

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

Utilização de Exergia para o Diagnóstico de
Centrais Nucleares

Autora: **Diana Silva Siqueira**

Orientador: **Prof. Dr. Rogério José da Silva**

Co-Orientador: **Prof. Dr. Genésio José Menon**

Itajubá, Novembro de 2019

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Diana Silva Siqueira

Utilização de Exergia para o Diagnóstico de
Centrais Nucleares

**Tese submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica como
parte dos requisitos para obtenção do título de
Doutorado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Co-Orientador: Prof. Dr. Genésio José Menon

Itajubá, Novembro de 2019

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Diana Silva Siqueira

Utilização de Exergia para o Diagnóstico de
Centrais Nucleares

Banca Examinadora de Defesa:

Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Prof. Dr. Dagoberto Cássio da Silva

Prof. Dra. Maria Luiza Grillo Renó

Prof. Dr. Marcelo José Pirani

Prof. Dr. Genésio José Menon

Prof. Dr. Rogério José da Silva

Itajubá, Novembro de 2019

*"O maior inimigo do
conhecimento não é a
ignorância, é a ilusão do
conhecimento."*

Stephen Hawking

Dedicatória

À Deus o grande dono de minha vida e a luz que guia os meus passos.

A minha amada filha Isadora S. obrigado pela companhia, ajuda, sorrisos, carinhos e olhares que fizeram desta etapa final do doutorado uma fase leve e divertida, foi tudo intenso e inesquecível.

Ao meu amado esposo Marcelo L.S. pelos momentos de apoio durante esta jornada, pela compreensão nos meus momentos de nostalgia e também de ausência. Não há palavras suficientes para expressar o meu profundo sentimento de agradecimento e amor por você. Obrigado pelo suporte nos momentos difíceis por ser sempre tão amoroso, amigo, cúmplice, companheiro e principalmente por ser um super pai.

Aos meus pais, João B.S. e Maria B.S., ao meu irmão Jonas S., a minha sobrinha Lavínia G. S, e a minha cunhada Daniela A. G., por acreditarem em mim e me apoiar incondicionalmente em minha caminhada. Sei que esta caminhada me fez estar ausente em muitos momentos, mas vocês nunca estiveram e nunca estarão ausentes no meu coração.

À Letícia C. D. e Tatiane A. G. por serem meus anjos aqui nesta Terra, responsáveis por renovar minhas energias e trazer a paz, a alegria e a leveza fundamentais para a vida.

Agradecimentos

Ao programa CAPES/ELETRONUCLEAR pela parceria estabelecida com a Universidade Federal de Itajubá por meio do Projeto intitulado “Monitoramento e Diagnóstico de Centrais Nucleares com Reatores PWR com a Utilização da Ferramenta de Análise Exergética dos Sistemas de Operação”, que propiciou o apoio financeiro para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Rogério José da Silva, coordenador do projeto e orientador desta tese, da qual não mediu esforços para garantir o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Genésio José Menon pelo estimado tempo dedicado em suas atividades de co-orientação voltadas aos princípios fundamentais e cálculos termodinâmicos.

A Universidade Federal de Itajubá por me oferecer formação de excelência e em especial ao Instituto de Engenharia Mecânica pela estrutura disponibilizada para o desenvolvimento do trabalho.

As servidoras da biblioteca Lizziane e Viviane, que não mediram esforços para me ajudar encontrar literaturas que foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus companheiros de pesquisa da pós-graduação: Renata Vitor, Danilo Rocha, Maicon Queiroz, Ricardo Passini, Túlio Paiva, Josué Meystre, o meu muito obrigado pelo apoio durante esta caminhada do doutorado que é difícil, mas extremamente positiva e enriquecedora para quem a vive em sua integridade.

Aos demais colegas da pós-graduação e da graduação pelos momentos de construção de conhecimento, retiradas de dúvidas, trocas de ideias, risadas, discussões políticas... e tantos outros, que fizeram desta caminhada um momento único.

Resumo

SIQUEIRA, D. S. (2019). *Utilização de Exergia para o Diagnóstico de Centrais Nucleares*. Itajubá, 167p. Tese; Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

A energia nuclear é uma fonte de energia com geração firme, elevado fator de capacidade, emissão de gases de efeito estufa similar às centrais renováveis, e seus altos custos de implantação são compensados pelos baixos custo de geração e manutenção. Como tais centrais apresentam elevadas potências e operam por longos períodos ininterruptamente, pequenas oscilações ou mau funcionamento de seus equipamentos implicam em perdas significativas de energia. Logo, uma operação eficiente da central é importante para garantir uma máxima produção de energia. O uso de técnicas de monitoramento e diagnósticos nas centrais nucleares são fundamentais neste processo, a fim de localizar pontos de perdas de energia não planejada, permitindo compreender a sua origem e buscar alternativas de mitigar ou mesmo eliminar essas perdas. Este trabalho faz uso da exergia para realizar a avaliação de três centrais nucleares com reatores PWR buscando identificar e quantificar as irreversibilidades dos equipamentos, quando a central operar na condição de projeto e para condição de válvulas completamente abertas (VWO). As análises das turbinas de alta e baixa pressão das centrais nucleares foram avaliadas a partir de normas da ASME (ASME PTC 6, ASME 6A e ASME 6S). A utilização das normas da ASME permitiu obter para a turbina de baixa pressão: entalpia corrigida na sua exaustão, a curva de expansão do vapor, a sua eficácia e a quantificação da água extraída. Os resultados permitem concluir que a variação das vazões mássica na central nuclear pode contribuir para a elevação da irreversibilidade de alguns equipamentos, porém pode favorecer a redução em outros, de acordo com a condição de operação do circuito secundário. De modo geral, observou-se que as irreversibilidades dos equipamentos irão seguir uma tendência de crescimento ou redução de acordo com as diferentes condições de operação da central, mas esta tendência de crescimento ou de redução não é observada para as eficiências exergéticas dos equipamentos, que apresentaram resultados bem distintos entre as condições e as centrais analisadas. As análises permitiram perceber ainda que a turbina de baixa pressão na condição de válvulas completamente abertas (VWO) tem uma irreversibilidade maior que para a condição de projeto, porém o seu ganho de potência é substancialmente maior, compensando assim a elevação da sua irreversibilidade nesta condição.

Palavras-chave:

Energia Nuclear, Reator PWR, Exergia, VWO, Remoção de água

Abstract

SIQUEIRA, D. S. (2019). *Using exergy for the diagnosis of nuclear plants*. Itajubá, 167p. Thesis; Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Nuclear power is a source with firm power, high capacity factor, greenhouse gas emissions similar to renewable plants, and its high implementation costs are compensated by low generation and maintenance costs. As such plants have high power and operate for long periods uninterruptedly, small fluctuations or malfunctioning of their equipment imply significant energy losses. Therefore, efficient operation plant is important to ensure maximum energy production. The use of monitoring and diagnostic techniques in nuclear power plants are fundamental in this process, in order to locate points of unplanned energy losses, allowing to understand its origin and seeking alternatives to mitigate or even eliminate these losses. This work makes use of exergy to evaluate three nuclear power plants with PWR reactors seeking to identify and quantify the equipment irreversibilities, when the plant operates in the design condition and in Valve Wide Open (VWO) condition. The analyses of high and low pressure turbines of nuclear power plants were evaluated according to ASME standards (ASME PTC 6, ASME 6A and ASME 6S). The use of ASME standards allowed us to obtain for the low-pressure turbine: corrected enthalpy in its exhaust, the steam expansion curve, its effectiveness and the quantification of the extracted water. The results allow us to conclude that the variation in mass flow in the nuclear power plant may contribute to increasing the irreversibility of some equipment, but it may favour the reduction of others, according to the operating condition of the secondary circuit. In general, it was observed that the equipment irreversibilities will follow a tendency of growth, or reduction, according to the different operating conditions of the plant, but this tendency of growth or reduction is not observed for the exergetic efficiencies of the equipment, which presented very distinct results between the conditions and the analyzed in the power plants. The analyses also allowed us to perceive that the low-pressure turbine in the condition of wide open valves (VWO) has a higher irreversibility than the one for the design condition, although its power gain is substantially higher, thus compensating the increase of its irreversibility in this condition.

Keywords:

Nuclear Energy, PWR Reactor, Exergy, VWO, Water Removal

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Perdas de energia não programadas por sistemas (2008-2012).	26
Figura 1.2 – Evolução histórica do fator de capacidade médio das centrais nucleares.	27
Figura 1.3 – Fator de capacidade médio entre 2007 e 2016, em relação idade das centrais nucleares.	27
Figura 2.1 – Diagrama esquemático de uma central PWR.	41
Figura 2.2 – Corte longitudinal do Reator nuclear	43
Figura 2.3 – Corte longitudinal do Pressurizador	44
Figura 2.4 – Principais estruturas de geradores de vapor tipo vertical em operação na central de Angra 2 no Brasil	46
Figura 2.5 – Principais estruturas do gerador de vapor horizontal modelo <i>PGV-1000MKP</i> usado em uma central nuclear russa WWER 1000	46
Figura 2.6 – Comparação da expansão de uma central nuclear com uma central a carvão.	52
Figura 2.7 – Detalhes da localização da <i>Wilson line</i>	53
Figura 2.8 – Pá de uma turbina de baixa pressão de uma central nuclear.	54
Figura 2.9 – Detalhe dos <i>Groves</i> presentes na Pá de uma turbina de baixa pressão de uma central nuclear.	55
Figura 2.10 – Pás móveis com <i>groves</i> (A) sobre a superfície traseira perto da borda de entrada e <i>slot</i> de extração de água (B)	56
Figura 2.11 – Pás fixas ocas de uma Turboatom's com remoção de água por canais internos (1: aberturas de admissão de água, 2: canais internos de água, 3: slot de sucção).	56
Figura 2.12 – Trajetória da água e do vapor em um estágio da turbina.	57
Figura 2.13 – Diagrama para estimativa do fator de separação de água pelo número de Mach	57
Figura 2.14 – Esquemas ilustrativos dos fluxos da extração da turbina	58
Figura 2.15 – Diagrama representativo de uma linha de expansão típica de uma turbina nuclear no diagrama de Mollier (central nuclear com e sem reaquecimento)	60
Figura 2.16 – Áreas com vários níveis de intensidade de processo de erosão-corrosão nas pás das turbinas.	61
Figura 2.17 – Esquema ilustrativo das principais válvulas associadas ao conjunto de turbinas.	63
Figura 3.1 – Matriz de dados de cada fluxo analisado na central.	75
Figura 3.2 – Esquema ilustrativo com as variáveis para cálculo da eficácia termodinâmica nas turbinas de baixa pressão.	77

Figura 3.3 – Esquema ilustrativo dos principais fluxos associados ao desaerador.	79
Figura 3.4 – Esquema ilustrativo com as variáveis para determinação da vazão mássica de extração com vapor superaquecido.....	80
Figura 4.1 – Circuito primário simplificado da central Wolf Creek.	83
Figura 4.2 – Circuito secundário da simplificado da central Wolf Creek.	86
Figura 4.3 – Circuito secundário simplificado da central Bell Bend.....	91
Figura 4.4 – Circuito secundário simplificado da central U.S.EPR.	96
Figura 5.1 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de projeto para a central Wolf Creek.....	105
Figura 5.2 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de VWO para a central Wolf Creek.....	105
Figura 5.3 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de projeto para central Bell Bend.	109
Figura 5.4 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de VWO para central Bell Bend.	110
Figura 5.5 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de projeto para central U.S.EPR.....	113
Figura 5.6 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de VWO para central U.S.EPR.....	114
Figura 5.7 – Correlação das vazões mássicas para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.....	115
Figura 5.8 – Correlação das entalpia para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.....	116
Figura 5.9 – Correlação da exergia específica para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.....	116
Figura 5.10 – Correlação da irreversibilidade para condições de projeto e VWO dos equipamentos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.	117
Figura 5.11 – Comparação das irreversibilidades (MW) para condições de projeto e VWO dos principais equipamentos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.	118
Figura 5.12 – Comparação das diferenças, entre a condição de projeto e a condição de VWO, para os valores de irreversibilidade (MW) e irreversibilidade percentual total de cada um dos equipamentos do circuito secundário das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.....	120
Figura 5.13 – Comparação da diferença entre a eficiência exergética para a condição VWO e de projeto de diferentes equipamentos para as centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR..	121
Figura 5.14 – Vazão mássica de água extraída na turbina de baixa pressão para a condição VWO e projeto das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.	121

Lista de Quadros

Quadro 3.1 – Opções para o cálculo da irreversibilidade nas turbinas de baixa pressão em centrais nucleares.....	79
Quadro 4.1 – Descrição dos fluxos da Central Wolf Creek.	87
Quadro 4.2 – Descrição dos fluxos da Central Bell Bend.	92
Quadro 4.3 – Descrição dos fluxos da Central U.S.EPR.....	97

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Registros de tempo de operação dos reatores nucleares.	25
Tabela 2.1 – Dados termodinâmicos de vapor para reatores avançados PWRs.	42
Tabela 2.2 – Parâmetros associados a pressurizadores aplicados em centrais com diferentes tipos de reatores.	45
Tabela 2.3 – Características de projeto e operacional dos geradores de vapor de centrais nucleares com diferentes modelos de reatores PWR.	47
Tabela 2.4 – Principais parâmetros dos desumidificadores e reaquecedores fabricados pela Siemens.	49
Tabela 2.5 – Principais parâmetros de projeto dos desumidificadores e reaquecedores fabricados pela GE.	50
Tabela 2.6 – Características de condensadores em centrais com reatores avançados PWRs...	64
Tabela 2.7 – Características dos aquecedores da água de alimentação de baixa pressão de água em centrais nucleares.	66
Tabela 2.8 – Características gerais do sistema terciário de uma central nuclear de 1000 MW operando com diferentes tipos de sistemas de resfriamento.	68
Tabela 4.1 – Dados termodinâmicos associados aos fluxos do circuito primário da central Wolf Creek, para condições normais de operação com potência constante.	84
Tabela 4.2 – Informações gerais dos principais equipamentos que compõe o circuito primário da central Wolf Creek.	84
Tabela 4.3 – Dados termodinâmicos da central Wolf Creek na condição de projeto.	88
Tabela 4.4 – Dados termodinâmicos da central Wolf Creek na condição de VWO.	89
Tabela 4.5 – Dados termodinâmicos da central Bell Bend na condição de projeto.	93
Tabela 4.6 – Dados termodinâmicos da central Bell Bend na condição de VWO.	94
Tabela 4.7 – Dados termodinâmicos da central U.S.EPR na condição de projeto.	98
Tabela 4.8 – Dados termodinâmicos da central U.S.EPR na condição de VWO.	99
Tabela 5.1 – Irreversibilidade dos equipamentos para central Wolf Creek Generating para a condição de projeto e para condição de VWO.	102
Tabela 5.2 – Eficiências Exergéticas para a central Wolf Creek Generating para condição de projeto e de VWO.	103
Tabela 5.3 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbinas de Alta e Baixa Pressão para a central Wolf Creek.	103
Tabela 5.4 – Efetividade de remoção e fluxos mássicos de água removida entre estágios úmidos da turbina de baixa pressão da central Wolf Creek.	106

Tabela 5.5 – Irreversibilidade dos equipamentos para a central Bell Bend para condição de projeto e para condição de VWO para a Central Bell Bend.....	107
Tabela 5.6 – Eficiências Exergéticas da central Bell Bend para condição de projeto e de VWO.	108
Tabela 5.7 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbina de Alta e Baixa Pressão para a Central Bell Bend.....	108
Tabela 5.8 – Efetividade de remoção e fluxos mássicos de água removida entre estágios úmidos da turbina de baixa pressão para a Central Bell Bend.	110
Tabela 5.9 – Irreversibilidade dos equipamentos para a central U.S.EPR para condição de projeto e VWO.	111
Tabela 5.10 – Eficiências Exergéticas para a central U.S.EPR para condição de projeto e de VWO.....	112
Tabela 5.11 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbinas de Alta e Baixa Pressão para a central U.S.EPR.	112
Tabela 5.12 – Efetividade de remoção e fluxos mássicos de água removida entre estágios úmidos da turbina de baixa pressão para a Central U.S.EPR.	114

Lista de Abreviaturas e Siglas

AGR	-	<i>Advanced Gas-Cooled Reactor</i>
ASME	-	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ELEP	-	Entalpia no último estágio da turbina
EPA	-	<i>United States Environmental Protection Agency</i>
EPU	-	<i>Extended power uprates</i>
GE	-	General Electric
GV	-	Gerador de Vapor
HP	-	Turbina de Alta Pressão
IAEA	-	<i>International Atomic Energy Agency</i>
IEA	-	<i>International Energy Agency</i>
INFCIS	-	<i>Integrated Nuclear Fuel Cycle Information Systems</i>
KEPCO & KHNP		<i>Korea Electric Power Corporation and Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd.</i>
LP	-	Turbina de Baixa Pressão
LTO	-	<i>Long-Term Outages</i> (Interrupções de longo prazo)
LTTD	-	Diferença entre os fluxos com menores temperaturas
MARS	-	<i>Multipurpose Advanced Reactor inherently Safe</i>
MLDT	-	Diferença Média Logarítmica de Temperatura
MHPS	-	<i>Mitsubishi Hitachi Power Systems</i>
MMS	-	<i>Modular Modeling System</i>
MS	-	Desumidificador
MUR	-	<i>Measurement uncertainty recapture power uprates</i>
NEA	-	<i>Nuclear Energy Agency</i>

NEI	-	<i>Nuclear Energy Institute</i>
OECD	-	<i>Organization for Economic Co-operation and Development</i>
PRIS	-	<i>Power Reactor Information System</i>
PHWR	-	<i>Pressurized Heavy Water Reactor</i> (Reator de água pesada pressurizada)
PWR	-	<i>Pressurized Water Reactor</i> (Reator de água pressurizada)
RH	-	Reaquecedor
SAAA	-	Sistema auxiliar de água de alimentação
SAC	-	Sistema de água de circulação
SBT	-	Sistema de <i>bypass</i> das turbinas
SCAA	-	Sistema de condensado e água de alimentação
SDGV	-	Sistema de drenagem do gerador de vapor
SPFV	-	Sistema principal de fornecimento de vapor
SPU	-	<i>Stretch Power Uprate</i>
ST/G	-	Sistema Turbina-Gerador
TEL	-	Valor de correção para perdas na exaustão da turbina (fabricante)
TEP	-	Perda entálpica na exaustão da turbina
UEEL	-	Entalpia dentro do condensador
UEEP	-	Entalpia líquida na exaustão da turbina de baixa pressão
USNRC	-	<i>United States Nuclear Regulatory Commission</i>
VC	-	Válvula de Controle
VI	-	Válvula de Intercepção
VPI	-	Válvula de Parada intermediária
VPP	-	Válvula de Parada Principal
VRR	-	Válvula de Retenção de Retornos
VWO	-	<i>Valve Wide Open</i> (Válvulas Completamente Abertas)
WCA	-	<i>World Coal Association</i>

WCNOC - *Wolf Creek Nuclear Operating Corporation*

WNA - *World Nuclear Association*

WNN - *World Nuclear News*

Simbologia

Símbolos Latinos

A	-	Área da superfície
b	-	Exergia específica
B	-	Exergia
B_{sys}	-	Exergia Total
B^{CH}	-	Exergia Química
B^{KN}	-	Exergia Cinética
B^{PH}	-	Exergia Física
B^{PT}	-	Exergia Potencial
B^Q	-	Exergia do Fluxo de Calor
B^W	-	Exergia do Fluxo de Trabalho
c_p	-	Calor Específico
$\dot{E}$	-	Fluxo de energia
E	-	Energia
F	-	Insumos
F_c	-	Fator de Correção
g	-	Aceleração da gravidade
h	-	Entálpia Específica
H	-	Entalpia
I	-	Irreversibilidade
L	-	Perdas
$\dot{m}$	-	Vazão mássica
M	-	Quantidade de água presente no vapor
p	-	Pressão
P	-	Produtos
Pot	-	Potência
$\dot{Q}$	-	Taxa de transferência de calor

s	-	Entropia específica
S	-	Entropia
T	-	Temperatura
U	-	Coeficiente Global de Transferência de calor
$\vec{v}$	-	vetor velocidade
V	-	Velocidade
X	-	Título
$\dot{W}$	-	Taxa de Trabalho
z	-	Altura do sistema relativo a um referencial

Letras Gregas

α	-	Constante (a ser determinada)
Δ	-	Variação
δ_i	-	Irreversibilidade percentual dos equipamentos
ϵ	-	Efetividade da remoção de água livre
ε	-	Eficácia
η	-	Eficiência do grupo de estágios da turbina
φ_{twc}	-	Coeficiente de correção para variações de temperatura
φ_z	-	Coeficiente de correção para o número de passes da água de Resfriamento
v	-	Volume específico
ψ_i	-	Eficiência Exergética
y	-	Número de passes da água de resfriamento dentro do condensador

Subscritos

amb	-	Condições ambientais
anular	-	Referência a área anular da turbina em que estão suas pás
c	-	Fluido Frio
cond	-	Condensador
curva	-	Dado extraído ou calculado a partir de uma curva de fabricante
d	-	Dado desejado
e	-	Saída ou perda
ex	-	Exaustão

ext	-	Extração
fim	-	Dado referente a um ponto final de um trecho
h	-	Fluido Quente
i	-	Entrada ou Fornecimento
início	-	Dado referente a um ponto inicial de um trecho
liq	-	Fluxo de líquido
o	-	Condição ambiente de referência
proj	-	Dados de projeto
r	-	Água radioativa
s	-	Condição isentrópica
sat	-	Fluido na condição de saturação
seco	-	Grupo de estágios operando com vapor seco
úmida	-	Grupo de estágios operando com vapor úmido
vap	-	Fluxo de vapor (úmido, saturado ou seco)
wc	-	Água de resfriamento

Sumário

Capítulo 1	23
1. INTRODUÇÃO	23
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS	23
1.2. CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO NA LITERATURA	31
1.3. OBJETIVOS DO PRESENTE TRABALHO	37
1.4. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	38
Capítulo 2	40
2. ASPECTOS TERMOHIDRÁULICO E OPERACIONAL DOS CIRCUITOS NUCLEARES PWR	40
2.1. INTRODUÇÃO	40
2.2. CIRCUITO PRIMÁRIO	40
2.2.1. O Reator Nuclear	41
2.2.2. O Sistema de Pressurização	44
2.2.3. Gerador de Vapor	45
2.3. CIRCUITO SECUNDÁRIO	48
2.3.1. Tubulações de Vapor	48
2.3.2. Desumidificador e Reaquecedor	49
2.3.3. Turbinas a Vapor	51
2.3.3.1. Remoção de água	53
2.3.3.2. Eficácia das Turbinas Nucleares de Baixa Pressão	61
2.3.3.3. Válvulas de Controle do Sistema da Turbina	62
2.3.4. Condensador	63
2.3.5. Conjunto de Aquecedores de Baixa e Alta Pressão	65
2.3.6. Desaerador	66
2.4. CIRCUITO TERCIÁRIO	67
Capítulo 3	69
3. METODOLOGIA	69
3.1. ANÁLISE EXERGÉTICA	69

3.1.1.	A Exergia e o ambiente de referência.....	69
3.1.2.	A Exergia Física e suas Componentes.....	71
3.1.3.	Irreversibilidade e Eficiência Exergética.....	73
3.1.4.	Condições para Aplicação da Análise Exergética	74
3.2.	A PROGRAMAÇÃO	74
3.3.	AVALIAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DA CENTRAL	75
3.3.1.	Turbinas de Alta e Baixa Pressão	76
3.3.2.	Conjunto desumidificador e reaquecedor	79
3.3.3.	Desaerador	79
3.3.4.	Aquecedores de Alta e Baixa pressão.....	80
Capítulo 4		82
4.	ESTUDOS DE CASOS.....	82
4.1.	CASO 1: Estudo da Central “Wolf Creek Generating”	82
4.2.	CASO 2: Estudo da Central “Bell Bend”	90
4.3.	CASO 3: Estudo da Central “U.S.EPR”	95
Capítulo 5		101
5.	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	101
5.1.	CASO 1: Estudo da Central “Wolf Creek Generating”	101
5.2.	CASO 2: Estudo da Central “Bell Bend”	106
5.3.	CASO 3: Estudo da Central “U.S.EPR”	111
5.4.	Considerações Gerais para as Centrais Analisadas.....	115
Capítulo 6		123
6.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS	123
6.1.	Conclusões	123
6.2.	Recomendações de trabalhos futuros.....	125
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		126
APÊNDICE A – Dados de Perda de Carga nas Extrações		133
APÊNDICE B – Procedimentos Simplificado de Cálculos		135
APÊNDICE C – Verificando a programação referente a Turbina de Baixa pressão		147

C. CASOS AVALIADOS.....	147
C.1 CASO 1: Central ASME.....	147
APÊNDICE D – Dados termodinâmicos dos fluxos das centrais nucleares analisadas.....	153
D.1 CASO 1: Central Wolf Creek Generating.....	153
D.2 CASO 2: Central Bell Bend	158
D.3 CASO 3: Central EPR	163

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Segundo IAEA/PRIS (2019a), em 31 de Dezembro de 2018, havia 450 reatores em com potencial de operação no mundo, totalizando uma capacidade instalada de aproximadamente 399,7 GW. Mas se for desprezado os reatores que estão com interrupção de longo prazo (LTO - *Long-Term Outages*) em operação efetiva foram 417 reatores em 2018 (SCHNEIDER et al., 2019). De acordo com WNA (2019a), todos os reatores nucleares em operação produziram aproximadamente 2563 TWh de eletricidade, o que corresponde a aproximadamente 10,2 % da geração de eletricidade mundial.

De todas as centrais nucleares instaladas, 71,8 % são centrais com reator de água pressurizada (PWR - *Pressure Water Reactor*), que corresponde a 66,9 % do número de reatores (IAEA/PRIS, 2019a), sendo que 80,8 % dos reatores nucleares em construção no mundo são desta tecnologia (IAEA/PRIS, 2019b). A expectativa é que em 2050 os PWRs correspondam a 70 % da capacidade total dos reatores nucleares no mundo (IAEA/INFCIS, 2012). O predomínio dos reatores PWR no mundo está associado ao domínio da sua tecnologia e principalmente pelas características de segurança intrínsecas ao seu projeto. Alguns países como França, Eslováquia, Hungria, África do Sul, Armênia, Brasil, Bulgária, Eslovênia, Holanda, Irã e República Checa, 100 % dos seus reatores nucleares em operação são do tipo PWR (IAEA, 2016).

O reator nuclear não emite gases de efeito estufa durante a geração de eletricidade, esta característica das centrais nucleares a coloca como uma fonte de energia sustentável e segura na matriz de eletricidade mundial.

As centrais nucleares apresentam um tempo de construção muito variado entre 50 a 250 meses. O tempo de construção é mais longo em países que não possuem a tecnologia para construir seus próprios reatores e dependem de contratos com fornecedores estrangeiros. Por sua vez projetos padronizados de reatores (como da França, Japão e Rússia) conseguiram construir plantas em tempos mais curtos, entre 60 a 80 meses (MOREIRA; CARAJILESCOV, 2011).

Os resíduos radioativos das centrais nucleares ainda são um aspecto desfavorável das centrais nucleares. Os resíduos de baixa radioatividade correspondem a 90 % do total de resíduos produzidos pela central, estes normalmente são descartados em depósitos superficiais, o restante dos resíduos por sua vez é de alta radioatividade. No entanto, novas técnicas de reprocessamento e descarte garante uma redução expressiva dos volumes dos resíduos de alta radioatividade, permitindo o reaproveitamento do combustível não consumido (urânio e plutônio) nos reatores convencionais, para produzir combustível em outros tipos de reatores nucleares (WNA, 2018).

De acordo com WNA (2019b) para atender à crescente demanda por energia de forma sustentável, é necessário que a energia nuclear participe, com pelo menos, 25 % da geração de eletricidade até 2050. As perspectivas de capacidade instalada para a matriz mundial de eletricidade em 2050 é de aproximadamente 13,6 TW (IAEA, 2019). Em um cenário de baixo e alto investimento, as perspectivas de capacidade instalada de centrais nucleares, em 2050, é de 371 GW a 715 GW (IAEA, 2019), o que corresponde de 2,7 % a 5,2 % de participação na matriz de eletricidade mundial, um percentual bem abaixo dos 25 % apresentado pelo WNA (2019b).

Os dados do IAEA (2019) para a perspectiva de instalação de energia nuclear em 2050, apresentam uma diferença de aproximadamente 193 % entre o cenário de alto e baixo investimento. Pelo fato de que, em se tratando de energia nuclear, há diversos fatores envolvidos no processo de construção e operação destas centrais, dentre eles: custo, domínio da tecnologia, tempo de construção, a opinião popular a respeito da energia nuclear, política energética dos países. Todos estes fatores resultam em muitas incertezas e afetam diretamente a implantação das centrais nucleares em diferentes países. Siqueira *et al.* (2019) apresentam um

panorama da perspectiva de expansão da energia nuclear em diferentes países e regiões mundiais afirmando que a central nuclear apresenta um grande potencial de contribuição no processo de não emissão de gases de efeito estufa, mas as incertezas na implantação das centrais nucleares refletem diretamente na real participação desta fonte no processo de mitigação de emissão de gases de efeitos estufa.

Uma característica das centrais nucleares é que elas são projetadas para operarem com o reator a plena carga por longos períodos (12 meses ou mais) sem necessidade de interromper a atividade do reator nuclear para reabastecimento de combustível. Há alguns tipos de reatores que permitem o reabastecimento de combustível com a central em operação, como é o caso dos reatores de água pesada (PHWR) e os reatores refrigerados a gás (AGR), o que leva estas centrais a deterem os maiores recordes de tempo de operação da central sem interromper suas operações (Tabela 1.1).

Tabela 1.1 – Recordes de tempo de operação dos reatores nucleares.

Central (País)	Tipo de reator	Recordes de tempo de operação
Heysham unidade 2 (Inglaterra)	AGR	941 dias
Kaiga unidade 1 (Índia)	PHWR	895 dias
Pickering unidade 7 (Canadá)	PHWR (Candu)	894 dias
Torness unidade 2 (Escócia)	AGR	825 dias
Rajasthan unidade 3 (Índia)	PHWR	777 dias
Rajasthan unidade 5 (Índia)	PHWR	765 dias
LaSalle unidade 2 (USA)	BWR	739 dias
LaSalle unidade 1 (USA)	BWR	711 dias
Calvert Cliffs unidade 2 (USA)	PWR	693 dias

Fonte: Adaptado de WNA (2017a) e WNN (2018).

Assim, uma vez em operação a plena carga, as variações de potência da central serão decorrentes de perda de capacidade, sejam estas controladas ou não. Estudos realizados pela WNA (2015) no período de 2010 a 2012 apontam que as principais causas de perda de capacidade não controladas nas centrais nucleares estão associadas principalmente às turbinas e sistemas auxiliares, tanto em centrais com reatores com alto desempenho quanto para os demais reatores. Destacam-se ainda perdas para sistemas, com de fornecimento de energia elétrica, aquecedores, geradores de vapor, reator e seus respectivos sistemas auxiliares.

É possível observar na Figura 1.1 o impacto quantitativo (GWh) destas perdas não planejadas em cada sistema da central nuclear, sendo possível comparar ainda as perdas entre

todas as centrais e as dez melhores centrais nucleares em operação no mundo. O sistema “Turbina e Auxiliares” juntamente com o “Sistema de fornecimento de energia elétrica” são os que acumulam os maiores índices de perdas de energia, mas a diferença das perdas nestes sistemas entre as 10 melhores centrais nucleares e todas centrais é muito expressiva, evidenciando a importância de realizar uma boa operação das centrais.

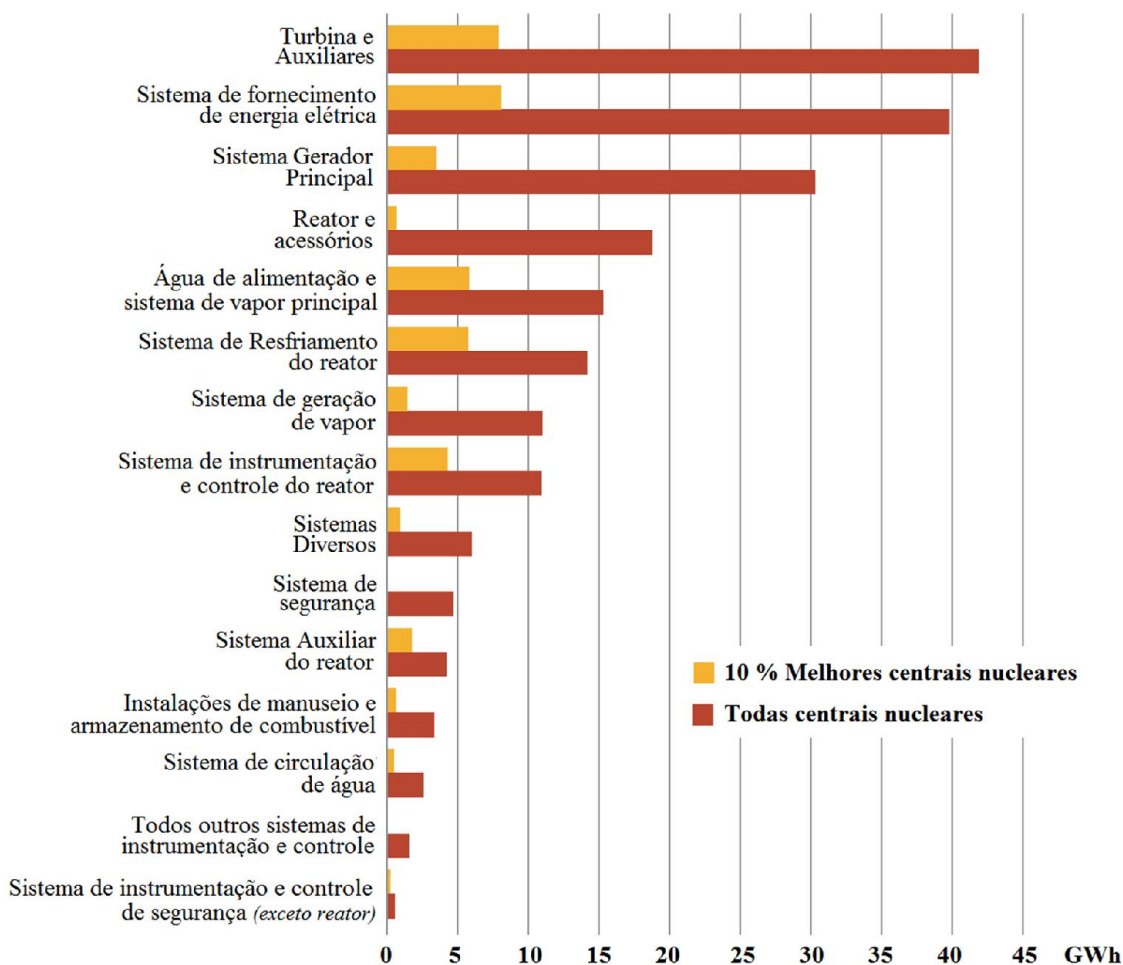


Figura 1.1 – Perdas de energia não programadas por sistemas (2008-2012).

Fonte: Modificado de WNA (2015)

As perdas nas centrais levam a redução do seu fator de capacidade, logo, compreender a origem destas perdas é de fundamental importância para elevar este parâmetro. De acordo com a WNA (2015), mais de 90 % do fator de capacidade das centrais nucleares não está ligada diretamente à idade dos reatores ou ao seu tipo, mas sim à robustez da sua tecnologia e ao comprometimento das equipes envolvidas nas operações das centrais. A boa operação das centrais ao longo do tempo resultou no aumento do fator de capacidade das centrais nucleares, com uma elevação expressiva especialmente na década de 1990, mas atingindo valores

predominantemente acima de 80 % a partir dos anos de 2000, cujos dados são apresentados na Figura 1.2. Porém, nesta evolução histórica do fator de capacidade médio das centrais nucleares, vale destacar o fato do período entre os anos de 2007 e 2016 estar se mantendo predominantemente acima de 80 %, independentemente da idade das centrais nucleares, como é exposto na Figura 1.3.

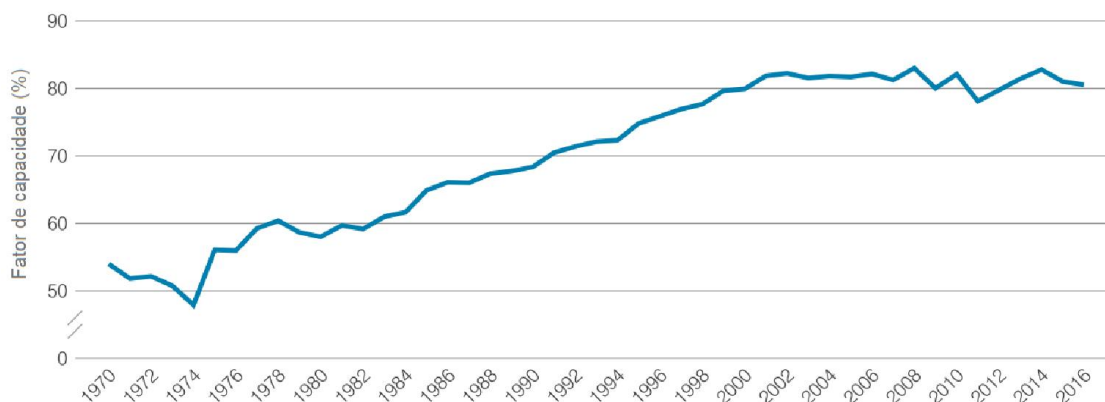


Figura 1.2 – Evolução histórica do fator de capacidade médio das centrais nucleares.

Fonte: Modificado de WNA (2017b).

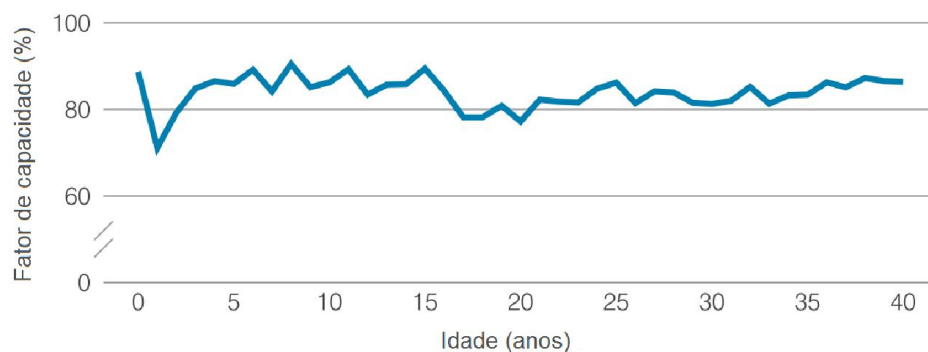


Figura 1.3 – Fator de capacidade médio entre 2007 e 2016, em relação idade das centrais nucleares.

Fonte: Modificado de WNA (2017b).

O desempenho de uma central nuclear é reflexo da sua operação, sendo que as técnicas de monitoramento e diagnóstico são fundamentais neste processo. Essas técnicas permitem localizar possíveis equipamentos, válvulas, medidores e outros, que podem não estar operando da forma adequada, e direcionar as ações operacionais ou mesmo indicar necessidade de troca de equipamentos (*uprates*), visando obter o melhor desempenho da central. Em alguns casos é identificado a necessidade de um processo de modernização de algum equipamento já considerado ultrapassado ou fora de norma (*retrofit*).

Uma ação de *uprate* em centrais nucleares é o *retrofit* das turbinas nucleares, normalmente realizadas em centrais que atingiram ou estejam próximas de atingir o final de sua vida útil, e irão prorrogar a sua licença de operação por mais alguns anos. Neste caso, a maioria destas centrais apresentam turbinas a vapor que podem ser substituídas com tecnologia mais moderna e maiores eficiências que suas antecessoras. Assim, centrais nucleares que passam por processo de *retrofit* em suas turbinas podem ter um incremento na sua potência elétrica de até 5,0 % com uma mesma produção de vapor pelo reator (LEÍZEROVICH, 2005).

De acordo com U.S.NRC (2016), os *uprates* podem ser realizados para a recuperação de energia perdida devido as incertezas associadas aos processo de medição (MUR - *measurement uncertainty recapture power uprates*), que correspondem em até 2 % dos erros associados ao cálculo de potência da central. Ou ainda, relacionados ao incremento de potência (SPU - *stretch power uprates*) associados ao posicionamento da instrumentação dentro da central, passíveis de serem realizadas dentro das margens operacionais definidas no projeto das centrais nucleares, permitindo uma elevação na potência de 2 a 7 %, podendo atingir até 8 % (U.S.NRC, 2016; DOMINICK, 2010). Ainda apresenta um terceiro tipo de *uprate* que é para a elevação de potência (EPU - *extended power uprates*) que está associada a grandes modificações na central, como troca de equipamentos (turbinas, geradores, motores, bombas e outros). Segundo Hatala (2010), este tipo de *uprate* normalmente propicia incrementos de potência superiores a 7 %, mas há referências que afirmam que tais incrementos de potência podem chegar a aproximadamente 20 %, especialmente se foram adotados novos *layouts* das estruturas internas dos equipamentos que propiciem maior transferência de calor ou mesmo redução de perdas internas (U.S.NRC, 2016; DOMINICK, 2010).

Estas medidas de *uprate* permitem um incremento de potência no sistema sem necessariamente construir novas centrais. Somente nos Estados Unidos, entre 1977 e 2017 foram aprovados 163 pedidos de *uprate* em centrais nucleares, que representaram um incremento de aproximadamente 24 GW na potência térmica das centrais nucleares norte americanas, considerando que as centrais nucleares operem com uma eficiência térmica de 33,3 %, isso representa um incremento total de aproximadamente 8 GW na potência elétrica instalada (NEI, 2018).

Segundo IAEA (2011a), até o ano de 2008 a Suécia realizou ações de *uprates* em seus reatores nucleares, totalizando um incremento de 2001 MW a sua potência térmica e 928 MW em sua potência elétrica, sendo que os *uprates* que estavam para serem implantados a partir de 2008 seriam estimados em 2902 MW na sua potência térmica e 1180 MW em potência elétrica.

De acordo com IAEA (2004), entre 1990 e 2003 as ações de *uprate* nas centrais nucleares alemãs permitiram um incremento de 1212 MW em sua potência térmica. Por sua vez, as ações de *uprate* nas centrais nucleares belgas permitiram um incremento na sua potência térmica de 889 MW, sendo que deste total, 68,6 % estão associados a programas de *uprate* de EPU e 13,5 % a SPU (HATALA, 2010; IAEA, 2004).

Os *uprates* categorizados como MUR, SPU e EPU estão limitados às questões associadas ao *design* das tecnologias das centrais que limitam a operação das mesmas em uma dada faixa de segurança operacional. Porém, estudos realizados por U. S. Department of Energy (2006) apontam para a possibilidade de se obter *uprate* com incremento da potência entre 25 % até 50 %. O custo estimado para a extensão da vida operacional de uma central nuclear de 1000 MW, por pelo menos 10 anos, varia de 500 milhões de dólares a pouco mais de 1 bilhão de dólares (IEA, 2019).

Segundo IAEA (2013), quando o sistema de monitoramento e o sistema de diagnóstico são eficientes, eles ainda podem ser usados para apoiar os planos de extensão da vida das centrais nucleares e pode compensar o aumento da probabilidade de falha associado ao envelhecimento.

Para realizar uma avaliação do desempenho da central faz-se necessário compreender como as centrais nucleares funcionam, conhecer a ordem de grandeza dos parâmetros termodinâmicos envolvidos em cada um dos equipamentos, e especialmente as peculiaridades do funcionamento dos mesmos e os circuitos da central.

Uma peculiaridade das centrais nucleares é uma maior vazão mássica de vapor em relação as termoelétricas a carvão. De acordo com IAEA (2012), uma central de energia PWR típica possui um fluxo de vapor específico de 5,5 kg/kWh, enquanto uma central termoelétrica a carvão do tipo convencional usa apenas 3,0 kg/kWh. Consequentemente, pequenas variações percentuais na vazão mássica implicam em perdas expressivas de potência nas centrais nucleares. De acordo com Sill e Zörner (1996), um decrescimento de 0,5 % na vazão mássica operacional em relação ao seu valor de projeto resulta em uma perda de potência de aproximadamente 6 MW em uma central nuclear com uma potência elétrica de 1300 MW e uma perda de 2 MW em uma central termoelétrica a carvão do tipo convencional de 400 MW.

É de fundamental importância compreender o impacto que os fluxos mássicos tem na geração de potência da central nuclear. Estudos de Raj (2005) revelaram que a aplicação de

técnicas aprimoradas para a medição de fluxo de alimentação nas turbinas de baixa pressão pode permitir um aumento de 2 % na potência da central nuclear.

As centrais nucleares são projetadas para serem operadas com uma dada vazão mássica de projeto, mas elas apresentam uma margem de segurança para a variação que pode atingir até 105 % do valor da vazão mássica de projeto, esta condição ocorre quando a central opera com as válvulas completamente abertas (VWO).

O sistema pode operar ainda na condição de VWO tanto com a pressão nominal de projeto (VWO-NP) quanto para uma condição de sobre pressão (VWO-OP) que corresponde a uma pressão 5 % superior à condição de projeto. Quando o sistema é operado na condição de VWO-NP, a saída no gerador da turbina de aproximadamente 104 % da condição de projeto, por sua vez o sistema operado na condição de VWO-OP, a saída do gerador é de aproximadamente 109 % do valor nominal (BYUNG EUN, 2015; DRBAL *et al.*, 1996).

A condição de VWO permite que seja feito teste da condição geral de uma turbina a vapor (ASME, 2003). Segundo Beebe (2005), a condição de VWO é a única condição em que se conhece o fluxo na entrada da turbina, assim é possível realizar o teste das turbinas sem uma verificação do fluxo de vapor, o que reduz a complexidade e custo do mesmo.

De acordo com Cotton (1998), operar as centrais térmicas convencionais com fluxos mássicos acima do valor de projeto é considerada uma vantagem, uma vez que é possível obter uma maior geração apenas queimando mais combustível, elevando assim a potência térmica da caldeira (dentro das margens de segurança operacional da mesma). Entretanto, por questões de segurança operacional, as centrais nucleares são licenciadas com uma limitação térmica de operação do reator, logo para realizar uma elevação da potência térmica do núcleo do reator é necessário um processo de *uprate* específico para solicitar o aumento da potência térmica no núcleo do reator. Mesmo as centrais nucleares sendo projetadas para operarem na condição de VWO, tais centrais não entregam o máximo de geração, devido esta limitação de potência térmica operacional do reator.

Neste contexto, compreender as perdas que ocorrem nas centrais nucleares tanto na condição de projeto quanto na condição de VWO é fundamental para compreender os limites dos equipamentos. Desse modo, no desenvolvimento deste trabalho fez o uso da ferramenta da análise exérgica com o intuito de diagnosticar, nas centrais térmicas nucleares, os componentes que apresentam as maiores irreversibilidades, bem como sua respectiva eficiência

exergética. As análises se concentraram em avaliar as centrais nucleares na condição de projeto e na condição de operação com as válvulas completamente abertas (VWO).

1.2. CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO NA LITERATURA

Há diversos trabalhos na literatura que fizeram uso da análise energética e exergética para avaliação de centrais nucleares. As análises energéticas não permitem uma quantificação detalhada das perdas que ocorrem no sistema, mas com a análise exergética é possível realizar uma quantificação e localização destas perdas. A importância da análise exergética em centrais nucleares é reconhecida, tanto que foi aplicada em diversos trabalhos na literatura.

Rosen e Scott (1986) realizaram uma análise da energia e exergia da central de geração nuclear Pickering, com reator nuclear PHWR, modelo CANDU. A modelagem e a simulação da central foram realizadas com Aspen Plus. As análises foram realizadas a partir de algumas considerações, uma delas é que as turbinas¹, tem uma eficiência isentrópica de 80 % e eficiência mecânica de 95 %. Os resultados da análise energética apontam que os maiores percentuais de perdas de energias estão associados à dissipação de calor pelo condensador, porém sobre o aspecto exergético as maiores perdas concentram-se no reator.

O trabalho desenvolvido por Dunbar, Moody e Lior (1995) avaliou a exergia na Central Nuclear LaSalle County da Companhia Commonwealth Edison, com reator nuclear BWR; os resultados encontrados revelaram que mais de 80 % da exergia destruída durante a operação é resultado dos processos de fissão e transporte de calor dentro do reator. Os autores ressaltam ainda a baixa eficiência das centrais nucleares em relação as centrais fósseis (aproximadamente 24 % menor), e apontam que há uma maior quantidade de irreversibilidade na transferência de calor no reator, em comparação com a de uma caldeira de uma central de combustível fóssil. Salientam que tal possibilidade só é possível de ser confirmada se for quantificado de forma independente a irreversibilidade das reações nucleares em relação à da transferência de calor. Os autores deixam como recomendação a reavaliação da integração de uso de combustíveis fósseis para aquecimento, a fim de melhorar a performance da central, um exemplo que os

¹ Rosen e Scott (1986) não especificam se a eficiência adotada é para turbina de alta ou baixa pressão.

autores citam é a central nuclear de Indian Point 1 construída e operada com um sistema de superaquecimento a óleo integrado.

O superaquecimento no desempenho da central nuclear de Indian Point 1 foi objeto de estudos realizados por Lior (1997), que também analisou a central sobre o aspecto energético, exergético e termoeconômico. Os resultados apontaram que o superaquecedor aumenta em pelo menos 70 % a quantidade de energia gerada, a eficiência da planta em pelo menos 16 % e reduz o custo da eletricidade gerada em pelo menos 32 %. A análise exergética apontou o reator nuclear com a maior destruição de exergia no sistema, o superaquecedor é o segundo equipamento com maior destruição, e em terceiro lugar encontra-se a turbina. Considerando apenas as perdas no circuito secundário, as turbinas e os superaquecedores juntos representam mais de 90 % da exergia perdida. As análises apontaram ainda para um acréscimo de 100 °C no superaquecedor implica em um incremento de 7,7 % na eficiência energética da central e de 5,2 % para eficiência exergética da central.

Moreno (1997) aplicou análise exergética e exergoeconômica para avaliar a central Nuclear de Palo Verde no Arizona, que opera com reator PWR. A análise realizada considerou uma modificação na pressão do gerador de vapor, que foi reduzida de 7,39 MPa para 6,76 MPa (1072 para 980 psi), tal modificação foi realizada com o propósito de minimizar problemas de corrosão neste equipamento. Os resultados encontrados apontaram que a principal destruição exergética ocorre no reator, local em que a transferência de calor é limitada por conta da temperatura máxima que o revestimento do combustível pode atingir. Os custos de destruição de exergia foram aproximadamente 18,2 mil dólares por hora no reator nuclear, 2 mil dólares por hora na turbina de baixa pressão, 1,7 mil dólares no condensador e 1,2 mil dólares por hora no gerador de vapor.

Uma análise energética e exergética em uma central nuclear com reator PWR, com potência térmica de 4250 MW e potência elétrica de 1500 MW, proposta na Turquia e China foi realizado por Durmayaz e Yavuz (2001). Os resultados encontrados evidenciam que sobre a análise energética, os maiores percentuais de perdas estão associados à dissipação de calor pelo condensador, enquanto que sobre a análise exergética as maiores perdas estão associadas ao reator que concentra 50,5 % da irreversibilidade total da central, em segundo lugar estão as turbinas com 4,6 % da irreversibilidade total da central. Os resultados obtidos pelos autores apontam para uma eficiência isentrópica de 91,5 % para a turbina de alta pressão, 88 % para turbinas de baixa pressão, e eficiência energética de 90,6 % para os aquecedores de água e 78,9 % para a bomba do condensador. Por sua vez, a eficiência exergética encontrada foi de 97,8 % para turbinas

de alta pressão, 90,2 % para turbinas de baixa pressão, 98 % para os aquecedores de água e 86,7 % para a bomba do condensador.

