UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA DIAGNÓSTICO TÉRMICO DE TURBINAS A VAPOR EM CICLO COMBINADO COM COGERAÇÃO

Autor: MSc.Luiz Fernando Valadão Flôres
Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento
Co-orientadora: Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues

Itajubá- Minas Gerais- Brasil 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luiz Fernando Valadão Flôres

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA DIAGNÓSTICO TÉRMICO DE TURBINAS A VAPOR EM CICLO COMBINADO COM COGERAÇÃO

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica** Área de Concentração: **Térmica, Fluídos e Máquinas de Fluxo**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento** Co-orientadora: **Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

> Itajubá- Minas Gerais- Brasil 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA DIAGNÓSTICO TÉRMICO DE TURBINAS A VAPOR EM CICLO COMBINADO COM COGERAÇÃO

Autor: MSc. Luiz Fernando Valadão Flôres Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento Co-orientadora: Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Alexandre Matelli - UNESP/GUARÁ Prof. Dr. Sandro Barros Ferreira- GT2 ENERGIA/RIO Prof. Dr. Genésio José Menon - IEM/UNIFEI Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues (Co-orientadora) - IEM/UNIFEI Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento (Orientador) - IEM/UNIFEI

Dedicatória

À minha esposa Valéria Valadão aos meus filhos Daniela e Gabriel e à minha neta Luísa.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pela saúde e paz concedidas durante todo o momento de minha vida.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento, pela competência, dedicação, amizade e pelo suporte técnico indispensável durante todo este trabalho.

À Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues, minha co-orientadora, pela colaboração companheirismo e amizade.

À minha querida esposa Valéria, que sempre esteve ao meu lado me incentivando e não me deixando desistir diante das dificuldades.

Aos meus pais (in memoriam), Vicente e Amélia, que sempre me incentivaram na formação e no desenvolvimento cultural.

Aos amigos, Prof. Dr. Fagner Luís Goulart Dias e Prof. Dr. Eraldo Cruz dos Santos, pelo permanente incentivo, colaboração, amizade, e inesquecível convívio profissional.

Ao Professor Dr. José Leonardo Noronha, pelo apoio e valiosas sugestões, que contribuíram para a elaboração deste trabalho.

À PETROBRAS/CENPES através do P&D com o Termo de Cooperação número 0050.0052162.09.9, pelos dados necessários para a realização deste trabalho, além do suporte financeiro.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho e aos amigos desse Instituto, representados pelos meus dedicados colegas, Professores e Servidores Técnico-Administrativos, pelo convívio profissional.

Enfim, agradeço a todos que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento dessa tese.

MENSAGEM

"A pedra que os pedreiros rejeitaram, tornou-se agora a pedra angular."

[Salmo 117(118)]

RESUMO

Valadão, L.F.F. (2016), Desenvolvimento de Metodologia para Determinação da Queda de Desempenho Térmico de Turbinas a Vapor em Ciclo Combinado com Cogeração, Itajubá, MG, 288p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto de Engenharia Mecânica,

A necessidade cada vez maior na utilização de instalações termelétricas mais eficientes e menos onerosas, tendo em vista o seu uso para geração de energia elétrica no Brasil, ter aumentado significativamente nas últimas décadas, acaba por incentivar o desenvolvimento de tecnologias para o monitoramento de sua operação. Assim, melhorias no desempenho térmico das turbinas a vapor irão auxiliar a obter vantagens competitivas no mercado pela redução de custos operacionais e aumento da disponibilidade da planta na produção de energia, com maior eficiência.

O trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia e de uma ferramenta computacional, baseado na metodologia de Spencer, Cotton e Cannon, para determinar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor operando em Ciclo Combinado com Cogeração. Foram feitos vários ajustes à metodologia originalmente escolhida como referência, destacando-se que a mesma não previa o uso da Cogeração, ou seja, não previa extrações em estágios intermediários da turbina a vapor.

