimo progressivo da potência do reator. Isso ocasiona a queda da temperatura e pressão do refrigerante primário. Com isso há um decréscimo da potência gerada pelas turbinas e um aumento na erosão nas mesmas devido à diminuição do título de vapor.

A retirada de barras de controle é um acidente que pode ser considerado mais grave. Nesse caso há um aumento de reatividade no núcleo do reator, ocasionando um aumento progressivo de potência do mesmo. Isso ocasiona o aumento da temperatura e pressão do refrigerante primário. Com isso há um aumento do fluxo de calor trocado com o secundário via gerador de vapor, causando o aumento da pressão no Sistema de Vapor Principal.

Essa quantidade de maior de calor gerada pelo núcleo, neste caso, não se reverte totalmente em trabalho do sistema turbo-gerador. Então esse excedente vai se

acumulando nos circuitos primário e secundário na forma de aumento de temperatura e pressão.

### **5.5 – Parada da Planta**

Nesta operação considera-se que a planta está, inicialmente, com o reator operando a 100% de potência. Para o secundário considera-se que todo vapor produzido nos geradores de vapor é conduzido ao sistema turbo gerador. E também que o Sistema de Desvio de Vapor não está em operação.

A parada da planta é geralmente feita para troca de combustível, reparos, etc. Esta parada, de acordo com a finalidade, pode ser para o estado “subcrítico quente” ou para o estado “subcrítico frio sem pressão” [1].

No primeiro caso o reator é desligado por inserção de barras de controle (“subcrítico”), porém a temperatura e a pressão do refrigerante são mantidas num certo patamar (“quente”).

No segundo caso o reator é levado das condições de operação normal para o estado “subcrítico frio sem pressão”. Isso significa que há também o desligamento do reator por inserção de barras de controle (“subcrítico”). Porém, ocorre também a remoção de calor do refrigerante primário até calores de temperatura e pressão em que seja possível a abertura do vaso do reator (“frio sem pressão”).

### **5.6 – Small Brake LOCA**

No Small Brake LOCA ou SB LOCA é caracterizado como um pequeno vazamento de refrigerante na tubulação do circuito primário. Foi simulada uma vazão de 0,5 kg/s a massa do primário, causando diminuição do fluxo de refrigerante nas bombas de alimentação do primário e um ligeiro aumento da temperatura de saída do reator.

Para tal evento não foram criadas rotinas para mecanismos de segurança. Cabendo assim, ao próprio usuário, reiniciar a simulação caso queira retornar as condições iniciais.

## **5.7 – Mal Funcionamento da Válvula de Bypass**

Neste evento a válvula de bypass, responsável pela vazão do vapor originado nos geradores de vapor no circuito primário que pode ser direcionada para o sistema turbo gerador ou para a tubulação de bypass, fazendo com que o vapor vá direto para o condensador e retorne aos geradores de vapor do circuito primário.

No evento simulado, a válvula é aberta em 15% da sua capacidade, estabelecendo um fluxo de vapor diretamente para os condensadores, sem passar pela turbina. Esta alteração causa um decréscimo na potência gerada e conseqüentemente no rendimento do circuito secundário. Esta mudança faz com que a pressão no gerador de vapor diminua no decorrer do tempo.

Para tal evento não foram criadas rotinas para mecanismos de segurança. Cabendo assim, ao próprio usuário, reiniciar a simulação caso queira retornar as condições iniciais.

## **5.8 – Mal Funcionamento da 3ª Válvula de Extração**

A 3ª válvula de extração localiza-se no circuito secundário, sendo responsável pela vazão do líquido extraído do vapor que passa na segunda turbina de baixa pressão. Na simulação esta válvula é completamente fechada, impedindo que o líquido aquecido vá para os aquecedores e melhore o rendimento do circuito secundário. Tal alteração faz com que a potência do circuito secundário decaia.

Para tal evento não foram criadas rotinas para mecanismos de segurança. Cabendo assim, ao próprio usuário, reiniciar a simulação caso queira retornar as condições iniciais.