Rosen (2001) realizou estudos energéticos e exergéticos tanto em uma central nuclear quanto em uma termoeletrica a carvão, e obteve que as perdas de energia estão associadas a energia dissipada, principalmente ao calor dissipados pelos condensadores, enquanto que as perdas exergéticas concentram-se principalmente nos componentes que geram calor (processo de combustão ou reações nucleares). Por sua vez, a exergia dissipada (que envolve água de resfriamento e gases de chaminé) concentra apenas um percentual de 10 % da irreversibilidade total do sistema. Os resultados encontrados apontam para uma eficiência energética e eficiência exergética, respectivamente de 37 % e 36 % para o processo a carvão e 30 % e 30 % para o processo nuclear.

Estudos realizados por Verkhivker e Kosoy (2001) utilizam os conceitos exergéticos para realizar discussões a respeito do desempenho das centrais térmicas convencionais e a centrais nucleares. Os autores propõem que a avaliação da eficiência da central nuclear seja feita com base no coeficiente de desempenho do sistema, de modo a melhorar a metodologia de projeto térmico e otimização de centrais nucleares. Vale destacar que os resultados obtidos por Verkhivker e Kosoy (2001) evidenciam que as principais irreversibilidade estão associadas à transformação química da exergia em calor, em segundo lugar vem a transferência desse calor para o fluido de trabalho e posteriormente as perdas decorrentes da troca de calor nos aquecedores de água. Com estes resultados, a hipótese levantada por Dunbar, Moody e Lior (1995) de que a elevada irreversibilidade para o núcleo do reator esteja associada ao processo de transferência de calor não é confirmada.

Nikulshin e Nikulshina (2002) apresentam uma forma alternativa para determinação da eficiência exergética dos sistemas de energia. O método é baseado em uma equação geral para sistemas de estrutura arbitrária e em propriedades especiais de modelos exergético-topológicos. De acordo com os autores, o método pode ser aplicado para todos os sistemas que consomem muita energia, tendo sido aplicado a uma central nuclear. Os resultados encontrados apontam para uma eficiência exergética de 68 % para o reator nuclear, 68 % para a turbina de alta pressão e 65,4 % para a turbina de baixa pressão. Foi obtido para a eficiência exergética da central o valor de 32,6 %.

Estudos de Ferroni, Natale e Gatto (2016) visaram uma nova abordagem para a análise exergética dos processos que ocorrem no núcleo do reator, a fim de definir com maior precisão a eficiência exergética deste equipamento. Os resultados obtidos para as análises cujos dados

foram validados com os parâmetros operacionais reais do reator nuclear MARS (*Multipurpose Advanced Reactor inherently Safe*) pertencente ao Departamento de Engenharia Nuclear e Conversão de Energia da Universidade de Roma "La Sapienza". Os resultados da modelagem realizada apontaram para uma eficiência exergética entre 50 a 60 % para o reator nuclear, e tal eficiência é similar a uma câmara de combustão tradicional.

Os estudos realizados por Ferroni e Natale (2018a) propõem uma modelagem exergética específica para reator nuclear PWR, com o propósito de complementar a metodologia aplicada nos estudos realizados por outros autores como de Durmayaz (2001) e Terzi, Tukenmez e Kurt (2016). Esta modelagem foi aplicada por Ferroni e Natale (2018b) para a determinação da eficiência exergética de um reator PWR. Os resultados encontrados foram comparados com outros obtidos na literatura que adotam como hipótese simplificadora que a temperatura de fissão é extremamente alta, logo a exergia da fissão é igual à potência térmica da Fissão, isso implica em um fator de Carnot igual a 1. Os resultados obtidos a partir da metodologia proposta por Ferroni e Natale (2018a) apontam para uma eficiência exergética do reator nuclear de 57,21% enquanto a metodologia que admite o fator igual a 1 apresentou para o mesmo reator nuclear uma eficiência exergética de 41,13 %.

Tendo em vista há diversos estudos na literatura que utilizam a análise exergética para a avaliação de centrais nucleares, este trabalho fará uso desta abordagem metodológica para analisar como é a distribuição de irreversibilidades da central nuclear na condição de projeto e também na sua condição de operação com as VWO. Será ainda analisado como as irreversibilidades dos fluxos e dos equipamentos se correlacionam para estas duas condições. Vale destacar que não são encontrados na literatura estudos que demonstram como uma condição específica de operação impacta na irreversibilidade dos seus equipamentos, especialmente do circuito secundário, sendo este um dos pontos que diferencia este trabalho dos demais encontrados na literatura.

Outro aspecto que diferencia o trabalho desenvolvido nesta tese, dos demais trabalhos presentes na literatura, é a forma escolhida para avaliar a turbina de baixa pressão. Optou-se por tomar como referência a ASME (2008) para os procedimentos de cálculo da elaboração da curva de expansão da turbina de baixa pressão. Tal procedimento permite que a entalpia dentro do condensador (UEEP) seja corrigida de modo a descontar desta a perda entálpica que ocorre na exaustão do vapor da turbina de baixa para o condensador, permitindo assim encontrar a entalpia do último estágio de expansão (ELEP). Esta correção na entalpia é importante para evitar incorporar perdas à turbina, que, na verdade, são associadas a um “ponto de transição”

entre equipamentos (turbina e condensador), permitindo um “refinamento” no valor da irreversibilidade da turbina de baixa pressão.

A ASME (2008) declara que a eficiência isentrópica não é adequada para expressar a eficiência da turbina de baixa pressão. A ASME (2008) estabelece que para as turbinas de baixa pressão o parâmetro mais adequado seria a eficácia, que consiste em uma correlação entre o somatório das diferenças entálpicas dos estágio de expansão da turbina sobre o somatório das diferenças de exergia dos estágio de expansão da turbina (maiores detalhes do que vem a ser esta eficácia será apresentado no item 2.3.3.2). A utilização do cálculo ou adoção de um valor de eficiência isentrópica para turbinas nucleares inclusive para as turbinas de baixa pressão é comum na literatura; os trabalhos de Rosen e Scott (1986), Lior (1997) e Durmayaz e Yavuz (2001) fizeram o uso desta metodologia em seus trabalhos. Assim, a determinação da eficácia das turbinas nucleares de baixa pressão acaba sendo um segundo diferencial entre o trabalho desenvolvido nesta tese e os disponíveis nas diversas literaturas.

Um aspecto importante para garantir o bom funcionamento das turbinas nucleares é o controle do vapor condensado em seu interior. A condensação do vapor gera gotas de água que são responsáveis por uma série de desgaste no interior das turbinas nucleares, logo compreender os mecanismos da retirada de água livre durante a expansão do vapor é importante para garantir uma vida útil longa aos equipamentos, além de propiciar aos mesmos maiores eficácias.

É possível fazer a quantificação dos fluxos volumétricos de água retirados do vapor a partir dos valores dos pontos de expansão da turbina de baixa pressão calculados pela abordagem metodológica da ASME (2008). A opção pela aplicação da proposta metodológica da ASME (2008) para a avaliação da turbina de baixa pressão, consiste no fato que tal procedimento juntamente com outras literaturas, como as de Baily *et al.* (1973) e Cotton (1998) que são referências no assunto, foram utilizadas em outros estudos de centrais nucleares.

Análises realizadas por Prisecaru e Dupleac (2006) na central nuclear de Cernavoda visaram o desenvolvimento de um modelo matemático para os componentes da central nuclear, com foco em uma nova modelagem para os estágios da turbina, e suas extrações de vapor e/ou água nas carcaça da turbina a vapor. A modelagem foi desenvolvida no código MMS (*Modular Modeling System*) usando as ferramentas do programa CompGen. Os resultados obtidos revelam que os novos módulos apresentam um erro relativo inferior a 5 % para os três níveis de potência, de 100 %, 80 % e 60 % da potência total em comparação com os dados da General Electric.

Raj (2005) apresenta um estudo de caso envolvendo a substituição do rotor de uma turbina de baixa pressão em uma central nuclear, as análises consideradas no processo

envolveram design, desempenho e testes, de modo a garantir que os objetivos de uma substituição do rotor da turbina de baixa pressão sejam cumpridos. Dentre as análises realizadas estão a avaliação das perdas na exaustão da turbina de baixa e o impacto que a substituição do rotor terá sobre a curva de expansão da turbina, curva determinada segundo as normas da ASME (2008). Comparando a condição de rotores substituídos com a condição de projeto, os resultados encontrados apontaram para uma potência de eixo da turbina de alta pressão incrementada em aproximadamente 2 MW, as eficiências são praticamente próximas de 80 %, para ambas as condições. Na turbina de baixa pressão a potência de eixo é cerca de 17,6 MW superior em relação à condição original de projeto e as perdas de exaustão no último estágio são cerca de 8,14 kJ/kg (3,5 Btu/lb) mais baixas.

Raj (2008) realizou estudos específicos para as perdas no último estágio da turbina de baixa pressão, avaliou os fatores que afetam o desempenho do mesmo, as curvas de perda na exaustão do último estágio, o impacto das diferentes variações do condensador sobre a geração de potência da turbina e fornece recomendações para a escolha do tamanho de pá ideal para as turbinas de baixa pressão. Para avaliação das turbinas os autores se basearam nas diretrizes da ASME (2008). Dentre as conclusões o autor destaca que para obter o desempenho ideal do último estágio nas turbinas de baixa pressão, seja avaliado o desempenho em toda a faixa de operação de pressão do sistema do condensador, e não apenas na pressão de projeto do mesmo. Quando houver alterações que promovam a elevação de potência da central é necessário avaliar possíveis atualizações ou modificações no condensador, a fim que o mesmo opere em uma nova faixa que garanta o desempenho ideal da central.

Os fabricantes de turbinas não publicam dados relevantes sobre turbinas a vapor, o que torna difícil o desenvolvimento de um modelo de turbinas nucleares. Desse modo, Bassas (2011) desenvolveu um código no programa ATLET que permite a análise da turbina a vapor de centrais nucleares, inclusive os seus processos de extrações de água, apenas com dados acessíveis pelo usuário final. Os resultados obtidos por Bassas (2011) foram validados com base na turbina de baixa pressão da central nuclear de Philippsburg 2 e obteve erros inferiores a 5 %, mas apenas para dados de pressão e entalpia para o fluxo de água extraída apresentou diferença de até 11 % entre os dados obtidos via simulação e os dados reais.

A proposta metodológica da ASME (2008) permite ainda quantificar a efetividade da remoção de água do fluxo de vapor ao longo da expansão da turbina de baixa pressão. Apesar destes fluxos mássicos serem relativamente pequenos em relação ao fluxo total de vapor, a remoção de água nas turbinas propicia uma elevação do título do vapor que está sendo expandido no interior da turbina, favorecendo a eficiência da mesma. A não retirada de água

nas turbinas de baixa pressão tem um expressivo impacto na eficiência dos estágios. De acordo com Logan e Roy (2003) o aumento de 1 % na umidade nos estágios úmidos reduz a eficiência da turbina de baixa pressão em aproximadamente 1 % e diminui cerca de 0,76 % a eficiência do estágio da turbina de baixa pressão. A elevação da umidade resulta também no aumento de problemas de desgastes nesses equipamentos.

1.3. OBJETIVOS DO PRESENTE TRABALHO

Os objetivos desta tese se concentram em avaliar como as diferentes condições de vazão mássica impactam na irreversibilidade dos equipamentos nas centrais nucleares, especialmente no circuito secundário.

Nesta tese a análise exérgica é utilizada para realizar avaliações de três centrais nucleares PWR, de modo a avaliar as perdas exérgicas quando essas são operadas na sua condição de projeto e de VWO. Identificadas estas perdas, é realizada uma análise comparativa entre as perdas de projeto e VWO para cada central, a fim de verificar se existe alguma correlação das perdas entre as condições analisadas.

São objetivos específicos:

- Permitir uma análise geral da central e seus respectivos equipamentos quando a central for operada nas condições de projeto e VWO.
- Quantificar as irreversibilidades e identificar em quais equipamentos elas estão concentradas na central analisada.
- Apresentar o percentual de incremento ou de redução da irreversibilidade nos equipamentos analisados de acordo com as condições de projeto e VWO.
- Apresentar a variação da eficiência da turbina de alta pressão e a eficácia da turbina de baixa pressão quando as mesmas forem submetidas as condições operacionais (projeto e VWO).
- Quantificar os volumes de água que são retirados da turbina de baixa pressão nas condições de operação (projeto e VWO).

1.4. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

O Capítulo 1 apresenta em linhas gerais o trabalho desenvolvido, com uma breve introdução sobre energia nuclear, a importância que esta fonte tem sobre a geração limpa, com apresentação de dados gerais do número de reatores em operação e também dos tipos predominantes, seguida da importância que a boa gestão das centrais contribui para a elevação dos seus respectivos fatores de capacidade e também como as ações de *uprates* podem promover elevação da potência térmica e consequentemente elétrica das centrais. Tal Capítulo expõe ainda uma contextualização do trabalho a ser desenvolvido frente a estudos similares disponíveis em diferentes literaturas. Também são apresentados os objetivos que visam ser atingidos com o desenvolvimento deste trabalho.

São apresentadas no Capítulo 2 as características termo hidráulicas e operacionais, e os detalhes dos equipamentos que compõe o circuito primário e secundário. Além de aspectos gerais do circuito terciário das centrais nucleares. Este Capítulo tem como principal objetivo mostrar detalhes dos principais equipamentos que compõe os circuitos da central nuclear e seus parâmetros termodinâmicos, permitindo uma visão quantitativa destes parâmetros a fim de construir uma coletânea de informações termodinâmicas que auxilie na aplicação da análise exergética da central.

No Capítulo 3 apresenta-se a descrição da importância do uso da análise exergética, limitações de uso, principais considerações para sua aplicação neste trabalho. Também são apresentados os softwares que foram utilizados para a avaliação da central nuclear.

O Capítulo 4 apresenta as três centrais que foram analisadas neste trabalho incluindo aspectos gerais do circuito secundário destas centrais, dados termodinâmicos dos equipamentos analisados com dados para a condição de projeto e VWO e as principais considerações realizadas para a aplicação da análise abordada.

O Capítulo 5 apresenta os resultados encontrados para cada central analisada e também uma discussão global das três centrais analisadas.

No Capítulo 6 são apontadas as conclusões do trabalho e também as sugestões de trabalhos futuros.

A estrutura deste trabalho é finalizada com as referências bibliográficas e Apêndices.

O Apêndice A apresenta dados associados as perdas de carga das linhas de extrações relacionadas as turbinas de alta e baixa pressão.

O Apêndice B apresenta o cálculo para analisar o conjunto desumidificador e reaquecedor, apresenta também os procedimentos para a correção da entalpia na exaustão da turbina de baixa pressão e uma rotina simplificada de cálculo para determinar a curva de expansão da turbina de baixa e alta pressão.

No Apêndice C a curva de expansão da turbina de baixa pressão para uma central apresentada na norma da ASME foi recalculada a partir de duas formas distintas, a primeira a partir de um processo iterativo feito manualmente com auxílio do Excel em conjunto com o TermoGraf 5.4 para levantamento das propriedades termodinâmicas. A segunda forma de procedimento de cálculo foi realizada de forma automática com auxílio do Matlab e juntamente com um *toolbox* do XSteam para levantamento das propriedades termodinâmicas.

O Apêndice D apresenta todos os dados termodinâmicos (vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia, entropia e título), juntamente com os dados calculados de exergia específica e total, para cada um dos fluxos associados as centrais analisadas, tanto para a condição de projeto quanto para a condição de VWO.

Capítulo 2

ASPECTOS TERMOHIDRÁULICO E OPERACIONAL DOS CIRCUITOS NUCLEARES PWR

2.1. INTRODUÇÃO

As centrais nucleares PWR apresentam três circuitos: o primário, o secundário e o terciário. O circuito primário é constituído de água pressurizada aquecida que trocará calor com um circuito secundário no gerador de vapor. O fluido do circuito secundário será transformado em vapor, e será enviado para o sistema de geração de potência. O calor residual será dissipado por um circuito terciário denominado sistema de resfriamento. Apresenta-se um diagrama esquemático destes sistemas e os principais equipamentos envolvidos em cada um deles na Figura 2.1.

2.2. CIRCUITO PRIMÁRIO

O circuito primário das centrais com reatores PWR é o local que circula a água aquecida pelo processo de fissão nuclear, esta é mantida pressurizada para poder garantir que se mantenha no estado líquido. Tal circuito pode apresentar diferentes configurações de projeto. Normalmente tais circuitos contam com um reator nuclear, um pressurizador, tanques de alívio, geradores de vapor, bombas de circulação, válvulas, sistemas auxiliares de injeção de água e

componentes químicos. Todos estes equipamentos apresentam variações de tamanho, detalhes construtivos e de número de equipamentos.

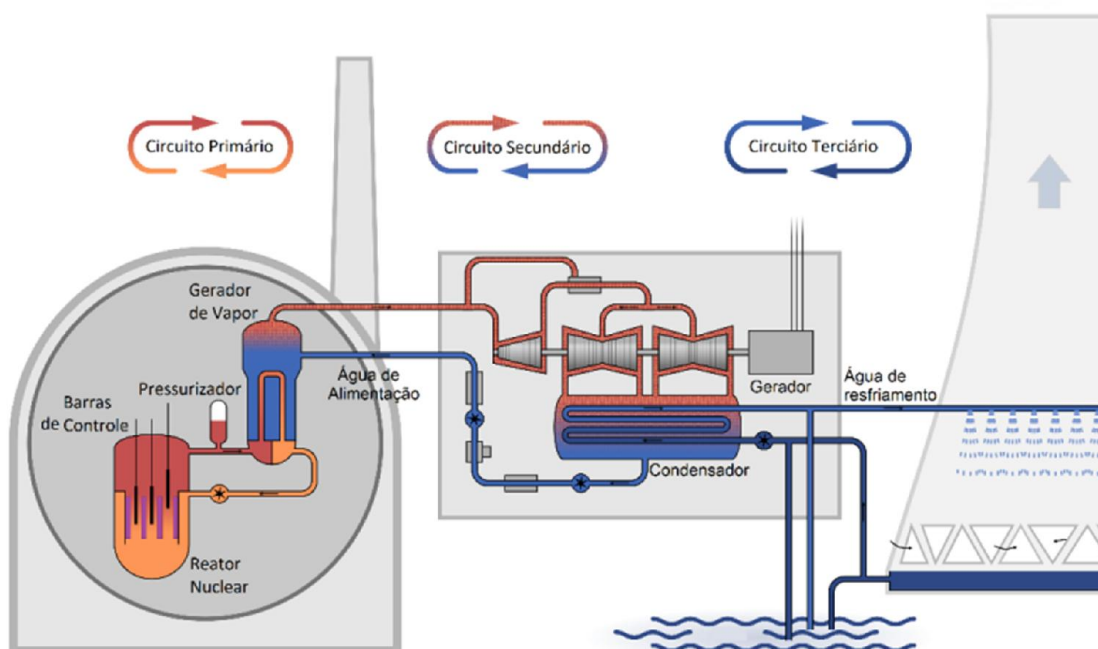


Figura 2.1 – Diagrama esquemático de uma central PWR.

Fonte: Modificado de San Jose (2009).

2.2.1. O Reator Nuclear

O reator nuclear das centrais nucleares PWR são resfriados a água e a pressão e a temperatura interna do reator estão limitadas em aproximadamente 15,7 MPa e 350 °C (DRBAL *et al.*, 1996). Os valores de temperatura e pressão da central podem sofrer pequenas variações especialmente entre os projetos de reatores PWR convencionais produzidos principalmente entre 1970 e 1990, e os novos reatores avançados PWR desenvolvidos após 1990.

Nos reatores avançados, o sistema de vapor apresenta uma variação da vazão em massa entre 2260 a 4158 kg/s, com temperaturas de 315,8 a 333 °C e pressões entre 8,2 a 9,9 MPa (AREVA NP, 2009; KEPKO&KHNP, 2014; MITSUBISHI, 2013; WESTINGHOUSE, 2011). Dados da vazão em massa, temperatura e pressão de vapor nas condições de projeto e nas condições operacionais, para diferentes tipos de reatores avançados PWRs podem ser observados na Tabela 2.1. Vale destacar que para suas condições operacionais os valores de

temperatura e pressão são, respectivamente, de aproximadamente 5 a 20 % menores que os valores estipulados para o projeto.

Tabela 2.1 – Dados termodinâmicos de vapor para reatores avançados PWRs.

Modelo de Reator PWR	m (kg/s)	Projeto		Operação	
		T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)
APR1400	2261,1	316,9	8,3	302,2	6,8
AP1000	4158,3	333,6	8,3	291,0	5,8
EPR*	2605,6	329,2	9,9	310,0	7,7
APWR	2545,2	315,8	8,2	300,9	6,7

*Temperatura de operação para um título de 99,75 %.

Fonte: Elaborada pela autora a partir de dados apresentados por KEPCO & KHNP (2014), Westinghouse (2011), Areva NP (2009) e Mitsubishi (2013).

Em uma condição nominal de operação do reator, IAEA (2007) apresenta que a vazão em massa do fluido de resfriamento pode ser determinado pela Equação (2.1):

$$\dot{m}_r = \frac{Pot_t}{c_p \Delta T} \quad (2.1)$$

sendo:

Pot_t - Potência Térmica Nominal do reator;

c_p - Calor Específico da água na pressão e temperatura de operação;

ΔT - Diferença de temperatura do fluido de resfriamento entre entrada e saída do reator;

$\dot{m}_r$ - Vazão em massa do fluido de resfriamento (água radioativa).

O fluido de resfriamento entra no núcleo do reator pelos bocais frios, e segue em um fluxo descendente pelo canal anular formado entre o vaso de pressão e o tambor do núcleo, acumulando o fluxo na parte inferior do vaso, sendo distribuído uniformemente pelas placas de distribuição para a região ativa do núcleo.

É apresentado na Figura 2.2 um corte longitudinal de um reator nuclear com apresentação dos detalhes internos, na parte superior junto da tampa do reator tem-se o destaque do mecanismo de acionamento das barras de controle, logo abaixo da tampa, detalhe da grade superior, os bocais laterais são referentes a entrada e saída de fluido refrigerante, o fluido quando entra no reator ele realiza um movimento descendente escoando entre o vaso do

reator e a camisa do fluxo ao chegar ao fundo do vaso do reator ele passa por uma placa de distribuição de fluido e então realiza um escoamento no sentido ascendente no núcleo do reator retirando o calor gerado pelos elementos combustíveis irradiados. Todas estas estruturas internas causam uma perda de carga que é inerente as características físicas do projeto do reator, impactando nos valores de pressão do fluido moderador no bocal de saída do reator.

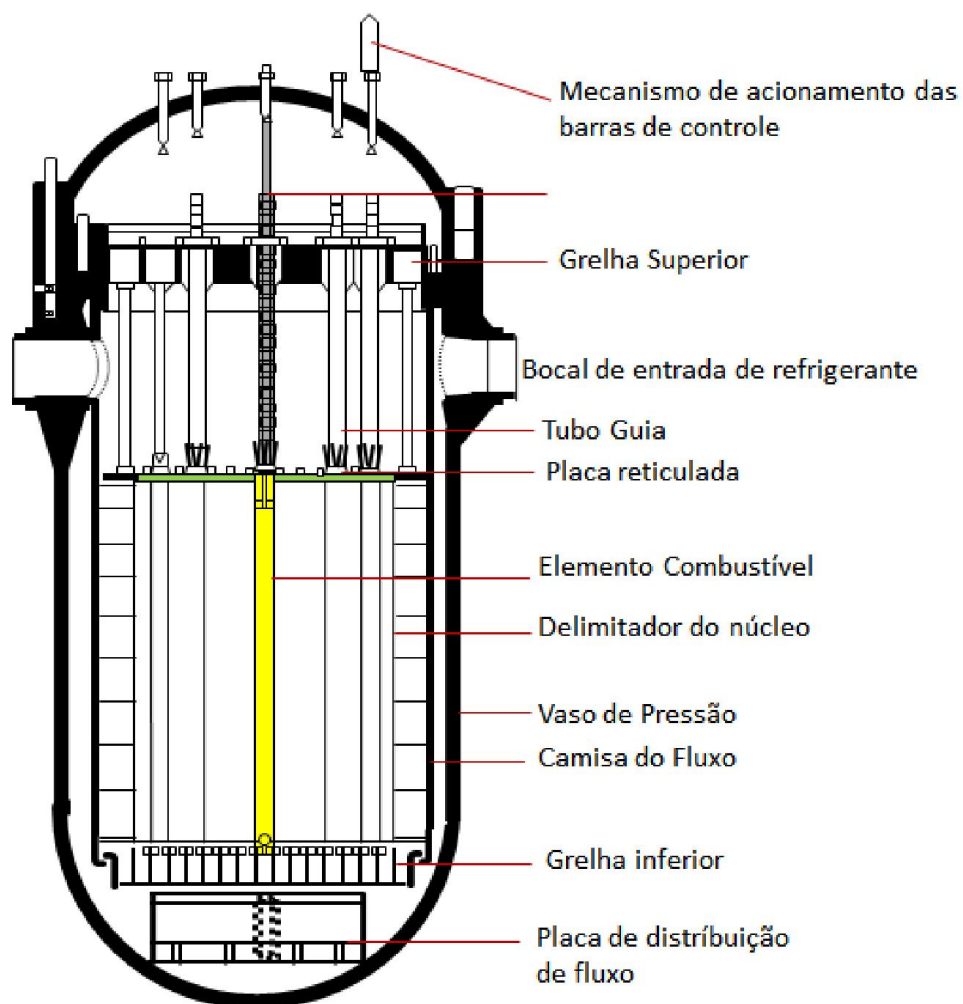


Figura 2.2 – Corte longitudinal do Reator nuclear
 Fonte: Modificado de Eletronuclear/Natrontec (1998).

2.2.2. O Sistema de Pressurização

O sistema de pressurização tem como objetivo garantir que o circuito primário seja mantido pressurizado em uma condição controlada. É composto por um conjunto de válvulas reguladoras de pressão, tubulações de descarga, conta ainda com pressurizador e tanque de descarga de alívio. Este sistema ainda é interligado a um sistema auxiliar de injeção de produtos químicos.

O pressurizador é o principal equipamento do sistema de pressurização. Consiste em um grande vaso de pressão que tem parte do seu interior com água e vapor que são mantidos em equilíbrio térmico, este equipamento conta também com aquecedores elétricos, válvulas de descarga, de alívio e de segurança e bocais de pulverização. É representado na Figura 2.3 um corte longitudinal deste equipamento com a identificação de suas principais estruturas, com destaque para as válvulas de segurança e de alívio que são responsáveis pelo controle da pressão no equipamento, os aquecedores que permite uma regulação da temperatura da fase líquida presente na parte inferior do equipamento .

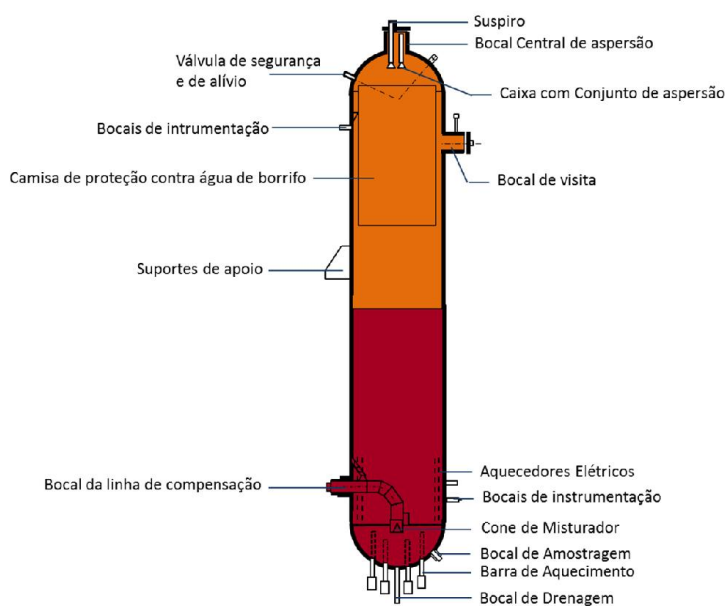


Figura 2.3 – Corte longitudinal do Pressurizador
Fonte: Adaptado de Eletronuclear/Natrontec (1998).

A função principal do pressurizador é garantir que a pressão no sistema de circulação primário esteja sempre acima de uma pressão determinada para a atuação do sistema de injeção de segurança e abaixo da pressão máxima definida para o reator.

Os principais parâmetros associados ao pressurizador para diferentes tipos de reatores são apresentados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Parâmetros associados a pressurizadores aplicados em centrais com diferentes tipos de reatores.

Propriedade	AP1000 ^(a)	APR1400 ^(b)	EPR ^(c)
Variação do Nível de água (% amplitude)	N ≤ 92 %	25 % ≥ N ≤ 56 %	N ≤ 59 %
Válvulas de descarga (unidades)	2	4	3
Faixa de pressão das válvulas (MPa)	≥ 17,06 MPa ≤ 17,41 MPa	≥ 16,78 MPa ≤ 17,28 MPa	≥ 17,2 MPa ≤ 17,93 MPa
Grupo de aquecedores elétricos (unidades)	-	2	3
Potência mín. por unid. Aquecedor (kW)	-	300	144

Fonte: Elaborado pela própria autora a partir de Westinghouse (2011)^(a), KEPSCO & KHNP (2014)^(b), Areva NP (2009)^(c)

2.2.3. Gerador de Vapor

Os geradores de vapor presentes nas centrais nucleares PWR são grandes trocadores de calor do tipo casco e tubos, que utilizam o calor do refrigerante do circuito primário para produzir vapor com o fluido circulante no circuito secundário. Aproximadamente 95 a 98 % do vapor produzido é enviado à turbina de alta pressão. Por sua vez, de 2 a 5 % do vapor total produzido é direcionado para o conjunto desumidificador e reaquecedor para fins de ganho entálpico do vapor a ser direcionado para turbinas de baixa pressão (RIZNIC, 2017).

Normalmente as centrais nucleares apresentam de 2 a 6 unidades de geradores de vapor presentes em seu circuito primário (IAEA, 2011b; RIZNIC, 2017). Estes equipamentos podem ser do tipo vertical ou horizontal, podem ainda ser do tipo passagem única ou de recirculação. Segundo Kolev (2015), a tendência é que as centrais nucleares que venham a ser projetadas e construídas utilizem sistemas contendo de 2 a 4 geradores de vapor do tipo horizontal ou vertical.

Os geradores com recirculação apresentam uma frequência de recirculação que varia entre 3 a 9 circuito, dependendo do projeto do equipamento (KOLEV, 2015). Estes tipos de geradores de vapor, normalmente realizam, de forma intermitente ou contínua uma operação denominada de *blowdown*, que consiste na remoção de um pequeno percentual do seu fluxo de vapor (1 % ou menos), com a finalidade de retirar as impurezas durante o processo de recirculação (RIZNIC, 2017).

Na Figura 2.4 é apresentado um modelo esquemático simplificado das principais estruturas que compõem um gerador de vapor do tipo vertical, sendo estes os mais comuns de serem utilizados. É apresentado na Figura 2.5 um gerador de vapor do tipo horizontal, são predominantemente utilizados em centrais nucleares com origem tecnológica russa.

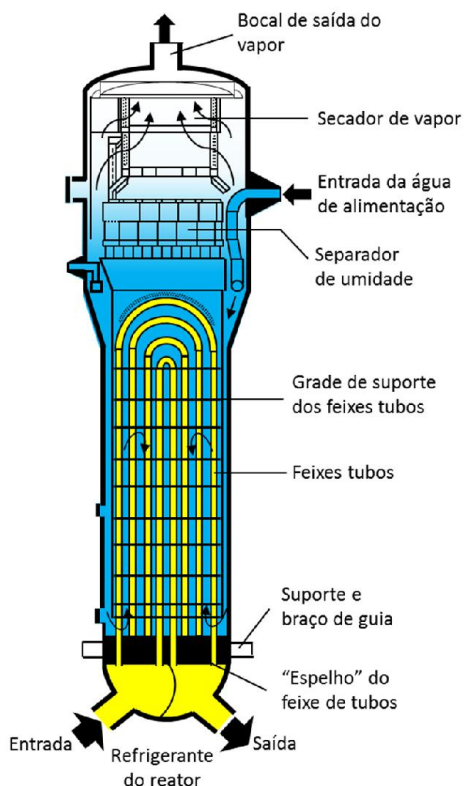
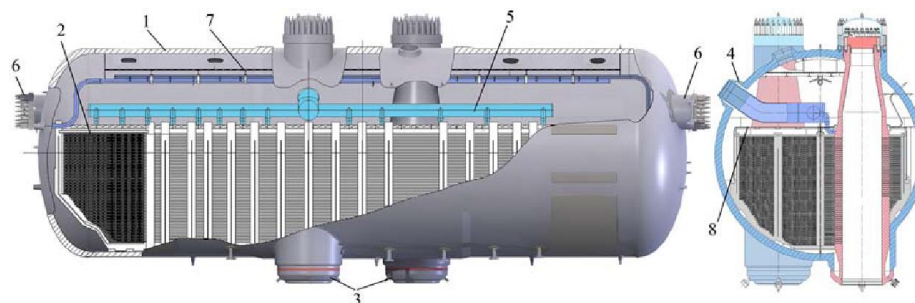


Figura 2.4 – Principais estruturas de geradores de vapor tipo vertical em operação na central de Angra 2 no Brasil.

Fonte: Eletronuclear/Natrontec (1998)



- 1 - Vaso do Gerador de Vapor
- 2 - Feixes de Tubo
- 3 - Entrada e Saída de refrigerante
- 4 - Entrada de água de alimentação

- 5 - Coletor de Distribuição de Água de Alimentação
- 6 - Câmara de visita
- 7 - Placa de Distribuição de Vapor
- 8 - Placa Perfurada Submersa

Figura 2.5 – Principais estruturas do gerador de vapor horizontal modelo *PGV-1000MKP* usado em uma central nuclear russa WWR 1000

Fonte: Adaptado de IAEA (2011b).

Os principais parâmetros termodinâmicos associados aos geradores de vapor de centrais nucleares PWR operando com diferentes tipos de reatores são apresentados de forma sucinta na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Características de projeto e operacional dos geradores de vapor de centrais nucleares com diferentes modelos de reatores PWR.

Propriedade por Unidade		“Típico” ^(a)	APR 1400 ^(b)	US- APWR ^(c)	EPR	SG 1000 ^(f)	CE ^(g) System-80
Tubos (Circuito Primário)	Número de unidades	-	2	4	-	4	-
	Taxa de transferência de calor (MW)	-	2000,2	1116,5	1131,5 ^(d)	750	1414
	Pressão de projeto (MPa)	17,2	17,2	17,13	17,58 ^(d) 17,48 ^(e)	-	17,47
	Pressão média de operação (MPa)	15,5	15,75	-	15,5 ^(d)	15,70	15,53
	Entrada (MPa)	-	15,89	15,5	15,62 ^(e)	-	-
	Saída (MPa)	-	15,61	15,2	15,29 ^(e)	-	-
	Queda de pressão (MPa)	-	-	-	-	-	0,29
	Temperatura de projeto (°C)	343	343,3	343,3	351,1 ^(e)	-	343,3
	Temperatura bocal de Entrada (°C)	327	323,9	323,7	329,8 ^(d) 329,2 ^(e)	320	327,3
	Temperatura bocal de Saída (°C)	292	290,6	289,4	295,4 ^(d) 295,2 ^(e)	289	295,8
Casco (Circuito Secundário)	Vazão em massa (kg/s)	4419	10500	7640,8	7869,9 ^(e)	5888,9	7655,6
	Pressão de projeto (MPa)	8,27	9,1	8,17	9,99 ^(d) 9,89 ^(e)	-	8,76
	Pressão de operação: (MPa)	-	-	-	-	6,27	7,38
	Central com 2 unidades	6,3	6,89	-	-	-	-
	Central com 3 unidades	6,6	-	-	-	-	-
	Central com 4 unidades	6,9	-	6,60	-	-	-
	Temperatura de projeto (°C)	-	298,9	295	311,1 ^(e)	-	301,6
	Vazão em massa do vapor unidade por gerador de vapor (kg/s)*	480	1130,6	630,0	638,4 ^(d)	408	1602,5
	Temperatura da água em condição de máxima carga (°C)	-	232,2	235,9	230,0 ^(d)	164 a 220	232,2
	Título do vapor produzido*	0,9975	0,9975	0,9990	-	-	0,9975

* Valor mínimo aceitável

Fonte: Elaborado pela própria autora a partir de dados de Westinghouse (1984)^(a), KEPCO & KHNP (2014)^(b), Mitsubishi (2013)^(c), IAEA (2011b)^(d), Areva NP (2009)^(e), Riznic (2017)^(f) e Kolev (2015)^(g)

Para garantir uma segurança razoável na integridade do casco do gerador de vapor recomenda-se que sua pressão em uma condição transiente não exceda 110 % da sua pressão de projeto, que corresponde em uma central com reator APR1400 aproximadamente a 9,1 MPa (KEPCO&KHNP, 2014). E que durante o processo operacional é importante respeitar os limites de pressão recomendados pelos fabricantes, uma vez que a pressão no tubo do gerador de vapor apresenta uma faixa de incerteza referente ao processo de medição, das propriedades dos materiais e outros.

2.3. CIRCUITO SECUNDÁRIO

O circuito secundário das centrais nucleares com reatores PWR é constituído por sete sistemas principais: sistema turbina-gerador (ST/G), sistema principal de fornecimento de vapor (SPFV), sistema de condensado e água de alimentação (SCAA), sistema de by-pass das turbinas (SBT), sistema de água de circulação (SAC), sistema de drenagem do gerador de vapor (SDGV) e sistema auxiliar de água de alimentação (SAAA).

Estes sistemas se complementam entre si, e juntos são responsáveis principalmente por converter a energia térmica contida no vapor em potência elétrica e garantir ainda que este vapor, depois de condensado, retorne para os geradores de vapor em condições adequadas para produzir vapor novamente.

2.3.1. Tubulações de Vapor

As tubulações de vapor das centrais nucleares fazem parte do sistema principal de fornecimento de vapor. Estas tubulações apresentam um conjunto de válvulas e drenos, que implicam em uma perda de carga ao escoamento, sendo que esta perda de carga, em termos de valores absolutos, pode apresentar variações de acordo com o projeto da central.

Segundo dados apresentados por IAEA (2011a), a diferença de pressão entre a saída do gerador de vapor e a entrada da turbina de alta pressão é de aproximadamente 0,41 MPa, o que corresponde a perda de carga de aproximadamente 6,6 %.

Para reatores do tipo US-APWR, operando em condições de fluxo de potência nominal, a tubulação que liga o gerador de vapor à turbina principal é projetada de modo que a queda de pressão não seja superior a 0,28 MPa, de modo a assegurar um título que seja inferior a 0,995 e ainda com velocidade com cerca de 45,72 m/s. O *layout* e dimensões das tubulações de vapor principal são projetadas de modo a equilibrar a queda de pressão, garantindo que a diferença de pressão entre os geradores de vapor sejam no máximo 0,0689 MPa (MITSUBISHI, 2013).

Nas centrais com reatores APR1400, a tubulação que liga o gerador de vapor à turbina principal é projetada de modo que a queda de pressão não seja superior a 0,21 MPa, em uma condição de 103 % do fluxo de vapor saturado à pressão nominal para o gerador de vapor com potência máxima. Por sua vez, em condições operacionais de plena carga, esta queda de pressão é de aproximadamente 0,021 MPa (WESTINGHOUSE, 2011).

2.3.2. Desumidificador e Reaquecedor

O conjunto desumidificador e reaquecedor compõe o sistema principal de fornecimento de vapor. Tal conjunto é apresentado como componente chave nas centrais nucleares, uma vez que o seu funcionamento afeta diretamente o rendimento da central, pois garante a retirada da umidade presente no vapor oriundo da turbina a vapor de alta pressão, e propicia um aquecimento no mesmo de modo resultando em ganho entálpico. Como resultado, há uma redução do desgaste das turbinas de baixa pressão por erosão e o rendimento da central pode ter um incremento de até 2,5 % (MHPS, 2018).

Os principais dados de projeto associados ao desumidificador e reaquecedor projetado pela Siemens são apresentados na Tabela 2.4. Alguns parâmetros de projeto do desumidificador e reaquecedor projetado pela General Electric (GE) são apresentados na Tabela 2.5. É importante conhecer o valor das propriedades termodinâmicas associados ao desumidificador e do sistema de reaquecedores separadamente; tais informações permitem ainda quantificar a perda intrínseca associada ao projeto de cada um dos módulos do conjunto desumidificador e reaquecedor.

Tabela 2.4 – Principais parâmetros dos desumidificadores e reaquecedores fabricados pela Siemens.

Referência típica:	1700 MW	1400 MW	1700 MW
Instalação	Vertical	Vertical	Horizontal
Vida útil do vaso de pressão (anos)	60	60	60
Pressão de Projeto (MPa)	1,8	1,8	1,8
Vazão em massa (kg/s)	1040	888	1040
Pressão de entrada (MPa)	1,0	1,16	1,0
Desumidificador			
Título na Entrada	0,85	0,85	0,85
Título na Saída: Separador ciclônico	0,97	0,97	0,97
Placas Vane	>0,995	>0,995	> 0,995
Δp (MPa): Separador ciclônico	0,038	0,027	0,027
Reaquecedor			
Tipo de Tubo	Tubo Aletado	Tubo Aletado	Tubo Aletado
Comprimento do tubo do reaquecedor (m)	10	6,8	11,2
Profundidade das aletas dos tubos (mm)	1,3	1,3	1,3
Taxa de calor – 1º reaquecedor (MW)	90	-	90
Taxa de calor – 2º reaquecedor (MW)	107	96,3	107
Pressão 1º estágio (MPa)	2,84	-	2,84
Pressão 2º estágio (MPa)	7,17	5,9	7,17
Variação de temperatura (K)	10	-	10

Fonte: Modificado de Kolev (2015).

Tabela 2.5 – Principais parâmetros de projeto dos desumidificadores e reaquecedores fabricados pela GE.

Referência típica:	1000 MW	1200 MW	1700 MW
Instalação	Horizontal	Horizontal	Vertical
Tipo	2 estágios de reaquecimento	2 estágios de reaquecimento	2 estágios de reaquecimento
Quantidade por conjunto Turbo-gerador	2	2	2
Vazão em massa na entrada por ciclo de vapor (kg/s)	620	700	980
Pressão na entrada (MPa)	1,0	1,1	1,2
Desumificador			
Título na Entrada	0,86	0,865	0,85
Título na Saída	0,995	0,995	0,995
1° e 2° Estágio de Reaquecimento			
Tipo de Tubo	Tubo em “U” Aletado	Tubo em “U” Aletado	Tubo Linear Aletado

Fonte: Modificado de GE (2017).

Segundo SPX (2016), a alteração de parâmetros como: a umidade residual, a queda de pressão e a diferença de temperatura final no conjunto desumidificador e reaquecedor influencia na eficiência das centrais. É apresentado que a variação de 1 % no teor de umidade residual resulta em uma mudança de aproximadamente 0,5 % na produção elétrica, também que uma diferença de 6 °C na temperatura final implica em uma mudança de 0,15 % na potência elétrica.

De acordo com Sill e Zörner (1996), em uma central nuclear com uma potência de 1300 MW, caso seu desumidificador tenha incremento de 0,005 no título do vapor, isso implica em déficit de potência de 2 MW da central. Os mesmos autores apresentam ainda que um incremento de 5 °C na diferença de temperatura entre entrada e saída do conjunto de reaquecedor implica em uma redução de potência de 1,5 MW na central.

O aumento da perda de carga interna da carcaça do conjunto desumidificador e reaquecedor é apontado como um problema que afeta negativamente a produção de potência da central nuclear. Segundo SPX (2016), uma queda de pressão de 0,01 MPa na carcaça do equipamento significa uma variação de 0,12 % na saída elétrica. Kolev (2015) apresenta que 0,01 MPa de queda de pressão implica em uma redução da eficiência entre 0,12 e 0,13 %.

Estudos realizados pela Toshiba (2013) apontam que se os equipamentos tiverem apenas 2 passes em vez de 4 passes, isso reduz a perda de carga na carcaça e consequentemente é possível ter ganho de potência elétrica com até 2 MW.

2.3.3. Turbinas a Vapor

As centrais nucleares operam com maior vazão mássica de vapor em comparação às centrais termoeleétricas a carvão e de ciclo combinado com turbina a gás. Isso ocorre devido à limitação de elevação de temperatura no núcleo do reator nuclear, resultando assim na produção de vapor com menor energia entálpica.

Cotton (1998) relata que as turbinas de alta pressão das centrais nucleares apresentam eficiência de aproximadamente 82 %. Na entrada destes equipamentos o título é aproximadamente 1, porém na exaustão ele pode atingir valor de título de até 0,87. Por sua vez, as turbinas de baixa pressão em centrais nucleares sem e com reaquecimento apresentam, respectivamente, uma queda de 5 % e 3 % na sua eficiência em comparação com as centrais termoeleétricas. Isso se deve ao fato que as turbinas de baixa das centrais nucleares apresentam em sua exaustão vapor com um título de aproximadamente 0,85 (unidades sem reaquecimento), enquanto as centrais termoeleétricas apresentam um título de 0,90. Estas variações de título e eficiência entre as centrais nucleares e nas centrais termoeleétricas convencionais é ilustrada na Figura 2.6.

De acordo com Leizerovich (2005), uma central nuclear moderna PWR opera a 100 % da sua carga com vapor gerado a 6,68 MPa e título de 0,9975, a próxima geração de centrais nucleares PWR pode atingir pressões de vapor da ordem de 7,5 MPa, estando os valores mais comuns entre 6,5 e 7,3 MPa.

Os valores de pressão nas centrais PWR são limitados de acordo com a capacidade de resistência do vaso do reator e também da capacidade de troca térmica com o circuito secundário, sendo que pequenos incrementos na pressão não são suficientes para causar grandes ganhos de eficiência térmica, exceto se for realizada melhoria no caminho do vapor e redução das perdas internas de energia (LEÍZEROVICH, 2005).

A turbina de baixa pressão nas centrais nucleares é projetada para operar com uma vazão em massa de vapor na exaustão de aproximadamente 55 % da vazão mássica total de vapor produzido (KEPCO&KHNP, 2014; LEÍZEROVICH, 2005). Tal consideração permite uma simplificação na concepção das pás que compõem o último estágio, reduzindo assim as perdas de energia associadas à velocidade do vapor no estágio de exaustão e propiciando uma melhoria nas condições operacionais deste equipamento (LEÍZEROVICH, 2005).

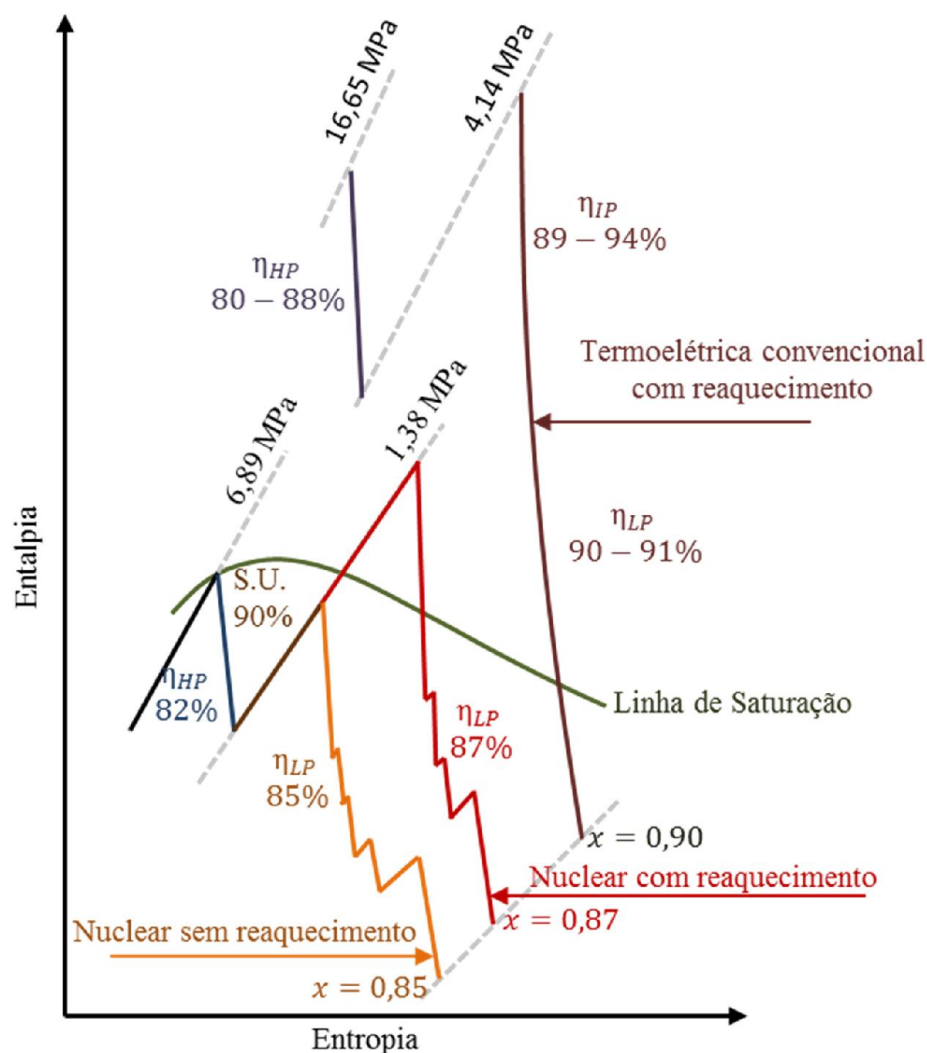


Figura 2.6 – Comparação da expansão de uma central nuclear com uma central a carvão.
Fonte: Modificado de Cotton (1998).

A turbina de baixa pressão é responsável pela maior parte da produção total de potência da central, e segundo Raj (2005) com a último estágio contribuindo com cerca de 10 % da potência. O desempenho da turbina de baixa pressão é influenciado por diversos parâmetros, como condições iniciais e finais, forma e inclinação da linha de expansão, eficácia da remoção interna de umidade, perdas de descarga e por outros fatores. Em centrais sem reaquecimento, a linha de expansão da turbina de baixa pressão fica inteiramente na região úmida e as considerações em torno do título do vapor, se tornam muito importantes (RAJ, 2005).

2.3.3.1. Remoção de água

O vapor que entra na turbina de baixa pressão é seco e se expande até um título de aproximadamente 87 %. Durante a expansão o vapor não condensa imediatamente ao atingir a linha de saturação pois a expansão na turbina é tão rápida que a condensação é atrasada. Isso ocorre porque a temperatura cai muito mais rapidamente para uma determinada queda de pressão e nesta condição o vapor permanece temporariamente em um estado de equilíbrio metaestável, também chamado de "super-resfriado" ou supersaturação (BYUNG EUN, 2015; CHAPLIN, 2009).

Tal condição de supersaturação ocorre até que o vapor que está sendo expandido atinja pressões mais baixas e comece efetivamente a condensar, esta linha é denominado como *Wilson Line* (BYUNG EUN, 2015; CHAPLIN, 2009). De modo geral a *Wilson line* está localizada a aproximadamente 139,56 kJ/kg (60 Btu/lbm) abaixo da linha de saturação que corresponde a aproximadamente um título de 0,96 (BYUNG EUN, 2015), um detalhe do posicionamento da *Wilson line* é apresentado na Figura 2.7.