Assim, a metodologia foi modificada para contemplar a extração de vapor, e os resultados obtidos considerados satisfatórios. Diante dos resultados apresentados, observa-se que os maiores desvios dos valores obtidos para a eficiência ocorreram na seção de baixa pressão, com 2,14% o maior, principalmente em virtude da grande quantidade de parâmetros que variam simultaneamente e da forte influência da extração nessa seção, o que não ocorre nas seções de alta e baixa pressão da turbina a vapor.

Palavras-chave: Queda de desempenho; análise termodinâmica; eficiência, energia.

ABSTRACT

Valadão, L.F.F. (2016), Development of a Methodology to Determination of Decrease (fall; drop) Thermal Performance of Steam Turbines in Combined Cycle with Cogeneration, Itajubá, MG, 288p. Thesis (PhD. in Mechanical Engineering) - Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

The need for increasing the use of more efficient and less costly thermoelectric facilities, in view of their use for electricity generation in Brazil, have increased significantly in recent decades, it turns out to encourage the development of technologies for the monitoring of its operation. Thus, improvements in thermal performance of the steam turbines will help gain competitive advantage in the market by reducing operating costs and increasing plant availability in power production, more efficiently.

The study aims to develop a methodology and a computational tool based on Spencer Cotton and Cannon methodology, to determine the drop of thermal performance steam turbines operating in cogeneration combined cycle. It was carried out several adjustments to the methodology, originally chosen as a reference, emphasizing that it did not predict the use of cogeneration, i.e. it not provide extractions models at intermediate stages of the steam turbine.

Thus, the method was modified to contemplate the steam extraction, and obtained satisfactory results. The results presented, it is observed that the largest deviation values obtained for efficiency occurred in the low-pressure section, was about 2.14%, mainly because of the large number of parameters that vary simultaneously and the strong influence of extraction in this section, which does not occur in the other, HP and IP turbines.

Keywords: Efficiency drop; thermodynamic analysis; efficiency, energy.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIAI
AGRADECIMENTOSII
MENSAGEMIII
RESUMOIV
ABSTRACTV
SUMÁRIOVI
LISTA DE FIGURASX
LISTA DE TABELASXIV
NOMENCLATURA, SÍMBOLOS E ABREVIAÇÕESXVI
CAPÍTULO 11
INTRODUÇÃO1
1.1 OBJETIVOS2
1.1.1 Objetivo geral2
1.1.2 Objetivos específicos2
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO3
CAPÍTULO 25
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA – SELEÇÃO DA METODOLOGIA DE CÁLCULO5
2.1 – LEVANTAMENTO DA METODOLOGIA DE CÁLCULO6
2.1.1 Eficiência da turbina e perdas6
2.1.2 Avaliação de eficiência dos estágios de uma turbina a vapor6
2.1.3 Avaliação de eficiências das seções de uma turbina a vapor

2	.1.4	Avaliação e desempenho da instalação9
2.2	-DET	terminação das Prováveis Causas de Queda do Desempenho nas Seções da
	IURE	5/NA
2	.2.1	Problemas em Turbinas a Vapor16
2	.2.2	Disponibilidade da Turbina e Severidade de Falhas20
2	.2.3	Diagnóstico21
2.3	Мето	ODOLOGIA DE CÁLCULO23
CAPÍ	TULC	25 3
ESTU	IDO [DE CASO - USINA TERMELÉTRICA EUZÉBIO ROCHA25
3.1	CAR	ACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DA USINA EM ESTUDO25
3.2	Leva Incei	ANTAMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO APLICADA, DO CRONOGRAMA DE CALIBRAÇÃO E DA RTEZA DE MEDIÇÃO28
3.3	Leva e qui	ANTAMENTO DO HISTÓRICO OPERACIONAL DE MANUTENÇÃO DA TURBINA COM AS CAUSAS EDAS DE DESEMPENHO
3.4	Dete ture	ERMINAÇÃO DAS POSSÍVEIS CAUSAS DE QUEDA DE DESEMPENHO NAS SEÇÕES DA BINA29
3	.4.1	Temperaturas do vapor e dos componentes do sistema
3	.4.2	- Pressões de vapor32
3	.4.3	- Grau de eficiência34
3	.4.4	- Rotação35
CAPÍ	TULC	D 436
ELAB	BORA	ÇÃO DE METODOLOGIA PARA TRATAMENTO DOS RESULTADOS
DOS	TEST	۶ ۲ES
4.1	Prod	CEDIMENTO PARA OBTENÇÃO DOS DADOS DA TURBINA A VAPOR
4.2	LEVA	ANTAMENTO DOS LIMITES OPERACIONAIS PARA OS PARÂMETROS TÉRMICOS (DADOS DE
	PRUJ	الله الله الله الله الله الله الله الله