## **CAPÍTULO VI – RESULTADOS E ANÁLISES**

### **6.1 - Introdução**

A mudança para o gráfico em tempo real causa uma notável falta de resolução em comparação à versão anterior, pois esta podia escolher o intervalo de pontos, diferente da atual que seleciona todos os pontos desde o início da simulação, não obtendo uma grande precisão para as variações.

Para que tal mudança não impossibilitasse uma análise detalhada sobre o comportamento das grandezas na planta, fora criado uma rotina em que se seleciona a grandeza referente ao componente para ser exportada em um formato que pode ser lido no Microsoft Excel.

As mudanças em termos de precisão comparadas a versão anterior não existem, pois o modelo matemático não foi alterado, somente a interface entre o modelo e o usuário foi mudada, validando assim sua eficácia, avaliada em [1].

Os pontos gerados nos eventos foram exportados no Excel e expostos em forma de relatórios, para serem analisados qualitativamente nas seções seguintes.

### **6.1 – SB LOCA**

Com um vazamento de 0,25 kg/s, o evento só tem alterações significativas ao longo de muitos segundos. Consequentemente devido ao baixo valor do vazamento, as grandezas variam lentamente. A potência do Reator, por exemplo, cresce a uma taxa de 1 W/s.

No evento Small Brake LOCA, os componentes do simulador que têm resposta mais significativa são a bomba de alimentação e o pressurizador, este último na medição do fluxo pressurizador – primário.

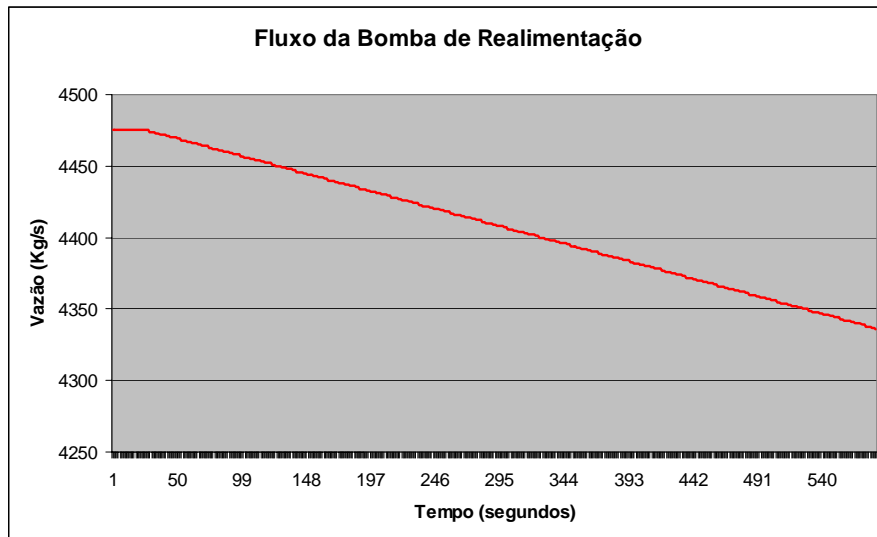


Figura 6.1 – Gráfico do comportamento da bomba alimentação do primário com dados gerados pelo simulador.

O comportamento do fluxo da bomba de realimentação do primário obedece perfeitamente a função linear decrescente com uma taxa de 0,25 kg/s. Na figura 6.1 é são plotados aproximadamente 560 pontos gerados pelo simulador. Cada ponto corresponde ao valor do fluxo a cada segundo.

O termo “fluxo do LOCA” ( $W_{loca}$ ) foi inserido no código do programa, na seção referente ao balanço das vazões do circuito primário. O termo  $W_{pri}$  utilizado na programação refere-se ao fluxo do circuito primário. Este termo é usado nos cálculos dos parâmetros do reator, como temperatura de saída e entalpia da saída do refrigerante do reator (equação 3.21).