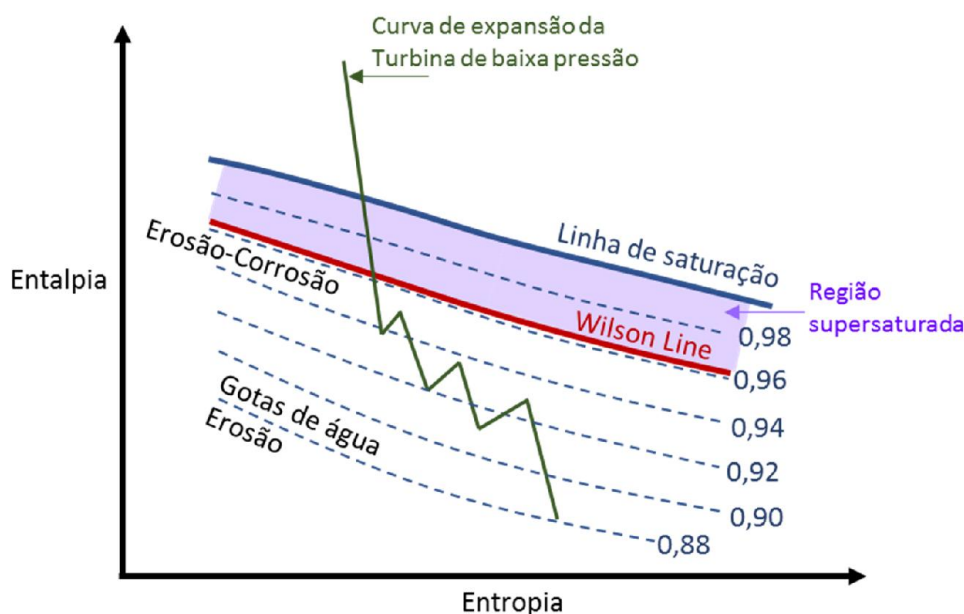


Figura 2.7 – Detalhes da localização da *Wilson line*.

Fonte: Modificado de Zhou (2002).

Após a *Wilson line* o vapor condensa e começa a apresentar gotas de água, consequentemente as turbinas passam a estar mais expostas a problemas como erosão-corrosão e erosão. Assim, os mecanismos de remoção de água na turbina passam a serem fundamentais

tanto para auxiliar na integridade física dos equipamentos quanto para minimizar as perdas de energia associadas à condensação do vapor. De acordo com Logan e Roy (2003), a eficiência do estágio cai cerca de 0,76 % para cada 1 % de aumento de umidade.

A *Wilson line* define o início da formação da uma névoa, com gotas de água no vapor com tamanhos entre 0,5 a 1,0 microns de diâmetro (BYUNG EUN, 2015), sendo a partir deste ponto que os dispositivos de remoção de água passam a ser fundamentais no interior das turbinas, uma vez que esta água livre afeta negativamente a eficácia da turbina, quanto à sua integridade física. Na Figura 2.8 é apresentado um modelo ilustrativo de uma turbina e como ocorre esta transição do estado do vapor no interior da mesma. O vapor seco, ao entrar nas turbinas, começa a ser expandido e ao atingir à zona supersaturada, após esta região, o vapor inicia o seu processo de condensação.

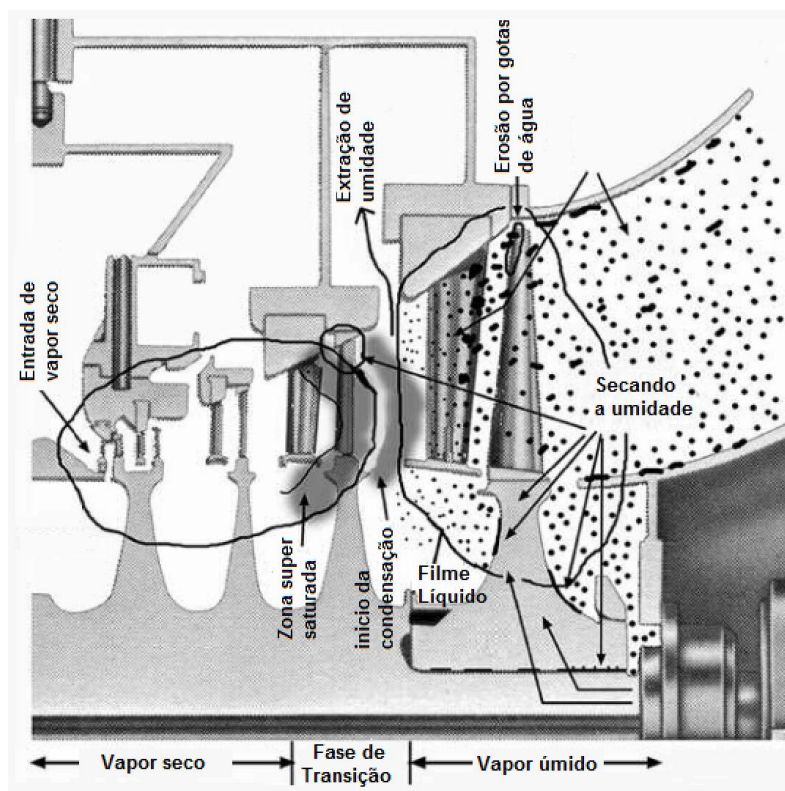


Figura 2.8 – Pá de uma turbina de baixa pressão de uma central nuclear.
Fonte: Adaptado de Jonas e Machemer (2008).

De acordo com Leizerovich (2005), os mecanismos de retirada de água das turbinas são divididos em dois tipos: o interno que promove a retirada da umidade presente na turbina, e o externo que é basicamente o conjunto de desumidificador e reacondicionador.

Segundo Fernández, Valdés e Tristán (2014), nas instalações nucleares as pás das turbinas de baixa pressão apresentam alguns canais (*groves*) em sua borda posterior, como pode ser observado na Figura 2.9. Assim, a água acumulada nestes *groves* é removida por centrifugação e capturada por um *slot* de extração, aumentando a qualidade do vapor que será expandido no próximo estágio (COTTON, 1998). Estes dispositivos de retirada de água são unidades periféricas de separação e remoção de água, sendo esta estrutura ilustrada na Figura 2.10.

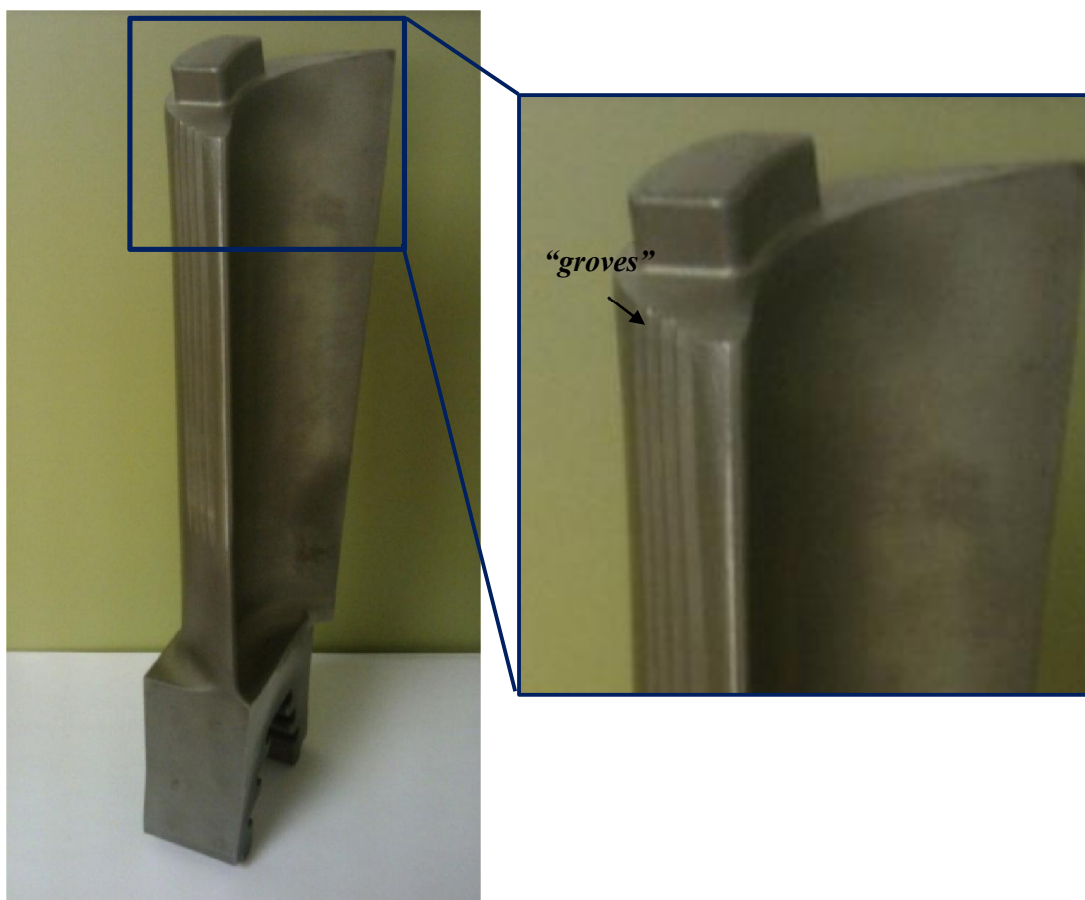


Figura 2.9 – Detalhe dos *Groves* presentes na Pá de uma turbina de baixa pressão de uma central nuclear.
Fonte: Adaptado de Fernández, Valdés e Tristán (2014)

A extração de água internamente nas turbinas nucleares pode ocorrer também por canais internos nas pás fixas das turbinas de baixa pressão. Estas pás apresentam pequenas fendas chamadas de *slot* de sucção, local em que a água é captada e direcionada para canais internos dentro destas pás, cuja extremidade contém drenos que permitem o direcionamento desta água para o condensador. Um detalhe simplificado destas pás é apresentado na Figura 2.11

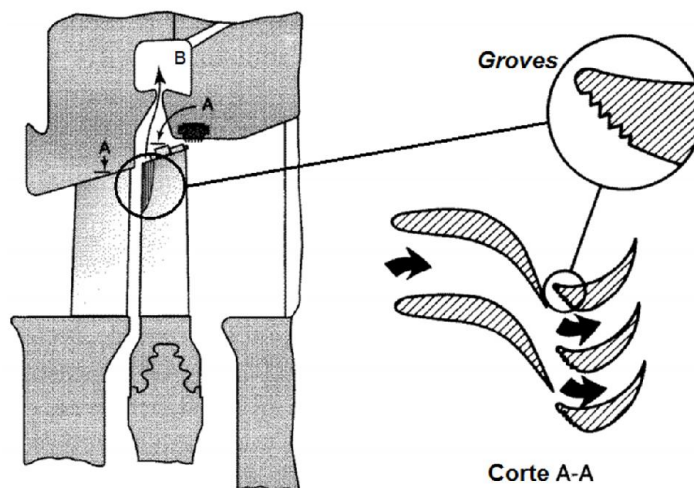


Figura 2.10 – Pás móveis com *groves* (A) sobre a superfície traseira perto da borda de entrada e *slot* de extração de água (B)

FONTE: Adaptado de Byung Eun (2015)

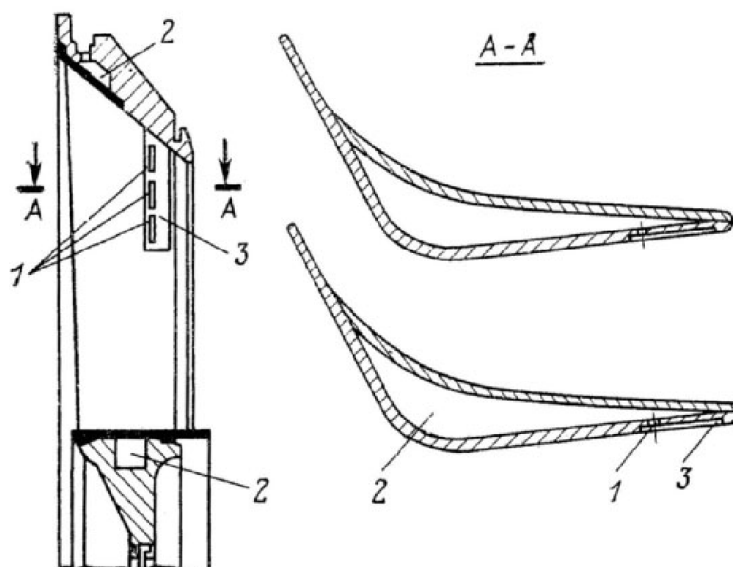


Figura 2.11 – Pás fixas ocas de uma Turboatom's com remoção de água por canais internos (1: aberturas de admissão de água, 2: canais internos de água, 3: slot de sucção).

FONTE: Troyanovskii, Filippov e Bulkin (1985 apud LEÍZEROVICH, 2005).

É importante destacar que a remoção de água por dispositivos internos é possível porque, segundo OPG (1994), todas as vezes que a direção do fluxo é alterada, a água líquida presente no vapor saturado se move com uma direção diferente da que é seguida pelo do fluxo de vapor seco (Figura 2.12a). Como as gotículas de água líquida apresentam massa específica muito maior que o vapor, elas acabam sendo centrifugadas (Figura 2.12b). OPG (1994) destaca

ainda que as gotículas de água, devido a sua grande inércia, não são aceleradas pelas pás das turbinas e com isso elas se movem mais lentamente em relação ao vapor, o que acaba resultando no aumento do tamanho da gota e consequentemente maior dificuldade do vapor em movê-la.

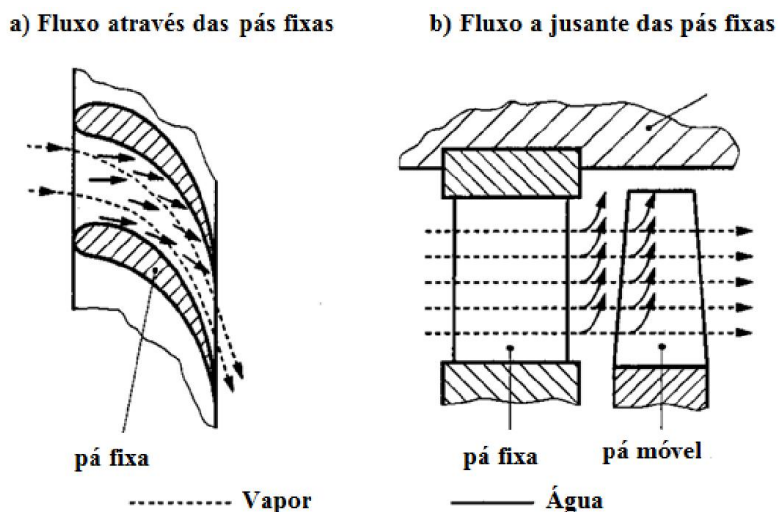


Figura 2.12 – Trajetória da água e do vapor em um estágio da turbina.

FONTE: Modificado de OPG (1994).

O fator de separação de água pelo sistema de remoção por canais internos é influenciado por diversos parâmetros, como formas geométricas (pás, *slot* de sucção, abertura de admissão de água), dispersão da umidade, número de Reynolds, entre outros. Tal fator de separação de umidade (ξ) pode ser determinado a partir de uma correlação entre a pressão do vapor no estágio e o número de Mach, como apresentado na Figura 2.13.

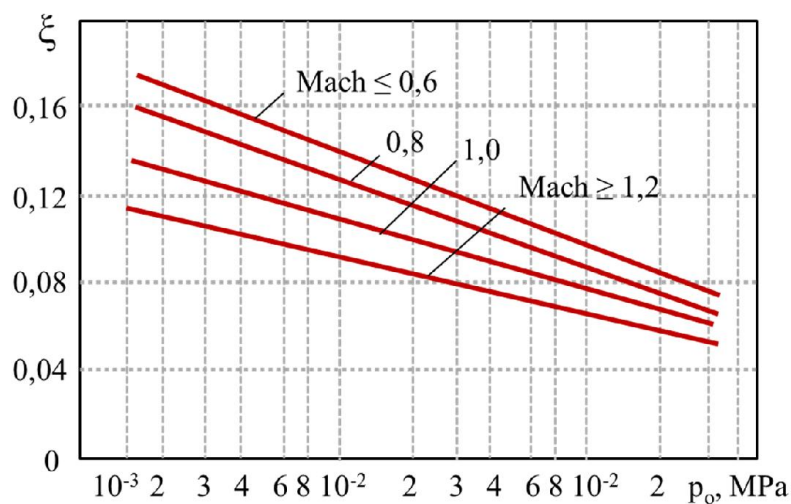


Figura 2.13 – Diagrama para estimativa do fator de separação de água pelo número de Mach

FONTE: Adaptado de Troyanovskii, Filippov e Bulkin (1985 apud LEÍZEROVICH, 2005)

A efetividade da remoção do excesso de umidade no interior da turbina pode ser determinada ainda segundo a ASME (2008), como a relação percentual entre a diferença da quantidade de água presente entre dois estágios sobre a quantidade de água do estágio anterior, cuja expressão é apresentada na Equação (2.1):

$$\epsilon_i = \frac{M_i - M_{i+1}}{M_i} \cdot 100 \quad (2.1)$$

sendo:

ϵ_i – Efetividade da remoção de água livre;

M_i – Quantidade de água presente no vapor presente anterior a extração “i”;

M_{i+1} – Quantidade de água presente no vapor presente posterior a extração “i”.

Fernández, Valdés e Tristán (2014) apresentam de forma mais detalhada como é esta relação de quantidade de água entre os estágios anterior e posterior a extração. Para isso, é apresentado na Figura 2.14 um esquema com os fluxos e seus respectivos índices, sendo que a relação entre estes fluxos é apresentada na Equação (2.2):

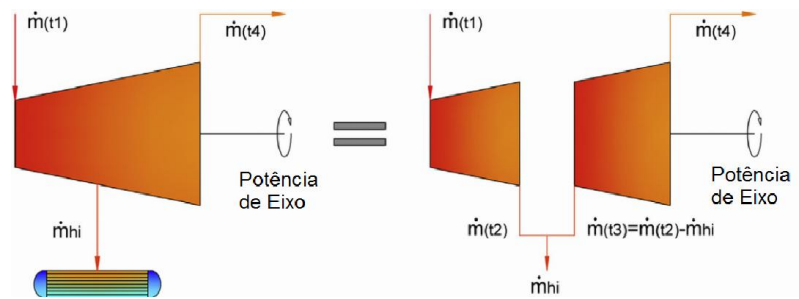


Figura 2.14 – Esquemas ilustrativos dos fluxos da extração da turbina

Fonte: Adaptado de Fernández, Valdés e Tristán (2014)

$$\dot{m}_{hi} = \epsilon_i \dot{m}_{t2} \frac{(1 - M_{t2})}{(1 - M_{hi})} \quad (2.2)$$

sendo:

$\dot{m}_{hi}$ – Massa de vapor extraído da turbina e direcionada aos aquecedores;

$\dot{m}_{t2}$ – Massa de vapor expandido na turbina até o ponto de extração;

ϵ_i – Eficiência na remoção da umidade;

M_{t2} – Quantidade de água presente no vapor que é expandido na turbina, até o ponto de extração;

M_{hi} – Quantidade de água presente no vapor da massa extraída da turbina e direcionada aos aquecedores.

Ainda segundo Fernández, Valdés e Tristán (2014), o balanço de massa, considerando apenas a fase líquida, aplicado para a extração da turbina resulta na expressão da Equação (2.3), que dividida pela expressão $\dot{m}_{t2}(1 - M_{t2})$ e recombinação com a Equação (2.2), tem-se como resultado a Equação (2.4):

$$\dot{m}_{t3}(1 - M_{t3}) = \dot{m}_{t2}(1 - M_{t2}) - \dot{m}_{hi}(1 - M_{hi}) \quad (2.3)$$

$$\frac{\dot{m}_{t3}(1 - M_{t3})}{\dot{m}_{t2}(1 - M_{t2})} = 1 - \epsilon_i \quad (2.4)$$

da qual:

$\dot{m}_{t3}$ – Massa do vapor que segue expandindo na turbina;

M_{t3} – Quantidade de água presente no vapor que segue expandindo na turbina.

Para condição em que $(1 - M_{t3}) < (1 - M_{t2})$, tem-se a Equação (2.5):

$$\dot{m}_{t2}(1 - \epsilon_i) < \dot{m}_{t3} \quad (2.5)$$

Sabendo que $\dot{m}_{t3} = \dot{m}_{t2} - \dot{m}_{hi}$, assim substituindo $\dot{m}_{t3}$ na Equação (2.5) tem como resultado a Equação (2.6):

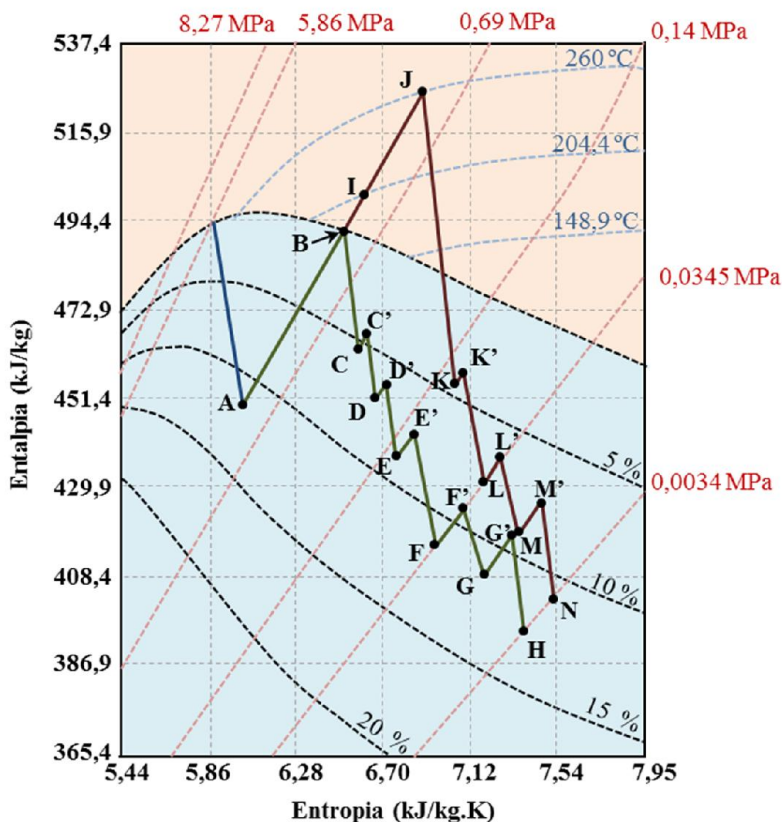
$$\epsilon_i > \frac{\dot{m}_{hi}}{\dot{m}_{t2}} \quad (2.6)$$

Substituído a Equação (2.6), na Equação (2.2), resulta na Equação (2.7):

$$M_{hi} < M_{t2} \quad (2.7)$$

Vale destacar que Elliott, Chen e Swanekamp (1998) afirmam que a quantidade de água retirada por estes dispositivos internos de remoção de água entre os estágios da turbina correspondem a variação da quantidade de água observada entre o vapor extraído e o vapor que segue expandindo na turbina.

É apresentado na Figura 2.15, o processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão e também o processo de desumidificação e reaquecimento, com destaque para as variações entálpicas ocorridas na expansão da turbina de baixa pressão na região de vapor úmido. Essas variações são resultado da remoção de água dentro da turbina de baixa pressão. Nas centrais nucleares sem reaquecimento, a expansão na turbina de baixa pressão ocorre praticamente na região de vapor úmido, logo há uma maior necessidade de retirada de água no interior das turbinas, conseqüentemente, estas variações entálpicas são mais frequentes.



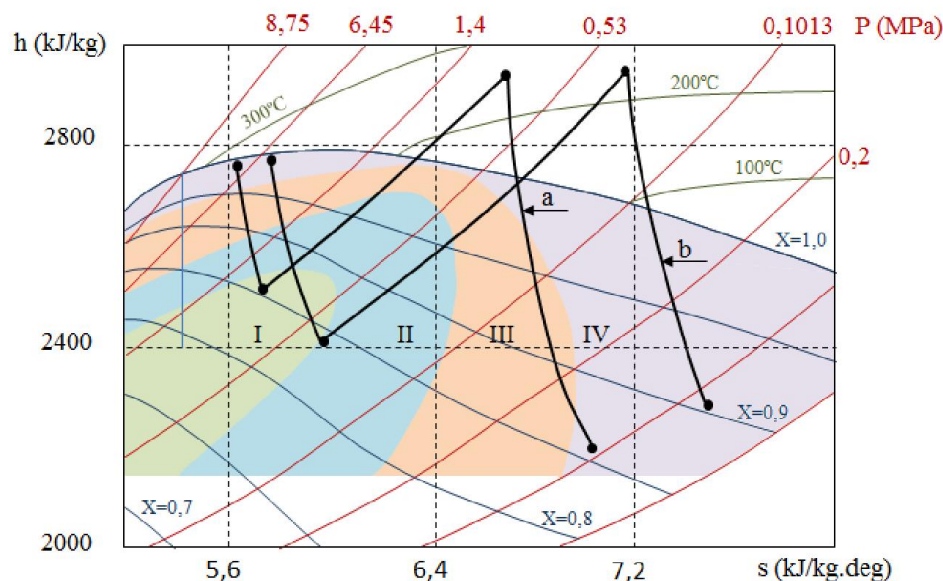
LEGENDA:

- A → B Desumidificação
- B → I Reaquecimento (1º estágio)
- I → J Reaquecimento (2º estágio)
- B → H Expansão LPT (sem reaquecimento)
- J → N Expansão LPT (com reaquecimento)
- K, L, M, C, D, E, F, G Pontos Antes da correção de umidade na expansão do vapor
- K', L', M', C', D', E', F', G' Pontos corrigidos para a expansão do vapor

Figura 2.15 – Diagrama representativo de uma linha de expansão típica de uma turbina nuclear no diagrama de Mollier (central nuclear com e sem reaquecimento).

Fonte: Modificado de Elliott, Chen e Swanekamp (1998).

A condensação do vapor no interior das turbinas nucleares pode causar sérios problemas de desgastes destes equipamentos. Estudos realizados por Povarov *et al.* (1990), apud Leizerovich (2005), avaliaram os vários níveis de intensidade do processo de erosão-corrosão ocorrida nas pás das turbinas nucleares e foram identificados quatro níveis: o primeiro com mais de 2,5 mm/ano, o segundo com taxas superiores a 1,5 mm/ano, o terceiro é maior que 1,0 mm/ano e o quarto com valores inferiores a 1,0 mm/ano, como pode ser observado na Figura 2.16.



Taxa de erosão-corrosão por água:

I > 2,5 mm/ano, II > 1,5 mm/ano, III > 1,0 mm/ano, IV < 1,0 mm/ano

Processo de expansão:

a – Turbina TurboAtom K-1000-60/1500

b – Turbina K-220-44

Figura 2.16 – Áreas com vários níveis de intensidade de processo de erosão-corrosão nas pás das turbinas.

Fonte: Modificado de Povarov *et al.* (1990) apud Leizerovich (2005).

2.3.3.2. Eficácia das Turbinas Nucleares de Baixa Pressão

De acordo com ASME (2003), para as turbinas de baixa pressão de centrais nucleares, a eficiência (isentrópica) não é um indicador apropriado de desempenho. Isso ocorre porque o processo de retirada de água nestas turbinas altera os valores das propriedades termodinâmicas no estágio anterior e posterior ao ponto de extração, consequentemente resultando em uma obtenção de uma eficiência geral mais baixa que o valor real, o que segundo a norma é uma contradição.

Neste caso, recomenda-se que o desempenho da turbina de baixa pressão seja descrito em termos de eficácia. Entretanto, segundo a metodologia de cálculo apresentada pela ASME (2008), para a determinação da eficácia da turbina é necessário conhecer pelo menos duas propriedades termodinâmicas independentes, para cada ponto da curva de expansão da turbina de baixa pressão.

No entanto, Cotton (1998) alerta que o cálculo para determinar a eficiência de uma turbina de uma central nuclear é similar ao de uma central a carvão, exceto pelo fato que nas

centrais nucleares tal procedimento deve ser realizado de forma iterativa. Isso se deve ao fato de a perda de água ser necessária para calcular a eficiência, e a eficiência determina a qualidade do vapor no ponto final da linha de expansão.

A determinação correta da eficácia das turbinas é de fundamental importância, uma vez que, segundo Sill e Zörner (1996), em uma central nuclear com uma potência de 1300 MW, caso ocorra um decréscimo de 1 % na eficácia da turbina de alta ou baixa pressão, isso implica em déficit de potência de 5 MW da central.

2.3.3.3. Válvulas de Controle do Sistema da Turbina

As turbinas nucleares apresentam uma série de válvulas que realizam o controle de entrada e saída de vapor do sistema. Na Figura 2.17 é possível observar um arranjo do conjunto turbinas, gerador, desumidificador e reaquecedor e as principais válvulas que controlam estes fluxos de vapor.

As turbinas operam com uma velocidade nominal de 1800 rpm, mas em um caso de redução repentina de carga que leva a ocorrência do evento de *overspeed*, as válvulas de controle de vapor (VC), presentes na entrada das turbinas, são projetadas para serem fechadas quando a velocidade média da turbina atingir 103 % da velocidade nominal, desviando o fluxo de vapor para o condensador. As turbinas contam ainda com mais dois sistemas de proteção *overspeed*, um mecânico e outro elétrico, sendo totalmente independente um do outro. Os sistemas mecânico e elétrico limitam a velocidade máxima da turbina, respectivamente a 110 % e 111,5 % (KEPCO&KHNP, 2014).

As válvulas *bypass* das turbinas tem uma capacidade máxima de vazão em massa de aproximadamente 251,9 kg/s, na condição de pressão máxima nominal do gerador de vapor, mas em baixas pressões cada válvula é capaz de controlar no mínimo 7,9 kg/s de vapor (KEPCO&KHNP, 2014).

As linhas das extrações de vapor das turbinas contêm válvulas de retenção de retorno. Tais válvulas, juntamente com outros elementos de tubulações, implicam em uma perda de carga nestas linhas. Alguns dados referentes às linhas de extração de vapor encontrados em diversas referências estão disponíveis para consulta no Apêndice A. Dados apresentados por DRBAL *et al.* (1996), Cotton (1998), KEPCO & KHNP (2014), e Mitsubishi (2013) apontam que os reatores nucleares convencionais apresentam maiores perdas de cargas nas linhas das extrações (Δp entre 3,5 % a 8 %) em relação aos reatores avançados (Δp entre 2,7 % a 5 %),

sendo tal variação resultado da melhoria dos sistemas destes novos empreendimentos. Ainda baseado nos dados apresentados por DRBAL *et al.* (1996), Cotton (1998), KEPCO & KHNP (2014) e Mitsubishi (2013), observa-se que para ambos os tipos de reatores (convencionais ou avançados) os valores para as perdas de carga nas extrações da turbina de baixa pressão são superiores em relação as extrações das turbinas de alta pressão.

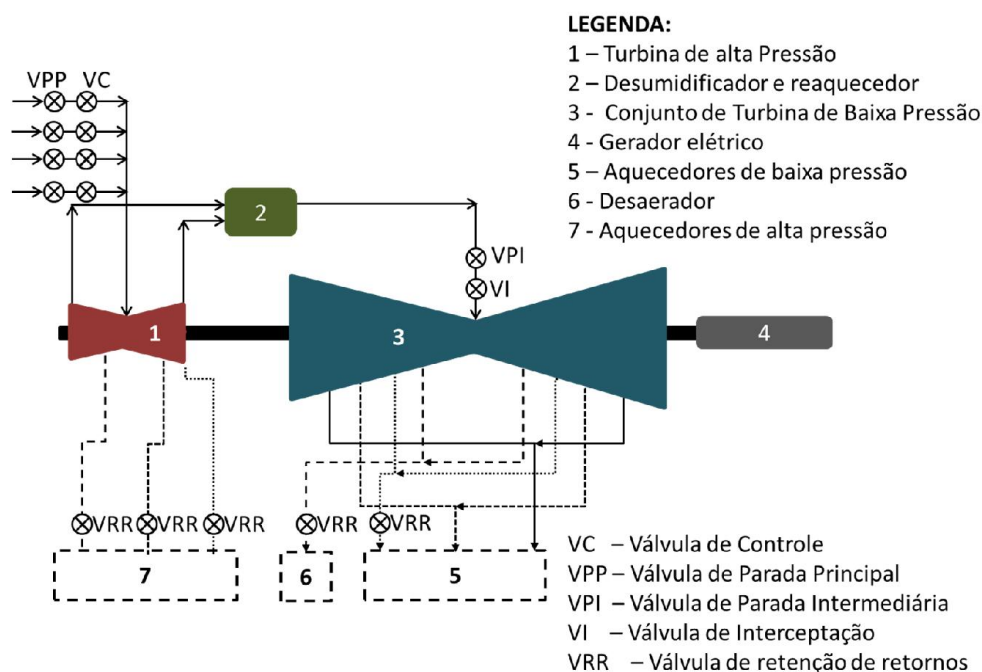


Figura 2.17 – Esquema ilustrativo das principais válvulas associadas ao conjunto de turbinas.
Fonte: Adaptado de KEPCO&KHNP (2014).

2.3.4. Condensador

O condensador em centrais nucleares apresenta características similares aos encontrados em outras termoeletricas, porém com maior capacidade de circulação de vazão de vapor e água. Na Tabela 2.6 estão descritas algumas características dos condensadores presentes nas centrais nucleares com reatores avançados.

Os condensadores são projetados com capacidade de condensar toda a vazão mássica de vapor da central operando em plena carga. Tal característica visa atender condições especiais de operação da central, como rejeição de carga repentina da turbina e gerador, partida ou desligamento da central. Nas condições em que o condensador se torna inoperante, a rejeição de calor do sistema de resfriamento do reator é dada pelas válvulas de descarga atmosféricas de vapor vivo (KEPCO&KHNP, 2014).

Tabela 2.6 – Características de condensadores em centrais com reatores avançados PWRs.

Descrição	APR1400	AP1000	EPR	APWR
Tipo de Condensador	Resfriamento por superfície, com passagem única e sistema único de pressão.	Múltiplas pressões com passagem única	Múltiplas pressões com passagem única	Resfriamento por superfície, com passagem única e sistema único de pressão.
Pressão de operação de projeto	0,0088 MPa	0,0098 MPa	0,0085 MPa	0,0088 MPa
Taxa de Transferência de calor	2659,0 MW	2209,0 MW	-	2901,4 MW
Vazão de água de circulação	76,34 m ³ /s	37,85 m ³ /s	49,84 m ³ /s	80,76 m ³ /s
Temperatura da água de circulação (entrada)	32,4 °C	32,78 °C	-	49,2 °C
Temperatura da água de circulação (saída)	40,8 °C	46,78 °C	-	57,8 °C
Variação da temperatura da água de circulação	8,4 °C	14,0 °C	-	8,6 °C
Capacidade de armazenamento a quente	5 min. (Máximo)	3 min.	5 min. (Máximo)	5 min. (Máximo)
Pressão Interna do casco	~0,10342 MPa	0 a 0,10342 MPa	0,0034 a 0,1034 MPa	0 a 0,1034 MPa

Fonte: Areva NP (2009), KEPCO & KHNP (2014), Mitsubishi (2013) e Westinghouse (2011).

Sill e Zörner (1996) ressaltam que os dois fatores com maiores impactos na performance dos condensadores são a incrustação nas tubulações por organismos biológicos e a temperatura da água de resfriamento. Segundo estes mesmos autores, em uma central nuclear com potência de 1300 MW, o incremento de 1 °C na diferença da temperatura terminal do condensador implica em uma perda de potência de aproximadamente 2 MW. Para garantir a troca de calor no condensador a temperatura da água de resfriamento está diretamente correlacionada com a sua vazão mássica. Neste contexto, Sill e Zörner (1996) apresentam ainda que 10 % de variação no fluxo do condensador também pode resultar em uma perda de potência de 2 MW.

A pressão de operação de um condensador pode variar de acordo com o projeto da central, mas também com o tipo do sistema de resfriamento a que esta central está submetida.

De acordo com Putman e Harpster (2000), as condições de operação da turbina estão correlacionadas com a pressão do condensador, mas a pressão real experimentada dependerá de:

- Detalhes de projeto do condensador;

- Quantidade de calor latente a ser removido - uma função tanto de carga do gerador (ou seja, taxa de fluxo de escape);
- Temperatura de entrada da água de resfriamento;
- Vazão mássica da água de resfriamento;
- Grau de incrustação dos tubos do condensador;
- Concentração de não condensáveis que tenham acumulado no casco do condensador ou, em alternativa, a quantidade de ar em vazamento no sistema;
- Desempenho do sistema de remoção de ar.

ASME (2008) apresenta uma forma de estimar esta entalpia na entrada do condensador (UEEL) a partir da relação entre o balanço de energia líquida da central sobre o balanço de massa da turbina de baixa pressão.

2.3.5. Conjunto de Aquecedores de Baixa e Alta Pressão

De acordo com Fernández, Valdés e Tristán (2014), os aquecedores de água de alimentação utilizados em centrais nucleares são geralmente do tipo contrafluxo, com duas zonas, sendo uma de condensação e outra de resfriamento de drenagem.

Cotton (1998) ressalta que pequenas variações na performance dos aquecedores resulta em pequenos efeitos na taxa de transferência calor ou na pressão dos estágios.

Um resumo das principais características associadas aos aquecedores de baixa pressão das centrais nucleares está disponível na Tabela 2.7.

O método utilizado para avaliar o balanço térmico nos aquecedores de alta e baixa pressão é a Diferença Média Logarítmica de Temperatura (MLDT). Esta metodologia é apresentada por Zohuri e Mcdaniel (2015) com aplicações para diferentes tipos de aquecedores, utilizadas em diversos processos, inclusive em centrais nucleares. Na literatura são encontrados alguns trabalhos que utilizaram esta metodologia em centrais nucleares. Teyssedou *et al.* (2010) aplicaram a metodologia para realizar a modelagem e otimização do circuito secundário da central nuclear de Gentilly-2, localizada na cidade de Bécancour, Quebec, Canadá. Há ainda trabalhos realizados por Fernández, Valdés e Tristán (2014), que usaram tal metodologia para avaliar aquecedores de água da central nuclear de Santa María de Goroña na cidade de Burgos, Espanha, cujos resultados foram validados com dados operacionais reais da mesma.

Tabela 2.7 – Características dos aquecedores da água de alimentação de baixa pressão de água em centrais nucleares.

	Tipo	Horizontal com tubos em U
	Taxa de transferência de calor	1262,6 W/m.K
	Área Efetiva de transferência de calor	1607,22 m ²
Tubos	Pressão de projeto	2,86 MPa
	Pressão de operação	0,85 MPa
	Queda de pressão	0,103 MPa
	Temperatura de projeto	137,8 °C
	Temperatura de operação: Entrada	96,6 °C
	Saída	133,6 °C
	Entalpia na entrada	405,2 kJ/kg
	Entalpia na saída	562,0 kJ/kg
	Vazão mássica	552,1 kg/s
Casco	Pressão de projeto	Vácuo absoluto até 0,616 MPa
	Pressão de operação	0,325 MPa
	Queda de pressão	0,018 MPa
	Temperatura de projeto	137,8 °C
	Temperatura de operação: Entrada	136,33 °C
	Saída	102,11 °C
	Entalpia na entrada	2700,9 kJ/kg
	Entalpia na saída	428,0 kJ/kg
	Vazão mássica de vapor	38,07 kg/s

Fonte: Elaborado pela própria autora a partir de (NCR, 2007).

2.3.6. Desaerador

O desaerador é um equipamento utilizado para retirar o oxigênio dissolvido e outros gases presentes na água que está sendo aquecida e será enviada ao gerador de vapor. A retirada dos gases não condensáveis é importante para ajudar a minimizar os problemas associados corrosão das tubulações. Normalmente o desaerador tem a função de minimizar as concentrações de oxigênio na água para valores inferiores a 5 ppb (MHPS, 2018). Um exemplo de redução de oxigênio dissolvido nos desaeradores está na central nuclear de Olkiluoto, que tem desaeradores com capacidade de 7 ppb, com pressão de operação de 0,925 MPa (STORK, 2018).

Nas centrais nucleares o desaerador mais utilizado é do tipo *spray*. Como a central nuclear opera com um alto fluxo de condensado (superior a 6000 t/h), tais equipamentos nas centrais nucleares apresentam duas características peculiares: a demanda de aquecimento e também elevado volume de armazenamento de água (BRAMER, 2015). Como consequência, os desaeradores das centrais term nucleares operam com múltiplos bocais de *sprays* e com tempo de residência entre 2 a 5 minutos, tempo este bem inferior às centrais termoelétricas a carvão, que está entre 5 e 15 minutos (BRAMER, 2015).

2.4. CIRCUITO TERCIÁRIO

As centrais nucleares, por trabalharem com maior quantidade de vapor, precisam de sistemas de resfriamentos que sejam capazes de dissipar grandes quantidades de calor. De acordo com IAEA (2012), o volume de água requerida para resfriamento em uma central nuclear pode ser entre 20 a 25 % superior a de uma central termoeleétrica.

Devidos os elevados volumes da água de resfriamento necessários para centrais nucleares, pequenas variações no seu fluxo podem impactar expressivamente na potência da central. Segundo Sill e Zörner (1996), um decréscimo de 10 % da vazão da água de resfriamento pode implicar em uma perda de potência de até 2 MW em uma central nuclear com potência de 1300 MW.

De acordo com IAEA (2012), 26 % das centrais nucleares mundiais utilizam circuito fechado de resfriamento enquanto 74 % usam resfriamento do tipo direto, sendo que 45 % realizam resfriamento diretamente com água do mar, 15 % com lagos e 14 % com rios.

EPA (1979) apresenta as características gerais do sistema de resfriamento terciário na condição de projeto para uma central nuclear PWR com 1000 MW, operando com diferentes sistemas de resfriamento.

Os dados revelam que a pressão de exaustão da turbina de baixa pressão apresenta uma faixa entre o valor de projeto e o valor máximo aceitável, mas somente para o sistema de resfriamento do tipo aberto, esta diferença de valores não é observada para os outros tipos de sistemas de resfriamento (Torres de resfriamento, lagoas e canais). O sistema ainda tem o menor valor de pressão de exaustão em relação aos demais tipos de sistemas de resfriamento, resultado do baixo valor de temperatura da água de resfriamento circulando no sistema, consequentemente implicando em melhor eficiência na central.

Tabela 2.8 – Características gerais do sistema terciário de uma central nuclear de 1000 MW operando com diferentes tipos de sistemas de resfriamento.

	Aberto	Torres mecânicas úmidas	Torres úmida com ventilação induzida	Torre úmida com convecção natural	Lagoas	Canal com Sprays	Torre mecânica seca	Torre natural seca
GERAL								
Temperatura de projeto para água de resfriamento (°C)	13,9	32,8	30,6	33,3	42,2	37,8	57,2	53,9
Temperatura de projeto da torre (<i>Design Approach</i>) (°C)	-	9,4	7,2	10,0	18,9	14,4	23,3	20,0
Variação de projeto para temperatura da água de	8,3	15,0	16,1	16,1	9,4	14,4	16,1	17,8
Capacidade da planta no ponto de projeto do sistema de resfriamento (MW)	1096	1075	1078	1069	1059	1056	933	940
Pressão de exaustão de projeto na turbina (MPa)	0,0051	0,0131	0,0124	0,0142	0,0158	0,0162	0,0415	0,0387
Pressão de exaustão máxima na turbina (MPa)	0,0072	0,0133	0,0126	0,0149	0,0159	0,0163	0,0486	0,0453
Carga de calor de projeto (MW)	2039,8	2060,3	2057,4	2066,2	2077,9	2080,8	2203,9	2195,1
CONDENSADOR								
Área de superfície (m²)	62245	85935	83427	82870	107489	87700	87700	82962
Número de tubos	62400	70100	65200	65500	112000	73500	69800	63000
Comprimento do tubo (m)	12,5	15,4	16,0	15,8	12,0	15,0	15,8	16,5
BOMBA DA ÁGUA DE CIRCULAÇÃO								
Taxa do fluxo de água de circulação (m³/s)	58,548	32,870	30,536	30,662	52,617	34,447	32,681	29,526
Número de bombas	7	3	3	3	5	4	3	3
Potência do motor da bomba (kW/motor)	745,7	3355,6	2982,8	3355,6	1491,4	1305,0	1864,2	2237,1

Fonte: Adaptado de EPA (1979)

Capítulo 3

METODOLOGIA

3.1. ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise energética e exergética convencionais são ferramentas utilizadas para avaliação de diversos tipos de sistemas, inclusive de sistemas térmicos complexos. A análise exergética ganhou muito destaque na aplicação destes sistemas, visto que ela localiza e quantifica as irreversibilidades termodinâmicas associadas aos componentes e também ao sistema como um todo, o que a análise energética não permite.

A análise exergética convencional tem suas limitações, tais como não permitir quantificar qual é o percentual da irreversibilidade que é passível de ser recuperada nos componentes de um dado sistema e não trazer nenhum tipo de informação que possibilita uma compreensão de como a perda de um dado componente (ou equipamento) influencia no desempenho dos demais.

3.1.1. A Exergia e o ambiente de referência

Tsatsaronis (2007) define a exergia de um sistema termodinâmico como o máximo trabalho útil teórico (trabalho no eixo ou elétrico) que pode ser obtido à medida que o sistema entra em equilíbrio termodinâmico completo apenas com o ambiente de referência.

Kotas (1980) define a exergia de um sistema como a quantidade de trabalho que pode ser obtida quando o sistema é levado a um estado de equilíbrio (isto é, térmico, mecânico e químico) com o meio ambiente por meio de processos reversíveis que envolvam interação térmica e química apenas com o meio ambiente.

Tomando como referência a definição de exergia apresentada por Kotas (1980), tem-se de modo geral que a exergia é a propriedade de dois estados: o estado termodinâmico do sistema a ser analisado e o estado termodinâmico do meio ambiente em que este sistema está inserido.

Segundo Kotas (1980), há duas formas de equilíbrio com o meio ambiente:

- a) Equilíbrio Restrito - O sistema é separado do meio por um limite físico que impede a mistura e a interação química com o ambiente, mas há o equilíbrio térmico e mecânico com mesmo. Nesta condição, a temperatura e a pressão do sistema são iguais ao meio ambiente. No equilíbrio restrito, o ambiente pode ser considerado como um reservatório infinitamente grande, com energia térmica igual a zero.
- b) Equilíbrio Irrestrito – É o estado em que o sistema está em equilíbrio térmico, mecânico e químico com o meio ambiente. Admite-se que o meio ambiente (a atmosfera, os mares, os oceanos e a crosta da Terra) estão em equilíbrio termodinâmico entre si, logo nenhum trabalho pode ser obtido a partir da interação de várias partes do ambiente. No equilíbrio irrestrito, o ambiente pode ser considerado como um reservatório infinitamente grande com energia térmica e química igual a zero.

Há outros estudos na literatura que definem o estado de referência também chamado de ambiente de referência para o cálculo da exergia, dentre estes estudos estão Szargut (1988), Riekert (1974), Gaggioli (1980), Ahrendts (1980) e Kameyama *et al.* (1982). A fim de compreender estes diversos estados de referência apresentados pela literatura, Muñoz e Michaelides (1999) fizeram um estudo para compreender o impacto que o estado de referência apresenta sobre o valor de exergia. Os autores afirmam que a escolha do modelo ambiental pode influenciar consideravelmente a parte química da exergia calculada. Muñoz e Michaelides (1999) concluem que todos os modelos analisados produzirão valores de destruição de exergia muito similares, tornado assim a escolha do estado de referência irrelevante, mas para estudos

termoeconômicos, em que se faz uso da exergia absoluta como base de atribuição de custos, a escolha adequada do ambiente é muito importante.

3.1.2. A Exergia Física e suas Componentes

Em condições de ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão de superfície, a Exergia total (B_{sys}), é apresentada como o somatório da Exergia Física (B^{PH}), Exergia Química (B^{CH}), Exergia Cinética (B^{KN}) e Exergia Potencial (B^{PT}) expressa pela Equação (3.1):

$$B_{sys} = B^{PH} + B^{CH} + B^{KN} + B^{PT} \quad (3.1)$$

A Exergia Física consiste de duas frações, a exergia mecânica (associada à pressão do sistema) e a exergia térmica (associada à temperatura do sistema) (TSATSARONIS, 2007), sendo expressa pela Equação (3.2):

$$B^{PH} = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (3.2)$$

sendo:

- h - Entalpia referente as condições do fluxo (kJ/kg);
- h_o - Entalpia referente as condições do ambiente de referência (kJ/kg);
- s - Entropia referente as condições do fluxo (kJ/kg K);
- s_o - Entropia referente as condições do ambiente de referência (kJ/kg K);
- T_o - Temperatura do ambiente de referência (K).

De acordo com Tsatsaronis (2007) e Kotas (1985), a Exergia Química (B^{CH}) pode ser dividida em exergia reativa (associada a reações químicas, com transferência de calor) e exergia não reativa (associada com processos não reativos, como expansão, compressão, mistura e separação, intercambio de substâncias com o entorno).

Por sua vez, a Exergia Cinética (B^{KN}) é a parcela referente à velocidade relativa do sistema ($\vec{v}$) para com o meio ambiente, expressa pela Equação (3.3).

$$B^{KN} = \frac{1}{2} \dot{m} \vec{v}^2 \quad (3.3)$$

A exergia também tem sua fração potencial (B^{PT}) apresentada na Equação (3.4), sendo z a altura do sistema relativa ao referencial, g aceleração da gravidade local e $\dot{m}$ a vazão mássica do fluxo.

$$B^{PT} = \dot{m} g z \quad (3.4)$$

A exergia total (B) de um dado fluxo corresponde a exergia específica (b) e a vazão mássica do fluxo ($\dot{m}$), como mostrado na Equação (3.5).

$$B = \dot{m} b \quad (3.5)$$

Há alguns fluxos de exergia que, por sua vez, são diferenciados, dentre eles o fluxo de trabalho e calor. Por definição, a exergia do fluxo de trabalho (B^W) é a taxa de trabalho útil ($\dot{W}$), sendo expresso na Equação (3.6).

$$B^W = \dot{W} \quad (3.6)$$

A exergia do fluxo de calor (B^Q) é expressa pela multiplicação entre a taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$) e o fator de Carnot, apresentada pela Equação (3.7).

$$B^Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.7)$$

Tsatsaronis (1993) ressalta que há uma relação entre as temperaturas do sistema (T) e a temperatura do ambiente (T_0), podem apresentar valores de exergia negativos caso $T < T_0$, nestes casos a exergia se dará no sentido inverso da transferência de calor.

Vale salientar que especificamente para o reator nuclear, como a temperatura da fissão é muito elevada em relação a temperatura do ambiente, assim o fator de Carnot apresentado na Equação (3.7), tende a um valor muito próximo a 1. Assim para o reator nuclear a exergia do fluxo de calor para o reator corresponde ao próprio calor do núcleo do reator.

3.1.3. Irreversibilidade e Eficiência Exergética

As irreversibilidades (I) estão presentes em todos os processos reais e estão associadas a diversos fatores, tais como atrito, histerese, mistura de fluidos ou substâncias, turbulência, efeito Joule, troca de calor com diferença finita de temperatura, reações químicas espontâneas, deformações inelásticas e outros.

A determinação das irreversibilidades é baseada na diferença exergética entre o somatório dos insumos (F), o somatório dos produtos (P) e somatório das perdas (L), associados a um equipamento ou sistema, como apresentado pela Equação (3.8).

$$I_i = \sum F - \sum P - \sum L \quad (3.8)$$

Vale salientar que normalmente os insumos (F) estão relacionados à Exergia Total que chega a um dado equipamento (B_i), por sua vez os produtos (P) podem ser fluxos exergéticos que deixam os equipamentos (B_e) e serão utilizados em processos posteriores na central ou mesmo são resultados produzidos pela central (por exemplo, B^W). Por sua vez as perdas (L) estão associadas a fluxos cuja energia não será aproveitada em processos posteriores.

As irreversibilidades também podem ser expressas em forma percentual por equipamento, permitindo assim identificar em que equipamentos estão concentradas as maiores perdas, sendo expressa pela Equação (3.9):

$$\delta_i = \frac{I_i}{\sum I_i} 100 \quad (3.9)$$

sendo:

δ_i – Irreversibilidade percentual dos equipamentos (%).