4.2.1	Divergências admissíveis das condições nominais (Siemens, 2008)	39
4.3 Av	ALIAÇÃO DAS INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES	46
4.3.1	Introdução	46
4.3.2	Justificativa	46
4.3.3	Incerteza de Medição	47
4.3.4	Avaliação da Incerteza Padrão	47
4.3.5	Incerteza Padrão Combinada	47
4.3.6	Incerteza Expandida	48
CAPÍTUL	_O 5	50
DESENV	OLVIMENTO DA PLANILHA COM DETALHAMENTO	DA
METODO	DLOGIA EMPREGADA	50
5.1 Es	BOÇO DA PLANILHA EXCEL® A SER DESENVOLVIDA	50
5.2 ME	TODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A VAPOR EM CONDIÇÕES DE	
PR	OJETO E EM CARGAS PARCIAIS	56
5.2.1	Heatflow Diagram	56
5.3 DE	SCRIÇÃO DA METODOLOGIA EMPREGADA	61
5.3.1	Seção de Alta Pressão	61
5.3.2	Seção de Pressão Intermediária	75
5.3.3	Seção de Baixa Pressão	81
5.4 RE	SUMO DOS DESVIOS APÓS CÁLCULOS	97
5.4.1	Metodologia Spencer Modificada (planilha) X Heat Flow	97
5.4.2	Aplicação dos Dados da Aneel à Metodologia	.110
5.4.3	Aplicação dos Dados para 48,00 MW à Metodologia	.116
5.5 Co	NSIDERAÇÕES	.121

CAPÍTULO 6
CONCLUSOES, CONTRIBUÇÕES E TRABALHOS ESBOÇO DA PLANILHA
EXCEL® A SER DESENVOLVIDA123
6.1 CONCLUSÕES123
6.2 CONTRIBUIÇÕES DA TESE125
6.3 FUTUROS TRABALHOS126
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 127
APÊNDICE I – CÁLCULO DAS EFICIÊNCIAS DAS SEÇÕES DE ALTA, MÉDIA E
BAIXA PRESSÃO DA TURBINA A VAPOR E DAS INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES
REALIZADAS
APÊNDICE II – CÁLCULO DAS VAZÕES DE SELAGEM DA TURBINA196
APÊNDICE III – MANUAL DE OPERAÇÃO DA PLANILHA201
A - DESCRITIVO DAS ABAS DA PLANILHA201
B - PREPARAÇÃO E EXECUÇÃO DO TESTE DE PERFORMANCE229
C - ANÁLISE DOS RESULTADOS237
D - COMENTÁRIOS242
APÊNDICE IV – CÓDIGO EM VISUAL BASIC PARA OBTENCÃO DAS
EFICIÊNCIAS NAS SECÇÕES DE ALTA, MÉDIA E BAIXA PRESSÕES244
A – CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE ALTA PRESSÃO244
B - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE PRESSÃO INTERMEDIÁRIA
C - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE BAIXA PRESSÃO247
APÊNDICE V – HEATFLOW DIAGRAMS255