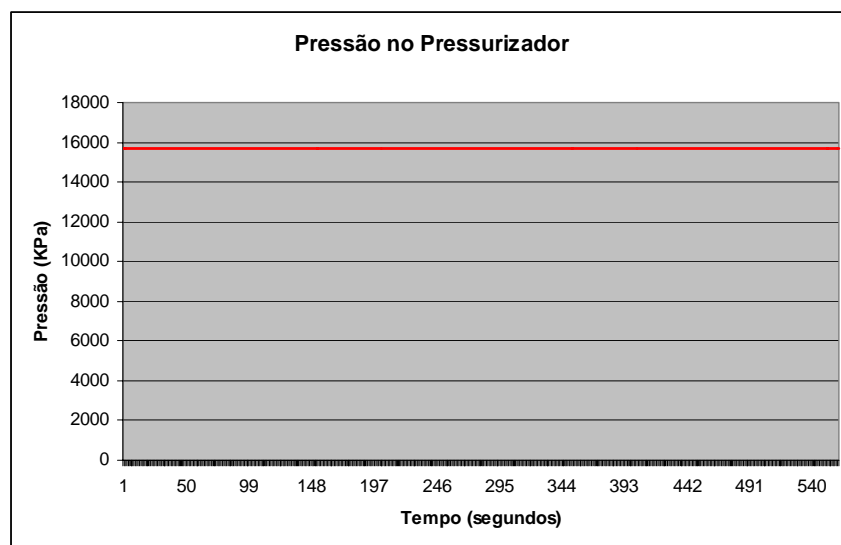


Figura 6.2 – Gráfico do comportamento do pressurizador no primário com dados gerados pelo simulador.

A figura 6.2 mostra o gráfico da pressão do pressurizador durante um Small Brake LOCA. Demonstrando que esta grandeza do pressurizador possui um comportamento estável. A não alteração do comportamento da pressão no pressurizador primeiramente deve-se ao fato de não haver relação direta entre o fluxo do primário com sua pressão (equação 3.55). O aumento de temperatura da água de saída do reator não possui valores significativos para o intervalo de tempo plotado, daí justifica-se o constante comportamento da pressão no pressurizador. Foi observado que seu valor aumenta na ordem de 1 Pa/s. Assim, para o tempo de coleta de dados, aproximadamente 500 segundos, houve um aumento de 500 Pa

## 6.2 – Mal Funcionamento da Válvula de Bypass

Neste evento, devido ao fluxo de vapor desviado, faz com que a temperatura de entrada do condensador aumenta e como consequência diminui o rendimento da troca de calor entre o primário e o secundário. O componente da planta sensível a esta mudança, o gerador de vapor, vai ter sua pressão alterada com valores significativos.

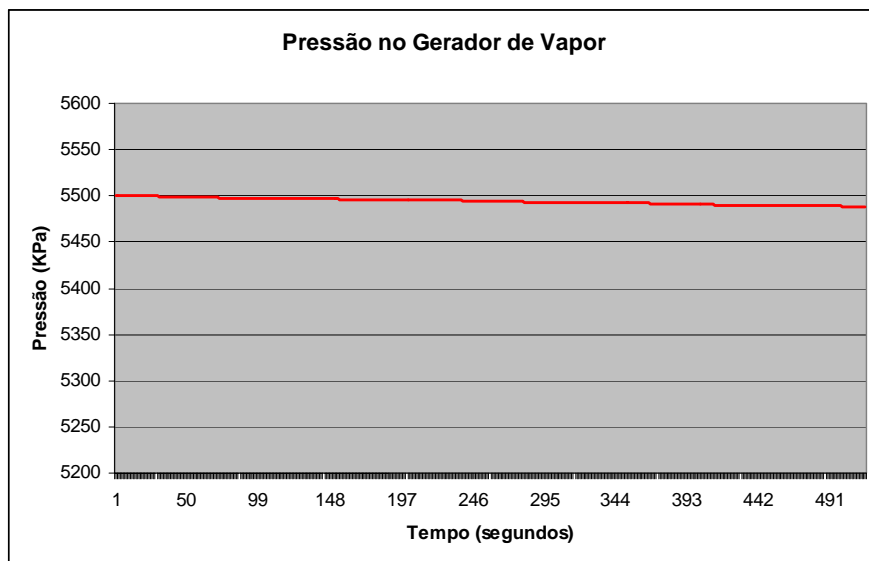


Figura 6.3 – Gráfico do comportamento do gerador de vapor com dados gerados pelo simulador.