De acordo com Dincer e Rosen (2007), a eficiência exergética do ciclo (ψ_i) é apresentada como sendo a exergia do fluxo de trabalho (B^W) pela exergia do calor fornecido ao ciclo (B^Q), sendo apresentada pela Equação (3.10):

$$\psi = \frac{B^W}{B^Q} \quad (3.10)$$

3.1.4. Condições para Aplicação da Análise Exergética

A aplicação da análise exergética em um sistema de energia requer que sejam delimitadas algumas hipóteses simplificadoras para análise, associadas ao sistema como um todo e também para cada subsistema. Assim, para o desenvolvimento deste trabalho foram adotadas as seguintes considerações:

- O ambiente de referência para os cálculos da exergia foi admitido de acordo com os conceitos apresentados por Szargut (1988), que propõe um ambiente de referência independente do sistema analisado, sendo este o mais similar possível ao ambiente físico real existente na natureza. Assim, foi admitida a condição do ambiente de referência como sendo $T_0 = 25\text{ °C}$ e $p_0 = 0,101325\text{ MPa}$ (entalpia de $104,93\text{ kJ/kg}$ e entropia de $0,36723\text{ kJ/kg K}$).
- São desprezadas as frações de exergia potencial e cinética, uma vez que estas frações apresentam valores muito pequenos quando comparados às frações da exergia física dos equipamentos.
- Os balanços exergéticos associados às reações nucleares dentro do reator não serão realizados, visto que envolve física nuclear, assunto não abordado neste trabalho.
- A exergia química é zero, uma vez que não há reações químicas nos equipamentos analisados no circuito secundário.
- Admite-se que os equipamentos são adiabáticos.

3.2. A PROGRAMAÇÃO

A programação utilizada na avaliação da central foi realizada em duas partes, a primeira no Matlab e a segunda no Microsoft Excel.

No Matlab foram concentradas as partes de obtenção das propriedades termodinâmicas de todos os fluxos envolvidos na análise da central a partir da utilização do *toolbox* X-Steam, os resultados encontrados foram impressos em planilhas do Excel. Também foi programada a aplicação de uma rotina iterativa de cálculos para obtenção dos pontos de expansão das turbinas de alta e baixa pressão de acordo com a proposta metodológica da ASME.

Na programação foi admitido que cada fluxo da central corresponde a uma matriz de dados com duas linhas e seis colunas. A primeira linha é referente a dados reais da central, a segunda linha a dados de pontos ideais (esta segunda linha foi usada exclusivamente nos cálculos iterativos das turbinas nucleares, das quais é necessário determinar pontos isentrópicos para a realização da proposta metodológica da ASME). Por sua vez, cada coluna da matriz representa um parâmetro termodinâmico do fluxo, sendo eles vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia, entropia e título, respectivamente.

O esquema na Figura 3.1 mostra de forma ilustrativa esta descrição da matriz montada para cada fluxo da central.

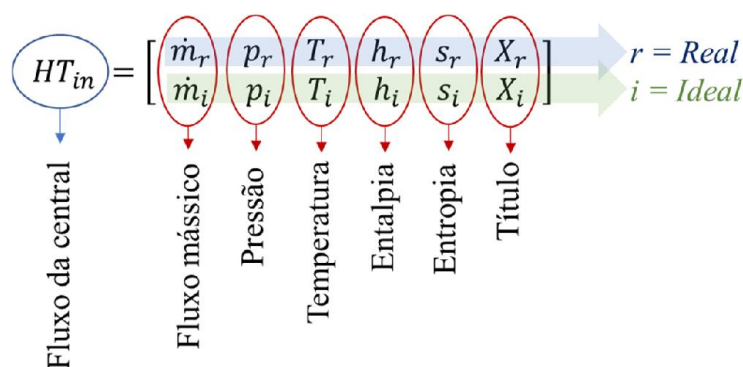


Figura 3.1 – Matriz de dados de cada fluxo analisado na central.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Os resultados de todos os fluxos calculados no Matlab foram impressos no Excel, que foi utilizado para os demais cálculos (exergia específica e total dos fluxos, irreversibilidade dos equipamentos, eficiência exergética e geração dos gráficos).

Para uma melhor apresentação dos resultados associados aos fluxos das turbinas de alta e baixa pressão optou-se pelo uso do software TermoGraf versão 5.7 desenvolvido pela Universidade de Zaragoza, sendo este utilizado para plotar a curva de expansão das turbinas.

3.3. AVALIAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DA CENTRAL

A análise do circuito primário da central nuclear é complexa, vista a quantidade de subsistemas envolvidos nos seus principais equipamentos (reator, bomba do reator, pressurizador e gerador de vapor). Além da complexidade, é necessário ainda salientar a indisponibilidade de dados referentes a todos estes subsistemas.

Frente a tais questões, nesta análise será admitida uma condição de operação a plena carga para o circuito primário da central, analisando apenas os principais equipamentos que compõem o mesmo.

Serão considerados apenas os equipamentos principais do circuito secundário, uma vez que a maioria dos subsistemas que compõem este circuito não apresentam dados e nem detalhes disponíveis para realizar análise dos mesmos.

O circuito terciário, por sua vez, não será avaliado nesta proposta visto a dificuldade de disponibilidade de dados termodinâmicos dos mesmos e também de informações relacionadas aos detalhes do circuito que o compõe.

Toda análise será desenvolvida com base em dados disponibilizados na literatura. Os dados necessários para análise que não foram disponibilizados na literatura foram adotados como base em valores encontrados na literatura, sempre levando em conta as peculiaridades de cada central analisada.

3.3.1. Turbinas de Alta e Baixa Pressão

As análises das turbinas de alta e baixa pressão foram avaliadas segundo a norma da ASME (2008). Segundo esta norma, as turbinas de alta pressão devem ter sua eficiência determinada a partir da eficiência isentrópica, mas para as turbinas de baixa pressão a norma expõe que a eficiência isentrópica não é um parâmetro adequado para sua avaliação, e apresenta como alternativa a determinação da eficácia, que correlaciona os termos entálpico e entrópicos para o processo de expansão da turbina.

Para uma melhor compreensão do que vem a ser esta eficácia apresentada pela ASME (2008), é apresentado na Figura 3.2 um esquema didático de uma turbina de baixa pressão com a indicação dos seus estados: entrada (“LT_{in}”), exaustão do vapor (“LT_{out}”), extrações (“LT_{e1}” e “LT_{e2}”) e os respectivos estados termodinâmicos calculados para a expansão do vapor no interior da turbina (“LT_{e11}”, “LT_{e12}”, “LT_{e21}”, “LT_{e22}”), e também, é apresentado o cálculo de eficácia para o modelo de expansão ilustrado.

Assim, a determinação da eficácia da turbina de baixa pressão é apresentada de forma genérica pela Equação (3.11):

$$\varepsilon_{LP} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta h_i}{\sum_{i=1}^n (\Delta h_i + T_o \Delta s_i)} \quad (3.11)$$

sendo:

ε_{LP} – Eficácia da turbina de baixa pressão;

Δh_i – Diferença de entalpia real para cada processo de expansão da turbina;

Δs_i – Diferença de entropia real para cada processo de expansão da turbina;

T_o – Temperatura de referência como sendo a temperatura absoluta de saturação, na pressão de escape da turbina de baixa pressão.

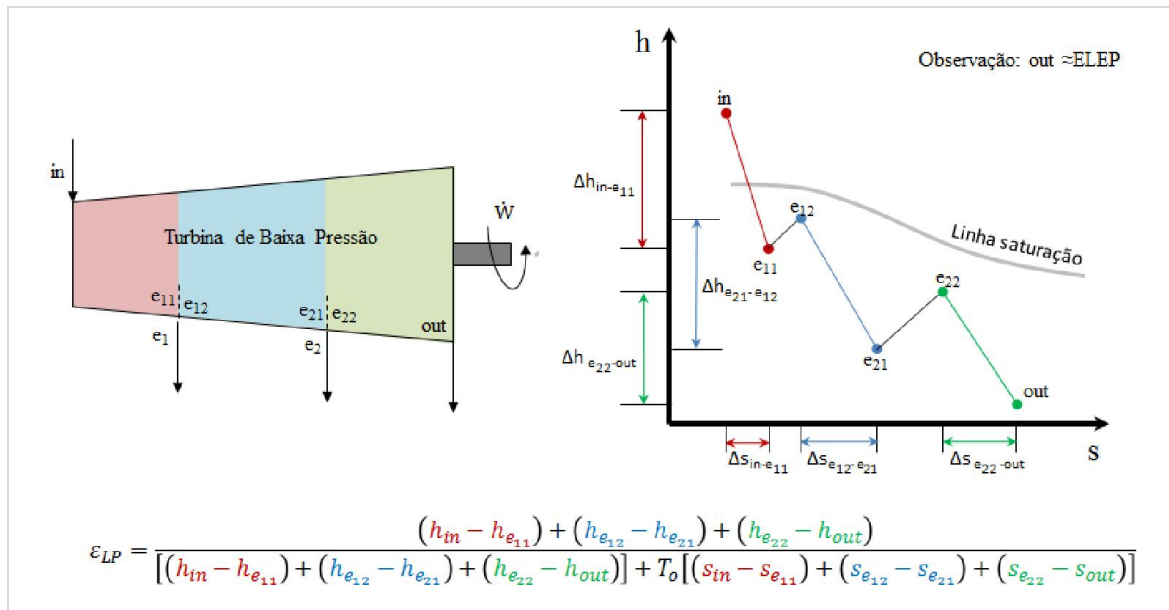


Figura 3.2 – Esquema ilustrativo com as variáveis para cálculo da eficácia termodinâmica nas turbinas de baixa pressão.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Porém, para a determinação da eficácia é necessário traçar a curva de expansão das turbinas nucleares. Para isso será utilizada a proposta metodológica apresentada pela ASME (2008), cuja versão simplificada dos seus procedimentos de cálculos é apresentada no Apêndice B.

A ASME (2008) traz como necessária a correção do valor da entalpia dentro do condensador (UEEP) para encontrar a entalpia no último estágio da turbina de baixa pressão (ELEP). Porém, o procedimento para realização desta correção implica em conhecer diversas

variáveis (área de exaustão da turbina de baixa pressão, curva de correção das perdas, perdas mecânicas e fixas de geração).

Na ausência destas variáveis a alternativa é admitir um valor de ELEM e verificar se a potência elétrica gerada na saída da central é compatível com a obtida pelo ELEM adotado, caso contrário deve ser adotado um novo valor de ELEM até que os valores de potência elétrica apresentem uma diferença inferior a 1 %.

A água extraída na turbina de baixa pressão foi calculada com base na Equação (3.12):

$$\dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_{(i-1)1}[(1 - X_{(i-1)1}) - (1 - X_{(i-1)2})] \quad (3.12)$$

sendo:

$\dot{m}_{\text{água}}$ – Vazão em massa de água extraída (kg/s);

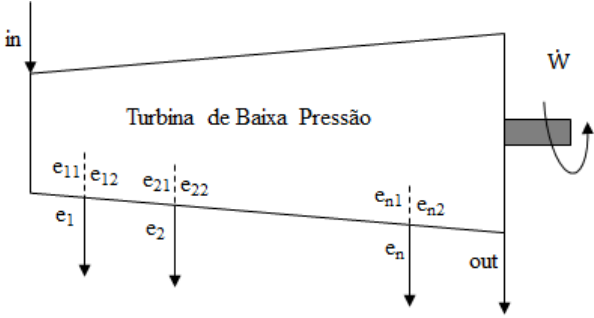
$\dot{m}_{(i-1)1}$ – Vazão em massa de vapor expandido nos estágios anteriores à extração de vapor (kg/s);

$X_{(i-1)1}$ – Título do vapor expandido nos estágios anteriores a extração de vapor sem considerar a remoção de água do mesmo (adimensional);

$X_{(i-1)2}$ – Título do vapor após a extração de vapor, considerando a remoção de água do mesmo (adimensional).

A aplicação do método da ASME teve como objetivo encontrar a real curva de expansão da turbina de baixa pressão. As extrações são usadas como referência na elaboração da curva de expansão; uma consequência disso é que tanto as diferenças energéticas quanto exergéticas, entre os pontos calculados antes e após extração, correspondem exatamente ao valor de energia e exergia da própria extração. Assim, a determinação da irreversibilidade da turbina de baixa pressão pode ser realizada pelas Equações (3.13) ou (3.14) apresentadas no Quadro 3.1. Entretanto a Equação (3.14) por não utilizar diretamente os valores de exergia das extrações só é aplicada quando se tem a curva de expansão da turbina.

Quadro 3.1 – Opções para o cálculo da irreversibilidade nas turbinas de baixa pressão em centrais nucleares.

Equipamento		
Irreversibilidade	$I = B_{in} - \left(\sum_{a=1}^{a=n} B_{e_a} \right) - B_{out} - B^W$	(3.13)
	$I = (B_{in} - B_{e_{11}}) + \sum_{a=1}^{a=n} (B_{e_{a2}} - B_{e_{(a+1)1}}) + (B_{e_{n2}} - B_{out}) - B^W$	(3.14)

Fonte: Elaborada pela própria autora.

3.3.2. Conjunto desumidificador e reaquecedor

O conjunto desumidificador e reaquecedor foi avaliado com base nas propriedades termodinâmicas disponíveis para os seus respectivos fluxos. Algumas propriedades foram obtidas via balanço de energia com base na proposta metodológica apresentada pela ASME (2008), cuja versão simplificada dos cálculos é apresentada no Apêndice B.1.

3.3.3. Desaerador

O desaerador foi analisado com base nas propriedades termodinâmicas disponíveis para os fluxos que chegam até ele. O equipamento é analisado como um aquecedor de contato direto, analisado a partir dos balanços de massa e energia no mesmo. É apresentado na Figura 3.3 um modelo ilustrativo dos fluxos envolvidos no desaerador.

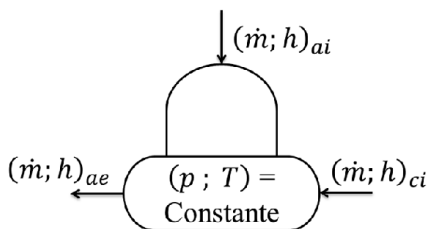


Figura 3.3 – Esquema ilustrativo dos principais fluxos associados ao desaerador.

Fonte: Elaborado pela própria autora.

da qual, os sub índices representam:

ai – Fluido quente que chega ao desaerador (vapor ou líquido saturado);

ae – Saída do fluido quente (água aquecida);

ci – Fluido frio que chega ao desaerador (água a ser aquecida).

Assim, os balanços de massa e energia ($\dot{E}$) aplicados ao desaerador são apresentados de modo simplificado, respectivamente, pelas Equações (3.15) e (3.16):

$$\dot{m}_{ai} + \dot{m}_{ci} = \dot{m}_{ae} \quad (3.15)$$

$$\sum \dot{E}_{ai} + \sum \dot{E}_{ci} = \sum \dot{E}_{ae} \quad (3.16)$$

3.3.4. Aquecedores de Alta e Baixa pressão

De acordo com ASME (2008), a vazão mássica das extrações contendo vapor superaquecido a ser enviado para os aquecedores de superfície são calculados a partir de balanço de energia nos aquecedores. Na Figura 3.4 é apresentado um esquema ilustrativo das variáveis para determinação da vazão mássica das extrações, cuja equação geral é apresentada na Equação (3.17):

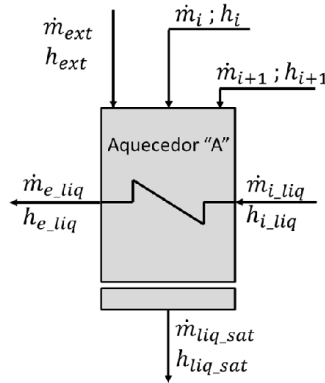


Figura 3.4 – Esquema ilustrativo com as variáveis para determinação da vazão mássica de extração com vapor superaquecido

Fonte: Elaborada pela própria autora.

$$\dot{m}_{ext} = \frac{\dot{m}_{e_liq}(h_{e_liq} - h_{i_liq}) - \dot{m}_i(h_i - h_{liq_sat}) - \dot{m}_{i+1}(h_{i+1} - h_{liq_sat})}{h_{ext} - h_{liq_sat}} \quad (3.17)$$

sendo:

$\dot{m}_{ext}$ – Vazão mássica da extração (kg/s);

$\dot{m}_{e_liq}$ – Vazão mássica da água aquecida (kg/s);

$\dot{m}_i; \dot{m}_{i+1}$ – Vazão mássica de outros fluxos (condensado ou vapor) (kg/s);

h_{e_liq} – Entalpia da água aquecida (kJ/kg);

h_{i_liq} – Entalpia da água a ser aquecida (kJ/kg);

$h_i; h_{i+1}$ – Entalpia de outros fluxos (condensado ou vapor) (kJ/kg);

h_{liq_sat} – Entalpia do condensado (kJ/kg);

h_{ext} – Entalpia da extração (kJ/kg).

Capítulo 4

ESTUDOS DE CASOS

4.1. CASO 1: Estudo da Central “Wolf Creek Generating”

O primeiro estudo de caso é referente a central Wolf Creek Generating, localizada nas proximidades da cidade de Burlington, estado do Kansas nos Estados Unidos. É uma central de fabricação da Westinghouse operando com reator PWR com quatro *loops*, iniciou suas operações em 1985 e tem licença para operar até 2045 (USNRC, 2017).

O circuito primário desta central apresenta dados para uma condição normal de operação com potência constante. Um diagrama simplificado do circuito primário da central nuclear analisada pode ser observado na Figura 4.1, da qual é possível observar 4 *loops* ligados ao reator nuclear, cada um contendo um gerador de vapor, em bomba de circulação. Tem-se ainda uma representação simplificada do sistema de pressurização, que na Figura 4.1 está conectado em apenas um loop do reator para não sobrecarregar a imagem com ligações.

Por sua vez, os respectivos dados termodinâmicos dos fluxos para o circuito primário são disponibilizados na Tabela 4.1. São apresentados na Tabela 4.2 algumas informações gerais da central e também específicas dos equipamentos que compõem o circuito primário da central.

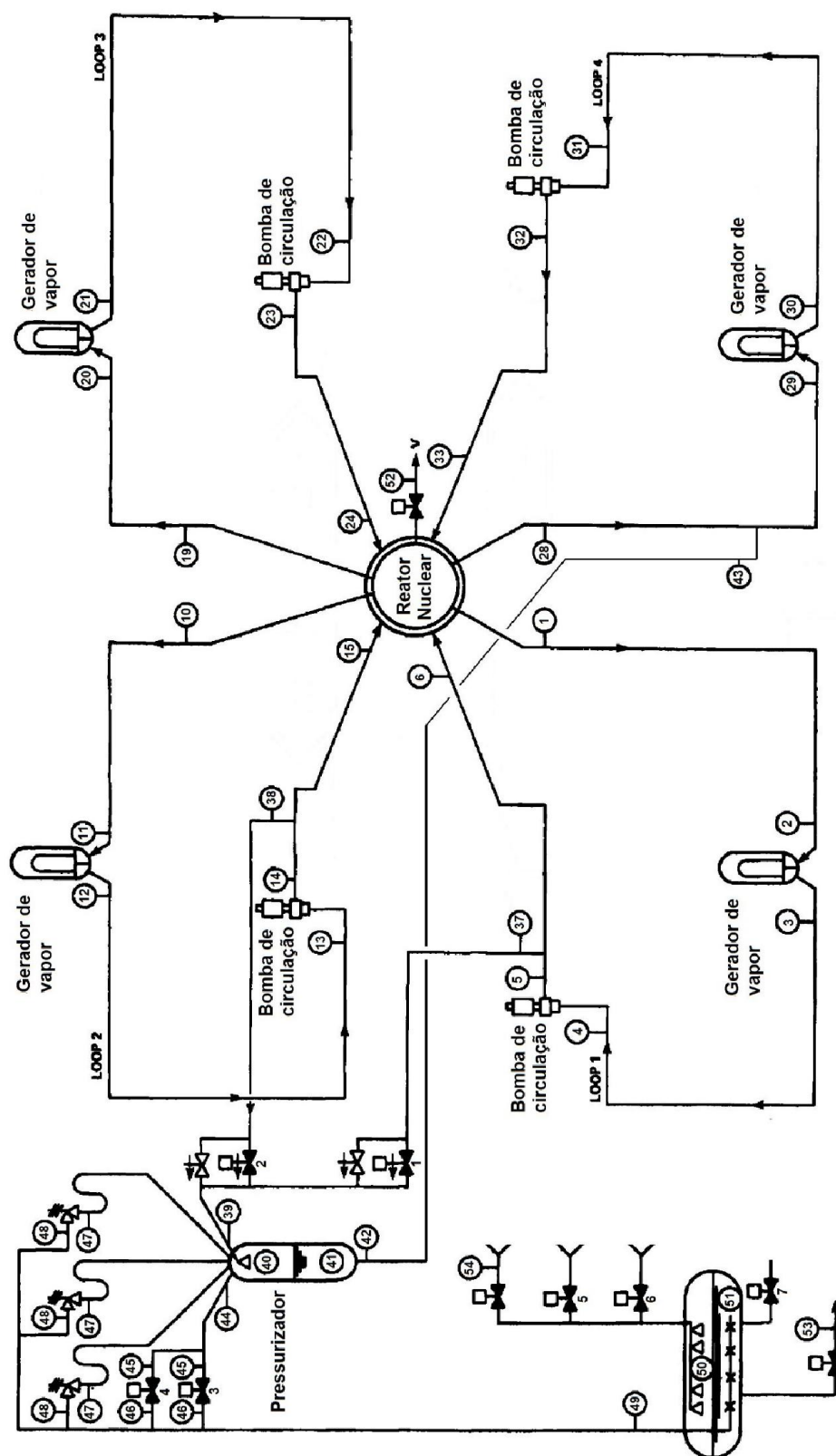


Figura 4.1 – Circuito primário simplificado da central Wolf Creek.
 Fonte: Adaptado de WCNO (2016).

Tabela 4.1 – Dados termodinâmicos associados aos fluxos do circuito primário da central Wolf Creek, para condições normais de operação com potência constante.

Fluxo	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Vazão em massa (kg/s)
1	15,52	325,7	6984,9
2	15,51	325,7	6985,1
3	15,2	292,3	6256,5
4	15,18	292,3	6246,5
5	15,87	292,5	6249,6
6	15,87	292,5	6249,9
37 - 38	15,87	292,5	0,1
39	15,87	292,5	0,1
40 - 41	15,51	344,8	-
42 - 43	15,51	344,8	0,2
44	15,51	344,8	0,0
45	15,51	<344,8	0,0
46	0,12	48,9	0,0
47	15,51	<344,8	0,0
48 - 49	0,12	48,9	0,0
50 - 51	0,12	48,9	-
52	15,51	292,8	0,0
53	0,12	48,9	0,0
54	0,45	76,7	0,0

Fonte: Adaptado de WCNO (2016)

Tabela 4.2 – Informações gerais dos principais equipamentos que compõe o circuito primário da central Wolf Creek

Dados gerais do circuito primário	
Vida útil de projeto (anos)	40 (conseguiu +20 anos de prorrogação)
Potência térmica do vaso do reator (MW)	3425
Pressão de projeto do reator (MPa)	17,24
Pressão de operação do reator (MPa)	16,07
Temperatura de operação do reator (°C)	343,33
Temperatura do ramal (°C): Quente	327,28
Frio	291
Pressurizador	
Pressão de projeto (MPa)	17,13
Temperatura de Projeto (°C)	360
Volume em condições normais: Vapor (m³)	20,39
Água (m³)	30,58
Gerador de vapor	
Tipos de Gerador de vapor	4 unid. vertical com turbos em "U"
Área total de transferência de calor (m²)	5109,67
Pressão de projeto - lado secundário (MPa)	10,13
Temperatura de projeto (°C): Lado Primário	343,33
Lado Secundário	315,56
Temperatura de operação (°C): Valor médio	290,83
Saída do vapor	280,89
Pressão de vapor (MPa): projeto	8,17
plena carga de operação	6,89
Vazão mássica por unidade (kg/s)	501,47
Umidade residual no vapor (%)	0,25
Temperatura da água de alimentação (°C)	230

Fonte: Adaptado de WCNO (2016).

É possível observar na Figura 4.2 um modelo simplificado do circuito secundário da central, que conta com 4 geradores de vapor (representado pelo “4GV”), um sistema de reaquecimento duplo, turbinas de alta e baixa pressão, quatro aquecedores de baixa pressão e três de alta pressão. A turbina de alta pressão apresenta três pontos de extrações, sendo que na primeira extração (“HText1”), parte é destinada para o sistema de reaquecimento de vapor e parte para o aquecimento de água nos aquecedores de alta pressão; por sua vez, a segunda e terceira extrações (“HText2” e “HTextout”) são exclusivamente destinadas para os aquecedores de alta pressão. A turbina de baixa pressão conta com 5 extrações, sendo as quatro primeiras extrações (“LText1”, “LText2”, “LText3” e “LText4”) utilizadas para o aquecimento de água nos aquecedores de baixa pressão e a quinta extração (“LText5”) é direcionada diretamente para o condensador. A potência elétrica gerada pela turbo-bomba (TB) é destinada a turbina de alta pressão (FP). A descrição de cada um dos fluxos da central representados na Figura 4.2 é apresentado no Quadro 4.1.

A análise da central foi realizada a partir de um conjunto de dado termodinâmicos disponibilizados em WCNO (2016), tanto para condição de projeto quanto para condição de VWO, sendo apresentados respectivamente nas Tabela 4.3 e Tabela 4.4. Alguns fluxos não dispunham de dados termodinâmicos suficientes para a análise da central, assim, algumas considerações feitas analogamente para as duas condições da central foram:

- A pressão dos fluxos “V1AH”, “V2AH”, “V3AH”, “V1BH”, “V2BH”, “V3BH”, “V4BH”, “LC1AH”, “LC2AH”, “LC3AH”, “LC1BH”, “LC2BH”, “LC3BH” e “LC4BH” corresponde à pressão interna dos aquecedores da qual eles estão associados. Considerou-se ainda uma perda de carga de 0,05 MPa entre a entrada e a saída de água aquecida dos aquecedores de alta e baixa pressão, esta perda de carga foi considerada com base em dados apresentados por (IAEA, 2011a).
- Para a realização da análise da central foi adotado uma perda de carga do gerador de vapor de 4,8 % (aproximadamente 0,335 MPa); este percentual de perda de carga foi considerando com base em dados apresentados por IAEA (2011a).
- Na turbina de baixa pressão o valor do ELEM foi apresentado por WCNO (2016), sendo que para condição de projeto é de 2213,19 kJ/kg e para condição de VWO de 2207,84 kJ/kg.
- A análise do circuito primário será limitada aos equipamentos principais, considerando que os mesmos operem em regime permanente.

Quadro 4.1 – Descrição dos fluxos da Central Wolf Creek.

FLUXO	Descrição
GVout	Vapor produzido pelo Gerador de Vapor
vc1HT e vc2HT	Válvulas de controle na entrada da turbina de alta pressão.
HTin	Vapor na entrada da turbina de alta pressão
HText1	1ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
extMURH	Extração de vapor para sistema de reaquecimento (mesma condição da “HText1”)
HText2	2ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
HTout	Saída de vapor da turbina de alta pressão
HTLab1 e HTLab2	Fluxos de vapor pelo sistema de labirintos da turbina de alta pressão
HTextout	3ª Extração de vapor da turbina de alta pressão (mesma condição da “HTout”)
MURHin	Entrada de vapor para ser aquecido no conjunto desumidificador e reaquecedor
MUext	Fluxo de água extraída do vapor pelo desumidificador
in1RH	Vapor quase saturado a ser aquecido pelos aquecedores
RH1inext	Entrada de vapor para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH1outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH2inext	Entrada de vapor para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
RH2outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
MURHout	Saída de vapor aquecido no conjunto desumidificador e reaquecedor
LTin	Vapor na entrada da turbina de baixa pressão
LText1	1ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText2	2ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText3	3ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText4	4ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText5	5ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LTout	Saída de vapor da turbina de baixa pressão
V1AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão - AH1
LC1AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão - AH1
AH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH1
AH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH2
V2AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão – AH2
LC2AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão – AH2
AH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH3
V3AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão – AH3
A	Fluxo associado ao <i>Blowdown</i> do Gerador de Vapor
DT2	Saída secundária de água do desaerador
LC3AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão – AH2
AH3in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH3
DT1	Saída principal de água do desaerador
V1BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH1
LC1BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH1
BH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH1
BH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH2
V2BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH2
LC2BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH2
BH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH3
V3BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH3
LC3BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH3
BH4out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH4
V4BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH4
LC4BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH4
BH4in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH4
FPin	Entrada de água na bomba de alta pressão
CPin	Entrada de água na bomba do condensador
Tbin e Tbout	Entrada (Tbin) e saída (Tbout) de vapor na turbo bomba
GVin_pri	Entrada de água do circuito primário no gerador de vapor
GVout_pri	Saída de água do circuito primário do gerador de vapor
RTin e RTout	Entrada (RTin) e saída (RTout) de água do circuito primário no reator
GVin	Entrada de água no gerador de vapor

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tabela 4.3 – Dados termodinâmicos da central Wolf Creek na condição de projeto

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)
GVout	1989,2	6,59	281,8	2773,8
vc1HT	0,4	6,3	-	2773,8
vc2HT	1,6	6,3	-	2773,8
HTin	1894,1	6,3	281,7	2773,8
HText1	93,5	3,13	-	2663,3
extMURH	61,3	3,13	-	2663,3
HText2	90,7	2,01	-	2591,4
HTout	1572,7	1,21	-	-
HTLab1	1,1	-	-	2512,1
HTLab2	1,1	-	-	2512,1
HTextout	73,5	1,21	-	2512,1
in1RH	-	1,19	-	-
RH1inext	61,3	2,97	-	2663,3
RH1outext	61,3	2,94	-	1082,3
in2RH	-	1,19	-	-
RH2inext	93,2	6,52	281,7	2773,8
RH2outext	93,2	6,47	-	1312,6
MURHout	1361,6	1,18	-	2949,4
LTin	1334,3	1,14	-	2949,4
LText1	47,9	0,7	-	2854,0
LText2	85,0	0,42	-	2762,8
LText3	48,9	0,14	-	2505,6
LText4	89,2	0,07	-	2294,4
LText5	20,3	0,03	-	860,2
LTout	1043,1	0,01	-	-
V1AH	93,5	2,98	-	2663,3
LC1AH	186,7	2,98	211,8	906,0
AH1out	2001,2	8,37	228,4	983,9
AH2out	2001,2	8,37	206,2	882,9
V2AH	90,7	1,89	-	2591,4
LC2AH	338,8	1,89	189,5	805,5
AH3out	2001,2	8,37	183,9	784,1
V3AH	75,1	1,15	-	2517,7
A	2,7	1,15	-	2550,5
DT2	3,3	1,15	-	2781,4
LC3AH	81,0	1,15	187,3	789,9
AH3in	2001,2	8,37	167,8	713,8
DT1	627,6	3,09	-	790,4
V1BH	47,9	0,67	-	2854,0
LC1BH	47,9	0,67	145,3	612,2
BH1out	1373,6	3,09	157,9	668,0
BH2out	1373,6	3,09	139,8	589,9
V2BH	85,0	0,4	-	2762,8
LC2BH	132,8	0,4	110,6	464,0
BH3out	1373,6	3,09	105,1	442,6
V3BH	48,9	0,13	-	2505,6
LC3BH	181,7	0,13	90,7	379,8
BH4out	1373,6	3,09	85,1	360,3
V4BH	89,2	0,06	-	2294,4
LC4BH	270,9	0,06	53,6	224,5
BH4in	1373,6	3,09	48,1	203,8
FPin	2001,2	3,09	166,8	706,4
CPin	1373,6	0,01	47,8	200,0
TBin	27,3	1,12	-	2949,4
TBout	27,3	0,02	-	2411,1
GVin_pri	20843,7	15,51	325,7	-
GVout_pri	20932,4	15,2	292,3	-
RTin	20843,7	15,87	292,5	-
RTout	20843,7	15,52	325,7	-
GVin	1989,2	6,93	228,4	983,9

Fonte: Adaptado de WCNO (2016)

Tabela 4.4 – Dados termodinâmicos da central Wolf Creek na condição de VWO

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)
GVout	2078,7	6,59	281,8	2773,8
vc1HT	0,4	6,35	-	2773,8
vc2HT	1,6	6,35	-	2773,8
HTin	1985,1	6,35	281,7	2773,8
HText1	101,9	3,28	-	2668,2
extMURH	64,2	3,28	-	2668,2
HText2	96,9	2,1	-	2596,3
HTout	1641,7	1,26	-	-
HTLab1	1,2	-	-	2516,3
HTLab2	1,2	-	-	2516,3
HTextout	73,5	1,26	-	2516,3
MURHin	1641,7	1,25	-	2516,3
MUext	219,0	1,25	-	805,5
in1RH	-	1,25	-	-
RH1inext	64,2	3,11	-	2668,2
RH1outext	64,2	2,94	-	1094,0
RH2inext	91,7	6,52	281,7	2773,8
RH2outext	91,7	6,47	-	1312,6
MURHout	1422,7	1,23	-	2944,7
LTin	1394,4	1,19	-	2944,7
LText1	50,8	0,73	-	2849,4
LText2	89,7	0,44	-	2759,6
LText3	51,8	0,14	-	2501,1
LText4	95,6	0,07	-	2293,9
LText5	21,6	0,03	-	849,5
LTout	1084,9	0,01	-	-
V1AH	101,9	3,12	-	2668,2
LC1AH	193,6	3,12	214,0	916,4
AH1out	2091,3	8,37	230,9	995,5
AH2out	2091,3	8,37	208,4	893,2
V2AH	96,9	1,98	-	2596,3
LC2AH	354,7	1,98	191,3	813,9
AH3out	2091,3	8,37	185,8	792,5
V3AH	79,5	1,2	-	2521,2
A	2,8	1,2	-	2562,3
DT2	3,5	1,21	-	2782,8
LC3AH	85,7	1,2	173,0	860,9
AH3in	2091,3	8,37	169,6	721,5
DT1	656,0	3,09	-	798,7
V1BH	50,8	0,69	-	2850,0
LC1BH	50,8	0,69	146,8	618,5
BH1out	1435,2	3,09	159,6	675,2
BH2out	1435,2	3,09	141,3	596,2
V2BH	89,7	0,42	-	2759,6
LC2BH	140,5	0,42	111,8	469,4
BH3out	1435,2	3,09	106,3	447,8
V3BH	51,8	0,13	-	2501,1
LC3BH	192,3	0,13	91,7	384,3
BH4out	1435,2	3,09	86,2	363,1
V4BH	95,6	0,06	-	2293,9
LC4BH	287,9	0,06	53,6	224,5
BH4in	1435,2	3,09	48,1	203,8
FPin	2091,3	3,09	168,5	713,8
CPin	1435,2	0,01	47,8	200,0
TBin	28,3	1,17	-	2944,7
TBout	28,3	0,02	-	2403,2
GVin_pri	20843,7	15,51	325,7	-
GVout_pri	20843,7	15,2	292,3	-
RTin	20843,7	15,87	292,5	-
RTout	20843,7	15,52	325,7	-
GVin	2078,7	6,93	230,9	995,5

Fonte: Adaptado de WCNO (2016)

Como a central traz os dados da pressão após as válvulas localizadas na entrada das turbinas de alta e baixa pressão, tais valores serão considerados como o valor da pressão na entrada das turbinas, sendo desprezado, nesta análise, o procedimento de correção da pressão na entrada da turbina recomendado pela ASME.

4.2. CASO 2: Estudo da Central “Bell Bend”

O segundo estudo de caso é referente à central Bell Bend. Esta central teve sua construção iniciada na região adjacente a central nuclear Susquehanna em Luzerne Country, na Pensilvânia. É uma central de fabricação da Areva, com um reator nuclear PWR com quatro *loops*, modelo EPR com potência térmica de 4590 MW, projetado para fornecer uma potência elétrica de 1700 MW (AREVA NP, 2008).

A central Bell Bend conta com 4 geradores de vapor (representado na Figura 4.3 pelo “4GV”), um sistema de reaquecimento duplo, turbina de alta e baixa pressão, cinco aquecedores de baixa pressão e três de alta pressão. A turbina de alta pressão tem duas extrações sendo que na primeira extração (“HText1”), parte do vapor é destinada para o sistema de reaquecimento e parte para o aquecimento de água nos aquecedores de alta pressão. Na segunda extração (“HText2”) o vapor é exclusivamente destinado para os aquecedores de água de alta pressão. A turbina de baixa pressão tem quatro extrações (“LText1”, “LText2”, “LText3” e “LText4”), sendo todas destinadas para o aquecimento de água nos aquecedores de baixa pressão. Uma representação esquemática deste circuito secundário é apresentada na Figura 4.3. A descrição de cada um dos fluxos da central representados na Figura 4.3 é apresentado no Quadro 4.2.

A análise da central foi realizada a partir de um conjunto de dados termodinâmicos disponibilizados em-AREVA NP (2008), tanto para condição de projeto quanto para condição de VWO, sendo apresentados, respectivamente, na Tabela 4.5 e na Tabela 4.6. Alguns fluxos não dispunham de dados termodinâmicos suficientes para a análise da central assim algumas considerações feitas analogamente para as duas condições da central:

A pressão dos fluxos “V1AH”, “V2AH”, “V3AH”, “V1BH”, “V2BH”, “V3BH”, “V4BH”, “V5BH”, “LC1AH”, “LC2AH”, “LC3AH”, “LC1BH”, “LC2BH”, “LC3BH”, “LC4BH” e “LC5BH” corresponde a pressão interna dos aquecedores da qual eles estão associados. Considerou-se ainda uma perda de carga de 0,05 MPa (IAEA, 2011a) entre a entrada e a saída de água aquecida dos aquecedores de alta e baixa pressão.

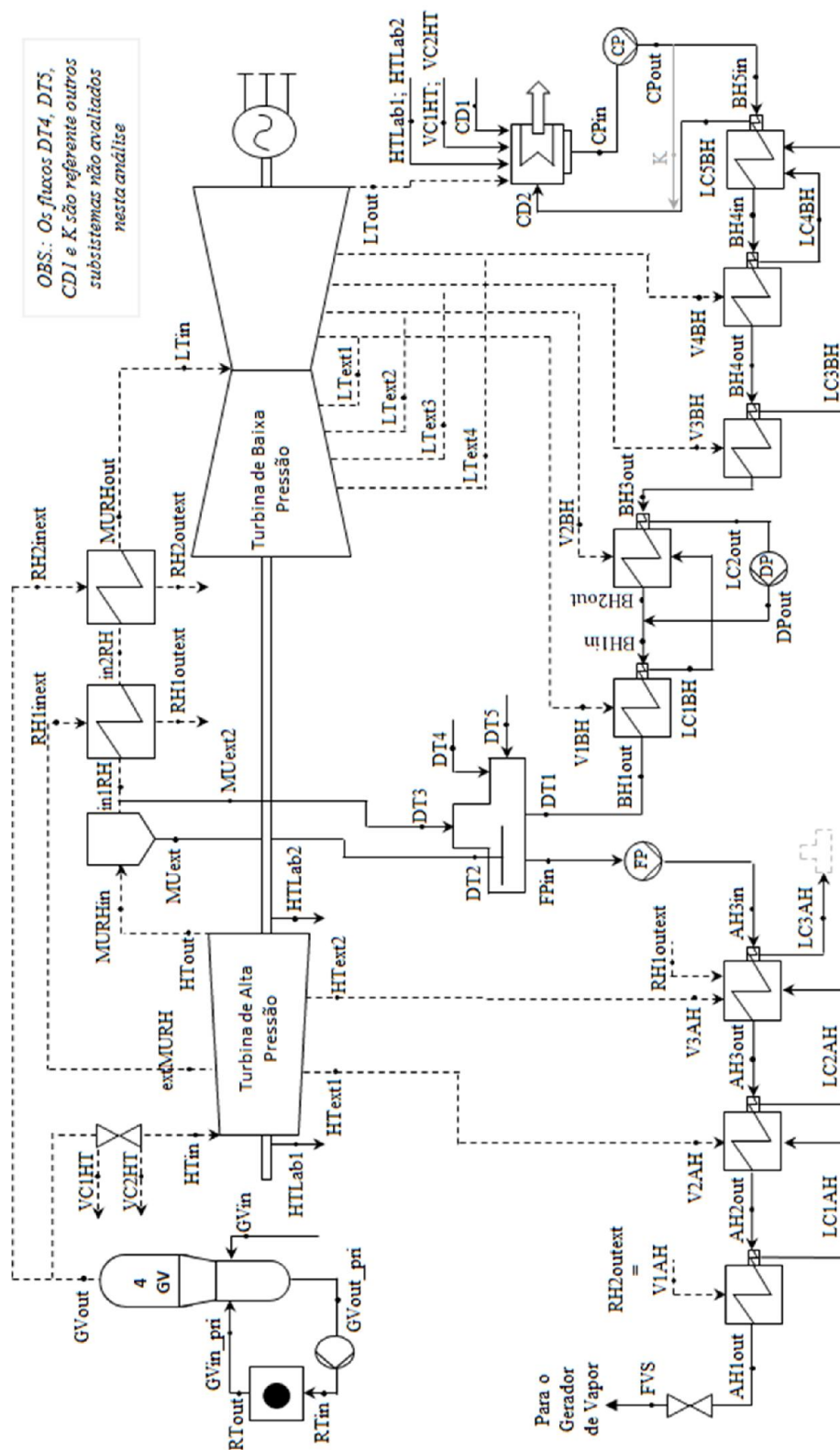


Figura 4.3 – Circuito secundário simplificado da central Bell Bend.

Fonte: Adaptado de AREVA NP (2008).

Quadro 4.2 – Descrição dos fluxos da Central Bell Bend.

FLUXO	Descrição
GVout	Vapor produzido pelo Gerador de Vapor
vc1HT e vc2HT	Válvulas de controle na entrada da turbina de alta pressão.
HTin	Vapor na entrada da turbina de alta pressão
HText1	1ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
extMURH	Extração de vapor para sistema de reaquecimento (mesma condição da “HText1”)
HText2	2ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
HTout	Saída de vapor da turbina de alta pressão
HTLab1 e HTLab2	Fluxos de vapor pelo sistema de labirintos da turbina de alta pressão
MURHin	Entrada de vapor para ser aquecido no conjunto desumidificador e reaquecedor
MUext	Fluxo de água extraída do vapor pelo desumidificador
MUext2	2º Fluxo extraído logo após o desumidificador
in1RH	Vapor quase saturado a ser aquecido pelos aquecedores
RH1inext	Entrada de vapor para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH1outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH2inext	Entrada de vapor para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
RH2outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
MURHout	Saída de vapor aquecido no conjunto desumidificador e reaquecedor
LTin	Vapor na entrada da turbina de baixa pressão
LText1	1ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText2	2ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText3	3ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText4	4ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LTout	Saída de vapor da turbina de baixa pressão
V1AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão - AH1
LC1AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão - AH1
AH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH1
AH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH2
V2AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão – AH2
LC2AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão – AH2
AH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH3
V3AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão – AH3
LC3AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão – AH2
AH3in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de Alta pressão – AH3
DT1	Água aquecida pelos aquecedores de baixa pressão
DT2	Fluxo resultante do fluxo "MUext"
DT3	Fluxo resultante do fluxo "MUext2"
DT4	1º Fluxo resultante do subsistema de aquecimento secundário do Blowdown do GV
DT5	2º Fluxo resultante do subsistema de aquecimento secundário do Blowdown do GV
V1BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH1
LC1BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH1
BH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH1
BH1in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH2
V2BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH2
LC2BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH2
BH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH2
BH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH3
V3BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH3
LC3BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH3
BH4out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH4
V4BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão – BH4
LC4BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH4
BH4in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH4
FPin	Entrada de água na bomba de alta pressão
CPin e CPout	Entrada (CPin) e Saída (CPout) de água na bomba do condensador
DPout	Saída de líquido saturado da bomba de drenos
CD1	3º Fluxos resultante do subsistema de aquecimento secundário - Blowdown do GV
CD2	Fluxos resultante de aquecimento secundário dos labirintos
LC5BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão – BH5
BH5in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão – BH5
GVin_pri e GVout_pri	Entrada e Saída de água do circuito primário no gerador de vapor
RTin e RTout	Entrada (RTin) e Saída (RTout) de água no circuito primário no reator
GVin	Entrada de água no gerador de vapor
FVS	Fluxo da água de alimentação após conjunto de válvulas

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tabela 4.5 – Dados termodinâmicos da central Bell Bend na condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	TÍTULO
GVout	2606,2	7,66	-	2760,0	-
vc1HT	0,0	0	0,0	-	0,00
vc2HT	0,0	0	0,0	-	0,00
HTin	2465,5	7,51	-	-	0,99
HText1	172,8	2,93	-	-	0,89
extMURH	110,0	2,93	-	-	0,89
HText2	95,0	1,77	-	-	0,87
HTout	2086,7	1,1	-	-	0,85
HTLab1	1,0	1,1	-	-	0,85
HTLab2	0,0	1,1	-	-	0,85
HTextout	0,0	0	0,0	-	0,00
MURHin	2086,7	1,1	-	-	0,85
MUext	309,7	1,09	183,8	-	0,00
in1RH	1777,0	1,09	183,8	-	-
RH1inext	110,0	2,93	-	-	0,89
RH1outext	110,0	2,89	231,7	-	-
in2RH	1676,7	1,08	221,7	-	-
RH2inext	140,7	7,13	-	2759,3	0,99
RH2outext	140,7	7,08	286,6	-	-
MURHout	1676,7	1,06	276,6	-	-
LTin	1676,7	1,05	276,3	-	-
LText1	79,2	0,55	201,7	-	-
LText2	75,4	0,27	130,6	-	-
LText3	83,1	0,12	-	2408,4	-
LText4	90,2	0,04	-	1912,6	-
LTout	1349,3	0,01	-	-	-
V1AH	140,7	7,08	286,6	-	-
LC1AH	140,7	0	228,1	-	0,00
AH1out	2632,3	8,39	230,2	-	-
AH2out	2632,3	8,45	227,0	-	-
V2AH	172,8	2,78	-	-	0,90
LC2AH	313,5	0	206,6	-	0,00
AH3out	2632,3	8,52	201,0	-	-
V3AH	95,0	1,68	-	-	0,87
LC3AH	518,5	0	188,4	-	0,00
AH3in	2632,3	8,63	182,8	-	-
DT1	1678,9	1,14	149,8	-	-
DT2	309,7	1,24	183,7	-	-
DT3	100,3	1,04	-	-	1,00
DT4	6,4	1,38	194,3	-	-
DT5	18,5	2,13	174,8	-	-
V1BH	79,2	0,51	200,6	-	-
LC1BH	79,2	0,51	130,1	-	0,00
BH1out	1678,9	1,93	149,8	-	-
BH1in	1678,9	2,04	124,5	-	-
V2BH	75,4	0,25	129,6	-	-
LC2BH	154,6	0,25	127,0	-	0,00
BH2out	1524,3	2,04	124,5	-	-
BH3out	1524,3	2,15	98,7	-	-
V3BH	83,1	0,11	214,7	2408,4	-
LC3BH	83,1	0,11	101,4	-	0,00
BH4out	1524,3	2,26	73,2	-	-
V4BH	90,2	0,04	168,5	1912,6	-
LC4BH	90,2	0,04	75,9	-	0,00
BH4in	1524,3	2,33	50,8	-	-
FPin	2632,3	1,23	181,4	-	-
CPin	1542,8	0,01	46,3	-	-
CPout	1542,8	2,72	46,6	-	-
DPout	154,6	2,04	124,5	-	-
CD1	19,6	1,24	48,9	-	-
CD2	196,0	0,01	-	218,9	-
LC5BH	195,8	-	52,2	-	0,00
BH5in	1524,3	2,44	46,7	-	-
MUext2	100,3	1,09	183,8	-	0,00
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	-	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	-	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVin	2632,3	7,8	230,2	992,3	-

Fonte: Adaptado de AREVA NP (2008).

Tabela 4.6 – Dados termodinâmicos da central Bell Bend na condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	TÍTULO
GVout	2681,2	7,66	-	2760,0	-
ve1HT	0,0	0	-	0,0	0,00
ve2HT	0,0	0	-	0,0	0,00
HTin	2539,5	7,51	-	2759,3	1,00
HText1	179,8	3,02	-	-	0,89
extMURH	114,4	3,02	-	-	0,89
HText2	98,2	1,82	-	-	0,87
HTout	2146,1	1,13	-	-	0,85
HTLab1	1,0	1,1	-	-	0,85
HTLab2	0,0	1,1	-	-	0,85
HTextout	0,0	0	0,0	-	0,00
MURHin	2146,1	1,13	-	-	0,85
MUext	316,3	1,12	185,0	-	0,00
in1RH	1829,8	1,12	185,1	-	-
RH1inext	114,4	3,02	-	-	0,89
RH1outext	114,4	2,97	233,3	-	-
in2RH	1725,2	1,11	223,1	-	-
RH2inext	141,7	7,12	-	2759,3	0,99
RH2outext	141,7	7,07	286,5	-	-
MURHout	1725,2	1,1	276,6	-	-
LTin	1725,2	1,08	276,3	-	-
LText1	82,0	0,57	201,7	-	-
LText2	78,0	0,27	130,6	-	-
LText3	85,9	0,12	-	2411,0	-
LText4	92,1	0,04	-	1911,0	-
LTout	1387,8	0,01	-	-	-
V1AH	141,7	7,07	286,5	-	-
LC1AH	141,7	2,76	229,3	-	0,00
AH1out	2708,1	8,41	231,4	-	-
AH2out	2708,1	8,48	228,3	-	-
V2AH	179,8	2,86	-	-	0,89
LC2AH	321,4	2,78	208,0	-	0,00
AH3out	2708,1	8,55	202,2	-	-
V3AH	98,2	1,73	-	-	0,87
LC3AH	534,0	1,68	189,1	-	0,00
AH3in	2708,1	8,66	184,1	-	-
DT1	1727,3	1,12	150,6	-	-
DT2	316,3	1,27	185,0	-	-
DT3	104,7	1,07	-	-	1,00
DT4	6,6	1,38	194,3	-	-
DT5	19,2	2,15	174,3	-	-
V1BH	82,0	0,52	200,4	-	-
LC1BH	82,0	0,51	131,1	-	0,00
BH1out	1727,3	1,95	150,6	-	-
BH1in	1727,3	2,06	125,3	-	-
V2BH	78,0	0,25	129,4	-	-
LC2BH	159,9	0,25	127,3	-	0,00
BH2out	1567,3	2,06	125,3	-	-
BH3out	1567,3	2,18	99,3	-	-
V3BH	85,9	0,11	-	2410,2	-
LC3BH	85,9	0,11	101,5	-	0,00
BH4out	1567,3	2,29	73,7	-	-
V4BH	90,2	0,04	-	1908,8	-
LC4BH	93,2	0,04	75,9	-	0,00
BH4in	1567,3	2,41	51,3	-	-
FPin	2708,0	1,26	182,6	-	-
CPin	1586,5	0,01	46,7	-	-
CPout	1586,5	2,77	47,0	-	-
DPout	159,9	2,06	125,3	-	-
CD1	20,2	1,23	48,9	-	-
CD2	199,9	0,01	-	220,0	-
LC5BH	199,6	0,2	52,5	-	0,00
BH5in	1567,3	2,48	47,2	-	-
MUext2	104,7	1,12	185,1	-	0,00
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	-	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	-	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVin	2708,1	7,77	231,4	997,9	-

Fonte: Adaptado de AREVA NP (2008).