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Perda de eficiência do estágio por perda unitária nas palhetas em função do grau
de reação7
Figura 2.2 - Processos de expansão de vapor típicos no diagrama de Mollier
Figura 2.3 - Construção das linhas de expansão para a seção de alta pressão11
Figura 2.4 - Construção das linhas de expansão para a seção de pressão intermediária12
Figura 2.5 - Construção da linha de expansão para uma seção de baixa pressão13
Figura 2.6 - Construção da linha de expansão para uma seção sem reaquecimento13
Figura 2.7 - Exemplo de uma curva de perdas na exaustão de uma turbina de baixa pressão com condensação14
Figura 2.8 - As causas de falhas mais comuns que geram perda de disponibilidade em centrais termelétricas convencionais de 1998 até 200221
Figura 3.1 -: Fotos da Usina Termelétrica Euzébio Rocha26
Figura 3.2 - Turbina a Vapor26
Figura 3.3 - Condensador
Figura 3.4 - Conexão da Turbina a Vapor ao Gerador27
Figura 5.1 – Tela inicial da planilha51
Figura 5.2 – Aba correspondente aos dados de entrada52
Figura 5.3 – Aba correspondente a avaliação da incerteza de medição53
Figura 5.4 – Aba correspondente ao balanço de massa54
Figura 5.5 – Aba correspondente ao cálculo da eficiência na alta pressão55
Figura 5.6 – Aba correspondente ao cálculo da eficiência na pressão intermediária55

Figura 5.7 – Propriedades do Vapor da UTE- EZR para 55 MW de potência57
Figura 5.8 – Localização dos principais pontos na turbina a vapor da UTE EZR58
Figura 5.9– Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pelo diâmetro primitivo do estágio de regulação
Figura 5.10 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pela razão de pressão na vazão de projeto
Figura 5.11 – Correção da eficiência para uma turbina em carga parcial, na seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pelo diâmetro médio do estágio de regulação66
Figura 5.12 – Correção da eficiência para uma turbina em carga parcial, seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pela razão da vazão de controle (TFR)
Figura 5.13 – Distribuição das eficiências da seção de alta pressão sem ajustes na metodologia
Figura 5.14 – Curva de ajustes para a seção de alta pressão
Figura 5.15 – Distribuição das eficiências para a seção de alta pressão após ajustes74
Figura 5.16 – Correção da eficiência para a turbina da seção de pressão intermediária, sem estágio de regulação, 3.600 rpm
Figura 5.17 – Curva de tendência para ajustes da metodologia na seção intermediária78
Figura 5.18 – Distribuição das eficiências da seção de pressão intermediária sem ajustes na metodologia
Figura 5.19 – Distribuição das eficiências para a seção de pressão intermediária após ajustes
Figura 5.20 – Linhas de Expansão ilustrando o conceito de ELEP
Figura 5.21 - Correção da eficiência da seção reaquecida ou não, com condensação para as
condições iniciais de pressão e temperatura do vapor, para turbinas com rotação de 3.600 e /
ou 1.000 ipin

Figura 5.22 - Correção do ELEP para a pressão de exaustão para seções reaquecidas ou não e
com rotação da turbina de 3.600 e/ ou 1.800 rpm
Figura 5.23 – Exemplo das curvas de perdas na exaustão fornecidas pelo fabricante
Figura 5.24 – Distribuição das eficiências para a seção de baixa pressão sem ajustes93
Figura 5.25 – Curva de tendência para ajuste dos desvios encontrados
Figura 5.26 – Diferença na entalpia de exaustão da seção de baixa pressão pela variação nas condições da extração V395
Figura 5.27 – Distribuição das eficiências da seção de baixa pressão após ajustes
Figura 5.28 – Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV97
Figura 5.29 – Distribuição dos desvios das potências mecânicas das seções da TV100
Figura 5.30 – Resultados dos valores das potências elétricas100
Figura 5.31 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 55 MW102
Figura 5.32 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 53,4 MW103
Figura 5.33 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 51,802 MW104
Figura 5.34 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 50,62 MW105
Figura 5.35 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 44,723 MW106
Figura 5.36 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 36,247 MW107
Figura 5.37 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 19,39 MW108
Figura 5.38 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 12,113 MW109
Figura 5.39 – Instrumentos adicionais necessários ao balanço de massa e energia111
Figura 5.40 – Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV112
Figura 5.41 – Distribuição dos desvios da potência mecânica nas seções da TV113