A queda de pressão no Gerador de Vapor justifica-se pelo aumento da temperatura do líquido condensado. Este aumento, gerado pela vazão de vapor que vem direto dos geradores, chega ao condensador (equação 3.136) com uma temperatura mais elevada do que se viesse pelas turbinas, diminuindo o rendimento do condensador,

fazendo com que a água de alimentação dos geradores de vapor chegue mais quente. Como existe relação entre a temperatura da água de entrada, expressa pela entalpia, e a pressão (equação 3.104), a mudança deste parâmetro afeta “discretamente” o comportamento da pressão, visto que em aproximadamente 500 segundos houve uma queda de 10 kPa.

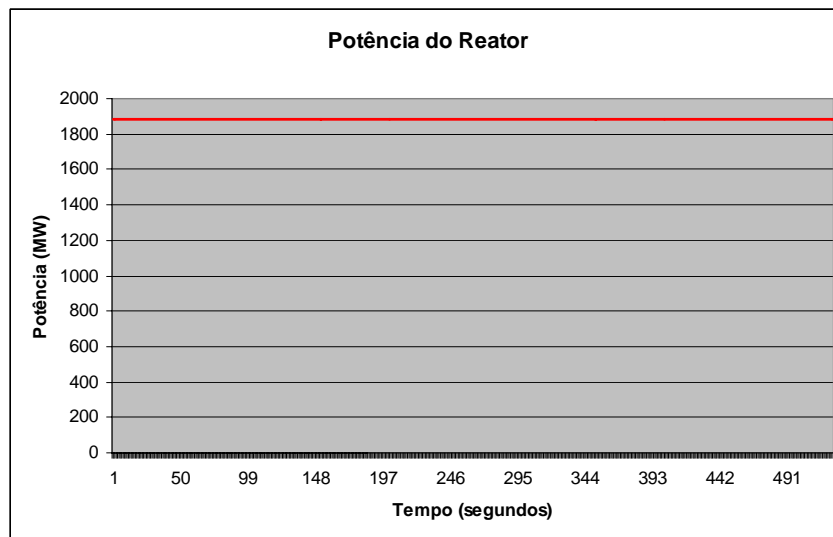


Figura 6.4 – Gráfico do comportamento do reator com dados gerados pelo simulador.

A potência do reator nos 500 segundos de coletas de dados não teve variação significativa. Isto se deve ao fato da potência do reator ser função da temperatura média e do volume específico do refrigerante. Como o refrigerante não sofre uma variação significativa de temperatura e volume específico (equação 3.20), os valores da potência terão um comportamento constante no transiente.

### 6.3 – Conclusão

Neste capítulo foram expostos os gráficos resultantes dos eventos simulados com um intervalo de tempo de aproximadamente 500 segundos. Foram coletados para cada gráfico 500 pares ordenados de valor da grandeza versus tempo. Assim foi possível afirmar que para tais eventos, os parâmetros termodinâmicos da planta não sofrerão variações significativas.



## **CAPÍTULO VII – CONCLUSÃO**

### **7.1 – Introdução**

Considera-se que foi dada uma significativa colaboração ao trabalho, tornando o simulador mais didático, com mais eventos e com uma possibilidade de análise mais refinada dos pontos gerados pelo modelo matemático.

A inserção de um vídeo dublado do inglês para o português com uma explicação da planta, a disponibilidade da modelagem matemática utilizada no Simulador em forma de documento digital, aumentou o poder de alcance, tornando o software muito mais atrativo. No que tange a gama de eventos do simulador, a possibilidade de mudança de variáveis na modelagem matemática, amplia o número de plantas que podem ser modeladas, tornando o programa flexível.

A documentação do código foi uma contribuição significativa, pois se encontrava sem indicações, resultado em um grande trabalho para o reconhecimento das rotinas. O código da nova versão encontra-se com rotinas nomeadas e com seus objetivos e as equações estão referenciadas, indicadas pela numeração usada nesta dissertação, tornando assim, mais fácil a realização de futuras modificações.

A utilização do programa agora torna-se mais viável para estudantes de Engenharia para a análise dos comportamentos de transientes e estudos de equações diferenciais, visto que uma boa parte da modelagem fez uso das mesmas. Contando com a versão digital da dissertação, o aluno/operador pode observar o comportamento da planta e analisar a modelagem matemática utilizada para o evento.