Entre os fluxos “AH1out” e “GVin” há outros equipamentos (conjunto de bombas, válvulas, reservatório de armazenamento de água, drenos), porém entre estes dois fluxos só são apresentados os dados termodinâmicos após as válvulas de água de alimentação (“FVS”). Logo, devido à falta de informações, foi considerado que estado termodinâmico da água na entrada do gerador de vapor como igual ao estado termodinâmico da água de alimentação após o conjunto de válvulas de controle (“FVS” = “GVin”). Ao adotar tal condição termodinâmica para o gerador de vapor, tem-se que a perda de carga neste equipamento será de 1,8 % (aproximadamente 0,14 MPa), um valor inferior ao apresentado pelo IAEA (IAEA, 2011a), que é de aproximadamente 4,8 %. A análise do circuito primário será limitada aos equipamentos principais, considerando que os mesmos operem em condição de regime permanente.

4.3. CASO 3: Estudo da Central “U.S.EPR”

O terceiro estudo de caso é referente a central U.S.EPR. Esta central é um projeto da Areva proposto para novas centrais nucleares nos Estados Unidos, dentre as quais estão Callaway (unidade 2), Calvert Cliffs (unidade 3) e Nine Mile Point (unidade 3). É uma central com um reator nuclear PWR com quatro *loops*, modelo EPR com potência térmica de 4590 MW, projetado para fornecer uma potência elétrica de 1700 MW (AREVA NP, 2009).

É possível observar na Figura 4.4 um modelo simplificado do circuito secundário da central, que conta com 4 geradores de vapor (representado pelo “4GV”), um sistema de reaquecimento duplo, turbinas de alta e baixa pressão, quatro aquecedores de baixa pressão e três de alta pressão. A turbina de alta pressão tem três pontos de extrações de vapor. A primeira extração (“HText1”), parte do vapor é destinada para o sistema de reaquecimento de vapor e parte para o aquecimento de água nos aquecedores de alta pressão. Na segunda e terceira extração (“HText2” e “HText3”) o vapor é destinado, respectivamente, para o segundo aquecedor de alta pressão (AH2) e o desaerador. A turbina de baixa pressão tem quatro extrações (“LText1”, “LText2”, “LText3” e “LText4”), sendo todas destinadas para o aquecimento de água nos aquecedores de baixa pressão. A descrição de cada um dos fluxos da central representados na Figura 4.4 é apresentado no Quadro 4.3.

Quadro 4.3 – Descrição dos fluxos da Central U.S.EPR

FLUXO	Descrição
GVout	Vapor produzido pelo Gerador de Vapor
vc1HT e vc2HT	Válvulas de controle na entrada da turbina de alta pressão.
HTin	Vapor na entrada da turbina de alta pressão
HText1	1ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
extMURH	Extração de vapor para sistema de reaquecimento (mesma condição da "HText1")
HText2	2ª Extração de vapor da turbina de alta pressão
HTout	Saída de vapor da turbina de alta pressão
HTLab1 e HTLab2	Fluxos de vapor pelo sistema de labirintos da turbina de alta pressão
HTextout	3ª Extração de vapor da turbina de alta pressão (mesma condição da "HTout")
MURHin	Entrada de vapor para ser aquecido no conjunto desumificador e reaquecedor
MUext	Fluxo de água extraída do vapor pelo desumificador
in1RH	Vapor quase saturado a ser aquecido pelos aquecedores
RH1inext	Entrada de vapor para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH1outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 1º conjunto de aquecimento
RH2inext	Entrada de vapor para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
RH2outext	Saída de vapor utilizado para aquecimento do 2º conjunto de aquecimento
MURHout	Saída de vapor aquecido no conjunto desumificador e reaquecedor
LTin	Vapor na entrada da turbina de baixa pressão
LText1	1ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText2	2ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText3	3ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LText4	4ª Extração de vapor da turbina de baixa pressão
LTout	Saída de vapor da turbina de baixa pressão
V1AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão - AH1
LC1AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão - AH1
AH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão - AH1
AH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão - AH2
V2AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão - AH2
LC2AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão - AH2
AH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de Alta pressão - AH3
V3AH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de alta pressão - AH3
LC3AH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de alta pressão - AH2
AH3in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de Alta pressão - AH3
DT1	Água aquecida pelos aquecedores de baixa pressão
DT2	Fluxo resultante do fluxo "MUext"
DT3	Fluxo resultante da 3ª extração da turbina de alta pressão ("HTextout")
DT4	1º Fluxo resultante do subsistema de aquecimento secundário do Blowdown do GV
DT5	2º Fluxo resultante do subsistema de aquecimento secundário do Blowdown do GV
V1BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH1
LC1BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH1
BH1out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH1
BH1in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH2
V2BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH2
LC2BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH2
BH2out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH2
BH2in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH2
V3BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH3
LC3BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH3
BH3out	Saída de água aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH3
BH3in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH3
V4BH	Entrada de vapor para aquecimento no Aquecedor de baixa pressão - BH4
LC4BH	Líquido saturado que sai do Aquecedor de baixa pressão - BH4
BH4in	Entrada de água a ser aquecida no Aquecedor de baixa pressão - BH4
FPin	Entrada de água na bomba de alta pressão
CPin e CPout	Entrada (CPin) e Saída (CPout) de água na bomba do condensador
DP1out	Saída de líquido saturado da bomba do dreno - DP1
DP2out	Saída de líquido saturado da bomba do dreno - DP2
DP3out	Saída de líquido saturado da bomba do dreno - DP3
CD1	3º Fluxos resultante do subsistema de aquecimento secundário - Blowdown do GV
CD2	Fluxos resultante de aquecimento secundário dos labirintos
GVin_pri	Entrada (GVin_pri) e Saída (GVout_pri) de água do circuito primário no gerador de vapor
RTin e RTout	Entrada (RTin) e saída (RTout) de água do circuito primário no reator
GVin	Entrada de água no gerador de vapor
FVS	Fluxo da água de alimentação após conjunto de válvulas

Fonte: Elaborada pela própria autora

Tabela 4.7 – Dados termodinâmicos da central U.S.EPR na condição de projeto

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	TÍTULO
GVout	2606,2	7,66	-	2760,0	1,00
vc1HT	0,4	7,51	-	-	1,00
vc2HT	0,0	0	-	-	-
HTin	2453,0	7,36	-	-	1,00
HText1	153,8	2,93	-	-	0,90
extMURH	104,3	2,93	-	-	0,90
HText2	103,2	1,86	-	-	0,87
HTout	1962,7	1,12	-	-	0,85
HTLab1	12,7	1,1	-	-	0,85
HTLab2	0,0	1,1	-	-	0,85
HTextout	116,4	1,12	-	-	0,85
MURHin	1962,7	1,12	-	-	0,85
MUext	288,0	1,09	183,9	-	-
in1RH	1674,7	1,09	183,8	-	-
RH1inext	108,6	2,93	-	2570,6	0,90
RH1outext	108,6	2,89	231,7	-	-
in2RH	1674,7	1,08	221,2	-	-
RH2inext	152,1	7,2	-	2759,3	0,99
RH2outext	152,1	7,09	286,6	-	-
MURHout	1674,7	1,07	279,9	-	-
LTin	1674,7	1,07	279,7	-	-
LText1	56,6	0,54	205,4	-	-
LText2	88,4	0,34	158,7	-	-
LText3	110,6	0,12	-	-	0,97
LText4	76,2	0,02	-	1260,5	0,94
LTout	1335,4	0,01	-	-	-
V1AH	147,8	7,09	286,6	-	-
LC1AH	147,8	0	232,4	-	0,00
AH1out	2632,3	8,41	230,1	-	-
AH2out	2632,3	8,48	226,8	-	-
V2AH	158,0	2,78	-	-	0,90
LC2AH	305,8	0	208,0	-	0,00
AH3out	2632,3	8,55	202,4	-	-
V3AH	104,8	1,73	-	-	0,87
LC3AH	519,3	0	187,8	-	0,00
AH3in	2632,3	8,63	182,2	-	-
DT1	1683,2	1,4	149,2	-	-
DT2	288,0	1,24	183,8	-	-
DT3	116,4	1,12	-	-	0,85
DT4	6,4	1,38	195,1	-	-
DT5	19,0	0	174,2	-	0,00
V1BH	56,6	0,5	204,4	-	-
LC1BH	56,6	0	151,8	-	0,00
BH1out	1626,1	1,4	149,2	-	-
BH1in	1626,1	1,47	130,9	-	-
V2BH	88,4	0,3	157,4	-	-
LC2BH	88,4	0	133,6	-	0,00
BH2out	1538,2	1,47	130,9	-	-
BH2in	1538,2	1,54	100,7	-	-
V3BH	110,6	0,11	0,0	-	0,97
LC3BH	110,6	0	103,3	-	0,00
BH3out	1427,6	1,54	100,7	-	-
BH3in	1427,6	1,62	60,0	-	-
V4BH	76,2	0,02	0,0	1298,8	-
LC4BH	76,2	0	63,0	-	0,00
BH4in	1427,6	1,67	47,4	-	-
FPin	2632,3	1,02	180,8	-	-
CPin	1446,6	0,01	46,2	-	-
CPout	1446,6	2,48	46,6	-	-
DP1out	56,6	1,4	149,2	-	-
DP2out	88,4	1,47	130,9	-	-
DP3out	110,6	1,54	100,7	-	-
CD1	19,6	1,24	48,9	-	-
CD2	78,1	0,01	-	267,3	-
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	-	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	-	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVin	2632,3	7,8	230,0	991,8	-
FVS	2632,3	7,8	230,0	991,8	-

Fonte: Adaptado de AREVA NP (2009)

Tabela 4.8 – Dados termodinâmicos da central U.S.EPR na condição de VWO.

FLUXO	MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	TÍTULO
GVout	2679,4	7,66	-	2760,0	-
vc1HT	0,4	7,51	-	-	1,00
vc2HT	0,0	0	-	-	-
HTin	2526,1	7,36	-	-	1,00
HText1	161,1	3,01	-	-	0,90
extMURH	109,4	3,01	-	-	0,90
HText2	108,2	1,91	-	-	0,87
HTout	2014,8	1,14	-	-	0,85
HTLab1	12,5	1,1	-	-	0,85
HTLab2	0,0	1,1	-	-	0,85
HTextout	120,1	1,14	-	-	0,85
MURHin	2014,8	1,14	-	-	0,85
MUext	300,1	1,12	184,8	-	-
in1RH	1714,7	1,12	184,8	-	-
RH1inext	113,7	2,93	-	2570,1	0,00
RH1outext	113,7	2,85	231,0	-	-
in2RH	1714,7	1,12	222,7	-	-
RH2inext	152,1	7,19	-	2759,3	0,99
RH2outext	152,1	7,09	286,6	-	-
MURHout	1714,7	1,1	279,9	-	-
LTin	1714,7	1,09	279,7	-	-
LText1	58,4	0,56	205,3	-	-
LText2	91,0	0,34	158,7	-	-
LText3	113,8	0,13	-	-	0,97
LText4	78,5	0,03	-	1260,5	0,94
LTout	1365,5	0,01	-	-	-
V1AH	147,8	7,09	286,6	-	-
LC1AH	147,8	0	233,9	-	0,00
AH1out	2706,4	8,41	231,4	-	-
AH2out	2706,4	8,48	228,4	-	-
V2AH	161,1	2,86	-	-	0,90
LC2AH	313,1	0	209,3	-	0,00
AH3out	2706,4	8,55	203,8	-	-
V3AH	109,8	1,78	-	-	0,87
LC3AH	536,6	0	188,8	-	0,00
AH3in	2706,4	8,63	183,2	-	-
DT1	1724,0	1,37	150,0	-	-
DT2	300,1	1,27	184,8	-	-
DT3	120,1	1,14	-	-	0,85
DT4	6,6	1,38	195,1	-	-
DT5	19,0	0	179,1	-	0,00
V1BH	58,4	0,51	204,4	-	-
LC1BH	58,4	0	152,7	-	0,00
BH1out	1665,6	1,37	150,0	-	-
BH1in	1665,6	1,43	131,7	-	-
V2BH	91,0	0,31	157,4	-	-
LC2BH	91,0	0	134,5	-	0,00
BH2out	1574,5	1,43	131,7	-	-
BH2in	1574,5	1,51	101,4	-	-
V3BH	113,8	0,12	-	-	0,97
LC3BH	113,8	0	103,9	-	0,00
BH3out	1460,8	1,51	101,4	-	-
BH3in	1460,8	1,58	60,6	-	-
V4BH	78,5	0,02	-	1260,5	-
LC4BH	78,5	0	63,4	-	0,00
BH4in	1460,8	1,65	47,8	-	-
FPin	2706,4	1,04	181,7	-	-
CPin	1479,8	0,01	46,7	-	-
CPout	1479,8	2,48	46,8	-	-
DP1out	58,4	1,37	150,0	-	-
DP2out	91,0	1,43	131,7	-	-
DP3out	113,8	1,51	101,4	-	-
CD1	20,2	1,24	48,9	-	-
CD2	80,4	0,01	-	268,9	-
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	-	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	-	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	-	-
GVin	2706,4	7,8	231,4	998,1	-
FVS	2706,4	7,8	231,4	998,1	-

Fonte: Adaptado de AREVA NP (2009).

A análise da central foi realizada a partir de um conjunto de dados termodinâmicos disponibilizados em AREVA NP (2009), tanto para condição de projeto quanto para condição de VWO, sendo apresentados, respectivamente, na Tabela 4.7 e na Tabela 4.8. Vale salientar que alguns fluxos não dispunham de dados termodinâmicos suficientes para a análise da central, assim foram admitidas as seguintes considerações para as duas condições de operação da central: Admitiu-se que a pressão dos fluxos “V1AH”, “V2AH”, “V3AH”, “V1BH”, “V2BH”, “V3BH”, “V4BH”, “LC1AH”, “LC2AH”, “LC3AH”, “LC1BH”, “LC2BH”, “LC3BH” e “LC4BH” corresponde à pressão interna dos aquecedores da qual eles estão associados. Considerou-se ainda uma perda de carga de 0,05 MPa entre a entrada e a saída de água aquecida dos aquecedores de alta e baixa pressão, esta perda de carga foi considerada com base em dados apresentados por (IAEA, 2011a).

Entre os fluxos “AH1out” e “GVin” há outros equipamentos (conjunto de bombas, válvulas, reservatório de armazenamento de água, drenos), mas devido à falta de informações detalhadas entre estes dois pontos, admitiu-se o estado termodinâmico da água na entrada do gerador de vapor dado como o estado termodinâmico da água na saída das válvulas de água de alimentação (“FVS”=“GVin”). Ao adotar tal condição termodinâmica para o gerador de vapor, tem-se que a perda de carga neste equipamento será de 1,8 % (aproximadamente 0,14 MPa) um valor inferior ao apresentado pelo IAEA (IAEA, 2011a), que é de aproximadamente 4,8 %.

A análise do circuito primário será limitada aos equipamentos principais, considerando que os mesmos operem em condição de regime permanente.

Capítulo 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1. CASO 1: Estudo da Central “Wolf Creek Generating”

A análise da central Wolf Creek Generating foi realizada com base nas propriedades termodinâmicas e nos valores de exergia total calculados para cada um dos fluxos da central, cujos valores individuais destes fluxos, tanto para condição de projeto quanto para condição de VWO, são apresentados no Apêndice D, no item D.1.

Os valores de irreversibilidades obtidos para os equipamentos da central Wolf Creek nas duas condições de operação analisadas são apresentados na Tabela 5.1. Os valores de irreversibilidade encontrados são similares aos valores apresentados em outras análises exergéticas realizadas por Rosen e Scott (1986) e Durmayaz e Yavuz (2001). Para a condição de projeto foi estimada uma irreversibilidade total de 2559,8 MW enquanto para a VWO foi obtido 2541,9 MW, sendo que em ambas as maiores irreversibilidades encontradas estão concentradas no reator nuclear (mais de 75 %), seguidas do gerador de vapor (11,5 % para condição de projeto e 10,4 % para VWO), condensador (4,7 % para condição de projeto e 5 % para VWO), e as turbinas de baixa (3,1 % para condição de projeto e 3,3 % para VWO) e alta pressão (1,8 % para condição de projeto e 2 % para VWO).

Tabela 5.1 – Irreversibilidade dos equipamentos para central Wolf Creek Generating para a condição de projeto e para condição de VWO.

Equipamentos	Calculados pela autora				Disponível na Literatura			
	Wolf Creek (100%) projeto		Wolf Creek (105%) VWO		ROSEN e SCOTT (1986) - CANDU -		DURMAYAZ e YAVUZ (2001) - PWR -	
	MW	%	MW	%	MW	%	MW	%
Reator	1943,9	75,9 %	1943,9	76,5 %	969,7	79,8 %	2148,2	79,7 %
Gerador de vapor	295,4	11,5 %	263,7	10,4 %	47,4	3,9 %	133,8	5,0 %
Tubulações e válvulas*	10,9	0,4 %	9,8	0,4 %	0,0	0,0 %	19,9	0,7 %
Turbina de Alta pressão	46,5	1,8 %	50,8	2,0 %	36,9	3,0 %	48,9	1,8 %
Turbina de Baixa pressão	79,2	3,1 %	84,9	3,3 %	79,7	6,6 %	145,9	5,4 %
Desumidificador	1,3	0,1 %	0,7	0,0 %	0,2	0,0 %	3,1	0,1 %
Reaquecedor	12,3	0,5 %	13,2	0,5 %	15,0	1,2 %	24,4	0,9 %
Condensador	121,5	4,7 %	126,1	5,0 %	24,7	2,0 %	125,8	4,7 %
Aquecedor de Baixa Pressão	21,8	0,9 %	23,2	0,9 %	1,6	0,1 %	19,4	0,7 %
Desaerador	0,7	0,0 %	1,2	0,0 %	1,8	0,1 %	5,1	0,2 %
Aquecedor de Alta Pressão	10,8	0,4 %	9,6	0,4 %	16,4	1,3 %	18,4	0,7 %
Outros***	15,5	0,6 %	14,6	0,6 %	21,6	1,8 %	2,9	0,1 %
Irreversibilidade Total	2559,8	100 %	2541,9	100 %	1215,0	100 %	2695,8	100 %

***Inclui válvulas, tubulações, gerador elétrico, transformador moderador, bombas (reator, condensador, aquecedor de alta pressão e outras)

Fonte: Elaborada pela própria autora.

O uso da análise exergética permitiu detectar as variações de eficiência exergética de cada equipamento operando nas condições de projeto e VWO. Para esta central alguns equipamentos apresentam maior eficiência exergética para a condição de projeto em relação a VWO, entre dos quais estão os reaquecedores, aquecedores de alta pressão (AH1) e aquecedor de baixa pressão (BH4). Por sua vez, o gerador de vapor, desumidificador, desaerador, aquecedores de alta pressão (AH2 e AH3), aquecedores de baixa pressão (BH1, BH2 e BH3) apresentaram uma menor eficiência exergética para a condição de projeto em relação a VWO, como pode ser observado nos resultados numéricos apresentados na Tabela 5.2.

Os resultados permitem concluir que o aumento da vazão mássica não implica necessariamente em um crescimento ou redução da eficiência exergética de todos os equipamentos e que tal variação é relativa a cada condição operacional da central.

Tabela 5.2 – Eficiências Exergéticas para a central Wolf Creek Generating para condição de projeto e de VWO.

Equipamentos	Projeto (100 %)	VWO (105 %)	$\Psi_{(100\%)} - \Psi_{(VWO)}$
Gerador de vapor	97,02 %	97,35 %	-0,33 %
Desumidificador	99,89 %	99,94 %	-0,05 %
Reaquecedores	88,02 %	87,25 %	0,76 %
AH1 - Aquecedor de Alta Pressão	94,26 %	94,23 %	0,03 %
AH2- Aquecedor de Alta Pressão	95,06 %	95,11 %	-0,05 %
AH3 - Aquecedor de Alta Pressão	95,54 %	99,18 %	-3,64 %
BH1 - Aquecedor de Baixa Pressão	92,52 %	92,74 %	-0,21 %
BH2 - Aquecedor de Baixa Pressão	86,97 %	87,18 %	-0,21 %
BH3 - Aquecedor de Baixa Pressão	87,53 %	88,96 %	-1,43 %
BH4 - Aquecedor de Baixa Pressão	75,05 %	73,91 %	1,14 %
Desaerador	96,23 %	98,22 %	-1,99 %

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Para as turbinas de alta e baixa pressão foram calculados os valores de eficiência e eficácia de acordo com as recomendações da norma da ASME (2008), cujos valores obtidos são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbinas de Alta e Baixa Pressão para a central Wolf Creek.

Parâmetros	Projeto (100 %)		VWO (105 %)	
	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão
Eficiência	88,67 %	-	88,73 %	-
Eficácia	-	91,40 %	-	91,18 %
Potência Gerada (MW)	462,78	910,92	474,33	951,32
Potência total de eixo (MW)	1373,7		1425,65	

Fonte: Elaborada pela própria autora.

A variação da eficiência da turbina de alta pressão foi de 0,05 % entre as condições analisadas; apesar de ser aparentemente um valor pequeno, o ganho de potência de eixo foi de 11,6 MW, o que corresponde a 1 % da potência total da central. Na turbina de baixa pressão houve uma queda de eficácia da condição de projeto para a condição de VWO de aproximadamente 0,22 %, mas esta queda não refletiu em perda de potência gerada, pelo contrário, isso refletiu em um ganho de potência de 40,4 MW, o que corresponde próximo de 4 % da potência total da central. Tanto para turbina de alta pressão quanto para a turbina de baixa pressão foi determinado um aumento da irreversibilidade (Tabela 5.1) da condição de

projeto para a condição de VWO, porém tal aumento é compensado pelo ganho de potência deste equipamento.

No Diagrama de Mollier foram plotados os estados termodinâmicos dos fluxos associados às turbinas de alta e baixa pressão e também do conjunto desumidificador e reaquecedor, para ambas condições analisadas na central. Assim, é possível observar na Figura 5.1 e 5.2 o processo de expansão da turbina de alta pressão concentrado na região do vapor úmido (entre os estados “HTin” e “HTout”). O ganho entálpico foi promovido pelo desumidificador elevando a qualidade do vapor até próximo ao estado de vapor saturado (estado “in1RH”), o que favorece o processo de aquecimento do mesmo até uma condição de vapor superaquecido (estado “MURHout”), da qual o vapor será novamente expandido na turbina de baixa pressão (entre os estados “LTin” e “LTout”). Destaque-se os ganhos entálpicos, ocorridos entre os estados “LText31”→“LText32”, “LText41”→“LText42” e “LText51”→ “LText52”, decorrentes da retirada de água ao longo do processo de expansão da turbina de baixa pressão que ocorre na região de vapor úmido. Também foram plotados os estados termodinâmicos relacionados com cada extração, ocorrida na turbina de alta (“HText1” e “HText2”) e baixa pressão (“LText1”, “LText2”, “LText3”, “LText4” e “LText5”).

É expressiva a diferença entre os estados termodinâmicos das extrações, especialmente as que ocorrem na região de vapor úmido na turbina de baixa pressão (“LText3”, “LText4” e “LText5”) em relação aos estados calculados de acordo com a norma da ASME para a expansão do vapor dentro da turbina (“LText31”, “LText32”, “LText41”, “LText42”, “LText51” e “LText52”). Tal diferença é proveniente de perdas ocorridas durante o processo de extração do vapor e também do próprio processo de extração de água ocorrida ao longo da expansão do vapor. Assim, considerar que o estado termodinâmico das extrações, especialmente na turbina de baixa pressão, como igual ao estado termodinâmico do vapor expandido no interior da turbina implica em uma curva de expansão do vapor inconsistente, e consequentemente, em uma análise termodinâmica equivocada.

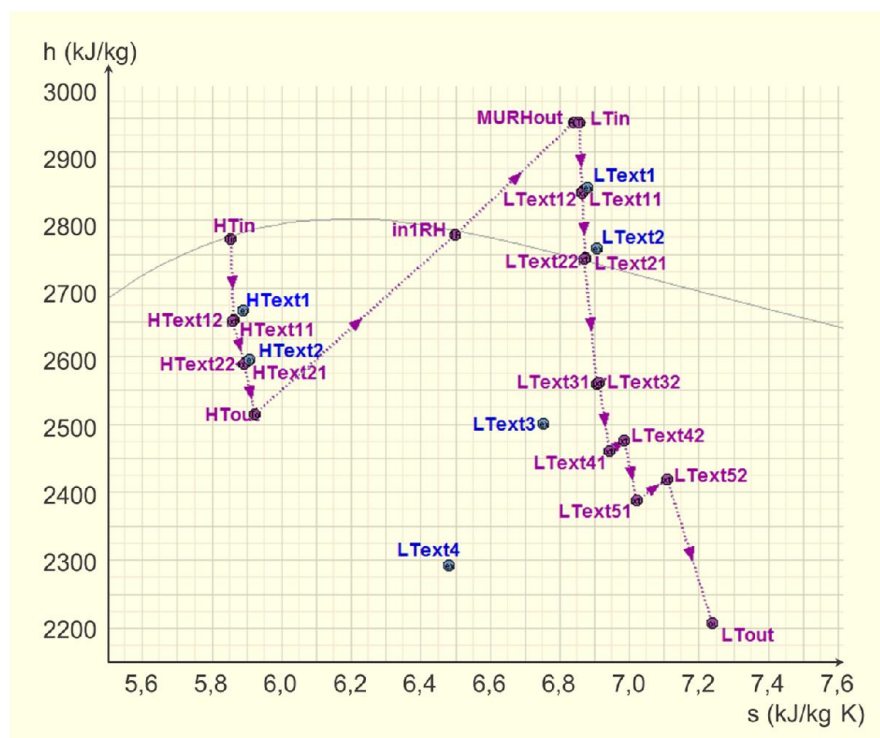


Figura 5.1 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumificador e rea aquecedor para condição de operação de projeto para a central Wolf Creek.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

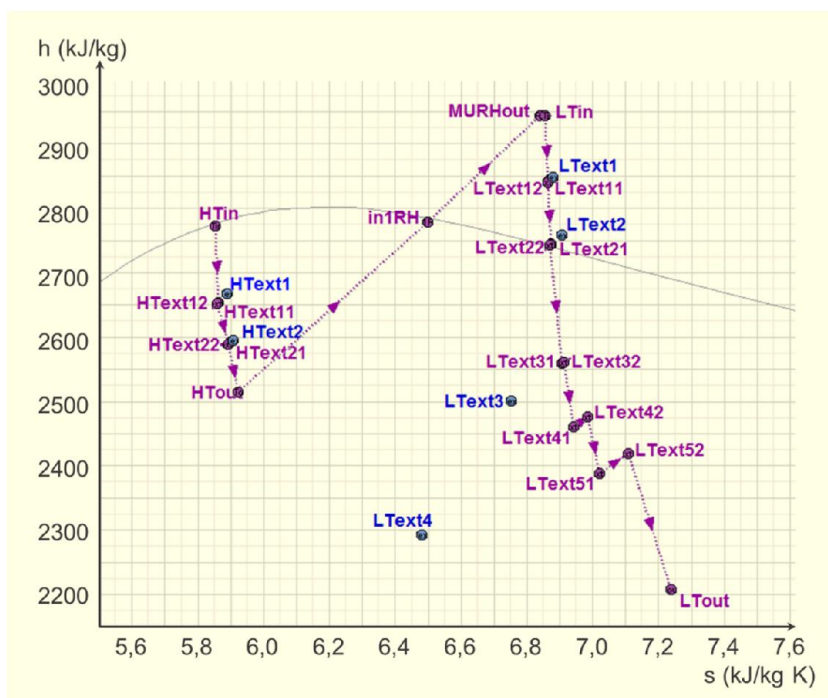


Figura 5.2 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumificador e rea aquecedor para condição de operação de VVO para a central Wolf Creek.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Na turbina de baixa pressão, a vazão mássica de água extraído entre a condição de projeto e de VWO é de aproximadamente a 7,95 %. Em valores absolutos, da vazão mássica total de água retirada é 33,54 kg/s (projeto) e 36,20 kg/s (VWO) como pode ser observado na Tabela 5.4. Na literatura são encontrados alguns valores de água removida para turbinas nucleares: IAEA (2011a) apresenta uma extração de 21 kg/s e AREVA NP (2008) com 31,16 kg/s. Frente aos dados da literatura, os valores encontrados para água extraída são considerados satisfatórios.

Tabela 5.4 – Efetividade de remoção e fluxos mássicos de água removida entre estágios úmidos da turbina de baixa pressão da central Wolf Creek.

Fluxos	Projeto (100 %)			VWO (105 %)		
	$\epsilon_{100\%}$	Água Retirada		ϵ_{VWO}	Água Retirada	
		kg/s	ton/h		kg/s	ton/h
LText31	2,0%	1,32	0,37	1,9%	1,42	0,40
LText32						
LText41	7,5%	7,21	2,00	7,4%	7,65	2,12
LText42						
LText51	12,6%	13,60	3,78	12,7%	14,60	4,05
LText52						
TOTAL	-	22,12	6,15	-	23,67	6,57

Fonte: Elaborada pela própria autora.

5.2. CASO 2: Estudo da Central “Bell Bend”

O segundo estudo de caso referente a Central Bell Bend foi fundamentado nos valores das propriedades termodinâmicas dos seus fluxos e que possibilitaram a obtenção dos valores de exergia total de cada fluxo da central. Todos os valores (vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia, entropia, título) das propriedades termodinâmicas estão apresentados no Apêndice D, no item D.2.

As irreversibilidades encontradas para os principais equipamentos da central Bell Bend (Tabela 5.5) apresentam valores similares de outras análises exergéticas realizada Rosen e Scott (1986) e Durmayaz e Yavuz (2001) presentes na literatura.

Como pode ser observado na Tabela 5.5 a irreversibilidade total para a condição de projeto é de 2946,7 MW, enquanto para a VWO foi de 2866,8 MW, sendo que em ambas as maiores irreversibilidades encontradas estão concentradas no reator nuclear (mais de 77 %), seguidas do condensador (5,4 % condição de projeto e 5,7 % para VWO), gerador de vapor (5,3 % condição de projeto e 3,6 % para VWO), e as turbinas de baixa (3,5 % condição de projeto e 3,7 % para VWO) e alta pressão (3,5 % condição de projeto e 3,5 % para VWO).

Tabela 5.5 – Irreversibilidade dos equipamentos para a central Bell Bend para condição de projeto e para condição de VWO para a Central Bell Bend.

Equipamentos	Calculados pela autora				Disponível na Literatura			
	Bell Bend (100%) projeto		Bell Bend (105%) VWO		ROSEN e SCOTT (1986) - CANDU -		DURMAYAZ e YAVUZ (2001) - PWR -	
	MW	%	MW	%	MW	%	MW	%
Reator	2292,7	77,8 %	2292,7	80,0 %	969,7	79,8 %	2148,2	79,7 %
Gerador de vapor	157,6	5,3 %	102,1	3,6 %	47,4	3,9 %	133,8	5,0 %
Tubulações e válvulas*	23,7	0,8 %	6,9	0,2 %	0,0	0,0 %	19,9	0,7 %
Turbina de Alta pressão	102,3	3,5 %	100,9	3,5 %	36,9	3,0 %	48,9	1,8 %
Turbina de Baixa pressão	103,2	3,5 %	107,0	3,7 %	79,7	6,6 %	145,9	5,4 %
Desumidificador	3,6	0,1 %	3,6	0,1 %	0,2	0,0 %	3,1	0,1 %
Reaquecedor	28,3	1,0 %	28,9	1,0 %	15,0	1,2 %	24,4	0,9 %
Condensador	160,4	5,4 %	164,4	5,7 %	24,7	2,0 %	125,8	4,7 %
Aquecedor de Baixa Pressão	22,3	0,8 %	22,9	0,8 %	1,6	0,1 %	19,4	0,7 %
Desaerador	1,4	0,0 %	1,2	0,0 %	1,8	0,1 %	5,1	0,2 %
Aquecedor de Alta Pressão	14,0	0,5 %	15,0	0,5 %	16,4	1,3 %	18,4	0,7 %
Outros***	37,3	1,3 %	21,3	0,7 %	21,6	1,8 %	2,9	0,1 %
Irreversibilidade Total	2946,7	100 %	2866,8	100 %	1215,0	100 %	2695,8	100 %

***Inclui válvulas, tubulações, gerador elétrico, transformador moderador, bombas (reator, condensador, aquecedor de alta pressão e outras)

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Analisando a eficiência exergética dos equipamentos, cujos resultados numéricos estão apresentados na Tabela 5.6, é possível observar que há equipamentos que apresentam maior eficiência exergética para a condição de operação de projeto em relação a VWO, sendo estes reaquecedores, aquecedores de alta pressão (AH2, AH3), aquecedor de baixa pressão (BH1, BH2 e BH3) e desaerador. Por sua vez outros equipamentos apresentaram uma menor

eficiência exergética para a condição de projeto em relação a condição de VWO, dos quais destacam-se gerador de vapor, alta pressão (AH1), aquecedor de baixa pressão (BH4 e BH5).

Os dados encontrados evidenciam a diferença da eficiência exergética dos equipamentos de acordo com cada condição de operação da central, e que a elevação especificamente da vazão mássica, não implica diretamente em um aumento, ou redução da eficiência exergética de todos os equipamentos.

Tabela 5.6 – Eficiências Exergéticas da central Bell Bend para condição de projeto e de VWO.

Equipamentos	Projeto (100 %)	VWO (105 %)	$\Psi_{(100\%)} - \Psi_{(VWO)}$
Gerador de vapor	98,63 %	99,12 %	-0,48 %
Desumidificador	100 %	100 %	0,00 %
Reaquecedores	83,46 %	83,45 %	0,01 %
AH1 - Aquecedor de Alta Pressão	84,59 %	85,55 %	-0,95 %
AH2- Aquecedor de Alta Pressão	94,56 %	94,53 %	0,03 %
AH3 - Aquecedor de Alta Pressão	94,69 %	93,85 %	0,84 %
BH1 - Aquecedor de Baixa Pressão	89,70 %	89,39 %	0,31 %
BH2 - Aquecedor de Baixa Pressão	87,77 %	87,74 %	0,04 %
BH3 - Aquecedor de Baixa Pressão	81,80 %	81,48 %	0,32 %
BH4 - Aquecedor de Baixa Pressão	74,57 %	76,82 %	-2,25 %
BH5 - Aquecedor de Baixa Pressão	51,29 %	53,81 %	-2,52 %
Desaerador	100 %	99,68 %	0,74 %

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Foram calculados os valores de eficiência, eficácia e potência gerada de acordo com as recomendações da norma da ASME para as turbinas de alta e baixa pressão, sendo que os valores encontrados estão expostos na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbinas de Alta e Baixa Pressão para a Central Bell Bend.

Parâmetros	Projeto (100 %)		VWO (105 %)	
	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão
Eficiência	79,80 %	-	79,69 %	-
Eficácia	-	90,55 %	-	90,54 %
Potência Gerada (MW)	613,60	1096,71	633,37	1132,59
Potência total de eixo (MW)	1710,31		1765,96	

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Entre a condição de projeto para a VWO observou-se uma queda na eficiência de 0,11 % na turbina de alta pressão, no entanto houve um incremento de potência gerada

19,76 MW, correspondendo a pouco mais de 1,1 % da potência total da central. Este movimento oposto entre a eficiência e a geração de potência na turbina de alta pode estar relacionado com a queda de irreversibilidade deste equipamento entre a condição de projeto e VWO (102,3 MW para 100,9 MW).

Para a turbina de baixa pressão os valores de eficácia se mantiveram estáveis, com um incremento de 35,88 MW de potência de eixo gerada, correspondendo a 2,1 % da potência total da central.

É apresentada na Figura 5.3 e Figura 5.4 a curva de expansão das turbinas de alta e baixa pressão juntamente com o ganho entálpico decorrente do processo de desumidificação e reaquecimento do vapor, tanto para condição de operação de projeto quanto para VWO. Os estados das extrações também são apresentados (Figura 5.3 e Figura 5.4), e é possível observar uma significativa diferenças entre os estados termodinâmicos das extrações e o estado do vapor que segue expandindo na turbina.

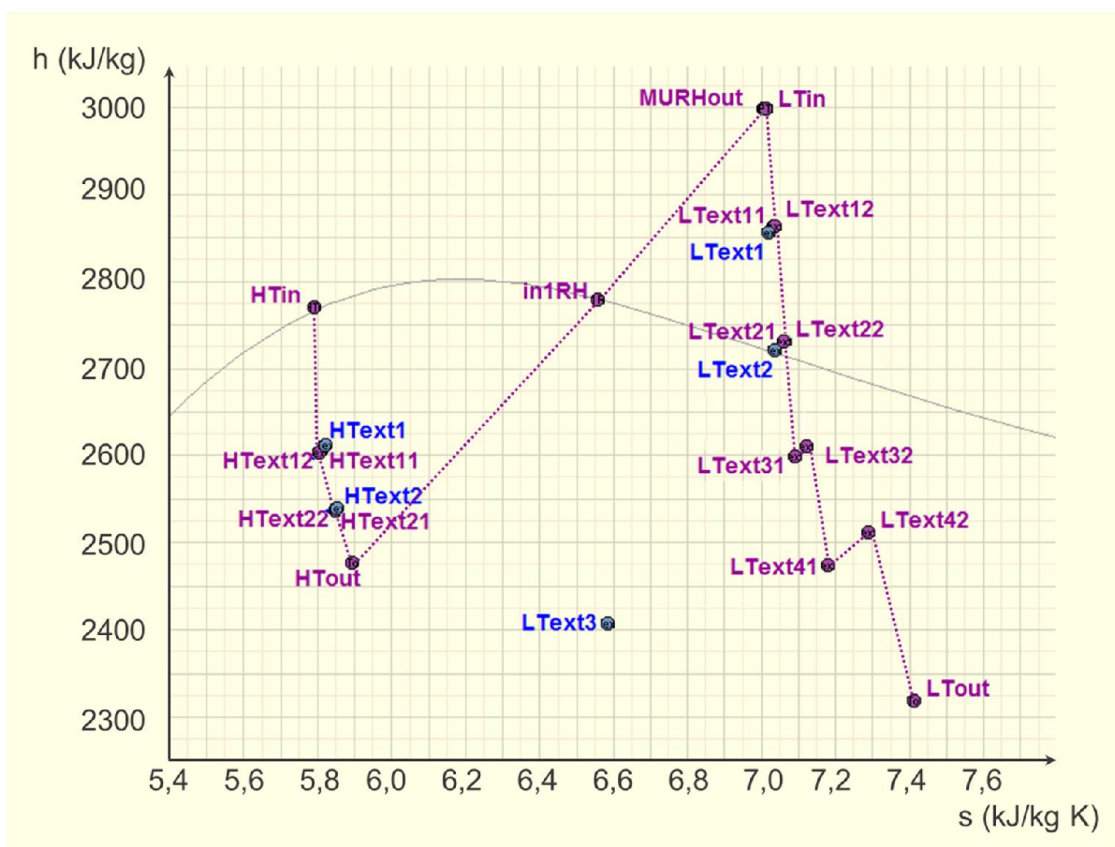


Figura 5.3 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de projeto para central Bell Bend.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

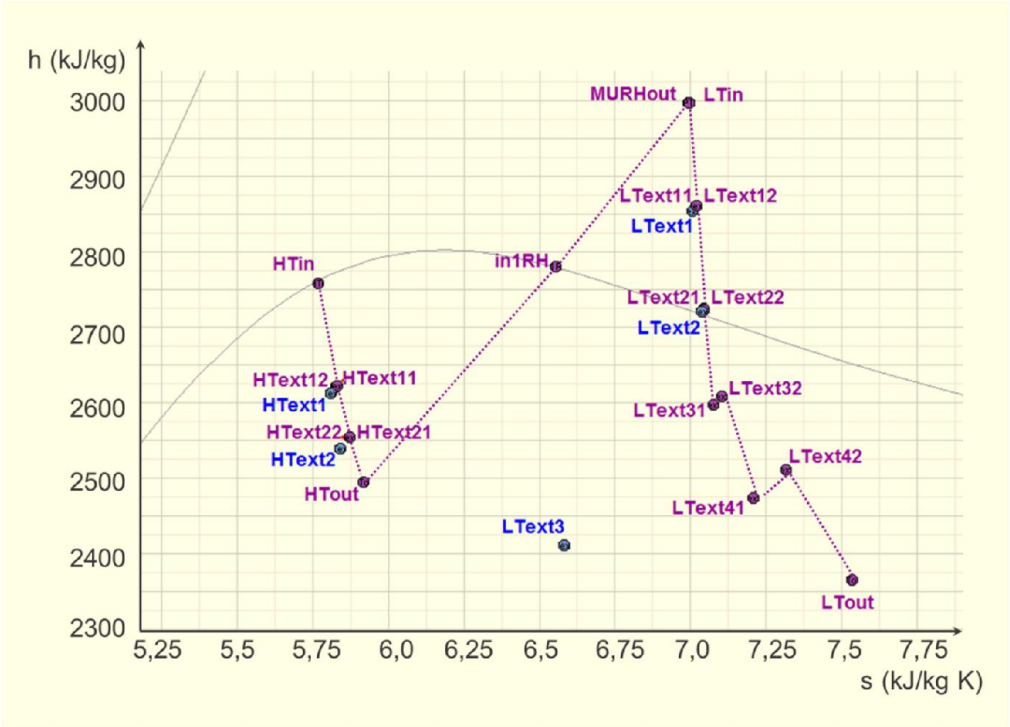


Figura 5.4 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reaquecedor para condição de operação de VWO para central Bell Bend.
Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tomando como referência a curva de expansão calculada para a central Bell Bend determinou-se a efetividade e a vazão mássica de água retirada para a turbina de baixa pressão. Foi encontrado um valor total de 30,92 kg/s para condição de projeto e 31,49 kg/s para as VWO, cujos maiores detalhes são apresentados na Tabela 5.8. De acordo com os dados disponibilizados na literatura para a central, este valor de água retirada para condição de projeto é de 30,39 kg/s e de 31,16 kg/s para VWO. A diferença entre os valores calculados e os apresentados na literatura são inferiores a 2 %, assim considera-se os resultados obtidos como satisfatórios.

Tabela 5.8 – Efetividade de remoção e fluxos mássicos de água removida entre estágios úmidos da turbina de baixa pressão para a Central Bell Bend.

Fluxos	Projeto (100 %)				VWO (105 %)	
	$\epsilon_{100\%}$	Água Retirada		ϵ_{VWO}	Água Retirada	
		kg/s	ton/h		kg/s	ton/h
LText31 LText32	13,5%	7,50	2,08	12,8%	7,58	2,11
LText41 LText42	22,9%	23,41	6,50	22,4%	23,91	6,64
TOTAL	-	30,92	8,59	-	31,49	8,75

Fonte: Elaborada pela própria autora.

5.3. CASO 3: Estudo da Central “U.S.EPR”

São apresentados no Apêndice D, no item D.3. os valores das propriedades termodinâmicas juntamente com os valores de exergia total calculados para cada um dos fluxos da central U.S.EPR tanto para condição de projeto quanto para condição de VWO.

É possível observar na Tabela 5.9 os valores de irreversibilidade (MW) e a irreversibilidade percentual encontrados na análise da central U.S.EPR. Foi obtida uma irreversibilidade total de 2933,4 MW para a condição de projeto e 2881,6 MW para condição de VWO. O reator nuclear concentra as maiores irreversibilidades (superior a 78 %), seguidas do condensador (5,5 % condição de projeto e 5,7 % para VWO), gerador de vapor (5,4 % condição de projeto e 3,6 % para VWO), turbinas de baixa (5,1 % condição de projeto e 5,2 % para VWO), e turbina de alta pressão (2,7 % condição de projeto e 2,5 % para VWO).

Tabela 5.9 – Irreversibilidade dos equipamentos para a central U.S.EPR para condição de projeto e VWO.

Equipamentos	Calculados pela autora				Disponível na Literatura			
	U.S. EPR (100%) projeto		U.S. EPR (105%) VWO		ROSEN e SCOTT (1986) - CANDU -		DURMAYAZ e YAVUZ (2001) - PWR -	
	MW	%	MW	%	MW	%	MW	%
Reator	2292,7	78,2 %	2292,7	79,6 %	969,7	79,8 %	2148,2	79,7 %
Gerador de vapor	157,1	5,4 %	103,9	3,6 %	47,4	3,9 %	133,8	5,0 %
Tubulações e válvulas*	10,3	0,4 %	10,5	0,4 %	0,0	0,0 %	19,9	0,7 %
Turbina de Alta pressão	80,2	2,7 %	71,1	2,5 %	36,9	3,0 %	48,9	1,8 %
Turbina de Baixa pressão	149,9	5,1 %	151,2	5,2 %	79,7	6,6 %	145,9	5,4 %
Desumidificador	1,9	0,1 %	1,4	0,1 %	0,2	0,0 %	3,1	0,1 %
Reaquecedor	27,2	0,9 %	27,6	1,0 %	15,0	1,2 %	24,4	0,9 %
Condensador	160,3	5,5 %	165,7	5,7 %	24,7	2,0 %	125,8	4,7 %
Aquecedor de Baixa Pressão	25,1	0,9 %	25,7	0,9 %	1,6	0,1 %	19,4	0,7 %
Desaerador	3,3	0,1 %	3,7	0,1 %	1,8	0,1 %	5,1	0,2 %
Aquecedor de Alta Pressão	10,6	0,4 %	6,8	0,2 %	16,4	1,3 %	18,4	0,7 %
Outros***	14,9	0,5 %	21,4	0,7 %	21,6	1,8 %	2,9	0,1 %
Irreversibilidade Total	2933,4	100 %	2881,6	100 %	1215,0	100 %	2695,8	100 %

***Inclui válvulas, tubulações, gerador elétrico, transformador moderador, bombas (reator, condensador, aquecedor de alta pressão e outras)

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Alguns equipamentos como aquecedores de alta pressão (AH1) e aquecedor de baixa pressão (BH1) e desaerador apresentam maior eficiência exergética para a condição de operação de projeto em relação a VWO, outros menores como gerador de vapor, reaquecedores, aquecedores de alta pressão (AH2, e AH3) e aquecedor de baixa pressão (BH2, BH3 e BH4). Mas tais diferenças na maioria dos equipamentos foram baixas, inferiores a 1 %, com apenas aquecedores de alta pressão (AH1 e AH2) e aquecedor de baixa pressão (BH4) com maiores diferenças exergéticas absolutas (entre 2,5 % e 3,5 %) como apresentados na Tabela 5.10.

Na Tabela 5.11 são apresentados os valores de eficiência e eficácia para as turbinas de alta e baixa pressão calculado de acordo com as recomendações da norma da ASME. Os valores de eficácia encontrados para a turbina de baixa pressão na condição de projeto e VWO são respectivamente de 86,8 % e 86,9 %. De acordo com Cotton (1998) tais valores são de aproximadamente 87 %, logo os valores encontrados estão pertinentes aos apresentados pela literatura.

Tabela 5.10 – Eficiências Exergéticas para a central U.S.EPR para condição de projeto e de VWO.

Equipamentos	Projeto (100 %)	VWO (105 %)	$\Psi_{(100\%)} - \Psi_{(VWO)}$
Gerador de vapor	98,64 %	99,10 %	-0,46 %
Desumidificador	100 %	100 %	0,03 %
Reaquecedores	84,58 %	84,63 %	-0,05 %
AH1 - Aquecedor de Alta Pressão	90,69 %	88,09 %	2,61 %
AH2- Aquecedor de Alta Pressão	95,47 %	98,70 %	-3,23 %
AH3 - Aquecedor de Alta Pressão	95,96 %	96,54 %	-0,59 %
BH1 - Aquecedor de Baixa Pressão	92,99 %	92,91 %	0,08 %
BH2 - Aquecedor de Baixa Pressão	87,37 %	87,47 %	-0,10 %
BH3 - Aquecedor de Baixa Pressão	75,41 %	75,44 %	-0,03 %
BH4 - Aquecedor de Baixa Pressão	73,48 %	75,95 %	-2,47 %
Desaerador	99,06 %	98,99 %	0,07 %

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tabela 5.11 – Eficácia, Eficiência e Potência de eixo gerada nas turbinas de Alta e Baixa Pressão para a central U.S.EPR.

Parâmetros	Projeto (100 %)		VWO (105 %)	
	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão	Turbina de Alta Pressão	Turbina de Baixa Pressão
Eficiência	85,9 %	-	87,8 %	-
Eficácia	-	86,8 %	-	86,9 %
Potência Gerada (MW)	654,9	1057,0	680,7	1085,0
Potência total (MW)	1711,9		1765,7	

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Entre as condições de projeto e VWO a turbina de alta pressão apresentou um ganho de eficiência e potência, respectivamente, de 1,81 % e 25,8 MW. A turbina de baixa pressão apresentou uma variação insignificante de eficácia entre as condições analisadas em um ganho de potência de 28,02 MW.

A curva de expansão do vapor na turbina de alta e baixa pressão é representada na Figura 5.5 (para condição de projeto) e Figura 5.6 (para condição de VWO). Destaque para os ganhos entálpicos, ocorridos entre os estados “LText41”→“LText42”, decorrentes da retirada de água ao longo do processo de expansão da turbina de baixa pressão que ocorre na região de vapor úmido. São apresentados os estados termodinâmicos relacionados com cada extração, ocorrida na turbina de alta (“HText1” e “HText2”) e baixa pressão (“LText1”, “LText2”, “LText3” e “LText4”).

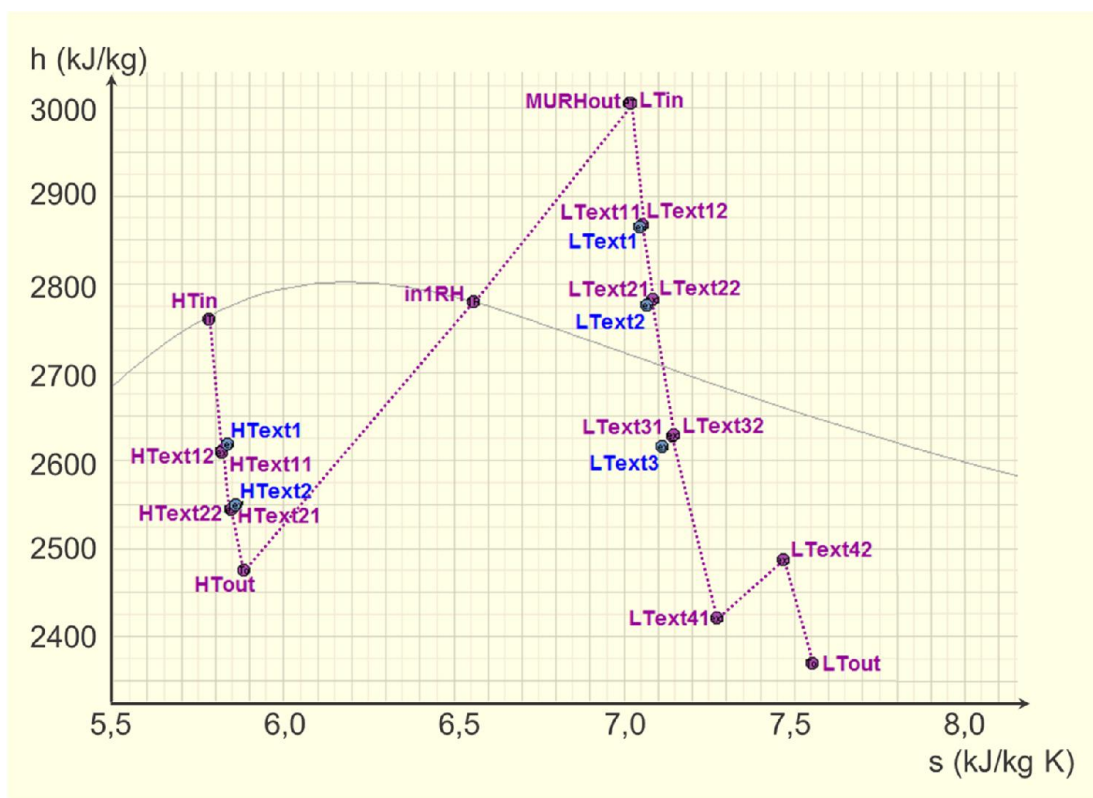


Figura 5.5 – Processo de expansão nas turbinas de alta e baixa pressão, e elevação entálpica promovida pelo conjunto desumidificador e reacondicionador para condição de operação de projeto para central U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

5.4. Considerações Gerais para as Centrais Analisadas

Os dados de cada equipamento foram comparados para cada uma das centrais avaliadas a fim de encontrar os pontos em comum entre as centrais. Para as três centrais analisadas, é possível observar na Figura 5.7, Figura 5.8 e Figura 5.9 a correlação linear entre os dados de vazão em massa, entalpia e exergia específica entre a condição de projeto e VWO. Para a análise da central, esta correlação é importante, pois favorece encontrar quais os fluxos que apresentam possíveis alterações nos seus parâmetros termodinâmicos.