### **7.2 – Considerações Finais e Sugestões**

Levando em conta a proposta de um simulador didático e que dentro de suas limitações, possa buscar uma simulação fiel a uma planta PWR, sempre existem possíveis melhorias na modelagem matemática. A inserção de novos eventos como trips de turbinas de vários circuitos da planta é útil.

Uma grande contribuição seria a confecção de um sistema ativo de resposta da planta, isto é, os eventos que são simulados no projeto, o próprio código do evento ativa o sistema de segurança. O que mostra que o código não responde a alterações, no que se trata de alertas e procedimentos. A solução para tal fato, seria colocar no código, patamares de segurança a serem estabelecidos para que a planta responda por si mesmo a cada alteração, diferente do que ocorre na versão atual.

Apesar de a nova versão apresentar melhorias e novos recursos, continua dependente de Sistemas Operacionais da Microsoft. Mesmo dentro desses sistemas, o software apresenta problemas de visualização, é o caso, por exemplo, do usuário não possuir as bibliotecas de instruções para plotagem de gráficos, tornando inviável a construção de gráficos. Ou se o usuário não tiver o componente Flash Player para rodar a interface. Assim uma linguagem multi-plataforma e menos dependente de bibliotecas seria a ideal para o simulador.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. DIOGENES DE CARVALHO, E.C., 2003, *Simulador de Princípios Básicos de uma Planta Nuclear*. Tese de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
2. WEBSITE DA AGÊNCIA INTERNACIONAL DE ENERGIA NUCLEAR  
www.iaea.org  
“Ensuring Safe Nuclear Energy”  
<http://www.iaea.org/Publications/Booklets/IaeaGlance/chapter1.html>
3. Energia nuclear como solução para crise energética  
  
<http://www.dw-world.de/dw/article/0,1564,1524957,00.html>  
Publicado dia 22/03/2005
4. BRASIL NUCLEAR, ANO 11, NÚMERO 27, SET/OUT - 2004  
<http://www.aben.com.br/texto/rev27/31.htm>  
[http://brownzilians.het.brown.edu/noticias/news\\_item.2004-07-14.1435847499](http://brownzilians.het.brown.edu/noticias/news_item.2004-07-14.1435847499)
5. SATO, e. f., *Simulação Digital do Pressurizador de Uma Central Nuclear PWR*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, 1980.
6. Su, Jian e COTTA, Renato M., *Simulation of Nonlinear Dynamics of Pressurized Water Reactor*.
7. WEBSITE Control The Nuclear Power Plant (Demonstration)  
<http://www.ida.liu.se/~her/npp/demo.html>
8. NUCLEAR POWER PLANT FOR WINDOWS PC  
[http://www.ae4rv.com/store/nuke\\_pc.htm](http://www.ae4rv.com/store/nuke_pc.htm)
9. Miller, Willian H., *Design an Implementation of a Simple Nuclear Power Plant Simulator*, Nuclear Instruments and Methods, 205, 511-516, 1982
10. OZISIK, M. Necati, *Transferência de Calor*. Trad. Luis Oliveira. Rio de Janeiro: Guanabara, 1990.
11. TONG, L. S., *Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow*, New York: J. Willey, 1965

12. SOUZA, A. L., *Modelo Homogêneo de Um Gerador de Vapor Para Simulação de Transitórios e Acidentes Em Centrais Nucleares Tipo PWR*, Tese de M.Sc., IME, 1981
13. ELETRONUCLEAR, *Curso de Formação de Operadores Licenciáveis*, Módulo 3, 1997.
14. MATTOS, E. e FALCO, Reinaldo de, *Bombas Industriais.*, JR Editora técnica: Rio de Janeiro, 1989
15. Mindfire Solutions - MACROMEDIA FLASH AND VB : A POTENT CONBINATION – March, 2003
16. WEBSITE Mindfire – Solutions : [www.mindifresolutions.com](http://www.mindifresolutions.com)
17. WEBSITE <http://www.microsimtech.com>
18. TODREAS, Neil e. e KAZIMI, Mudjid S., *Nuclear Systems I*. New York: Hemisphere Publishing Corporatin, 1990