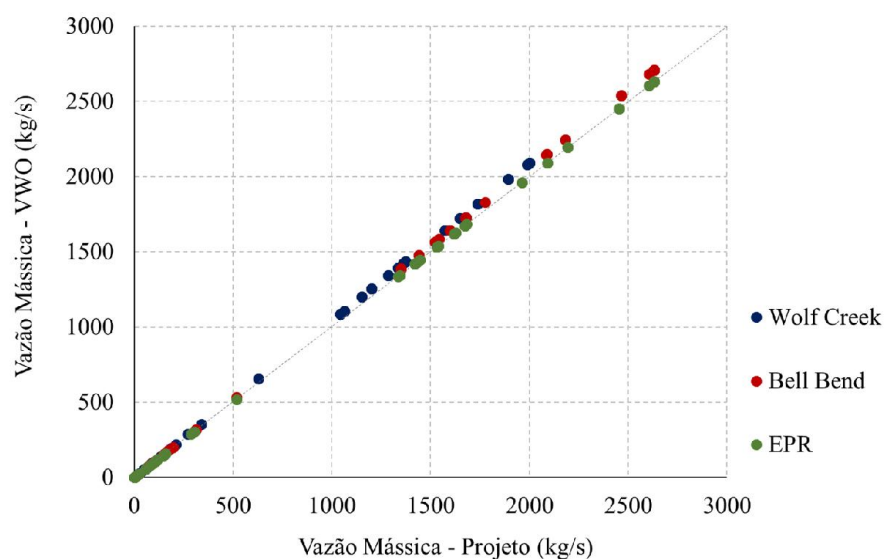


Figura 5.7 – Correlação das vazões mássicas para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Destaque para a correlação dos dados de vazão mássica apresentados na Figura 5.7, da qual pode-se observar os maiores valores de vazão mássica da condição de VWO em relação aos valores da condição de projeto.

Também foram correlacionados os valores de irreversibilidades nos equipamentos para as duas condições (projeto e VWO). Os resultados apresentados na Figura 5.10 indicam uma correção linear entre os dados encontrados, com exceção de alguns equipamentos que apresentam valores de irreversibilidade fora da tendência geral, podendo haver indicativo de necessidade de revisar os seus parâmetros termodinâmicos, sendo eles a turbina de alta pressão para central da U.S.EPR e gerador de vapor nas centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR. Especificamente para o gerador de vapor, o valor da pressão de entrada da água do circuito secundário não é disponibilizado para nenhuma das três centrais analisadas, assim este dado

teve seu valor adotado e há grande possibilidade deste parâmetro termodinâmico ter influenciado no comportamento anômalo deste equipamento em relação aos demais.

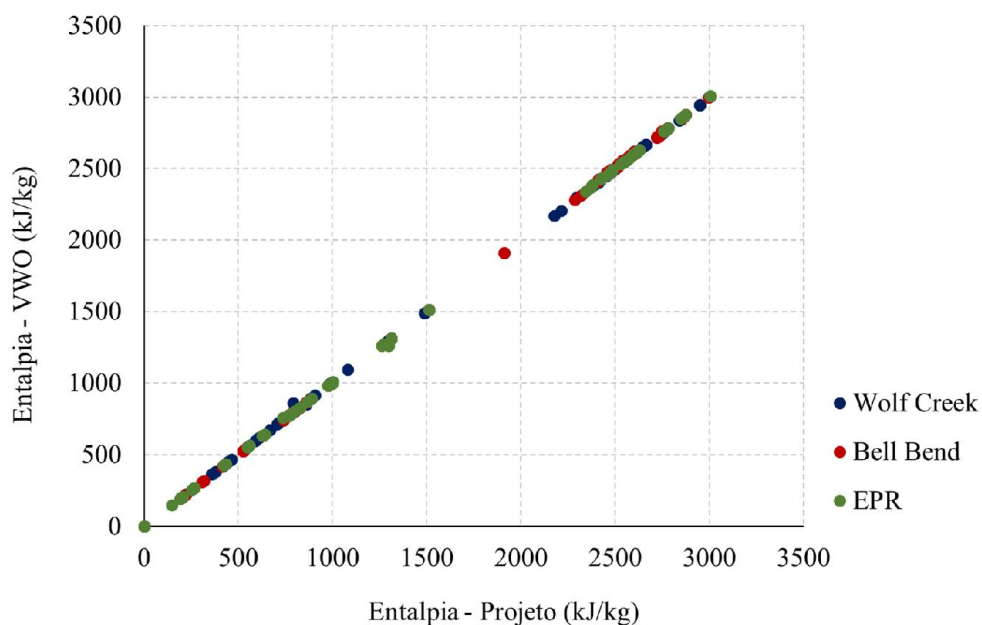


Figura 5.8 – Correlação das entalpia para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

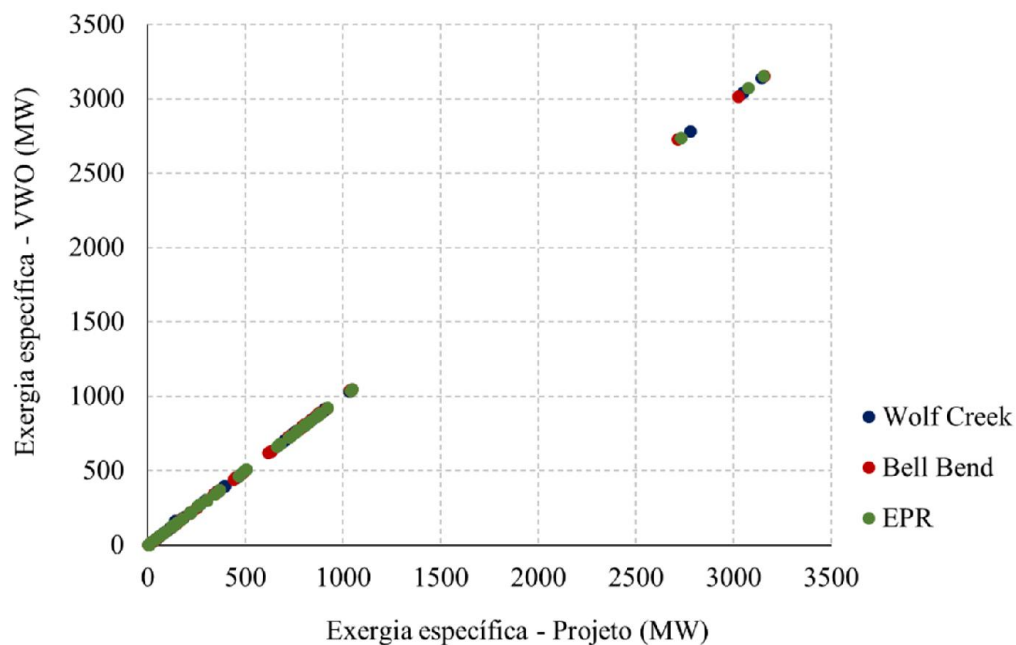


Figura 5.9 – Correlação da exergia específica para condições de projeto e VWO dos fluxos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

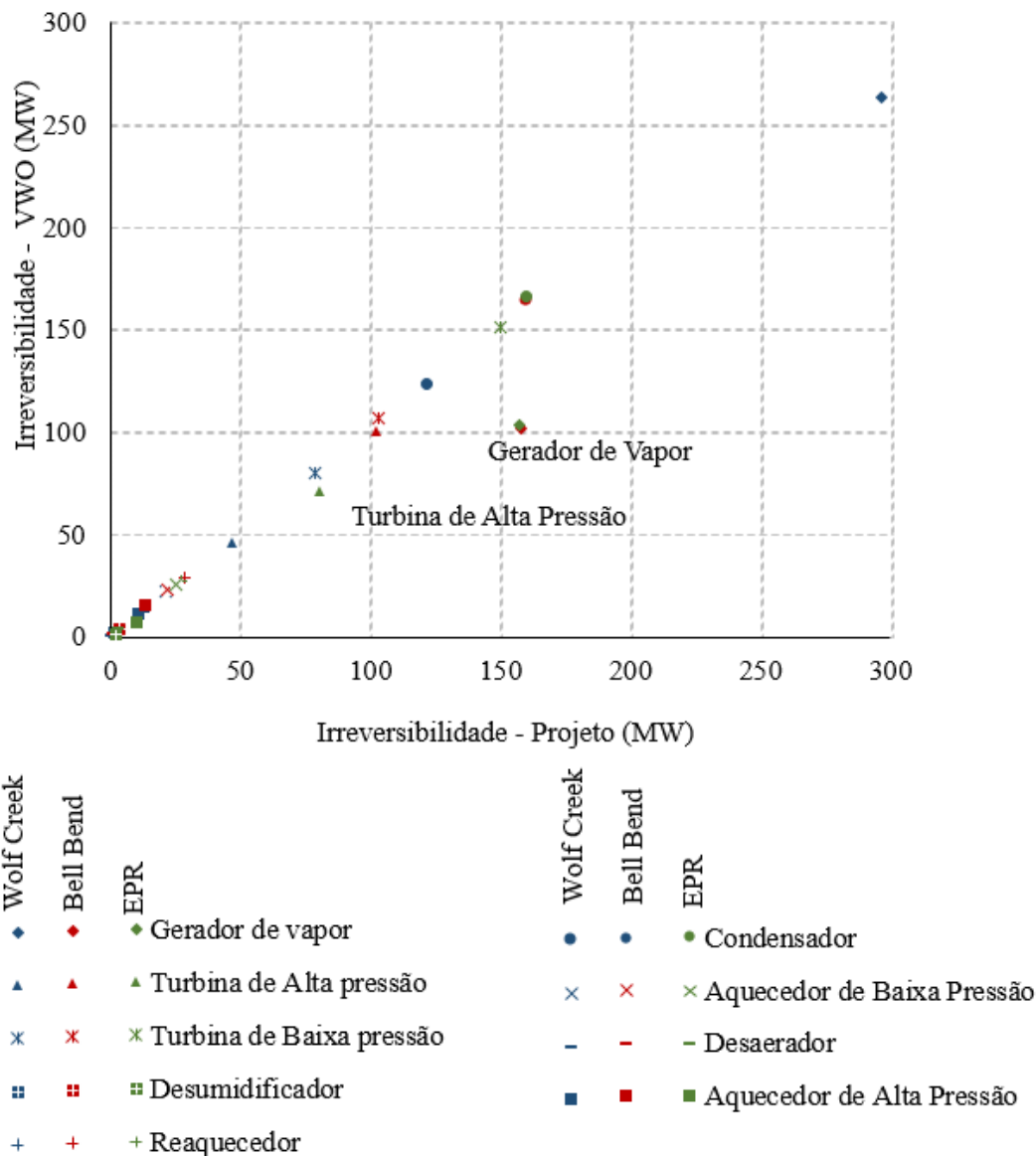


Figura 5.10 – Correlação da irreversibilidade para condições de projeto e VWO dos equipamentos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

O gráfico ilustrado na Figura 5.11 compara as irreversibilidades em MW para cada um dos equipamentos. De modo geral, os equipamentos apresentam uma mesma tendência de queda, elevação ou conservação das irreversibilidades para ambas as condições analisadas, independente da central nuclear, e com isso não apresentam uma relação direta com o tipo de reator nuclear ou com o *layout* da central, mas possivelmente com o modo de operação da mesma com peculiaridades associadas às características de fabricação dos equipamentos.

Alguns equipamentos apresentaram sua irreversibilidade constante ou praticamente constante entre as condições de projeto e VWO como, é o caso do reator nuclear, do desumidificador e do reaquecedor. O gerador de vapor apresentou redução. Por sua vez, turbinas de baixa pressão e condensador apresentaram elevação em suas irreversibilidades.

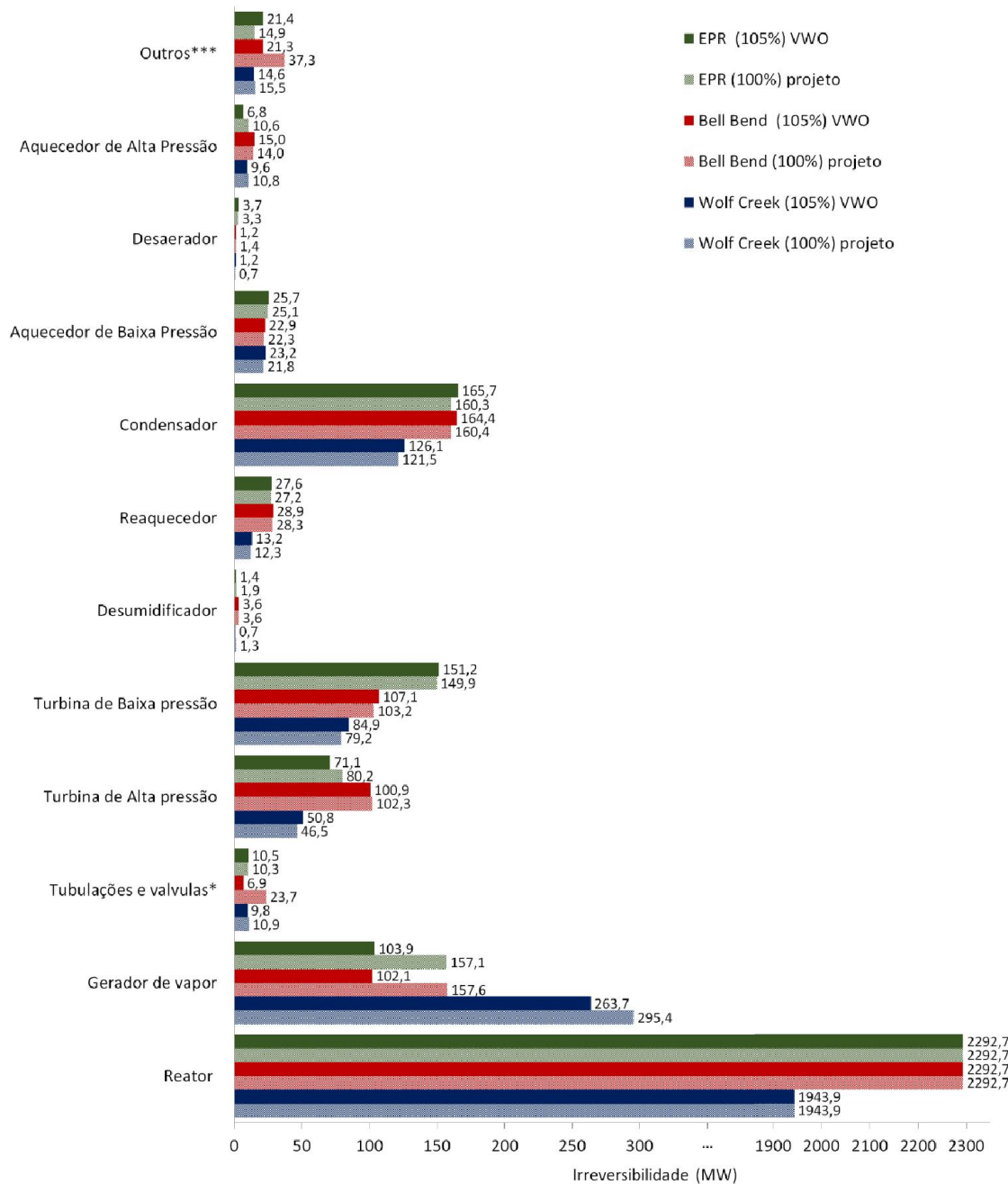


Figura 5.11 – Comparação das irreversibilidades (MW) para condições de projeto e VWO dos principais equipamentos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora

Vale salientar que os mesmos equipamentos que se apresentaram fora da tendência no gráfico de correlação de irreversibilidade na Figura 5.10 são os que apresentam valores discordantes no gráfico de comparação de irreversibilidade da Figura 5.11.

No sistema de reaquecimento de vapor, as irreversibilidades encontradas para o “módulo” do desumidificador são muito menores que as apresentadas no “módulo” dos reaquecedores (Figura 5.11), para ambas as condições analisadas (Projeto e VWO), e que apesar de se tratar de um único equipamento do ponto de vista físico, a análise exergética foi o diferencial para identificar qual “módulo” efetivamente apresenta a maior irreversibilidade e permitir um direcionamento dos trabalhos para reduções de perdas de energia.

Apesar da central Bell Bend e U.S.EPR serem projetadas com reator nuclear PWR do tipo EPR, as variações das irreversibilidades encontradas entre as centrais permitem supor que as peculiaridades dos seus projetos implicam em uma similaridade dos resultados, mas com valores absolutos de irreversibilidades distintos entre si, ressaltando assim a importância de cada central ser avaliada de forma independente.

Ao analisar as irreversibilidades das centrais, nas suas diferentes condições de operação, é mais interessante avaliar os seus valores absolutos (em MW) do que suas irreversibilidades percentuais. Isso se deve ao fato de cada central apresentar um valor de irreversibilidade total distinto entre si, e se o equipamento apresentar a mesma irreversibilidade nos dois casos, vai obrigatoriamente apresentar valores distintos de irreversibilidade percentual entre as condições analisadas.

Para uma melhor compreensão da importância da avaliação das irreversibilidades sobre a ótica de valores absolutos, são apresentadas na Figura 5.12 as diferenças entre a condição de projeto e a condição de VWO para os valores de irreversibilidade (MW) e irreversibilidade percentual de cada um dos equipamentos para as centrais analisadas. É possível observar que o reator nuclear não apresentou variação na sua irreversibilidade entre as duas condições analisadas, mas em termos percentuais apresenta variações entre 0,5 % e 2,5 %. Assim, a irreversibilidade percentual é um parâmetro interessante para apresentar as distribuições das perdas totais da central para uma dada condição, mas não para fins comparativos de perdas individuais entre condições distintas de operação.

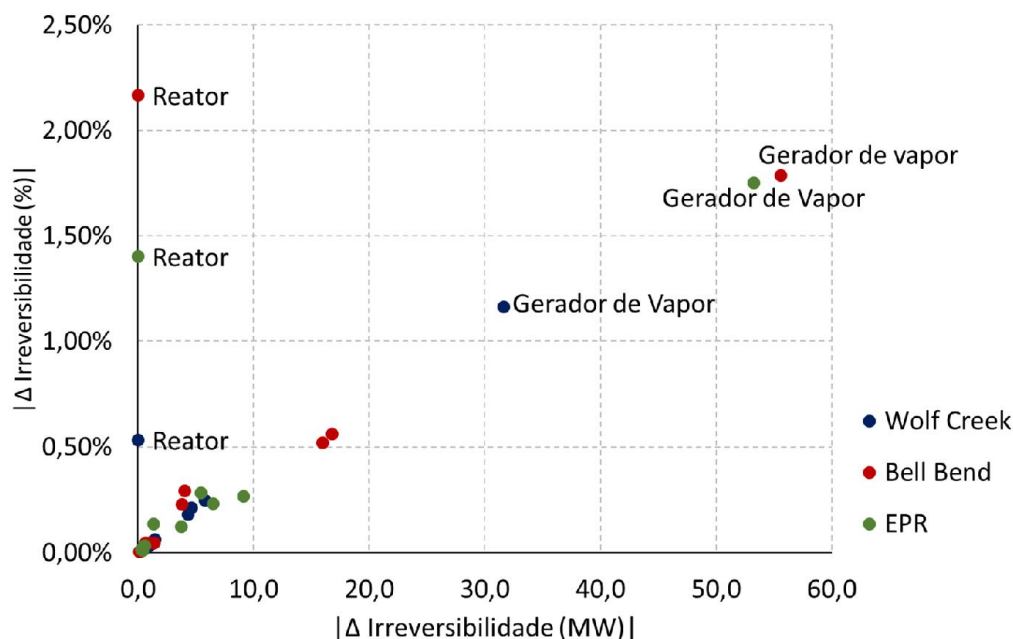


Figura 5.12 – Comparação das diferenças, entre a condição de projeto e a condição de VWO, para os valores de irreversibilidade (MW) e irreversibilidade percentual total de cada um dos equipamentos do circuito secundário das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora

Na Figura 5.13 são expostas as variações entre os valores de eficiência exergética na condição de VWO e de projeto, para diferentes equipamentos das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR, e que tal variação é relativa a cada condição operacional da central. Nos resultados obtidos, observa-se que o único equipamento que apresenta um comportamento similar entre as centrais analisadas é o gerador de vapor. Isso se deve provavelmente à margem térmica operacional destes equipamentos, que está diretamente relacionada com a condição de VWO da central. Os valores obtidos para a diferença de eficiência exergética para as condições analisadas não apresenta uma tendência de aumento ou redução deste parâmetro nos equipamentos, e tal comportamento também é observado entre as diferentes centrais, inclusive entre as centrais Bell Bend e U.S.EPR, que operam com o mesmo tipo de reator. Tal diferença de eficiência, entre as condições analisadas, pode estar relacionada não apenas ao modo de operação da central, mas ao *layout* do arranjo dos equipamentos, as condições de operação ideais de cada equipamento de acordo com seu fabricante e as características intrínsecas ao seu projeto de fabricação.

Foram comparados também os valores de água extraída nas turbinas de baixa pressão. É possível observar (Figura 5.14) um aumento deste parâmetro entre a condição de projeto e VWO, sendo que para a central Wolf Creek foi de 6,5 % (22,12 kg/s para 23,67 kg/s), 1,8 %

para a central Bell Bend (30,92 kg/s para 31,49 kg/s) e 3,7 % na central U.S.EPR (40,48 kg/s para 42,01 kg/s).

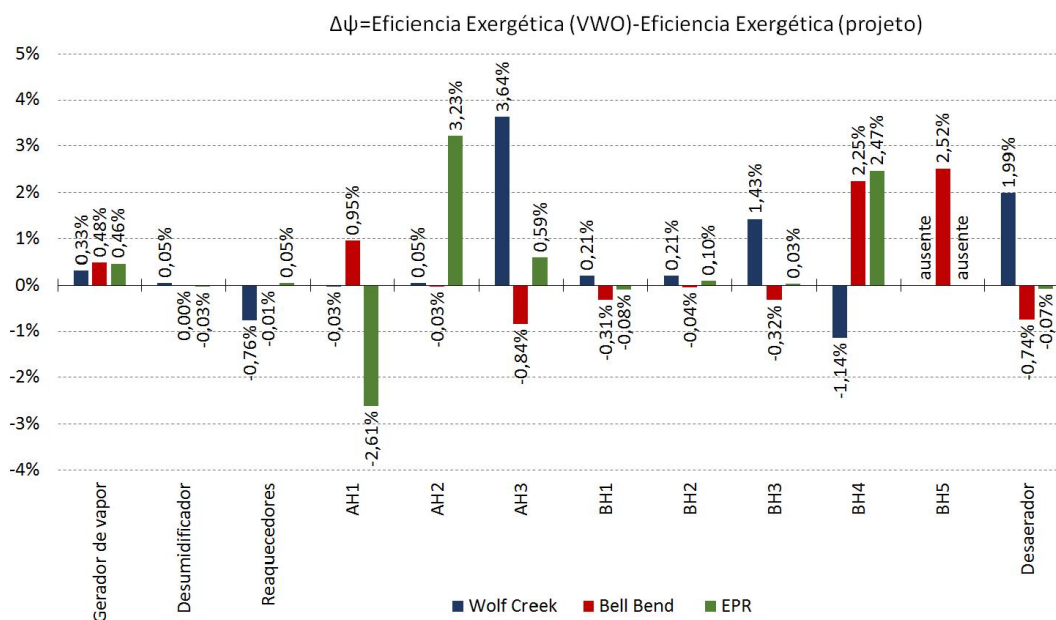


Figura 5.13 – Comparação da diferença entre a eficiência exergética para a condição VWO e de projeto de diferentes equipamentos para as centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora

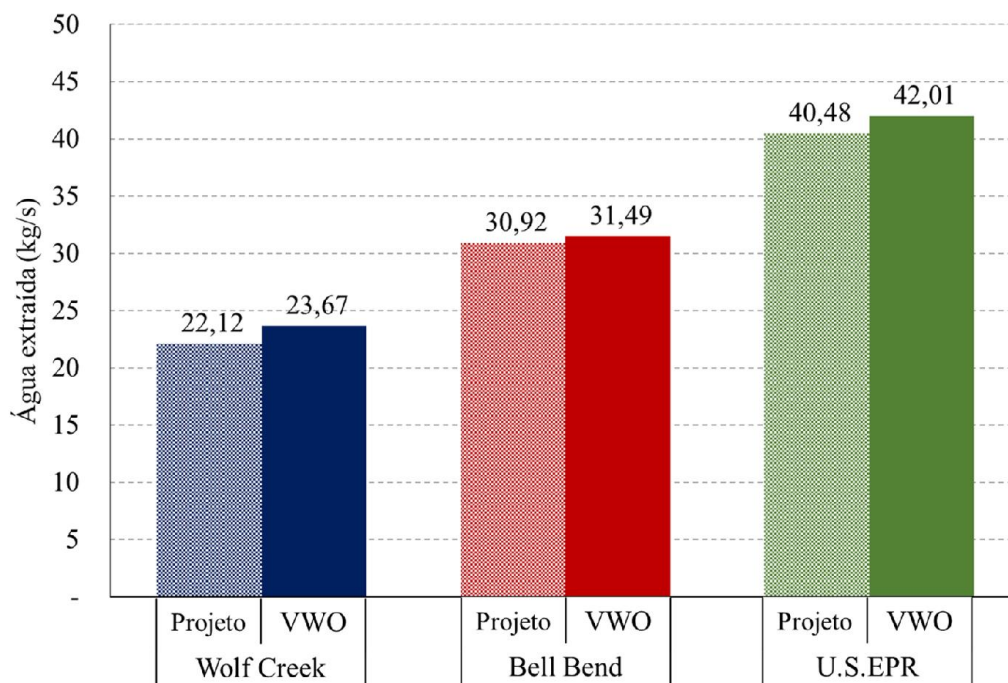


Figura 5.14 – Vazão mássica de água extraída na turbina de baixa pressão para a condição VWO e projeto das centrais Wolf Creek, Bell Bend e U.S.EPR.

Fonte: Elaborada pela própria autora.

De acordo com U.S.EPR (2008), a central Bell Bend apresenta 30,39 kg/s de água extraída na condição de projeto e 31,16 kg/s para condição de VWO. Segundo U.S.EPR (2009) são extraídos 42,82 kg/s de água na condição de projeto e 44,03 kg/s para as VWO para a central EPR. Assim, a diferença entre os dados calculados e os disponibilizados na literatura para a central Bell Bend são de aproximadamente, 1,73 % na condição de projeto e 1,07 % para condição de VWO; por sua vez, para a central U.S.EPR, tais diferenças são de 5,46 % para condição de projeto e 4,6 % para a condição de VWO.

A central Bell Bend e a EPR apresentam o mesmo projeto de reator e também o mesmo número de extrações na turbina de baixa pressão, mas apresentam valores de água extraída distintos entre elas. Tais variações entre os resultados encontrados podem estar associadas especialmente à diferença de modelo e/ou fabricantes das turbinas destas centrais, implicando em valores distintos de eficiência dos dispositivos internos de remoção de água desses equipamentos.

Capítulo 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

6.1. Conclusões

A análise exergetica é uma ferramenta adequada para análise de sistema energéticos complexos, inclusive para centrais nucleares. Neste estudo, ela se revelou eficaz na identificação e quantificação das irreversibilidades dos equipamentos da central.

As análises exergeticas realizadas neste trabalho apontaram para uma irreversibilidade total maior para a condição de projeto do que na condição de VWO. Estes resultados são satisfatórios, uma vez que as centrais nucleares são projetadas para operarem na condição VWO, que corresponde a uma vazão mássica de vapor superior à condição de projeto; logo, a central operada na sua condição de projeto obrigatoriamente não produzirá o máximo de sua potência elétrica, e consequentemente as perdas para condições de projeto são maiores do que para a VWO.

Os resultados deste trabalho evidenciam que a forma de operação do circuito secundário da central nuclear pode contribuir para a elevação ou redução da irreversibilidade

nos equipamentos, e que as irreversibilidades dos equipamentos seguem uma tendência de crescimento ou redução de acordo com as diferentes condições de operação da central. No entanto, esta tendência de crescimento ou de redução não é observada para as eficiências exergéticas dos equipamentos, que apresentaram resultados bem distintos entre as condições e as centrais analisadas.

Comparando os dados da condição de projeto e a VWO, a correlação linear de alguns parâmetros termodinâmicos dos fluxos da central, como vazão em massa, pressão, entalpia e exergia específica, permitiu diagnosticar possíveis alterações nestes parâmetros na análise da central. De modo análogo, a correlação entre as irreversibilidades dos equipamentos, entre as diferentes condições de operação, também favoreceu na identificação de possíveis equipamentos com perdas fora da tendência geral da central.

A turbina de baixa pressão apresentou na condição de válvulas completamente abertas (VWO) uma irreversibilidade maior, que para a condição de projeto, porém o seu ganho de potência é substancialmente maior, compensando assim a elevação das perdas.

A aplicação da norma da ASME (2008) permitiu traçar a curva de expansão do vapor para a turbina de baixa pressão. Com ela foi possível compreender a diferença existente entre o estado termodinâmico das extrações, em relação ao estado termodinâmico do vapor expandido no interior da turbina, especialmente na turbina de baixa pressão.

As análises realizadas revelaram que há elevação na extração de água nas turbinas de baixa pressão quando estas são operadas da condição de projeto para a condição de VWO.

Os volumes calculados de água extraída na turbina de baixa pressão apresentaram diferenças (na sua grande maioria) inferiores a 5 % aos dados da literatura. Como tais valores são sensivelmente influenciados pelos dados de entalpia das extrações, a forma de obtenção das propriedades termodinâmicas neste caso, juntamente com as aproximações realizadas na análise das centrais, pode ter contribuído para tais diferenças.

A aplicação da análise exérgica nas diferentes condições de operação das centrais permitiu não apenas uma quantificação das irreversibilidades dos equipamentos, mas também evidenciou como o modo de operação pode influenciar as perdas nos equipamentos das centrais nucleares.

6.2. Recomendações de trabalhos futuros

Estudos futuros poderão auxiliar em uma melhor compreensão de modo ocorrem as perdas nas centrais nucleares, dentre estas:

- Aplicação de uma análise exergética avançada, quantificando em cada condição de operação quanto são as perdas endógenas e exógena de cada equipamento. De modo a quantificar qual é o percentual de perdas realmente passível de ser recuperada em cada uma das condições de operação (projeto e VWO).
- Realização de estudos exergoeconômicos para ambas as condições operacionais (projeto e VWO), de modo a quantificar monetariamente a perda financeira associadas a cada uma das condições operacionais.
- Avaliar como as variações da temperatura ambiente impactam nas condições operacionais (projeto e VWO) da central.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AHRENDTS, J. Reference States. **Energy**, v. 5, p. 667–677, 1980.
- AREVA NP, I. **U.S. EPR FINAL SAFETY ANALYSIS REPORT** U.S. Nuclear Regulatory Commission, , 2008.
- AREVA NP, I. **U.S. EPR Application Documents - Cap 10 Steam and Power Conversion System**. U.S. Nuclear Regulatory Commission, , 2009. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/reactors/new-reactors/design-cert/epr/reports.html>>. Acesso em: 16 mar. 2016
- ASME. **Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines (ASME PTC 6S Report-1998)**. New York, EUA: American Society of Mechanical Engineers, 2003.
- ASME. **Appendix A to PTC 6 , The Test Code for Steam Turbines : Performance Test Codes**. New York, EUA: American Society of Mechanical Engineers, 2008.
- BAILY, F; BOOTH, J.; COTTON, K.; MILLER, E. Predicting the performance of 1800-rpm large steam turbine generators operating with light-water-cooled reactors. n. GET-6020, 1973.
- BASSAS, J. **Development and implementation of a Nuclear Power Plant steam turbine model in the system code ATHLET**. [s.l.] Technische Universität München, 2011.
- BEEBE, R. Steam Turbine Performance Condition Monitoring Using Plant Instrumentation: Case Study. **ICOMS**, p. 1–7, 2005.
- BRAMER, B. Developments in spray-type deaerator applications. **VGB Powertech**, p. 73–79, 2015.
- BYUNG EUN, L. **Steam turbine Thermal-Fluid Technologies**. 2. ed. [s.l.] Kyungmunsa, 2015.
- CHAPLIN, R. A. **THERMAL POWER PLANTS – Vol. III**. [s.l.] Eolss Unesco, 2009. v. III
- COTTON, K. C. **Evaluating and Improving Steam Turbine Performance**. 2^a ed. New York, EUA: Cotton Fact Inc., 1998.
- DINCER, I.; ROSEN, M. A. **EXERGY: ENERGY, ENVIRONMENT AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT**. [s.l.] Elsevier, 2007.
- DOMINICK, C. (AREVA). POWER UPRATES: AREVA Puts More Power at Your Fingertips and Global Resources. **AREVA NP inc.**, p. 8, 2010.
- DRBAL, L. F.; BOSTON, P. G.; WESTRA, K. L.; ERICKSON, R. B. **Power Plant Engineering**. Norwell, massachusetts: Kluwer Academic Publishers, 1996. v. 100

- DUNBAR, W. R.; MOODY, S. D.; LIOR, N. Exergy analysis of an operating boiling-water-reactor nuclear power station. **Energy Conversion and Management**, v. 36, n. 3, p. 149–159, 1995.
- DURMAYAZ, A.; YAVUZ, H. Exergy analysis of a pressurized-water reactor. **Applied Energy**, v. 69, p. 39–57, 2001.
- ELETRONUCLEAR/NATRONTEC. **Relatório de Impacto Ambiental de Angra 2** Natrontec Estudos e Engenharia de Processos LTDA, , 1998. Disponível em: <<http://www.eletronuclear.gov.br/Saibamais/Licenciamento/RIMAdAngra2.aspx>>
- ELLIOTT, T. C.; CHEN, K.; SWANEKAMP, R. C. **Standard Handbook of Power plant Engineering**. 2º ed. [s.l.] McGraw-Hill Publishing Company, 1998.
- EPA. **Closed-cycle Cooling Systems for Steam-electric Power Plants: A State-of-the-art Manual**. Springfield, EUA: National Technical Information Service, 1979.
- FERNÁNDEZ, M. Á.; VALDÉS, L. D. P.; TRISTÁN, C. A. Thermal analysis of closed feedwater heaters in nuclear power plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 68, n. 1–2, p. 45–58, 2014.
- FERRONI, L.; NATALE, A. Exergy Analysis of a PWR Nuclear Steam Supply System - Part I, General theoretical model. **Energy Procedia**, v. 148, p. 1230–1237, 2018a.
- FERRONI, L.; NATALE, A. Exergy Analysis of a PWR Nuclear Steam Supply System - II part: A case study. **Energy Procedia**, v. 148, p. 1238–1245, 2018b.
- FERRONI, L.; NATALE, A.; GATTO, R. Exergy analysis of a PWR core heat transfer. **International Journal of Heat and Technology**, v. 34, n. Special Issue 2, p. S465–S471, 2016.
- GAGGIOLI, R. A. Thermodynamics: Second Law Analysis. **ACS Symposium Series; American Chemical Society: Washington, DC, 1980.**, p. 28–56, 1980.
- GE. **Moisture Separator Reheaters** General Electric, , 2017. Disponível em: <<https://www.gepower.com/steam/heat-exchange/moisture-separator-reheaters>>. Acesso em: 3 set. 2017
- HATALA, B. **NPP Power Uprate and Modernization**. Kocovce.French-Slovak summer school, Vúje Inc., , 2010.
- IAEA/INFCIS. **NFCSS, An Example Case: Scenario (Type Shares)**. Disponível em: <<https://infcis.iaea.org/NFCSS/NFCSSMain.asp?RightP=Example&EPAGE=2#TypeShares-tab>>. Acesso em: 8 jul. 2016.
- IAEA/PRIS. **World Statistics: Operational & Long-Term Shutdown Reactors (by Type)**. Disponível em: <<https://www.iaea.org/PRIS/WorldStatistics/OperationalReactorsByType.aspx>>. Acesso em: 1 ago. 2019a.
- IAEA/PRIS. **World Statistics: Under Construction Reactors (by Type)**. Disponível em:

- <<https://www.iaea.org/PRIS/WorldStatistics/UnderConstructionReactorsByType.aspx>>. Acesso em: 1 ago. 2019b.
- IAEA. **Implications of power uprates on safety margins of nuclear power plants**. Vienna: INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY, 2004.
- IAEA. **Nuclear Power Plant Design Characteristics: Structure of Nuclear Power Plant Design Characteristics in the IAEA Power Reactor Information System (PRIS)**. Vienna, Austria: International Atomic Energy Agency IAEA-TECDOC-1544, 2007.
- IAEA. **Power Uprate in Nuclear Power Plants: Guidelines and Experience**. Vienna: International Atomic Energy Agency, IAEA Nuclear Energy Series, 2011a. Disponível em: <<http://www-pub.iaea.org/books/IAEABooks/8490/Core-Knowledge-on-Instrumentation-and-Control-Systems-in-Nuclear-Power-Plants>>.
- IAEA. **Assessment and Management of Ageing of Major Nuclear Power Plant Components Important to Safety: Steam Generators**. [s.l.] INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY, 2011b.
- IAEA. Efficient Water Management in Water Cooled Reactors. **IAEA NUCLEAR ENERGY SERIES No. NP-T-2.6**, 2012.
- IAEA. **Advanced Surveillance, Diagnostic and Prognostic Techniques in Monitoring Structures, Systems and Components in Nuclear Power Plants**. Vienna, Austria: IAEA Nuclear Energy Series NP-T-3.14, 2013.
- IAEA. Nuclear Power Reactors in the World. **Reference Data Series**, v. 2, n. 2, p. 86, 2016.
- IAEA. **Energy, Electricity and Nuclear Power Estimates for the Period up to 2050**. Vienna, Austria: [s.n.].
- IEA. **Nuclear Power in a Clean Energy System** Paris IEA, , 2019. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/nuclear-power-in-a-clean-energy-system>>
- JONAS, O.; MACHEMER, L. Steam Turbine Corrosion and Deposits Problems and Solutions. **Thirty-Seventh Turbomachinery Symposium**, p. 211–228, 2008.
- KAMEYAMA, H.; YOSHIDA, K.; YAMAUCHI, S.; FUEKI, K.. Evaluation of reference exergies for the elements. **Applied Energy**, v. 11, n. 1, p. 69–83, 1982.
- KEPCO&KHNP. **APR1400 Design Control Document and Environmental Report** U.S. Nuclear Regulatory Commission Korea Electric Power Corporation and Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd., , 2014. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/reactors/new-reactors/design-cert/apr1400/dcd.html>>. Acesso em: 16 mar. 2016
- KOLEV, N. I. **Multiphase Flow Dynamics 5: Nuclear Thermal Hydraulics**. 3^a ed. [s.l.] Springer International Publishing Switzerland, 2015.
- KOTAS, T. J. Exergy Concepts for Thermal Plants. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 2, n. 3, p. 105–114, 1980.
- KOTAS, T. J. **The exergy Method of thermal plant analysis**. Department of Mechanical

- Enginnering. Queen Mary College, University of London Butterworths., , 1985.
- LEĪZEROVICH, A. S. **Wet-steam turbines for nuclear power plants**. 1^a ed. Tulsa: PennWell Corporation, 2005.
- LIOR, N. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of the effects of fossil-fuel superheating in nuclear power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 15–17, p. 1585–1593, 1997.
- LOGAN, E.; ROY, R. **Handbook of Turbomachinery**. 2^a ed. New York, EUA: Marcel Dekker, Inc., 2003.
- M, T. B. Turbines for nuclear power plants. **Energy**, v. 2, p. 232, 1978.
- MHPS. **Steam Turbines for Nuclear Power Plants** Mitsubishi Hitachi Power Systems Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd., , 2018. Disponível em: <<https://www.mhps.com/products/steamturbines/lineup/nuclear-power/index.html>>
- MITSUBISHI, H. I. L. **US-APWR Design Control Document and Environmental Report** U.S. Nuclear Regulatory Commission. U.S. Nuclear Regulatory Commission, , 2013. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/reactors/new-reactors/design-cert/apwr/dcd.html>>. Acesso em: 16 mar. 2016
- MOREIRA, J. M. L.; CARAJILESCOV, P. Construction time of PWRs. **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA NUCLEAR - ABEN**, v. único, n. 1 International Nuclear Atlantic Conference-INAC, 2011.
- MORENO, R. M. **Exergoeconomic analysis of a nuclear power plant**. Tucson: Thesis (Doctor of Philosophy with a Major in Nuclear Engineering), The University of Arizona, 1997.
- MUÑOZ, J. R.; MICHAELIDES, E. E. The impact of the model of the environment in exergy analyses. **Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME**, v. 121, n. 4, p. 268–276, 1999.
- NCR. **Moisture Separator Reheaters (MSRs)** Tulsa Nuclear Regulatory Commission, , 2007.
- NEI. **US Nuclear Power Upgrades by Plant**. Disponível em: <<https://www.nei.org/resources/statistics/us-nuclear-plant-actual-and-expected-upgrades>>. Acesso em: 20 jun. 2018.
- NIKULSHIN, V.; WU, C.; NIKULSHINA, V. Exergy efficiency calculation of energy intensive systems by graphs. **International Journal of Applied Thermodynamics**, v. 5, n. 2, p. 67–74, 2002.
- OPG. **Turbine and Auxiliaries, Nuclear Training Course 234, Module 234-01 The Steam Turbine** Canteach Home, 1994. Disponível em: <[https://canteach.candu.org/Content/Library/Forms/AllItems.aspx?SortField=LinkFilename&SortDir=Asc&View=%7B798727F4-01B7-4507-9390-AE977AF00971%7D&FilterField1=Title&FilterValue1=Turbine and Auxiliaries%2C Nuclear Training Course 234](https://canteach.candu.org/Content/Library/Forms/AllItems.aspx?SortField=LinkFilename&SortDir=Asc&View=%7B798727F4-01B7-4507-9390-AE977AF00971%7D&FilterField1=Title&FilterValue1=Turbine%20and%20Auxiliaries%2C%20Nuclear%20Training%20Course%20234)>. Acesso em: 8 dez. 2017
- POVAROV, O. A.; TOMAROV, G. V.; ZHAROV., V. N. Erosion-corrosion of saturated-

- steam turbine plant elements. **Thermal Engineering**, v. 12, p. 643–647, 1990.
- PRISECARU, I.; DUPLEAC, D. Saturated Steam Turbine Operation Modeling With Application At Npp Cernavoda. **U.P.B. Sci. Bull.**, v. 68, n. 3, p. 3–14, 2006.
- PUTMAN, R. E.; HARPSTER, J. W. the Economic Effects of Condenser Backpressure on Heat Rate , Condensate Subcooling and Feedwater Dissolved Oxygen. **Proceedings on CD, of 2000 International Joint Power Generation Conference**, 2000.
- RAJ, K. S. S. **Performance Considerations in Replacement of Low-Pressure Turbine Rotors for Nuclear Power Plants: A Case Study**. ASME 2005 Power Conference. **Anais...**Chicago: 2005
- RAJ, K. S. S. Last stage performance considerations in low-pressure turbines of power plants: A case study. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 130, n. 2, p. 1–7, 2008.
- RIEKERT, L. The efficiency of energy-utilization in chemical processes. **Chemical Engineering Science**, v. 29, n. 7, p. 1613–1620, 1974.
- RIZNIC, J. **Steam Generators for Nuclear Power Plants**. Jovica Riz ed. [s.l.] Woodhead Publishing Series in Energy, Elsevier, 2017.
- ROSEN, M. A. Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants. **An International Journal Exergy**, v. 1, n. 3, p. 180–192, 2001.
- ROSEN, M. A.; SCOTT, D. S. **Energy and Exergy Analyses of a Nuclear Steam Power Plant**. 7th Annual Conference. **Anais...**Toronto, Canada: Canadian Nuclear Society, 1986
- SAN JOSE, N. **File:Kernkraftwerk mit Druckwasserreaktor.svg**, 2009. Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Kernkraftwerk_mit_Druckwasserreaktor.svg>
- SCHNEIDER, M.; Froggatt, A.; Hazemann, J.; Katsuta, T.; Lovins, A. B.; Ramana, M.V.; Hirschhausen, C. v.; Wealer, B. M. The World Nuclear Industry Status Report 2019. n. July, p. 1–38, 2019.
- SILL, U.; ZÖRNER, W. **Steam Turbine Generators Process Control and Diagnostics**. Berlin and Munich: Siemens Aktiengesellschaft, Berlin and Munich, Publicis MCD Verlag. Erlangen, 1996.
- SIQUEIRA, D. S; MEYSTRE, J. A.; HILÁRIO, M. Q.; ROCHA, D. H. D.; MENON, G. J.; SILVA, R. J. Current perspectives on nuclear energy as a global climate change mitigation option. **Mitigation and Adaptation Strategies for Global Change**, v. 24, n. 5, p. 749–777, 2019.
- SPX. **Moisture Separator Reheaters**. Disponível em: <<http://www.spx.com/en/balcke-duerr/pd-mp-moisture-separator-reheaters/>>. Acesso em: 21 out. 2016.
- STORK. **Olkiluoto Nuclear Power Plant**. Disponível em: <<https://www.stork.com/en/markets-references/references/olkiluoto-nuclear-power-plant>>. Acesso em: 23 jan. 2018.

- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. [s.l.] Hemisphere, 1988.
- TERZI, R.; TÜKENMEZ, İ.; KURT, E. Energy and exergy analyses of a VVER type nuclear power plant. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 41, n. 29, p. 12465–12476, 2016.
- TEYSSÉDOU, A.; DIPAMA, J.; HOUNKONNOU, W.; AUBÉ, F. Modeling and optimization of a nuclear power plant secondary loop. **Nuclear Engineering and Design**, v. 240, n. 6, p. 1403–1416, 2010.
- TOSHIBA. **Toshiba 2pass Moisture Separator Reheater** Toshiba Corporation, , 2013.
- TROYANOVSKII, B. M.; FILIPPOV, G. A.; BULKIN., A. E. **Steam and Gas Turbines for Nuclear Power Plants** Moscow: Russia, Energoatomizdat (in Russian), , 1985.
- TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 19, p. 227–257, 1993.
- TSATSARONIS, G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. **Energy**, v. 32, p. 249–253, 2007.
- U. S. DEPARTMENT OF ENERGY. **Advanced Power Ultra-Uprates of Existing Plants (APUU) Engineering**. [s.l: s.n.].
- U.S.NRC. **Backgrounder on Power Uprates for Nuclear Plants** United States Nuclear Regulatory Commission United States Nuclear Regulatory Commission, 2016, , 2016. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/reading-rm/doc-collections/fact-sheets/power-uprates.html>>. Acesso em: 20 set. 2017
- USNRC. **Wolf Creek Generating Station, Unit 1**. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/info-finder/reactors/wc.html>>. Acesso em: 16 abr. 2018.
- VERKHIVKER, G. P.; KOSOY, B. V. On the exergy analysis of power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 42, n. 18, p. 2053–2059, 2001.
- WCNOC. **Wolf Creek Generating Station, Submittal of Redacted Version of Revision 29 to Updated Safety Analysis Report**. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/docs/ML1620/ML16203A351.html>>. Acesso em: 17 abr. 2018.
- WESTINGHOUSE. **The Westinghouse Pressurized Water Reactor Nuclear Power Plant** Pittsburgh Westinghouse Electric Corporation, Water Reactor Divisions, , 1984. Disponível em: <http://www4.ncsu.edu/~doster/NE405/Manuals/PWR_Manual.pdf>
- WESTINGHOUSE, E. C. **Westinghouse AP1000 Design Control Document Rev. 19** U.S. Nuclear Regulatory Commission, 2011. Disponível em: <<https://www.nrc.gov/docs/ML1117/ML11171A500.html>>. Acesso em: 16 mar. 2016
- WNA. **Optimized Capacity: Global Trends and Issues 2014 edition**. London, United Kingdom: World Nuclear Association, 2015.
- WNA. World Nuclear Performance Report 2017: Asia Edition. **World Nuclear Association**,

p. 44, 2017a.

WNA. **World Nuclear Performance Report 2017**. England and Wales: World Nuclear Association, 2017b.

WNA. **Storage and Disposal of Radioactive Waste**, 2018. Disponível em: <<https://www.world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-waste/storage-and-disposal-of-radioactive-waste.aspx>>

WNA. **Nuclear Power in the World Today**. Disponível em: <<https://www.world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/nuclear-power-in-the-world-today.aspx>>. Acesso em: 9 out. 2019a.

WNA. **HARMONY: What will power our electric future?** Londres, Reino Unido World Nuclear Association, , 2019b. Disponível em: <<https://www.world-nuclear.org/harmony>>

WNN. **Indian reactor breaks operating record** World Nuclear News, 2018.

ZHOU, S.; TURNBULL, A. Steam Turbine Operating Conditions, Chemistry of Condensates, and Environment Assisted Cracking – A Critical Review. **NPL Report MATC (A) 95**, n. May, 2002.

ZOHURI, B.; MCDANIEL, P. **Thermodynamics in Nuclear Power Plant Systems**. [s.l.] Springer International Publishing Switzerland, 2015.

APÊNDICE A – Dados de Perda de Carga nas Extrações

Tabela A.1. Dados de perdas de cargas das extrações da Central Nuclear Wolf Creek

(PWR - Potência elétrica 1190 MW)				
Extrações		Pressão		
		Turbina	Aquecedor	Δp (%)
P _{cond} 0,0069 MPa	#1 HP – Heater HP	3,11 MPa	2,99 MPa	4,01 %
	#2 HP – Heater HP	2,00 MPa	1,92 MPa	4,00 %
	#3 HP – Heater HP	1,26 MPa	1,20 MPa	4,97 %
	#1 LP – Heater LP	0,71 MPa	0,65 MPa	7,96 %
	#2 LP – Heater LP	0,43 MPa	0,39 MPa	8,04 %
	#3 LP – Heater LP	0,13 MPa	0,13 MPa	5,64 %
	#4 LP – Heater LP	0,07 MPa	0,06 MPa	6,02 %

Fonte: Adaptado de DRBAL *et al.* (1996)

Tabela A.2- Dados de perdas de cargas das extrações de uma Central Nuclear com reaquecimento

Com reaquecimento (PWR - Potência elétrica 1260 MW)				
Extrações		Pressão		
		Turbina	Aquecedor	Δp (%)
P _{cond} 0,00677 MPa	#1 HP – Heater HP	1,48 MPa	1,36 MPa	7,99 %
	#1Re-heater – Heater HP	1,41 MPa	1,36 MPa	3,67 %
	#1 LP – Heater LP	0,36 MPa	0,33 MPa	8,00 %
	#2 LP – Heater LP	0,22 MPa	0,20 MPa	8,13 %
	#3 LP – Heater LP	0,07 MPa	0,06 MPa	8,05 %
	#4 LP – Heater LP	0,02 MPa	0,02 MPa	7,89 %

Fonte: Adaptado de Cotton (1998)

Tabela A.3- Dados de perdas de cargas das extrações de uma Central Nuclear sem reaquecimento

Sem reaquecimento (PWR - Potência elétrica 1260 MW)				
Extrações		Pressão		
		Turbina	Aquecedor	Δp (%)
P _{cond} 0,00677 MPa	#1 HP – Heater HP	2,44 MPa	2,25 MPa	7,99 %
	#1 LP – Heater LP	0,83 MPa	0,77 MPa	7,96 %
	#2 LP – Heater LP	0,46 MPa	0,42 MPa	7,99 %
	#3 LP – Heater LP	0,14 MPa	0,13 MPa	7,84 %
	#4 LP – Heater LP	0,04 MPa	0,03 MPa	7,93 %

Fonte: Adaptado de Cotton (1998)

Tabela A.4- Dados de perdas de cargas das extrações de uma Central Nuclear APR1400

(PWR - Potência elétrica 1485 MW)				
Extrações		Pressão		
		Turbina	Aquecedor	Δp (%)
P _{cond.} 0,0088 MPa	#1 HP – Heater HP	3,31 MPa	3,21 MPa	3,00 %
	#2 HP – Heater HP	2,16 MPa	2,10 MPa	3,03 %
	#3 HP – Heater HP	1,44 MPa	1,40 MPa	3,01 %
	#1 LP – Desaerador	0,41 MPa	0,39 MPa	3,57 %
	#2 LP – Heater LP	0,10 MPa	0,10 MPa	2,70 %
	#3 LP – Heater LP	0,05 MPa	0,05 MPa	2,89 %
	#4 LP – Heater LP	0,02 MPa	0,02 MPa	2,90 %

Fonte: Adaptado de KEPSCO & KHNP (2014)

Tabela A.5- Dados de perdas de cargas das extrações de uma Central Nuclear US-APWR

(PWR - Potência elétrica 1700 MW)				
Extrações		Pressão		
		Turbina	Aquecedor	Δp (%)
P _{cond.} 0,0088 MPa	#1 HP – Heater HP	3,41 MPa	3,27 MPa	4,01 %
	#2 HP – Heater HP	2,05 MPa	1,97 MPa	4,00 %
	#1 LP – Heater LP	0,35 MPa	0,33 MPa	5,01 %
	#2 LP – Heater LP	0,22 MPa	0,21 MPa	4,99 %
	#3 LP – Heater LP	0,11 MPa	0,11 MPa	2,98 %
	#4 LP – Heater LP	0,05 MPa	0,05 MPa	3,00 %
P _{cond.} 0,0051 MPa	#1 HP – Heater HP	3,51 MPa	3,37 MPa	4,01 %
	#2 HP – Heater HP	2,11 MPa	2,02 MPa	3,99 %
	#1 LP – Heater LP	0,36 MPa	0,34 MPa	5,01 %
	#2 LP – Heater LP	0,22 MPa	0,21 MPa	4,98 %
	#3 LP – Heater LP	0,12 MPa	0,11 MPa	3,02 %
	#4 LP – Heater LP	0,05 MPa	0,05 MPa	3,01 %

Fonte: Adaptado de Mitsubishi (2013)

APÊNDICE B – Procedimentos Simplificado de Cálculos

Neste Apêndice são demonstrados através de diagramas simplificados, os procedimentos de cálculos apresentados pela ASME (2008) para ser determinada a curva de expansão da turbina nuclear de alta e baixa pressão. Todos os detalhes associados aos cálculos da elaboração da curva de expansão são apresentados no Item B.1.

Para traçar a curva de expansão da turbina de alta e baixa pressão é necessário conhecer as entalpias na exaustão das turbinas. No caso da turbina de alta pressão a entalpia é obtida a partir da análise do conjunto reaquecedor e desumidificador apresentados no Item B.2. Por sua vez, na turbina de baixa pressão há um procedimento específico para determinação desta entalpia, apresentado no Item B.3

B.1 Procedimento para elaboração da curva de expansão

Para simplificar a demonstração da rotina de cálculos serão tomados como referências os pontos com os índices indicados a seguir na Figura B.1:

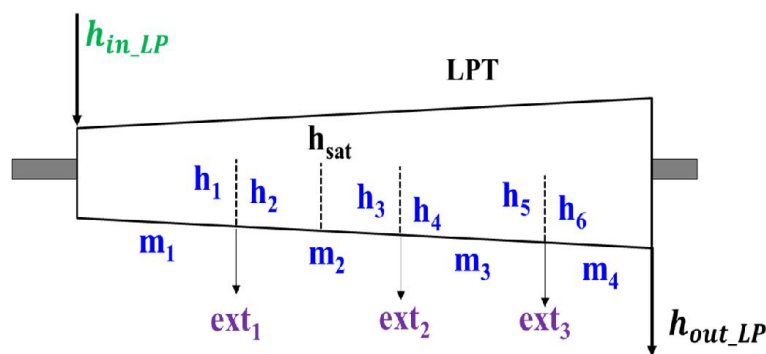


Figura B.1 - Diagrama ilustrativo para demonstração de cálculos para curva de expansão

Fonte: Elaborada pela própria Autora

➤ 1º Passo: Determinação das condições de entrada da turbina de baixa pressão (LP).

Neste processo o ponto de entrada da turbina de baixa pressão é corrigido para uma perda de pressão de 2 %, em uma condição isoentálpica. Segundo a norma esta perda é atribuída devido às perdas nas válvulas de distribuição e reguladoras de pressão localizadas na entrada da turbina.

➤ **2º Passo: Admitir um valor de eficiência seca (η_{seco}) para (LP).**

O valor de eficiência seca é adotado inicialmente e serve como referência inicial para a determinação dos estados termodinâmicos da curva de expansão do vapor na turbina. O mesmo será verificado ao final dos procedimentos dos cálculos e caso não atenda aos critérios de convergência (9º passo) será estimado um novo valor e o procedimento da curva de expansão da LP refeito.

➤ **3º Passo: Cálculo do ponto final da 1ª linha de expansão (h_1).**

Neste processo será calculada a entalpia no estágio em que ocorre o ponto de extração. Sua estimativa é expressa pela Equação B.1 por:

$$\eta_{seco} = \frac{h_{i_LP} - h_1}{h_{i_LP} - h_s} \quad (B.1)$$

Na qual os valores de entalpia na entrada da turbina (h_{i_LP}) e entalpia isentrópica da turbina (h_s) são calculados a partir das propriedades termodinâmicas na entrada da turbina.

➤ **4º Passo: Cálculo do ponto inicial da 2ª linha de expansão ($\dot{m}_2; h_2$).**

Nesta etapa serão determinadas a vazão mássica ($\dot{m}_2$) e a entalpia (h_2) no primeiro estágio após o primeiro ponto de extração. Seu valor é obtido por:

- a) Balanço de massa – entre massa que chega na turbina de baixa pressão ($\dot{m}_{i_LP}$) e que é extraída na primeira extração ($\dot{m}_{ext1}$), expresso pela Equação B.2:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{i_LP} - \dot{m}_{ext1} \quad (B.2)$$

- b) Balanço de energia – entre os fluxos de energia do ponto “1” e a 1ª extração, mostrados na Equação B.3:

$$(\dot{m}_{i_LP} \cdot h_1) = (\dot{m}_2 \cdot h_2) + (\dot{m}_{ext1} \cdot h_{ext1}) \quad (B.3)$$

OBSERVAÇÃO: Os procedimentos do 3º e 4º Passo devem ser repetidos enquanto houver extrações de vapor na região de vapor superaquecido.

➤ **5º Passo: Determinação da entalpia no ponto em que a segunda expansão cruza a linha de saturação (h_{sat}):**

A estimativa da entalpia na linha de saturação (h_{sat}) é um procedimento iterativo com a pressão. O procedimento consiste em calcular h_{sat} para uma pressão de saturação adotada inicialmente. Inicialmente calcula-se a entalpia isentrópica para a pressão adotada, de posse deste valor é determinado o valor h_{sat} pela Equação B.4:

$$\eta_{seco} = \frac{h_2 - h_{sat}}{h_2 - h_s} \quad (B.4)$$

Posteriormente é realizada uma verificação se h_{sat} calculado e $'h_{sat}$ para pressão adotada com $X=1$, caso estes valores sejam iguais significa que a pressão adotada corresponde a própria pressão de saturação. Caso contrário um novo valor de pressão deve ser adotado e o procedimento repetido até estes valores convergirem. Esquematicamente este processo é representado pelo diagrama apresentado na Figura B.2:

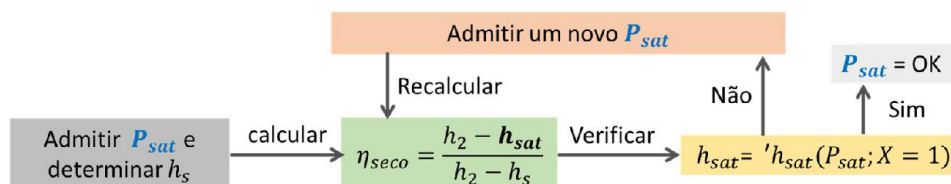


Figura B.2 - Fluxograma ilustrativo para demonstração de cálculos do 5º Passo

Fonte: Elaborado pela própria Autora

➤ **6º Passo: Determinação do ponto final (h_3) da segunda expansão da linha de saturação até a 2ª extração:**

A partir deste momento o vapor passa a escoar em uma condição de vapor úmido e novos processos iterativos devem ser realizados de modo a corrigir a eficiência seca adotada a fim de obter um novo valor de eficiência úmida para cada expansão. Tal procedimento inicia com a determinação da entalpia isentrópica na pressão da extração. Com isso é possível então determinar (h_3) pela seguinte Equação B.5:

$$\eta_{seco} = \frac{h_{sat} - h_3}{h_{sat} - h_s} \quad (B.5)$$

Conhecendo h_3 e a pressão que está ocorrendo a extração é possível determinar o Título do vapor no ponto final desta segunda expansão. A determinação da qualidade do vapor neste ponto permite calcular um fator de correção de umidade ($Fc_{\eta_{umida}}$) que usa como referência para seus cálculos a qualidade do vapor no ponto inicial (X_{inicio}) e final (X_{fim}) do processo de expansão, cuja relação é apresentada pela Equação B.6:

$$Fc_{\eta_{umida}} = 1 - \left(\frac{X_{inicio} + X_{fim}}{2} \right) \quad (B.6)$$

Assim a eficiência úmida (η_{umida}) para este processo de expansão é dada pela Equação B.7:

$$\eta_{umida} = \eta_{seco} \cdot Fc_{\eta_{umida}} \quad (B.7)$$

O valor da eficiência úmida calculada precisa ainda passar por uma verificação, da qual será utilizado o seu valor para calcular a entalpia no estágio em que ocorre a extração, esta entalpia será utilizada para determinar o valor da qualidade do vapor. Se o valor da qualidade do vapor encontrado apresentar uma diferença igual ou inferior a 0,01 % em relação a qualidade final do vapor utilizada para calcular o fator de correção de umidade o valor da eficiência úmida encontrado está correto. Além disso, significa também que a entalpia encontrada corresponde ao ponto final da expansão naquele grupo de estágio. Caso contrário, um novo fator de correção de umidade deve ser recalculado e o procedimento ser refeito até que o critério de convergência seja atingido. Para uma melhor compreensão dos procedimentos de cálculos é apresentado na Figura B.3 um fluxograma com a sequência de cálculos.

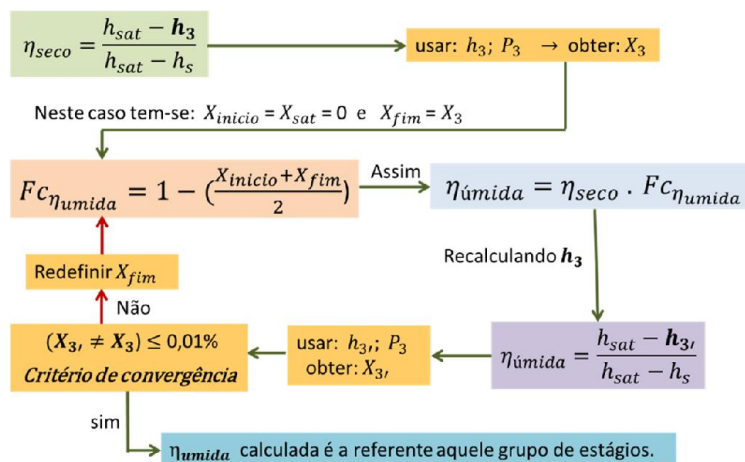


Figura B.3 - Fluxograma ilustrativo para demonstração de cálculos do 6º Passo

Fonte: Elaborado pela própria Autora

➤ **7º Passo: Cálculo do ponto inicial da 3ª linha de expansão ($\dot{m}_3$; h_4).**

Nesta etapa serão determinadas a vazão mássica ($\dot{m}_3$) e a entalpia (h_4) no primeiro estágio após o segundo ponto de extração. Seu valor é obtido por:

- a) Balanço de massa – entre massa que é expandida após a primeira extração ($\dot{m}_2$) e que é extraída na segunda extração ($\dot{m}_{ext2}$), como exposto na Equação B.8

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{ext2} \quad (\text{B.8})$$

- b) Balanço de energia – entre os fluxos de energia do ponto “3” e a 2ª extração, apresentado pela Equação B.9:

$$(\dot{m}_2 \cdot h_3) = (\dot{m}_3 \cdot h_4) + (\dot{m}_{ext2} \cdot h_{ext2}) \quad (\text{B.9})$$

➤ **8º Passo: Determinação da efetividade da remoção de água.**

As turbinas nucleares de baixa pressão contam com dispositivos para remoção de água sendo que a efetividade (ϵ_{ext2}) de remoção de água destes dispositivos pode ser determinada pela relação entre a porcentagem de umidade no vapor antes (M_3) e após extração (M_4), expressa na Equação B.10.

$$\epsilon_{ext2} = \frac{M_3 - M_4}{M_3} \cdot 100 \quad (\%) \quad (\text{B.10})$$

A ASME (2008) destaca ainda que esta relação para ϵ é uma aproximação próxima da relação teoricamente correta e é adequada para este cálculo, sendo que em alguns casos podem exigir ϵ com três casas decimais.

OBSERVAÇÃO: Os passos 6º, 7º e 8º devem ser repetidos enquanto houver extrações de vapor, ou até o vapor atingir o último estágio da turbina antes de ser descarregado no condensador. Sendo que a entalpia encontrada para o ponto final do último processo de expansão será o valor de $ELEP_{calculado}$.

➤ **9º Passo: Verificação da eficiência seca adotada inicialmente.**

A eficiência seca adotada inicialmente pode ser verificada como satisfatória ou não a partir de uma comparação com os valores de entalpia calculada ($ELEP_{calculado}$) para o ponto

final de expansão de acordo com a curva de traçada e a entalpia ($ELEP_{curva}$) estimada para este ponto a partir da curva de correção da turbina. Assim o valor da eficiência seca adotada inicialmente estará correto, se a diferença entre tais valores for igual ou inferior a 0,1163 kJ/kg (0,05 Btu/lb). Assim tal verificação é expressa pela Equação B.11:

$$|ELEP_{calculado} - ELEP_{curva}| \leq 0,1163 \frac{kJ}{kg} \left(0,05 \frac{Btu}{lb} \right) \quad (B.11)$$

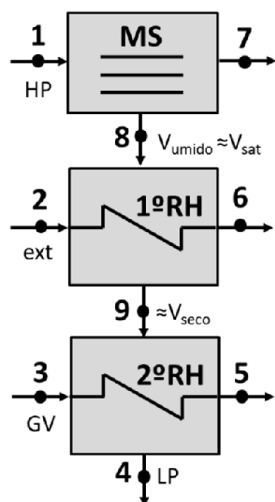
NOTA: Para determinar a curva de expansão para turbinas nucleares de alta pressão todos os passos apresentados no item B.2 são os mesmos com exceção do 8º passo uma vez que tais turbinas operam com pressões mais altas, e, portanto, os dispositivos de remoção de água não são utilizados nestes casos.

B.2 Análise do conjunto desumidificador e reaquecedor *(obtenção da entalpia no último estágio da turbina de alta pressão)*

A norma da ASME (2008) apresenta uma rotina de cálculo baseada em balanço de energia que propicia a obtenção das propriedades termodinâmicas de alguns pontos e/ou fluxos associados ao conjunto desumidificador e reaquecedor.

Ao final de todo este procedimento é possível estimar a entalpia do vapor que chega ao equipamento para ser aquecido. Tendo em vista que o conjunto desumidificador e reaquecedor estão praticamente ligados diretamente com as turbinas de alta pressão então a entalpia de entrada neste conjunto é considerada pela norma como sendo o próprio valor de entalpia que deixa a turbina de alta pressão.

Assim será apresentada de forma sucinta um passo a passo à rotina de cálculo apresentada pela ASME para a determinação desta entalpia. Para uma melhor compressão dos fluxos associados ao conjunto desumidificador e reaquecedor irá adotar que os procedimentos descritos tomaram como referência o diagrama ilustrativo apresenta na Figura B.4:



Sendo:

MS – Desumidificador

HP – Turbina de alta pressão

$V_{úmido}$ – Vapor úmido

V_{sat} – Vapor saturado

V_{seco} – Vapor seco (superaquecido)

GV – vapor oriundo do gerador de vapor

ext – Vapor decorrente de extrações

LP – Turbina de baixa pressão

1º RH – Primeiro estágio de reaquecimento

2º RH – Segundo estágio de reaquecimento

Figura B.4 - Diagrama ilustrativo dos fluxos associados ao conjunto desumidificador e reaquecedor.

Fonte: Elaborado pela própria Autora

➤ **1º Passo: Determinação da vazão mássica no fluxo 1 ($\dot{m}_1$).**

A vazão mássica de vapor que chega para ser seco e aquecido ($\dot{m}_1$) é correspondente ao próprio fluxo de vapor que deixa turbina de alta pressão. Neste contexto tal fluxo é determinado a partir do balanço de massa dos fluxos da turbina de alta pressão.

➤ **2º Passo: Determinação da vazão mássica no fluxo 7 ($\dot{m}_7$).**

Aos realizar o processo de desumidificação deste vapor uma parte deste fluxo é extraído e direcionado para fins de aquecimento secundário nos aquecedores de água. A norma apresenta que tal fluxo seja determinado a partir de técnicas de traçadores radioativos.

➤ **3º Passo: Determinação da vazão mássica no fluxo 8 ($\dot{m}_8$).**

O vapor então seco tem seu fluxo de massa determinado pelo balanço de massa no desumidificador. Assim, tem-se a Equação B.12:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 - \dot{m}_7 \quad (\text{B.12})$$

➤ **4º Passo: Determinação da vazão mássica dos demais fluxos.**

A etapa de reaquecimento é realizada por aquecedores de superfície logo não havendo alteração no valor da vazão mássica a ser aquecido, tem-se as Equações B.13 e B.14:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{B.13})$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 \quad (\text{B.14})$$

Os fluxos de vapor utilizados para o aquecimento não têm seus valores alterados em decorrência de serem utilizados neste processo de aquecimento, tem-se as Equações B.15 e B.16:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 \quad (\text{B.15})$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 \quad (\text{B.16})$$

➤ **5º Passo: Determinação do fluxo entálpico no fluxo 8.**

A entalpia do vapor após ser seco no desumidificador é obtida via balanço de energia envolvendo o conjunto dos dois aquecedores (1ºRH e 2ºRH), simplificando, tem-se que a entalpia de tal fluxo é determinada pela Equação B.17:

$$h_8 = h_4 - \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_5) + \dot{m}_2(h_2 - h_6)}{\dot{m}_8} \quad (\text{B.17})$$

Se o valor de pressão neste ponto for conhecido, a determinação desta entalpia (h_8) propicia conhecer a umidade residual após o desumidificador, valor este normalmente de 0,12 %.

➤ **6º Passo: Determinação do fluxo entálpico no fluxo 1.**

A entalpia do vapor que chega ao conjunto desumidificador e reauecedor é determinada a partir do balanço de massa no desumidificador, assim mostrado na Equação B.18:

$$h_1 = \frac{(\dot{m}_8 h_8) + (\dot{m}_7 h_7)}{\dot{m}_1} \quad (\text{B.18})$$

➤ **7º Passo: Determinação do fluxo entálpico no fluxo 9.**

A entalpia do vapor (h_9) que chega para ser aquecido pelo segundo grupo de aquecedores é determinada com base no balanço de massa e energia em torno do conjunto do

primeiro sistema de aquecimento. Desta forma tem-se de modo simplificado que tal expressão é dada pela Equação B.19:

$$h_9 = h_8 + \frac{\dot{m}_2(h_2 - h_6)}{\dot{m}_9} \quad (\text{B.19})$$

B.3 Determinação da entalpia no último estágio da turbina de baixa pressão

Após ser expandindo na turbina de baixa pressão ao atingir o último estágio o vapor será direcionado para o condensador. Entretanto entre o último estágio da turbina e o condensador ocorre uma perda de energia no bocal de exaustão. Este processo resulta em diferentes entalpias entre tais pontos.

A entalpia do último estágio da turbina (ELEP) é considerada a entalpia final verdadeira do último ponto de expansão da linha de expansão da turbina. Por sua vez, a entalpia obtida via balanço de energia é na verdade a entalpia global (UEEP), que consiste incluir no valor da ELEP a fração referente as perdas no processo de exaustão da turbina. Admite a UEEP como a entalpia que chega ao condensador.

A seguir é apresentada na Figura B.5 uma ilustração da turbina de baixa pressão para uma melhor compreensão destes pontos. A obtenção dos valores de entalpia de ELEP está diretamente relacionada com a entalpia calculada UEEP.

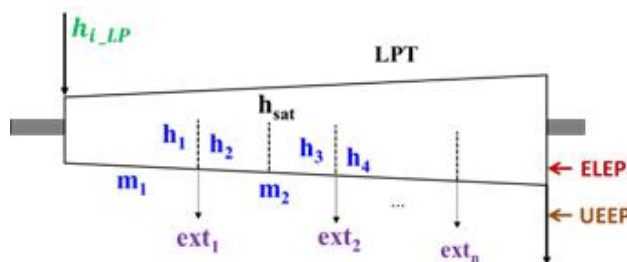


Figura B.5 - Diagrama ilustrativo com indicação dos locais da ELEP e UEEP na turbina de baixa pressão.

Fonte: Elaborado pela própria Autora

➤ **1º Passo: Determinação da entalpia global (UEEP).**

A entalpia global é obtida a partir do balanço de energia na central, a qual é tomada como referência inicial a energia do vapor produzido no gerador de vapor, deste são descontados todas as perdas de fluxo de energia até a exaustão da turbina baixa pressão (isso inclui: válvulas, sistema de vedação das turbinas, extrações, turbo-bomba), são descontados ainda os valores de potência elétrica total produzida pela central, perdas mecânicas e perdas do gerador elétrico.

O resultado deste balanço é denominado de energia líquida, sendo a entalpia global é determinada como a razão entre esta energia líquida pelo balanço de massa na turbina de baixa pressão.

Para uma melhor compreensão deste procedimento considere o seguinte esquema ilustrativo de uma central nuclear mostrado na Figura B.6:

Tomando a indicação de seus fluxos da ilustração acima, admitindo que a entalpia das extrações que chega aos aquecedores é igual à que deixa a turbina, que não há variação de entalpia entre a saída do gerador de vapor até a entrada da turbina de alta pressão e do sistema de reaquecedor. Será apresentado na Equação B.20 um exemplo de equacionamento do cálculo do UEEP.

$$UEEP = \frac{E_1 - E_{21} - E_{22} - E_{23} - E_{24} - E_{25} - E_{26} - E_{27} - E_{28} - E_{29} - E_{39} - E_{40}}{\dot{m}_6 - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{26} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{28}} \quad (B.20)$$

A determinação do valor ELEP, não é determinada de forma direta como o valor de UEEP. Trata-se de um processo iterativo, que utiliza não apenas o valor de UEEP, mas também da pressão (P_{cond}) e massa de vapor ($\dot{m}_{cond}$) no condensador, área anular (A) da última turbina e volume específico do vapor (v). Algumas destas variáveis ($\dot{m}_{cond}$; A ; v) são utilizadas para determinar a velocidade anular da turbina de baixa pressão a partir da seguinte Equação B.21:

$$V_{anular} = \left(\frac{1}{6}\right) \left(\frac{\dot{m}_{cond} A}{3600 v}\right) \quad (B.21)$$

De posse da velocidade angular é possível obter nos diagramas de perda da exaustão da turbina um valor de correção para esta perda (TEL). Tal parâmetro juntamente de água no vapor na sua exaustão (M_{cond}), permite determinar o valor de perda entálpica na exaustão (TEP), expressa pela Equação B.22:

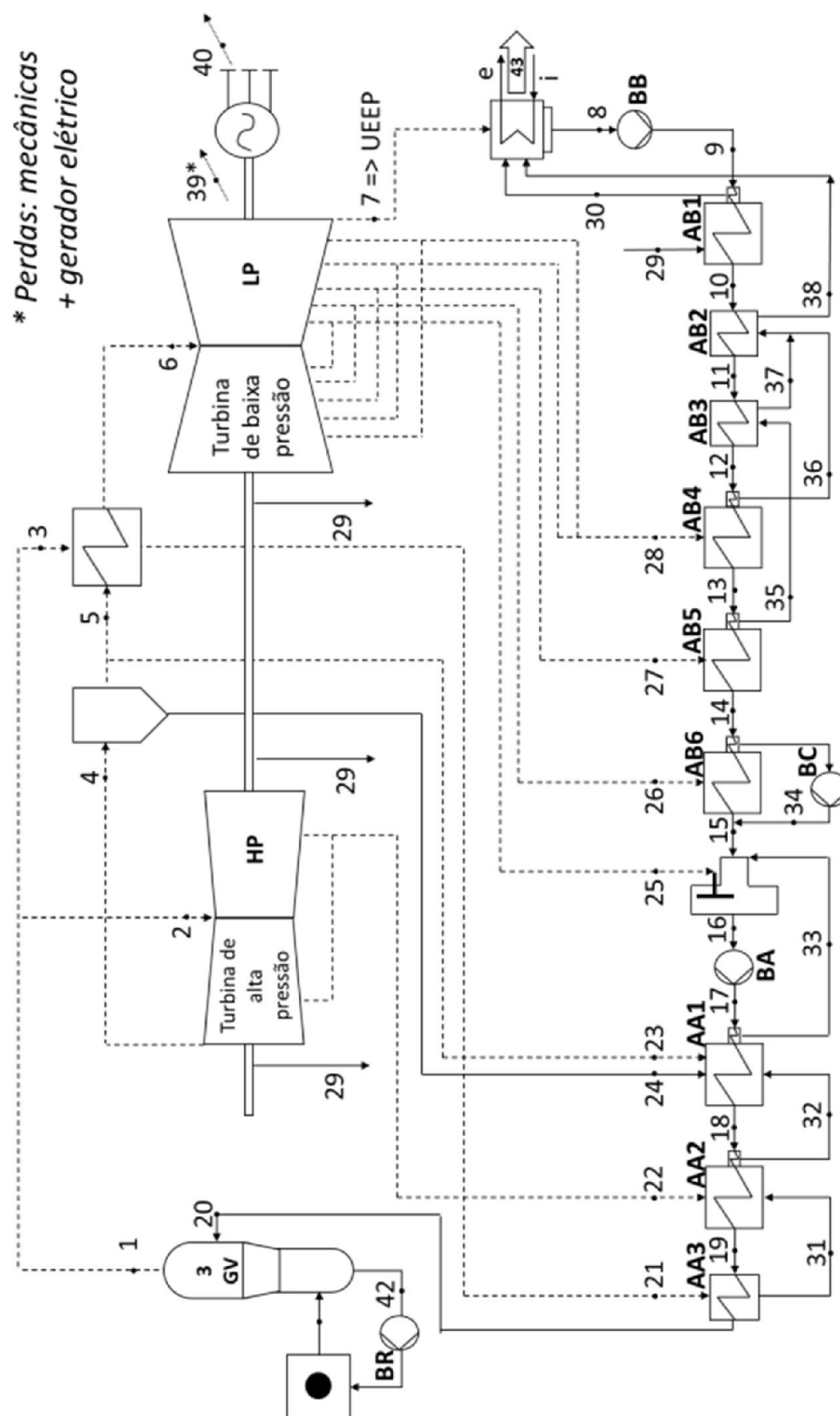


Figura B.6 – Diagrama ilustrativos dos fluxos em uma central nuclear para determinação da UEEP
 Fonte: Elaborado pela própria Autora

$$TEP = TEL(0,87)(1 - M_{cond})[1 - (0,65 M_{cond})] \quad (B.22)$$

O valor verdadeiro da entalpia no último estágio da turbina é determinado pela Equação B.23:

$$ELEP = UEEP - TEP \quad (B.23)$$

Tal valor ainda passa por um processo de verificação que consiste em ser recalculado os valores de água no vapor na sua exaustão (M_{cond}) e volume específico do vapor (v) tomando agora como referência o ELEP calculado, e repetindo todo o processo de cálculo para velocidade angular, TEP e ELEP. Caso a diferença entre o ELEP calculado inicialmente e o segundo ELEP for igual ou inferior a 0,1, o valor de ELEP calculado está satisfatório e pode ser utilizado para determinar a curva de expansão da turbina caso contrário um novo valor deverá ser determinado.

Um diagrama ilustrativo do procedimento iterativo de cálculos da ELEP é apresentado na Figura B.7:

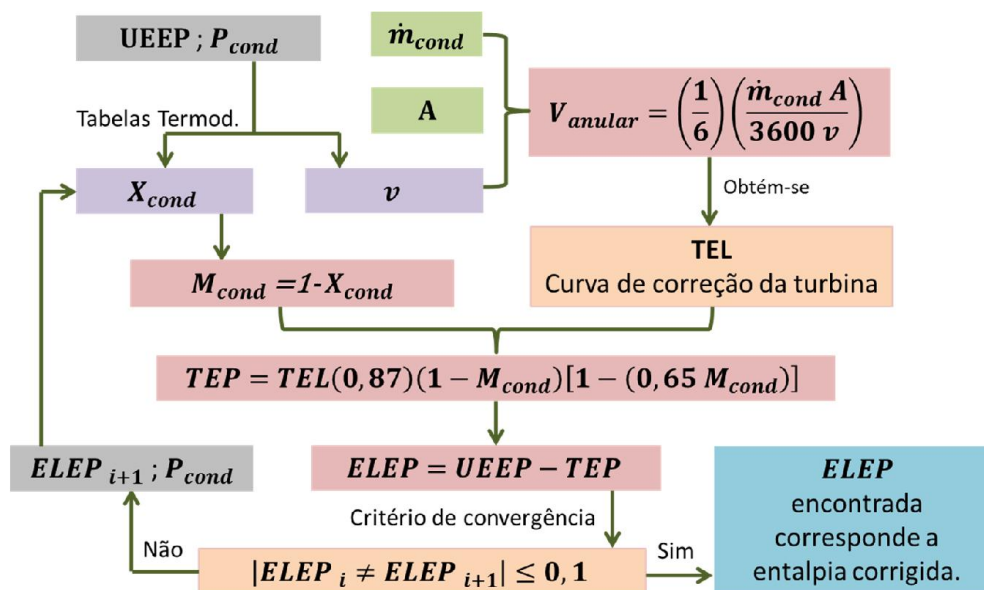


Figura B.7 – Diagrama ilustrativos dos fluxos em uma central nuclear para determinação da UEEP
Fonte: Elaborado pela própria Autora

APÊNDICE C – Verificando a programação referente a Turbina de Baixa pressão

C. CASOS AVALIADOS

C.1 CASO 1: Central ASME

Neste caso será avaliado especificamente a eficiência do conjunto das turbinas de baixa pressão de uma central nuclear com reator do tipo PWR, com potência elétrica de aproximadamente 920 MW. A central com os seus respectivos dados termodinâmicos utilizada nesta avaliação está disponível na Figura C.1. Tal central teve a eficiência do conjunto de turbina de baixa pressão, em uma condição de ausência de perda de pressão nas linhas de extração, previamente calculada pela norma da ASME (2008). Porém optou-se por realizar novamente os cálculos apresentados na norma, com o objetivo de realizar duas avaliações:

1^a) Propriedade termodinâmicas: O objetivo principal desta análise foi verificar a influência dos cálculos das propriedades termodinâmicas apresentavam nos resultados da central. Assim optou-se por refazer a rotina de cálculos com os mesmos dados de entrada apresentados na norma, inclusive com a mesma entalpia corrigida pela curva de projeto da turbina. Foi utilizado o programa TermoGraf versão 5.7 para obtenção dos dados termodinâmicos.

2^a) Curva de Correção da Turbina: A ASME (2008) apresenta que para uma determinação correta da eficácia da turbina é necessária realizar uma correção da entalpia no último estágio da turbina como base na sua curva de projeto (cujo procedimento de calculo é apresentado no Apêndice B item B3). Em uma condição de indisponibilidade desta curva, foram realizadas análises da turbina utilizando outras curvas de correção encontradas na literatura a fim de verificar se os resultados encontrados para a eficácia são muito diferentes em relação ao valor apresentado para a curva original. Assim, para esta central foi recalculado a eficiência da turbina para duas curvas encontradas na literatura (Figura C.2 e Figura C.3) e comparados seus resultados com os apresentados pela norma. Como as equações apresentadas pelas norma da ASME (2008) são para entrada de dados no sistema inglês de unidade assim optou-se por manter as imagens Figura C.2 e Figura C.3 nestas mesmo sistema de unidades.

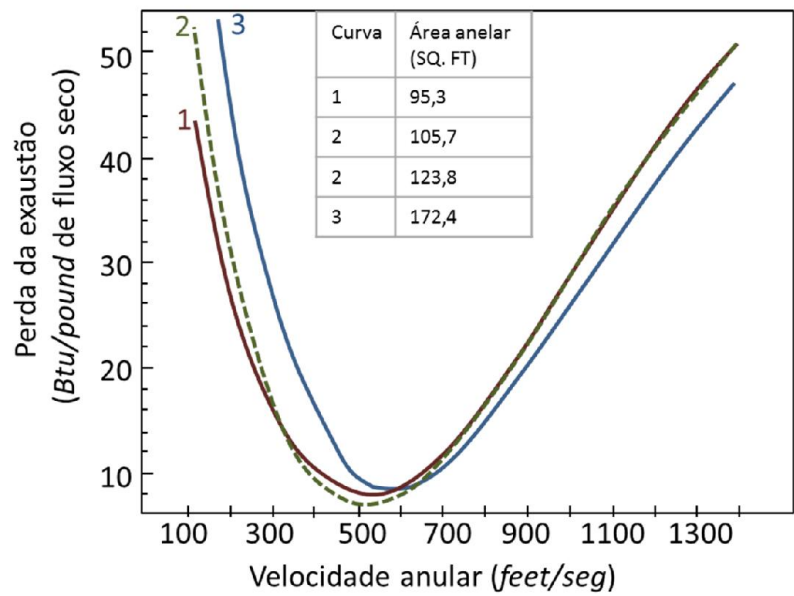


Figura C.1 - Curva A para determinação de perda de exaustão na turbina com 1800 rpm.
Fonte: Adaptado de Cotton (1998).

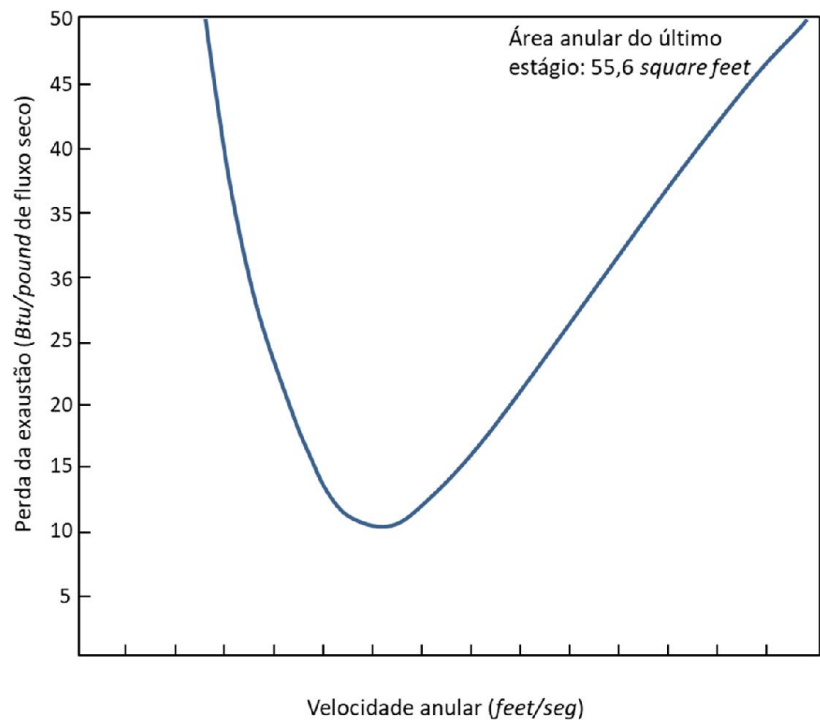


Figura C.2 - Curva B para determinação de perda de exaustão na turbina com 1800 rpm.
Fonte: Adaptado de Drbal *et al.* (1996)

Vale salientar que uma versão sucinta dos procedimentos de cálculos utilizados para as análises apresentadas pela ASME (1998) está disponibilizada no Apêndice B. Todos os

cálculos realizados foram realizados no sistema inglês de unidades a fim de minimizar erros associados a conversão de unidades.

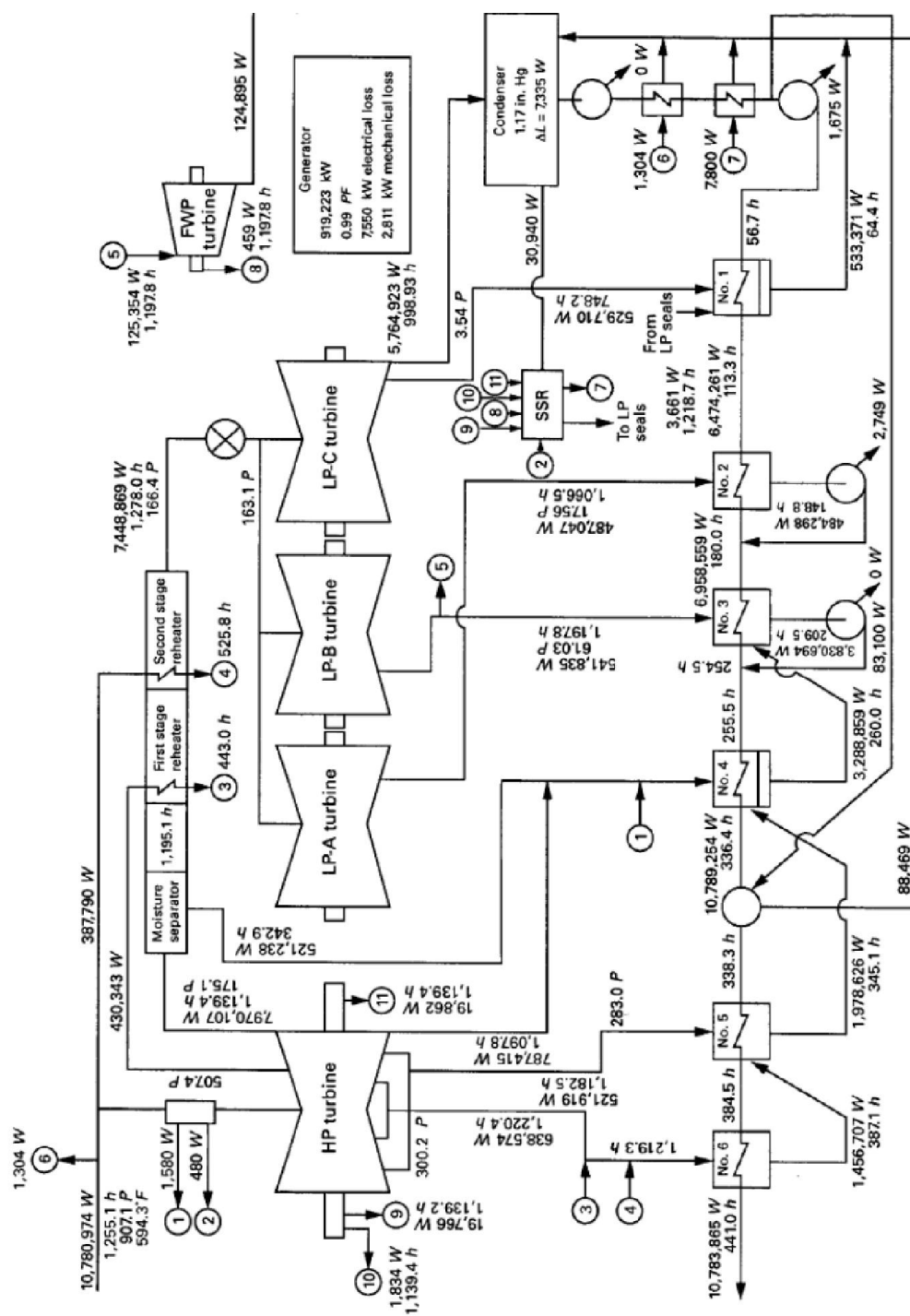


Figura C.3 – Circuito secundário detalhado da central nuclear “ASME”.

Fonte: ASME (2008).

Para a central da ASME foram realizadas duas análises.

A primeira análise diz respeito o quanto que a determinação das propriedades termodinâmicas, obtidas via TermoGraf, poderia impactar nos resultados. Os cálculos foram reproduzidos sob as mesmas condições apresentadas pela norma e seus resultados preliminares são apresentados a seguir Tabela C.1. Vale salientar que os dados apresentados na tabela como “ASME” são valores calculados ou tomados como referência para os cálculos segundo a ASME. Por sua vez, os valores apresentados como “calculados pela autora” são a reprodução realizada dos cálculos.

Tabela C.1 – Resultados obtidos para central ASME para avaliação da forma dos cálculos das propriedades termodinâmicas.

Referências	η_{seco}	ϵ_{LP}	TEL fabricante [kJ/kg]	$M_{\text{calculado}}$ 1-X = [adimensional]	ELEP calculado [kJ/kg]	ELEP [kJ/kg]
ASME	90,32 %	87,30 %	93,92	0,1220	2257,41	2257,45
Excel + TermoGraf	90,25 %	85,88 %	93,92	0,1215	2257,5	2257,45
Matlab + XSteam	90,30 %	87,57 %	93,92	0,1216	2257,5	2257,45

Os resultados calculados pela autora atingiram o critério de convergência para o valor de ELEP. Mas para uma eficiência seca com diferença de 0,08 % em relação à admitida pela ASME. O valor da quantidade de água no vapor extraído apresentou valores com diferença de 0,0048. Por sua vez, a eficácia da turbina de baixa pressão calculada apresentou uma diferença 0,20 % em relação à calculada pela ASME.

As pequenas diferenças entre os valores encontrado podem estar associada à propagação de erro na obtenção das propriedades termodinâmicas, especialmente nos valores de entropia. Isto fica evidenciado quando é observado as variações de entalpia e principalmente de entropia entre os pontos calculados 2. Observa-se que as variações de entalpia entre o valor da ASME e os calculados neste trabalho são compensadas resultando em uma variação final insignificante, mas por sua vez as variações de entropia não são compensadas impactando assim no resultado final da variação entropia (Tabela C.2).

De um modo geral conclui-se que a utilização do programa *TermoGraf* para a obtenção das propriedades termodinâmicas apresentou uma pequena influência dos cálculos para determinar a curva de expansão da turbina e também de sua eficácia, assim o mesmo foi considerado satisfatório para ser aplicado para a obtenção das propriedades termodinâmicas.

Tabela C.2 – Variações de entalpia e entropia entre os pontos de expansão da turbina de baixa pressão.

	ASME [kJ/kg]	TermoGraf [kJ/kg]	XSteam [kJ/kg]	ASME [kJ/kg K]	TermoGraf [kJ/kg K]	XSteam [kJ/kg K]
LTin-LText11	190,27	190,27	189,34	0,0560	0,0475	0,0470
LText11-LText12	0,47	0,47	0,27	-0,0008	-0,0008	-0,0006
LText12-LText21	195,15	195,15	196,01	0,0631	0,0636	0,0634
LText21-LText22	-8,14	-8,14	-8,23	0,0217	0,0217	0,0218
LText22-LText31	202,83	202,83	202,95	0,1128	0,1130	0,1128
LText31-LText32	-60,01	-60,01	-59,91	0,1774	0,1775	0,1775
LText32-Ltout	194,69	194,69	194,68	0,1452	0,1452	0,1450
* Δh	782,93	782,93	782,97	-	-	-
* Δs	-	-	-	0,3771	0,3693	0,3683

* Somatório das variações de entalpia e entropia corresponde apenas aos processos de expansão da turbina

A segunda análise realizada com a central da ASME consistiu em verificar o quanto que os resultados da curva de expansão e também a eficácia da turbina poderia ser impactada, quando utilizando uma curva de correção que não corresponde ao projeto da turbina. Os resultados encontrados são apresentados de forma sucinta na Tabela C.3.

Tabela C.3 – Resultados obtidos para central ASME para avaliação da forma dos cálculos das propriedades

Referências		η_{seco}	ϵ_{LP}	TEL [kJ/kg]	$M_{\text{calculado}}$ 1-X = [adimensional]	ELEP _{calculado} [kJ/kg]	ELEP _{estimado} [kJ/kg]
ASME		90,32 %	87,30 %	93,92	0,1220	2257,41	2257,45
Excel + TermoGraf	Cotton (1998) (curva 1-2)	90,79 %	86,31 %	99,32	0,1231	2253,66	2253,64
	Cotton (1988) (curva 3)	90,01 %	85,69 %	91,41	0,1208	2259,24	2259,22
	DRBAL <i>et al.</i> (1996)	89,94 %	85,61 %	90,71	0,1205	2259,94	2259,71
Matlab + XSteam	Cotton (1998) (curva 1-2)	90,82 %	87,94 %	99,32	0,1232	2253,7	2253,64
	Cotton (1988) (curva 3)	90,04 %	87,39 %	91,41	0,1209	2259,31	2259,22
	DRBAL <i>et al.</i> (1996)	89,99 %	87,36 %	90,71	0,1208	2259,67	2259,71

Nos resultados a área anular da turbina de baixa pressão para central da ASME é de 105,7 ft² (aprox. 9,82 m²), e das curvas avaliadas nesta análise a que mais se aproxima no caso é a “Cotton (1988) - curva 1-2”. Mais tal curva foi a que apresentou a maior divergência no resultado da eficácia em relação a ASME, sendo que na teoria deveria ser a que mais se aproximaria dos resultados apresentados pela ASME.

Vale destacar que Sill e Zörner (1996) afirma que em uma central de 1300 MW, a variação de 1 % na eficiência da turbina de baixa ou alta pressão implica em uma perda de potência na central de aproximadamente 5 MW, que resulta em aproximadamente de 0,38 % da potência total da central.

Assim frente os resultados encontrados para as diferentes curvas, conclui-se que a escolha da curva impacta na determinação da eficácia da turbina, mas se considerar os valores de impacto na eficácia apresentados por Sill e Zörner (1996) e as variações de valores encontrados entre os casos analisados e o valor da ASME, como pode ser observado na Tabela C.4.

Tabela C.4 – Estimativa do impacto da variação da eficácia da turbina de baixa pressão para diferentes curvas na potência total da central.

		Variação da potência total	$\Delta = \epsilon_{LP(ASME)} - \epsilon_{LP(calc)}$
Excel + TermoGraf	Cotton (1998) (curva 1-2)	4,95 MW	0,99 %
	Cotton (1998) (curva 3)	8,05 MW	1,61 %
	DRBAL <i>et al.</i> (1996)	8,45 MW	1,69 %
Matlab + XSteam	Cotton (1998) (curva 1-2)	-3,2 MW	-0,64 %
	Cotton (1998) (curva 3)	-0,45 MW	-0,09 %
	DRBAL <i>et al.</i> (1996)	-0,3 MW	-0,06 %

APÊNDICE D – Dados termodinâmicos dos fluxos das centrais nucleares analisadas

D.1 CASO 1: Central Wolf Creek Generating

Tabela D.1 – Propriedades termodinâmicas para central Wolf Creek Generating para condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kgK)	TÍTULO
GVout	1989,2	6,59	281,8	2773,8	5,8375	-
vc1HT	0,4	6,3	-	2773,8	5,8531	-
vc2HT	1,6	6,3	-	2773,8	5,8531	-
HTin	1894,1	6,3	281,7	2773,8	5,8531	-
HText11	1894,1	3,13	-	2647,8	5,8638	-
HText1	93,5	3,13	-	2663,3	5,8942	-
HText12	1739,2	3,13	-	2646,4	5,8638	0,91
extMURH	61,3	3,13	-	2663,3	5,8942	-
HText21	1739,2	2,01	-	2584,0	5,8961	0,89
HText2	90,7	2,01	-	2591,4	5,9112	-
HText22	1648,5	2,01	-	2583,6	5,8952	0,89
HTout	1572,7	1,21	-	2510,1	5,9261	0,86
HTLab1	1,1	-	-	2512,1	5,9305	-
HTLab2	1,1	-	-	2512,1	5,9305	-
HTextout	73,5	1,21	-	2512,1	5,9305	-
MURHin	1572,7	1,2	-	2512,2	5,9326	-
MUext	211,1	1,19	-	797,1	2,2133	-
in1RH	1361,6	1,19	-	2778,1	6,5125	-
RH1inext	61,3	2,97	-	2663,3	5,9138	-
RH1outext	61,3	2,94	-	1082,3	2,7918	-
in2RH	-	1,19	-	-94208,0	0,0000	-
RH2inext	93,2	6,52	281,7	2773,8	5,8412	-
RH2outext	93,2	6,47	-	1312,6	3,2051	-
MURHout	1361,6	1,18	-	2949,4	6,8639	-
LTin	1334,3	1,14	-	2949,4	6,8813	-
LText11	1334,3	0,7	-	2846,3	6,8901	-
LText1	47,9	0,7	-	2854,0	6,9064	-
LText12	1286,4	0,7	-	2846,0	6,8895	-
LText21	1286,4	0,42	-	2749,4	6,8987	-
LText2	85,0	0,42	-	2762,8	6,9303	-
LText22	1201,5	0,42	-	2748,4	6,8964	1,00
LText31	1201,5	0,14	-	2563,2	6,9296	0,94
LText3	48,9	0,14	-	2505,6	6,7785	-
LText32	1152,6	0,14	-	2565,7	6,9360	0,95
LText41	1152,6	0,07	-	2464,9	6,9689	0,92
LText4	89,2	0,07	-	2294,4	6,4970	-
LText42	1063,4	0,07	-	2479,2	7,0084	0,92
LText51	1063,4	0,03	-	2391,6	7,0447	0,90
LText5	20,3	0,03	-	860,2	2,6007	-
LText52	1043,1	0,03	-	2421,4	7,1311	0,91
LTout	1043,1	0,01	33,2	2213,1	7,2517	0,86
V1AH	93,5	2,98	-	2663,3	5,9126	-
LC1AH	186,7	2,98	211,8	906,0	2,4392	-
AH1out	2001,2	8,37	228,4	983,9	2,5841	-
AH2out	2001,2	8,37	206,2	882,9	2,3784	-
V2AH	90,7	1,89	-	2591,4	5,9336	-
LC2AH	338,8	1,89	189,5	805,5	2,2299	-
AH3out	2001,2	8,37	183,9	784,1	2,1674	-
V3AH	75,1	1,15	-	2517,7	5,9594	-
A	2,7	1,15	-	2550,5	6,0308	-
DT2	3,3	1,15	-	2781,4	6,5337	-
LC3AH	81,0	1,15	187,3	789,9	2,1979	-

Continuação da Tabela D.1 – Propriedades termodinâmicas para central Wolf Creek Generating para condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
AH3in	2001,2	8,37	167,8	713,8	2,0110	-
DT1	627,6	3,09	-	790,4	2,1941	-
V1BH	47,9	0,67	-	2854,0	6,9288	-
LC1BH	47,9	0,67	145,3	612,2	1,7940	-
BH1out	1373,6	3,09	157,9	668,0	1,9192	-
BH2out	1373,6	3,09	139,8	589,9	1,7340	-
V2BH	85,0	0,4	-	2762,8	6,9534	-
LC2BH	132,8	0,4	110,6	464,0	1,4250	-
BH3out	1373,6	3,09	105,1	442,6	1,3614	-
V3BH	48,9	0,13	-	2505,6	6,8003	-
LC3BH	181,7	0,13	90,7	379,8	1,2004	-
BH4out	1373,6	3,09	85,1	360,3	1,1378	-
V4BH	89,2	0,06	-	2294,4	6,5202	-
LC4BH	270,9	0,06	53,6	224,5	0,7503	-
BH4in	1373,6	3,09	48,1	203,8	0,6769	-
FPin	2001,2	3,09	166,8	706,4	2,0074	-
CPin	1373,6	0,01	47,8	200,0	0,6796	-
TBin	27,3	1,12	-	2949,4	6,8867	-
TBout	27,3	0,02	-	2411,1	7,3837	-
GVin_pri	20843,7	15,51	325,7	1488,7	3,4834	-
GVout_pri	20932,4	15,2	292,3	1296,5	3,1539	-
RTin	20843,7	15,87	292,5	1297,1	3,1535	-
RTout	20843,7	15,52	325,7	1488,7	3,4833	-
GVin	1989,2	6,93	228,4	983,9	2,5876	-

Fonte: Elaborada pela própria autora

Tabela D.2 – Propriedades termodinâmicas para central Wolf Creek Generating para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
GVout	2078,7	6,59	281,8	2773,8	5,8375	-
vc1HT	0,4	6,35	-	2773,8	5,8505	-
vc2HT	1,6	6,35	-	2773,8	5,8505	-
HTin	1985,1	6,35	281,7	2773,8	5,8505	-
HText11	1985,1	3,28	-	2654,6	5,8606	-
HText1	101,9	3,28	-	2668,2	5,8871	-
HText12	1819,0	3,28	-	2653,3	5,8606	0,92
extMURH	64,2	3,28	-	2668,2	5,8871	-
HText21	1819,0	2,1	-	2589,8	5,8915	0,89
HText2	96,9	2,1	-	2596,3	5,9048	-
HText22	1722,0	2,1	-	2589,4	5,8907	0,89
HTout	1641,7	1,26	-	2515,0	5,9214	0,86
HTLab1	1,2	-	-	2516,3	5,9241	-
HTLab2	1,2	-	-	2516,3	5,9241	-
HTextout	73,5	1,26	-	2516,3	5,9241	-
MURHin	1641,7	1,25	-	2516,2	5,9258	-
MUext	219,0	1,25	-	805,5	2,2315	-
in1RH	1422,7	1,25	-	2779,5	6,4962	-
RH1inext	64,2	3,11	-	2668,2	5,9067	-
RH1outext	64,2	2,94	-	1094,0	2,8150	-
in2RH	-	1,24	-	-98260,5	0,0000	-
RH2inext	91,7	6,52	281,7	2773,8	5,8412	-
RH2outext	91,7	6,47	-	1312,6	3,2050	-
MURHout	1422,7	1,23	-	2944,7	6,8367	-
LTin	1394,4	1,19	-	2944,7	6,8541	-
LText11	1394,4	0,73	-	2842,1	6,8630	-
LText1	50,8	0,73	-	2849,4	6,8782	-
LText12	1343,6	0,73	-	2841,9	6,8624	-
LText21	1343,6	0,44	-	2745,2	6,8718	-

Continuação da Tabela D.2 – Propriedades termodinâmicas para central Wolf Creek Generating para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
LText2	89,7	0,44	-	2759,6	6,9056	-
LText22	1253,9	0,44	-	2744,2	6,8693	1,00
LText31	1253,9	0,14	-	2559,9	6,9039	0,94
LText3	51,8	0,14	-	2501,1	6,7503	-
LText32	1202,1	0,14	-	2562,4	6,9105	0,94
LText41	1202,1	0,07	-	2462,0	6,9440	0,91
LText4	95,6	0,07	-	2293,9	6,4804	-
LText42	1106,5	0,07	-	2476,5	6,9841	0,92
LText51	1106,5	0,03	-	2389,4	7,0209	0,90
LText5	21,6	0,03	-	849,5	2,5651	-
LText52	1084,9	0,03	-	2420,1	7,1097	0,91
LTout	1084,9	0,01	33,2	2207,9	7,2346	0,85
V1AH	101,9	3,12	-	2668,2	5,9055	-
LC1AH	193,6	3,12	214,0	916,4	2,4604	-
AH1out	2091,3	8,37	230,9	995,5	2,6073	-
AH2out	2091,3	8,37	208,4	893,2	2,3997	-
V2AH	96,9	1,98	-	2596,3	5,9272	-
LC2AH	354,7	1,98	191,3	813,9	2,2477	-
AH3out	2091,3	8,37	185,8	792,5	2,1857	-
V3AH	79,5	1,2	-	2521,2	5,9516	-
A	2,8	1,2	-	2562,3	6,0409	-
DT2	3,5	1,21	-	2782,8	6,5149	-
LC3AH	85,7	1,2	173,0	860,9	2,3515	-
AH3in	2091,3	8,37	169,6	721,5	2,0283	-
DT1	656,0	3,09	-	798,7	2,2123	-
V1BH	50,8	0,69	-	2850,0	6,9025	-
LC1BH	50,8	0,69	146,8	618,5	1,8089	-
BH1out	1435,2	3,09	159,6	675,2	1,9359	-
BH2out	1435,2	3,09	141,3	596,2	1,7492	-
V2BH	89,7	0,42	-	2759,6	6,9278	-
LC2BH	140,5	0,42	111,8	469,4	1,4389	-
BH3out	1435,2	3,09	106,3	447,8	1,3749	-
V3BH	51,8	0,13	-	2501,1	6,7712	-
LC3BH	192,3	0,13	91,7	384,3	1,2125	-
BH4out	1435,2	3,09	86,2	363,1	1,1455	-
V4BH	95,6	0,06	-	2293,9	6,5038	-
LC4BH	287,9	0,06	53,6	224,5	0,7503	-
BH4in	1435,2	3,09	48,1	203,8	0,6769	-
FPin	2091,3	3,09	168,5	713,8	2,0243	-
CPin	1435,2	0,01	47,8	200,0	0,6796	-
TBin	28,3	1,17	-	2944,7	6,8595	-
TBout	28,3	0,02	-	2403,2	7,3597	-
GVin_pri	20843,7	15,51	325,7	1488,7	3,4834	-
GVout_pri	20843,7	15,2	292,3	1296,5	3,1539	-
RTin	20843,7	15,87	292,5	1297,1	3,1535	-
RTout	20843,7	15,52	325,7	1488,7	3,4833	-
GVin	2078,7	6,93	230,9	995,5	2,6107	-

Fonte: Elaborada pela própria autora

Os valores de exergia específica e total calculadas estão detalhados na Tabela D.3. Comparando os valores de exergia específica para os respectivos fluxos da central é possível concluir que a variação das propriedades termodinâmicas resulta, na maioria dos fluxos, em

uma diferença de exergia específica inferiores a 5 %. Esta diferença pode estar associada a própria variação de projeto dos parâmetros termodinâmicos de cada um dos pontos. Por sua vez, os valores de exergia total apresentam maiores variações no resultado, isto é esperado visto que os fluxos mássicos são os que apresentam maiores variações entre as duas condições analisadas.

Tabela D.3 – Fluxos Exergéticos para central Wolf Creek Generating para condição de projeto e para condição de VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\frac{\dot{b}_{proj}}{\dot{b}_{VWO}}$	EXERGIA (MW)		$\frac{\dot{B}_{proj}}{\dot{B}_{VWO}}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
GVout	1037,9	1037,9	100,0 %	2064,5	2157,4	95,7 %
vc1HT	1033,2	1034,0	99,9 %	0,4	0,4	96,5 %
vc2HT	1033,2	1034,0	99,9 %	1,6	1,6	100,9 %
HTin	1033,2	1034,0	99,9 %	1957,0	2052,5	95,3 %
HText11	904,1	911,8	99,2 %	1712,4	1810,0	94,6 %
HText1	910,5	917,5	99,2 %	85,2	93,5	91,1 %
HText12	902,7	910,6	99,1 %	1569,9	1656,3	94,8 %
extMURH	910,5	917,5	99,2 %	55,9	58,9	94,8 %
HText21	830,7	837,8	99,2 %	1444,7	1523,9	94,8 %
HText2	833,5	840,3	99,2 %	75,6	81,5	92,8 %
HText22	830,5	837,7	99,2 %	1369,1	1442,4	94,9 %
HTout	747,8	754,1	99,2 %	1176,0	1238,0	95,0 %
HTLab1	748,5	754,5	99,2 %	0,8	0,9	95,3 %
HTLab2	748,5	754,5	99,2 %	0,8	0,9	95,3 %
HTextout	748,5	754,5	99,2 %	55,0	55,5	99,2 %
MURHin	747,9	754,0	99,2 %	1176,3	1237,8	95,0 %
MUext	141,8	144,7	98,0 %	29,9	31,7	94,4 %
in1RH	841,0	847,3	99,3 %	1145,1	1205,4	95,0 %
RH1inext	904,6	911,6	99,2 %	55,5	58,5	94,8 %
RH1outext	254,4	259,3	98,1 %	15,6	16,6	93,8 %
RH2inext	1036,8	1036,8	100,0 %	96,6	95,1	101,6 %
RH2outext	361,6	361,6	100,0 %	33,7	33,1	101,6 %
MURHout	907,4	910,9	99,6 %	1235,6	1296,0	95,3 %
LTin	902,3	905,7	99,6 %	1203,9	1262,9	95,3 %
LText11	796,5	800,5	99,5 %	1062,8	1116,2	95,2 %
LText1	799,4	803,2	99,5 %	38,3	40,8	93,8 %
LText12	796,4	800,4	99,5 %	1024,6	1075,4	95,3 %
LText21	697,1	701,0	99,4 %	896,8	941,8	95,2 %
LText2	701,1	705,2	99,4 %	59,6	63,3	94,2 %
LText22	696,8	700,7	99,4 %	837,2	878,6	95,3 %
LText31	501,7	506,1	99,1 %	602,8	634,6	95,0 %
LText3	489,1	493,1	99,2 %	23,9	25,5	93,7 %
LText32	502,2	506,6	99,1 %	578,9	609,0	95,0 %
LText41	391,7	396,2	98,9 %	451,5	476,3	94,8 %
LText4	361,8	366,3	98,8 %	32,3	35,0	92,1 %
LText42	394,2	398,8	98,9 %	419,2	441,2	95,0 %
LText51	295,8	300,7	98,4 %	314,6	332,8	94,5 %
LText5	89,3	89,2	100,1 %	1,8	1,9	93,9 %
LText52	299,8	305,0	98,3 %	312,8	330,8	94,5 %
LTout	55,6	55,5	100,3 %	58,0	60,2	96,4 %
VIAH	905,0	912,0	99,2 %	84,6	93,0	91,1 %

Continuação da Tabela D.3 – Fluxos Exergéticos para central Wolf Creek Generating (após Retrofit) para condição de projeto e para condição de VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\dot{b}_{proj}$ $\dot{b}_{VWO}$	EXERGIA (MW)		$\dot{B}_{proj}$ $\dot{B}_{VWO}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
LC1AH	183,3	187,4	97,8 %	34,2	36,3	94,3 %
AH1out	218,0	222,7	97,9 %	436,3	465,8	93,7 %
AH2out	178,4	182,3	97,9 %	357,0	381,2	93,7 %
V2AH	826,8	833,6	99,2 %	75,0	80,8	92,8 %
LC2AH	145,2	148,3	97,9 %	49,2	52,6	93,5 %
AH3out	142,4	145,4	98,0 %	285,1	304,0	93,8 %
V3AH	745,4	751,2	99,2 %	56,0	59,7	93,7 %
A	756,9	765,8	98,8 %	2,0	2,1	94,6 %
DT2	838,0	845,0	99,2 %	2,7	2,9	94,1 %
LC3AH	139,2	164,3	84,7 %	11,3	14,1	80,0 %
AH3in	118,8	121,3	97,9 %	237,8	253,7	93,7 %
DT1	140,8	143,7	97,9 %	88,3	94,3	93,7 %
V1BH	792,7	796,6	99,5 %	37,9	40,5	93,8 %
LC1BH	81,9	83,7	97,8 %	3,9	4,3	92,2 %
BH1out	100,4	102,6	97,8 %	137,9	147,3	93,6 %
BH2out	77,5	79,2	97,8 %	106,4	113,7	93,6 %
V2BH	694,2	698,6	99,4 %	59,0	62,7	94,1 %
LC2BH	43,7	44,9	97,3 %	5,8	6,3	92,0 %
BH3out	41,3	42,4	97,4 %	56,7	60,8	93,2 %
V3BH	482,6	486,9	99,1 %	23,6	25,2	93,6 %
LC3BH	26,5	27,3	97,0 %	4,8	5,3	91,7 %
BH4out	25,6	26,1	98,2 %	35,2	37,5	94,0 %
V4BH	354,9	359,3	98,8 %	31,6	34,4	92,1 %
LC4BH	5,3	5,3	100,0 %	1,4	1,5	94,0 %
BH4in	6,5	6,5	100,0 %	8,9	9,3	95,7 %
FPin	112,5	114,9	97,9 %	225,1	240,2	93,7 %
CPin	2,0	2,0	100,0 %	2,7	2,9	95,7 %
TBin	900,7	904,1	99,6 %	24,6	25,6	95,9 %
TBout	214,2	213,5	100,4 %	5,8	6,0	96,6 %
GVin_pri	454,7	454,7	100,0 %	9478,1	9478,1	100,0 %
GVout_pri	360,7	360,7	100,0 %	7549,8	7517,8	100,4 %
RTin	361,5	361,5	100,0 %	7534,1	7534,1	100,0 %
RTout	454,7	454,7	100,0 %	9478,0	9478,0	100,0 %
GVin	217,0	221,7	97,9 %	431,6	460,9	93,6 %

Fonte: Elaborada pela própria autora

D.2 CASO 2: Central Bell Bend

Tabela D.4 – Propriedades termodinâmicas da central Bell Bend para condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kgK)	TÍTULO
GVout	2606,2	7,66	-	2760,0	5,7618	-
vc1HT	1,0	7,51	-	2759,3	5,7673	-
vc2HT	0,0	0	-	0,0	0,0000	-
HTin	2465,5	7,51	-	2744,8	5,7415	0,99
HText11	2465,5	2,93	-	2605,3	5,8037	0,89
HText1	172,8	2,93	-	2612,8	5,8185	0,89
HText12	2182,7	2,93	-	2604,4	5,8018	0,89
extMURH	110,0	2,93	-	2612,8	5,8185	0,89
HText21	2182,7	1,77	-	2537,3	5,8451	0,87
HText2	95,0	1,77	-	2539,8	5,8501	0,87
HText22	2087,7	1,77	-	2537,2	5,8449	0,87
HTout	2086,7	1,1	-	2478,1	5,8891	0,85
HTLab1	1,0	1,1	-	2475,5	5,8836	0,85
HTLab2	0,0	1,1	-	2475,5	5,8836	0,85
HTextout	0,0	0	0,0	0,0	0,0000	0,00
MURHin	2086,7	1,1	-	2475,5	5,8836	0,85
MUext	309,7	1,09	183,8	779,8	2,1760	0,00
in1RH	1777,0	1,09	183,8	2780,5	6,5546	-
RH1inext	110,0	2,93	-	2612,8	5,8185	0,89
RH1outext	110,0	2,89	231,7	998,0	2,6253	-
RH2inext	140,7	7,13	-	2759,3	5,7848	0,99
RH2outext	140,7	7,08	286,6	1271,3	3,1287	-
MURHout	1676,7	1,06	276,6	2999,3	7,0032	-
LTin	1676,7	1,05	276,3	2999,1	7,0091	-
LText11	1676,7	0,55	276,3	2863,5	7,0314	-
LText1	79,2	0,55	201,7	2856,7	7,0171	-
LText12	1597,5	0,55	-	2863,9	7,0321	-
LText21	1597,5	0,27	-	2731,4	7,0576	-
LText2	75,4	0,27	130,6	2721,5	7,0334	-
LText22	1522,1	0,27	-	2731,8	7,0576	1,00
LText31	1522,1	0,12	-	2600,0	7,0908	0,96
LText3	83,1	0,12	-	2408,4	6,5825	-
LText32	1439,0	0,12	-	2611,1	7,1202	0,97
LText41	1439,0	0,04	-	2475,2	7,1730	0,93
LText4	90,2	0,04	-	1912,6	5,5701	-
LText42	1348,8	0,04	-	2512,8	7,2802	0,95
LTout	1349,3	0,01	42,6	2319,1	7,3868	0,89
V1AH	140,7	7,08	286,6	1271,3	3,1287	-
LC1AH	140,7	0	228,1	981,1	2,5922	0,00
AH1out	2632,3	8,39	230,2	992,1	2,6005	-
AH2out	2632,3	8,45	227,0	977,5	2,5712	-
V2AH	172,8	2,78	-	2612,9	5,8368	0,90
LC2AH	313,5	0	206,6	882,1	2,3925	0,00
AH3out	2632,3	8,52	201,0	859,7	2,3294	-
V3AH	95,0	1,68	-	2539,8	5,8685	0,87
LC3AH	518,5	0	188,4	800,4	2,2204	0,00
AH3in	2632,3	8,63	182,8	779,5	2,1567	-
DT1	1678,9	1,14	149,8	631,7	1,8389	-
DT2	309,7	1,24	183,7	779,7	2,1755	-
DT3	100,3	1,04	-	2770,5	6,5548	1,00
DT4	6,4	1,38	194,3	826,9	2,2772	-
DT5	18,5	2,13	174,8	740,8	2,0873	-
V1BH	79,2	0,51	200,6	2856,7	7,0543	-

Continuação da Tabela D.4 – Propriedades termodinâmicas da central Bell Bend para condição de projeto

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kgK)	TÍTULO
LC1BH	79,2	0,51	130,1	546,8	1,6352	0,00
BH1out	1678,9	1,93	149,8	632,2	1,8383	-
BH1in	1678,9	2,04	124,5	524,2	1,5746	-
V2BH	75,4	0,25	129,6	2721,6	7,0707	-
LC2BH	154,6	0,25	127,0	533,6	1,6028	0,00
BH2out	1524,3	2,04	124,5	524,2	1,5746	-
BH3out	1524,3	2,15	98,7	415,3	1,2910	-
V3BH	83,1	0,11	214,7	2408,4	6,6170	-
LC3BH	83,1	0,11	101,4	425,2	1,3233	0,00
BH4out	1524,3	2,26	73,2	308,1	0,9921	-
V4BH	90,2	0,04	168,5	1912,6	5,5961	-
LC4BH	90,2	0,04	75,9	317,9	1,0270	0,00
BH4in	1524,3	2,33	50,8	214,6	0,7128	-
FPin	2632,3	1,23	181,4	769,7	2,1534	-
CPin	1542,8	0,01	46,3	193,8	0,6555	-
CPout	1542,8	2,72	46,6	197,3	0,6579	-
DPout	154,6	2,04	124,5	524,2	1,5746	-
CD1	19,6	1,24	48,9	205,8	0,6890	-
CD2	196,0	0,01	-	218,9	0,7332	-
LC5BH	195,8	-	52,2	218,6	0,7324	0,00
BH5in	1524,3	2,44	46,7	197,5	0,6595	-
MUext2	100,3	1,09	183,8	2780,5	6,5546	0,00
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	1312,0	3,1811	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	1311,4	3,1784	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVin	2632,3	7,8	230,2	992,3	2,6022	-

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tabela D.5 – Propriedades termodinâmicas da central Bell Bend para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
GVout	2681,2	7,66	-	2760,0	5,7618	-
vc1HT	0,0	0	-	0,0	0,0000	-
vc2HT	0,0	0	-	0,0	0,0000	-
HTin	2539,5	7,51	-	2759,4	5,7673	1,00
HText11	2539,5	3,02	-	2621,5	5,8254	0,90
HText1	179,8	3,02	-	2613,0	5,8087	0,89
HText12	2245,3	3,02	-	2622,6	5,8276	0,90
extMURH	114,4	3,02	-	2613,0	5,8087	0,89
HText21	2245,3	1,82	-	2554,1	5,8699	0,87
HText2	98,2	1,82	-	2539,9	5,8403	0,87
HText22	2147,1	1,82	-	2554,8	5,8713	0,87
HTout	2146,1	1,13	-	2494,5	5,9146	0,86
HTLab1	1,0	1,1	-	2477,9	5,8785	0,85
HTLab2	-	-	-	-	-	-
HTextout	-	-	-	-	-	-
MURHin	2146,1	1,13	-	2479,6	5,8823	0,85
MUext	316,3	1,12	185,0	785,4	2,1882	0,00
in1RH	1829,8	1,12	185,1	2781,7	6,5450	-
RH1inext	114,4	3,02	-	2613,0	5,8087	0,89
RH1outext	114,4	2,97	233,3	1005,6	2,6401	-
in2RH	-	-	-	-	-	-
RH2inext	141,7	7,12	-	2759,3	5,7852	0,99
RH2outext	141,7	7,07	286,5	1270,9	3,1281	-

Continuação da Tabela D.5 – Propriedades termodinâmicas da central Bell Bend para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
MURHout	1725,2	1,1	276,6	2998,3	6,9887	-
LTin	1725,2	1,08	276,3	2998,2	6,9943	-
LText11	1725,2	0,57	276,3	2862,4	7,0163	-
LText1	82,0	0,57	201,7	2855,9	7,0027	-
LText12	1643,2	0,57	-	2862,7	7,0169	-
LText21	1643,2	0,27	-	2725,0	7,0432	-
LText2	78,0	0,27	130,6	2721,6	7,0347	-
LText22	1565,2	0,27	-	2725,2	7,0432	1,00
LText31	1565,2	0,12	-	2598,1	7,0755	0,96
LText3	85,9	0,12	-	2411,0	6,5802	-
LText32	1479,3	0,12	-	2609,0	7,1043	0,97
LText41	1479,3	0,04	-	2474,1	7,1566	0,93
LText4	92,1	0,04	-	1911,0	5,5559	-
LText42	1387,3	0,04	-	2511,5	7,2628	0,94
LTout	1387,8	0,01	42,6	2314,3	7,3717	0,89
V1AH	141,7	7,07	286,5	1270,9	3,1281	-
LC1AH	141,7	2,76	229,3	987,1	2,6040	0,00
AH1out	2708,1	8,41	231,4	997,8	2,6117	-
AH2out	2708,1	8,48	228,3	983,7	2,5834	-
V2AH	179,8	2,86	-	2612,8	5,8270	0,89
LC2AH	321,4	2,78	208,0	888,6	2,4060	0,00
AH3out	2708,1	8,55	202,2	865,2	2,3409	-
V3AH	98,2	1,73	-	2539,9	5,8587	0,87
LC3AH	534,0	1,68	189,1	803,6	2,2273	0,00
AH3in	2708,1	8,66	184,1	784,9	2,1684	-
DT1	1727,3	1,12	150,6	635,0	1,8469	-
DT2	316,3	1,27	185,0	785,4	2,1878	-
DT3	104,7	1,07	-	2771,5	6,5455	1,00
DT4	6,6	1,38	194,3	826,9	2,2772	-
DT5	19,2	2,15	174,3	738,9	2,0829	-
V1BH	82,0	0,52	200,4	2855,6	7,0401	-
LC1BH	82,0	0,51	131,1	551,1	1,6458	0,00
BH1out	1727,3	1,95	150,6	635,6	1,8462	-
BH1in	1727,3	2,06	125,3	527,5	1,5829	-
V2BH	78,0	0,25	129,4	2720,6	7,0560	-
LC2BH	159,9	0,25	127,3	534,8	1,6058	0,00
BH2out	1567,3	2,06	125,3	527,5	1,5829	-
BH3out	1567,3	2,18	99,3	417,9	1,2979	-
V3BH	85,9	0,11	-	2410,2	6,6118	-
LC3BH	85,9	0,11	101,5	425,4	1,3239	0,00
BH4out	1567,3	2,29	73,7	310,4	0,9988	-
V4BH	90,2	0,04	-	1908,8	5,5747	-
LC4BH	93,2	0,04	75,9	317,9	1,0270	0,00
BH4in	1567,3	2,41	51,3	216,7	0,7192	-
FPin	2708,0	1,26	182,6	774,6	2,1642	-
CPin	1586,5	0,01	46,7	195,6	0,6613	-
CPout	1586,5	2,77	47,0	199,2	0,6637	-
DPout	159,9	2,06	125,3	527,5	1,5829	-
CD1	20,2	1,23	48,9	205,7	0,6890	-
CD2	199,9	-	-	220,0	0,7368	-
LC5BH	199,6	0,2	52,5	219,8	0,7360	0,00
BH5in	1567,3	2,48	47,2	199,6	0,6660	-
MUext2	104,7	1,12	185,1	2781,7	6,5450	0,00
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	1312,0	3,1811	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	1311,4	3,1784	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVin	2708,1	7,77	231,4	997,9	2,6133	-

Fonte: Elaborada pela própria autora.

A exergia específica e total calculadas para cada fluxo da central estão detalhadas na Tabela D.6. Os valores exergia específica encontrados para uma das duas condições apresentam em geral vapores inferiores 7 % diferença que pode estar associada a própria variação de projeto dos parâmetros termodinâmicos de cada um dos pontos. Por sua vez os valores de exergia total apresentam maiores variações no resultado, isto é esperado visto que os fluxos mássicos são os que apresentam as maiores variações entre as duas condições analisadas.

Tabela D.6 – Fluxos Exergéticos da central Bell Bend para condição de projeto e VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\frac{\dot{b}_{proj}}{\dot{b}_{VWO}}$	EXERGIA (MW)		$\frac{\dot{B}_{proj}}{\dot{B}_{VWO}}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
GVout	1046,7	1046,7	100,0 %	2727,9	2806,4	97,2 %
vc1HT	-	-	-	-	-	-
vc2HT	-	-	-	-	-	-
HTin	1037,5	1044,4	99,3 %	2558,1	2652,3	96,4 %
HText11	879,5	889,2	98,9 %	2168,5	2258,1	96,0 %
HText1	882,6	885,7	99,7 %	152,5	159,2	95,8 %
HText12	879,1	889,6	98,8 %	1918,9	1997,5	96,1 %
extMURH	882,6	885,7	99,7 %	97,1	101,3	95,8 %
HText21	799,2	808,5	98,8 %	1744,4	1815,5	96,1 %
HText2	800,1	803,1	99,6 %	76,0	78,9	96,4 %
HText22	799,1	808,8	98,8 %	1668,4	1736,6	96,1 %
HTout	726,8	735,6	98,8 %	1516,6	1578,6	96,1 %
HTLab1	725,9	729,8	99,5 %	0,7	0,8	98,2 %
HTLab2	-	-	-	-	-	-
HTextout	-	-	-	-	-	-
MURHin	725,9	730,4	99,4 %	1514,7	1567,5	96,6 %
MUext	135,6	137,6	98,6 %	42,0	43,5	96,5 %
in1RH	830,8	834,8	99,5 %	1476,3	1527,6	96,6 %
RH1inext	882,6	885,7	99,7 %	97,1	101,3	95,8 %
RH1outext	219,9	223,0	98,6 %	24,2	25,5	94,8 %
in2RH	-	-	-	-	-	-
RH2inext	1039,2	1039,0	100,0 %	146,2	147,2	99,3 %
RH2outext	343,0	342,9	100,0 %	48,3	48,6	99,4 %
MURHout	915,8	919,2	99,6 %	1535,6	1585,8	96,8 %
LTin	913,9	917,4	99,6 %	1532,4	1582,6	96,8 %
LText11	771,7	775,0	99,6 %	1293,9	1337,1	96,8 %
LText1	769,1	772,6	99,6 %	60,9	63,3	96,2 %
LText12	771,8	775,1	99,6 %	1233,0	1273,7	96,8 %
LText21	631,7	629,7	100,3 %	1009,1	1034,7	97,5 %
LText2	629,1	628,8	100,1 %	47,4	49,0	96,7 %
LText22	632,2	629,8	100,4 %	962,3	985,8	97,6 %
LText31	490,5	493,1	99,5 %	746,6	771,8	96,7 %
LText3	450,3	453,7	99,3 %	37,4	39,0	96,0 %
LText32	492,8	495,4	99,5 %	709,1	732,9	96,8 %
LText41	341,1	344,9	98,9 %	490,9	510,2	96,2 %
LText4	256,4	259,1	99,0 %	23,1	23,8	97,0 %
LText42	346,8	350,6	98,9 %	467,7	486,4	96,2 %
LTout	121,2	121,0	100,2 %	163,6	167,9	97,4 %
V1AH	343,0	342,9	100,0 %	48,3	48,6	99,4 %
LC1AH	212,8	215,3	98,9 %	29,9	30,5	98,2 %
AH1out	221,4	223,7	99,0 %	582,7	605,8	96,2 %

Continuação Tabela D.6 – Fluxos Exergéticos da central Bell Bend para condição de projeto e VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\frac{\dot{b}_{proj}}{\dot{b}_{VWO}}$	EXERGIA (MW)		$\frac{\dot{B}_{proj}}{\dot{B}_{VWO}}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
AH2out	215,5	218,0	98,8 %	567,2	590,3	96,1 %
V2AH	877,2	880,1	99,7 %	151,6	158,2	95,8 %
LC2AH	173,3	175,8	98,6 %	54,3	56,5	96,1 %
AH3out	169,8	171,8	98,8 %	446,9	465,4	96,0 %
V3AH	794,7	797,7	99,6 %	75,5	78,3	96,4 %
LC3AH	142,9	144,1	99,2 %	74,1	76,9	96,3 %
AH3in	141,0	142,9	98,7 %	371,3	387,1	95,9 %
DT1	88,0	89,0	98,9 %	147,7	153,7	96,1 %
DT2	135,7	137,7	98,6 %	42,0	43,5	96,5 %
DT3	820,7	824,5	99,5 %	82,3	86,3	95,4 %
DT4	152,5	152,5	100,0 %	1,0	1,0	97,2 %
DT5	123,1	122,4	100,5 %	2,3	2,3	97,0 %
V1BH	758,0	761,2	99,6 %	60,1	62,4	96,2 %
LC1BH	63,8	64,9	98,3 %	5,1	5,3	95,0 %
BH1out	88,7	89,7	98,9 %	148,9	154,9	96,1 %
BH1in	59,3	60,1	98,6 %	99,5	103,9	95,8 %
V2BH	618,0	621,4	99,4 %	46,6	48,5	96,1 %
LC2BH	60,3	60,6	99,5 %	9,3	9,7	96,2 %
BH2out	59,3	60,1	98,6 %	90,4	94,3	95,9 %
BH3out	34,9	35,5	98,5 %	53,2	55,6	95,8 %
V3BH	440,1	443,5	99,2 %	36,6	38,1	96,0 %
LC3BH	35,2	35,3	99,9 %	2,9	3,0	96,6 %
BH4out	16,9	17,2	97,9 %	25,7	27,0	95,2 %
V4BH	248,7	251,3	99,0 %	22,4	22,7	99,0 %
LC4BH	16,3	16,3	100,0 %	1,5	1,5	96,8 %
BH4in	6,6	6,9	96,4 %	10,1	10,7	93,8 %
FPin	132,2	133,9	98,7 %	348,0	362,6	96,0 %
CPin	2,9	3,0	95,8 %	4,5	4,8	93,2 %
CPout	5,7	5,9	96,9 %	8,8	9,3	94,3 %
DPout	59,3	60,1	98,6 %	9,2	9,6	95,3 %
CD1	4,9	4,9	100,2 %	0,1	0,1	97,4 %
CD2	4,8	4,9	98,0 %	0,9	1,0	96,1 %
LC5BH	4,8	4,9	98,0 %	0,9	1,0	96,1 %
BH5in	5,4	5,6	96,8 %	8,3	8,8	94,1 %
MUext2	830,8	834,8	99,5 %	83,3	87,4	95,3 %
GVin_pri	466,3	466,3	100,0 %	10935,9	10935,9	100,0 %
GVout_pri	368,1	368,1	100,0 %	8632,0	8632,0	100,0 %
RTin	368,4	368,4	100,0 %	8638,5	8638,5	100,0 %
RTout	466,3	466,3	100,0 %	10935,9	10935,9	100,0 %
GVin	221,0	223,3	99,0 %	581,7	604,6	96,2 %

Fonte: Elaborada pela própria autora.

D.3 CASO 3: Central EPR

Tabela D.7 – Propriedades termodinâmicas para central U.S.EPR para condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kgK)	TÍTULO
GVout	2606,2	76,6	-	2760,0	5,7618	1,00
vc1HT	0,4	75,1	-	2759,5	5,7676	1,00
HTin	2453,0	73,6	-	2761,6	5,7780	1,00
HText11	2453,0	29,3	-	2611,6	5,8166	0,89
HText1	153,8	29,3	-	2619,5	5,8321	0,90
HText12	2194,9	29,3	-	2610,7	5,8148	0,89
extMURH	104,3	29,3	-	2619,5	5,8321	0,90
HText21	2194,9	18,6	-	2545,0	5,8438	0,87
HText2	103,2	18,6	-	2551,0	5,8562	0,87
HText22	2091,7	18,6	-	2544,7	5,8432	0,87
HTout	1962,7	11,2	-	2476,0	5,8800	0,85
HTLab1	12,7	11,0	-	2476,9	5,8866	0,85
HTextout	116,4	11,2	-	2477,7	5,8838	0,85
MURHin	1962,7	11,2	-	2477,7	5,8838	0,85
MUext	288,0	10,9	183,9	780,0	2,1763	-
in1RH	1674,7	10,9	183,8	2780,5	6,5542	-
RH1inext	108,6	29,3	-	2570,6	5,7355	0,90
RH1outext	108,6	28,9	231,7	998,0	2,6253	-
in2RH	1674,7	10,8	221,2	2874,4	6,7567	-
RH2inext	152,1	72,0	-	2759,3	5,7816	0,99
RH2outext	152,1	70,9	286,6	1271,3	3,1287	-
MURHout	1674,7	10,7	279,9	3006,3	7,0131	-
LTin	1674,7	10,7	279,7	3005,9	7,0108	-
LText11	1674,7	5,4	279,7	2868,8	7,0515	-
LText1	56,6	5,4	205,4	2865,3	7,0441	-
LText12	1618,1	5,4	-	2869,0	7,0517	-
LText21	1618,1	3,4	-	2783,5	7,0796	-
LText2	88,4	3,4	158,7	2777,2	7,0649	-
LText22	1529,7	3,4	-	2783,9	7,0796	1,00
LText31	1529,7	1,2	-	2628,8	7,1392	0,98
LText3	110,6	1,2	-	2617,3	7,1089	0,97
LText32	1419,1	1,2	-	2629,7	7,1415	0,98
LText41	1419,1	0,2	-	2422,3	7,2679	0,92
LText4	76,2	0,2	-	1260,5	3,8237	0,94
LText42	1342,9	0,2	-	2488,3	7,4634	0,95
LTout	1335,4	0,1	42,6	2370,1	7,5486	0,91
V1AH	147,8	70,9	286,6	1271,3	3,1287	-
LC1AH	147,8	0,0	232,4	1001,7	2,6326	0,00
AH1out	2632,3	84,1	230,1	991,9	2,5999	-
AH2out	2632,3	84,8	226,8	976,5	2,5691	-
V2AH	158,0	27,8	-	2623,4	5,8582	0,90
LC2AH	305,8	0,0	208,0	888,6	2,4060	0,00
AH3out	2632,3	85,5	202,4	866,2	2,3429	-
V3AH	104,8	17,3	-	2553,2	5,8860	0,87
LC3AH	519,3	0,0	187,8	797,7	2,2145	0,00
AH3in	2632,3	86,3	182,2	776,8	2,1508	-
DT1	1683,2	14,0	149,2	629,2	1,8324	-
DT2	288,0	12,4	183,8	780,2	2,1765	-
DT3	116,4	11,2	-	2477,7	5,8838	0,85
DT4	6,4	13,8	195,1	830,2	2,2840	-
DT5	19,0	0,0	174,2	737,7	2,0833	0,00
V1BH	56,6	5,0	204,4	2865,3	7,0810	-
LC1BH	56,6	0,0	151,8	639,9	1,8600	0,00

Continuação Tabela D.7 – Propriedades termodinâmicas para central U.S.EPR para condição de projeto.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kgK)	TÍTULO
BH1out	1626,1	14,0	149,2	629,2	1,8326	-
BH1in	1626,1	14,7	130,9	551,2	1,6436	-
V2BH	88,4	3,0	157,4	2777,1	7,1154	-
LC2BH	88,4	0,0	133,6	561,6	1,6721	0,00
BH2out	1538,2	14,7	130,9	551,2	1,6436	-
BH2in	1538,2	15,4	100,7	423,2	1,3140	-
V3BH	110,6	1,1	0,0	2617,7	7,1483	0,97
LC3BH	110,6	0,0	103,3	433,2	1,3445	0,00
BH3out	1427,6	15,4	100,7	423,2	1,3140	-
BH3in	1427,6	16,2	60,0	252,5	0,8304	-
V4BH	76,2	0,2	0,0	1298,8	3,9477	-
LC4BH	76,2	0,0	63,0	263,7	0,8687	0,00
BH4in	1427,6	16,7	47,4	199,9	0,6693	-
FPin	2632,3	10,2	180,8	766,6	2,1473	-
CPin	1446,6	0,1	46,2	193,5	0,6548	-
CPout	1446,6	24,8	46,6	197,1	0,6580	-
DP1out	56,6	14,0	149,2	629,2	1,8326	-
DP2out	88,4	14,7	130,9	551,2	1,6436	-
DP3out	110,6	15,4	100,7	423,2	1,3140	-
CD1	19,6	12,4	48,9	205,8	0,6890	-
CD2	78,1	0,1	-	267,3	0,8819	-
GVin_pri	23451,3	156,2	329,2	1511,6	3,5211	-
GVout_pri	23451,3	152,9	295,2	1312,0	3,1811	-
RTin	23451,3	160,2	295,2	1311,4	3,1784	-
RTout	23451,3	156,2	329,2	1511,6	3,5211	-
GVin	2632,3	78,0	230,0	991,8	2,6012	-
GVblowd	26,1	78,9	293,9	1311,2	3,1976	-

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Tabela D.8 – Propriedades termodinâmicas para central U.S.EPR para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
GVout	2679,4	7,66	-	2760,0	5,7618	-
vc1HT	0,4	7,51	-	2759,5	5,7676	1,00
HTin	2526,1	7,36	-	2761,6	5,7780	1,00
HText11	2526,1	2,93	-	2612,3	5,8080	0,89
HText1	161,1	2,93	-	2616,7	5,8167	0,90
HText12	2255,6	2,93	-	2611,7	5,8070	0,89
extMURH	109,4	2,93	-	2616,7	5,8167	0,90
HText21	2255,6	1,86	-	2544,2	5,8326	0,87
HText2	108,2	1,86	-	2546,6	5,8375	0,87
HText22	2147,4	1,86	-	2544,1	5,8323	0,87
HTout	2014,8	1,12	-	2473,2	5,8657	0,85
HTLab1	12,5	1,1	-	2472,9	5,8779	0,85
HTextout	120,1	1,12	-	2475,1	5,8697	0,85
MURHin	2014,8	1,12	-	2475,1	5,8697	0,85
MUext	300,1	1,09	184,8	784,6	2,1862	-
in1RH	1714,7	1,09	184,8	2781,3	6,5464	-
RH1inext	113,7	2,93	-	2570,1	5,7345	0,00
RH1outext	113,7	2,89	231,0	994,9	2,6192	-
in2RH	1714,7	1,08	222,7	2876,1	6,7454	-
RH2inext	152,1	7,2	-	2759,3	5,7817	0,99
RH2outext	152,1	7,09	286,6	1271,3	3,1287	-
MURHout	1714,7	1,07	279,9	3005,6	7,0012	-
LTin	1714,7	1,07	279,7	3005,5	7,0057	-
LText11	1714,7	0,54	279,7	2870,7	7,0447	-

Continuação Tabela D.8 – Propriedades termodinâmicas para central U.S.EPR para condição de VWO.

FLUXO	VAZÃO EM MASSA (kg/s)	PRESSÃO (MPa)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (kJ/kg)	ENTROPIA (kJ/kg K)	TÍTULO
LText1	58,4	0,54	205,3	2864,5	7,0318	-
LText12	1656,3	0,54	-	2870,9	7,0451	-
LText21	1656,3	0,34	-	2784,8	7,0725	-
LText2	91,0	0,34	158,7	2776,5	7,0533	-
LText22	1565,3	0,34	-	2785,3	7,0725	1,00
LText31	1565,3	0,12	-	2629,4	7,1311	0,97
LText3	113,8	0,12	-	2616,1	7,0961	0,97
LText32	1451,5	0,12	-	2630,4	7,1338	0,98
LText41	1451,5	0,02	-	2426,1	7,2557	0,92
LText4	78,5	0,02	-	1260,5	3,8129	0,94
LText42	1373,0	0,02	-	2492,8	7,4526	0,95
LTout	1365,5	0,01	42,6	2367,9	7,5414	0,91
V1AH	147,8	7,09	286,6	1271,3	3,1287	-
LC1AH	147,8	0	233,9	1008,5	2,6459	0,00
AH1out	2706,4	8,41	231,4	998,1	2,6122	-
AH2out	2706,4	8,48	228,4	983,9	2,5839	-
V2AH	161,1	2,78	-	2620,6	5,8425	0,90
LC2AH	313,1	0	209,3	894,7	2,4185	0,00
AH3out	2706,4	8,55	203,8	872,2	2,3554	-
V3AH	109,8	1,73	-	2550,7	5,8712	0,87
LC3AH	536,6	0	188,8	802,1	2,2241	0,00
AH3in	2706,4	8,63	183,2	781,2	2,1604	-
DT1	1724,0	1,4	150,0	632,8	1,8410	-
DT2	300,1	1,24	184,8	784,7	2,1862	-
DT3	120,1	1,12	-	2475,1	5,8697	0,85
DT4	6,6	1,38	195,1	830,2	2,2840	-
DT5	19,0	0	179,1	759,0	2,1304	0,00
V1BH	58,4	0,5	204,4	2864,7	7,0700	-
LC1BH	58,4	0	152,7	643,8	1,8690	0,00
BH1out	1665,6	1,4	150,0	632,8	1,8412	-
BH1in	1665,6	1,47	131,7	554,5	1,6518	-
V2BH	91,0	0,3	157,4	2776,6	7,1040	-
LC2BH	91,0	0	134,5	565,6	1,6820	0,00
BH2out	1574,5	1,47	131,7	554,5	1,6518	-
BH2in	1574,5	1,54	101,4	426,0	1,3216	-
V3BH	113,8	0,11	0,0	2616,6	7,1348	0,97
LC3BH	113,8	0	103,9	435,5	1,3507	0,00
BH3out	1460,8	1,54	101,4	426,0	1,3216	-
BH3in	1460,8	1,62	60,6	255,0	0,8381	-
V4BH	78,5	0,02	0,0	1260,5	3,8228	-
LC4BH	78,5	0	63,4	265,3	0,8736	0,00
BH4in	1460,8	1,67	47,8	201,5	0,6743	-
FPin	2706,4	1,02	181,7	770,6	2,1558	-
CPin	1479,8	0,01	46,7	195,4	0,6606	-
CPout	1479,8	2,48	46,8	198,2	0,6617	-
DP1out	58,4	1,4	150,0	632,8	1,8412	-
DP2out	91,0	1,47	131,7	554,5	1,6518	-
DP3out	113,8	1,54	101,4	426,0	1,3216	-
CD1	20,2	1,24	48,9	205,8	0,6890	-
CD2	80,4	0,01	-	268,9	0,8869	-
GVin_pri	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVout_pri	23451,3	15,29	295,2	1312,0	3,1811	-
RTin	23451,3	16,02	295,2	1311,4	3,1784	-
RTout	23451,3	15,62	329,2	1511,6	3,5211	-
GVin	2706,4	7,8	231,4	998,1	2,6137	-
GVblowd	26,8	7,89	293,9	1311,2	3,1976	-

Fonte: Elaborada pela própria autora.

Foram calculados ainda as exergias específicas e totais para cada fluxo da central U.S.EPR cujos os valores estão detalhados na Tabela D.9. Foi pequena a diferença destes valores para a condições de projeto com a maioria inferiores a 3 % e alguns com diferença inferior a 7 %. Tal diferença pode estar associada a própria variação de projeto dos parâmetros termodinâmicos de cada um dos pontos.

Por sua vez os valores de exergia total apresentam maiores variações no resultado isto é esperado visto que os fluxos mássicos são os que apresentam maiores variações entre as duas condições analisadas.

Tabela D.9 – Fluxos Exergéticos da central U.S.EPR para condição de projeto e para condição de VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\frac{\dot{b}_{proj}}{\dot{b}_{VWO}}$	EXERGIA (MW)		$\frac{\dot{B}_{proj}}{\dot{B}_{VWO}}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
GVout	1046,7	1046,7	100,0 %	2727,9	2804,5	97,3 %
vc1HT	1044,5	1044,5	100,0 %	0,5	0,5	100,0 %
HTin	1043,4	1043,4	100,0 %	2559,4	2635,7	97,1 %
HText11	882,0	885,2	99,6 %	2163,4	2236,0	96,8 %
HText1	885,2	887,0	99,8 %	136,1	142,9	95,2 %
HText12	881,6	884,9	99,6 %	1935,0	1996,1	96,9 %
extMURH	885,2	887,0	99,8 %	92,3	97,0	95,2 %
HText21	807,2	809,8	99,7 %	1771,7	1826,6	97,0 %
HText2	809,5	810,7	99,8 %	83,5	87,7	95,2 %
HText22	807,1	809,8	99,7 %	1688,2	1738,9	97,1 %
HTout	727,4	728,9	99,8 %	1427,6	1468,7	97,2 %
HTLab1	726,4	725,0	100,2 %	9,2	9,1	101,6 %
HTextout	728,0	729,6	99,8 %	84,7	87,6	96,7 %
MURHin	728,0	729,6	99,8 %	1428,8	1470,0	97,2 %
MUext	135,7	137,3	98,8 %	39,1	41,2	94,8 %
in1RH	831,0	834,1	99,6 %	1391,6	1430,2	97,3 %
RH1inext	865,1	864,9	100,0 %	94,0	98,3	95,6 %
RH1outext	219,9	218,6	100,6 %	23,9	24,8	96,1 %
in2RH	864,4	869,5	99,4 %	1447,6	1491,0	97,1 %
RH2inext	1040,1	1040,1	100,0 %	158,2	158,2	100,0 %
RH2outext	343,0	343,0	100,0 %	52,2	52,2	100,0 %
MURHout	919,9	922,7	99,7 %	1540,6	1582,2	97,4 %
LTin	920,1	921,3	99,9 %	1540,9	1579,8	97,5 %
LText11	771,0	774,9	99,5 %	1291,2	1328,7	97,2 %
LText1	769,7	772,6	99,6 %	43,6	45,1	96,6 %
LText12	771,0	775,0	99,5 %	1247,6	1283,6	97,2 %
LText21	677,3	680,7	99,5 %	1096,0	1127,5	97,2 %
LText2	675,3	678,1	99,6 %	59,7	61,7	96,7 %
LText22	677,7	681,2	99,5 %	1036,7	1066,3	97,2 %
LText31	504,8	507,8	99,4 %	772,2	794,9	97,1 %
LText3	502,4	505,0	99,5 %	55,6	57,5	96,7 %
LText32	505,0	508,1	99,4 %	716,7	737,5	97,2 %
LText41	259,9	267,4	97,2 %	368,9	388,1	95,1 %
LText4	125,0	128,2	97,5 %	9,5	10,1	94,6 %
LText42	267,6	275,3	97,2 %	359,4	378,0	95,1 %
LTout	124,1	124,0	100,1 %	165,7	169,3	97,9 %
V1AH	343,0	343,0	100,0 %	50,7	50,7	100,0 %
LC1AH	221,3	224,2	98,7 %	32,7	33,1	98,7 %
AH1out	221,3	223,8	98,9 %	582,5	605,7	96,2 %

Continuação da Tabela D.9 – Fluxos Exergéticos da central U.S.EPR para condição de projeto e para condição de VWO.

FLUXO	EXERGIA (kJ/kg)		$\dot{b}_{proj}$ $\dot{b}_{VWO}$	EXERGIA (MW)		$\dot{B}_{proj}$ $\dot{B}_{VWO}$
	Projeto (100 %)	VWO (105 %)		Projeto (100 %)	VWO (105 %)	
AH2out	215,1	218,1	98,6 %	566,1	590,2	95,9 %
V2AH	881,3	883,2	99,8 %	139,2	142,3	97,8 %
LC2AH	175,8	178,2	98,7 %	53,8	55,8	96,4 %
AH3out	172,2	174,4	98,7 %	453,3	472,1	96,0 %
V3AH	802,9	804,8	99,8 %	84,1	88,4	95,2 %
LC3AH	142,0	143,6	98,9 %	73,7	77,0	95,7 %
AH3in	140,1	141,6	98,9 %	368,8	383,3	96,2 %
DT1	87,5	88,5	98,8 %	147,2	152,5	96,5 %
DT2	135,8	137,4	98,9 %	39,1	41,2	94,9 %
DT3	728,0	729,6	99,8 %	84,7	87,6	96,7 %
DT4	153,7	153,7	100,0 %	1,0	1,0	97,3 %
DT5	121,2	128,4	94,4 %	2,3	2,4	94,4 %
V1BH	758,7	761,4	99,6 %	42,9	44,5	96,6 %
LC1BH	89,9	91,1	98,7 %	5,1	5,3	95,7 %
BH1out	87,4	88,4	98,8 %	142,1	147,3	96,5 %
BH1in	65,7	66,6	98,7 %	106,9	110,9	96,4 %
V2BH	660,2	663,1	99,6 %	58,3	60,3	96,7 %
LC2BH	67,6	68,7	98,4 %	6,0	6,3	95,6 %
BH2out	65,7	66,6	98,7 %	101,1	104,8	96,5 %
BH2in	36,0	36,5	98,5 %	55,4	57,5	96,3 %
V3BH	491,0	493,9	99,4 %	54,3	56,2	96,6 %
LC3BH	36,9	37,4	98,7 %	4,1	4,3	95,9 %
BH3out	36,0	36,5	98,5 %	51,4	53,4	96,3 %
BH3in	9,5	9,7	97,6 %	13,5	14,2	95,4 %
V4BH	126,4	125,3	100,9 %	9,6	9,8	97,9 %
LC4BH	9,3	9,4	98,0 %	0,7	0,7	95,1 %
BH4in	4,9	5,0	98,0 %	7,0	7,3	95,8 %
FPin	131,0	132,4	99,0 %	344,8	358,2	96,3 %
CPin	2,9	3,0	95,8 %	4,2	4,4	93,7 %
CPout	5,5	5,5	98,6 %	7,9	8,2	96,4 %
DP1out	87,4	88,4	98,8 %	4,9	5,2	95,8 %
DP2out	65,7	66,6	98,7 %	5,8	6,1	95,9 %
DP3out	36,0	36,5	98,5 %	4,0	4,2	95,7 %
CD1	4,9	4,9	100,0 %	0,1	0,1	97,3 %
CD2	8,9	9,0	98,5 %	0,7	0,7	95,6 %
GVin_pri	466,3	466,3	100,0 %	10935,9	10935,9	100,0 %
GVout_pri	368,1	368,1	100,0 %	8632,0	8632,0	100,0 %
RTin	368,4	368,4	100,0 %	8638,5	8638,5	100,0 %
RTout	466,3	466,3	100,0 %	10935,9	10935,9	100,0 %
GVin	220,8	223,4	98,9 %	581,2	604,6	96,1 %
GVblowd	362,4	362,4	100,0 %	9,4	9,7	97,3 %

Fonte: Elaborada pela própria autora.