Figura 5.42 – Resultados e os desvios da potência elétrica1	.14
Figura 5.43 – Linhas de Expansão para as seções da TV1	15
Figura 5.44 – Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV1	16
Figura 5.45 – Distribuição dos desvios da potência mecânica nas seções da TV 1	17
Figura 5.46 – Resultados da potência elétrica1	17
Figura 5.47 – Linhas de Expansão para as seções da TV1	18

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Perdas de carga e potência
Tabela 2.2 - Perdas nas seções e suas causas. 9
Tabela 2.3 - Sintomas de perdas características em turbinas a vapor
Tabela 2.4 - Perdas típicas nas seções de uma turbina a vapor
Tabela 2.5 - Algumas formas de degradação e como detectá-las
Tabela 2.6 - Parâmetros chaves que podem mostrar as condições nas seções da turbina a vapor
Tabela 2.7 - Mecanismos de falha, causas, frequência e severidade em instalações fósseis20
Tabela 2.8 - Comparação das eficiências através do método da GE e pelo Heat Rate dado nos testes de comissionamento
Tabela 4.1 - Identificação das leituras das medidas registradas na sala de controle
Tabela 4.2 - Características técnicas da turbina a vapor40
Tabela 5.1 - Características do vapor na seção de alta pressão para diversas cargas59
Tabela 5.2 - Características do vapor na seção de pressão intermediária para diferentes cargas.
Tabela 5.3 - Características do vapor na seção de baixa pressão para diferentes cargas60
Tabela 5.4 - Procedimento de cálculo da eficiência 62
Tabela 5.5 - Etapas da metodologia para a seção de alta pressão sem correção no valor inicial.
Tabela 5.6 - Etapas da metodologia para a seção de alta pressão com correção no valor inicial70
Tabela 5.7 - Resumo das eficiências do <i>Heatflow Diagram</i> versus Spencer sem ajustes70
Tabela 5.8 - Procedimento de cálculo da eficiência 75

Tabela 5.9 - Eficiência para a seção de pressão intermediária para 55 MW
Tabela 5.10 - Eficiência para a seção de pressão intermediária sem ajustes
Tabela 5.11 - Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão. 89
Tabela 5.12 - Determinação da eficiência da seção de baixa pressão sem ajustes no valor
inicial
Tabela 5.13 - Determinação da eficiência da seção de baixa pressão com ajustes. 92
Tabela 5.14 - Desvios dos resultados da metodologia empregada com os resultados do
Heatflow para as seções de alta (HP), média (IP) e baixa (LP) pressões
Tabela 5.15 - Desvios dos resultados da metodologia empregada com os resultados do
Heatflow Diagram para as Potências Mecânica e Elétrica101
Tabela 5.16 - Desvios dos resultados da metodologia modificada com os resultados do
Heatflow, Teste de Performance ANEEL e Teste de Performance UTE Cubatão, para a
Eficiência Isentrópica e Potência Elétrica

NOMENCLATURA, SÍMBOLOS E ABREVIAÇÕES

Caracteres alfabéticos

A = área da vazão de selagem (área anular perpendicular ao escoamento do vapor)

- A_{an} = a área anular da seção de exaustão
- AE = energia útil da seção de baixa pressão
- AE1800 = energia útil da secção de baixa pressão a 1800 rpm

AERht.Sect. = energia útil da secção de reaquecimento

- C = constante da vazão de selagem
- Deixo = diâmetro do eixo
- D_{ext}^2 = diâmetro externo da pá do último estágio da turbina de baixa pressão
- D_{int}^2 = diâmetro interno da pá do último estágio da turbina de baixa pressão

DCA = temperatura aproximada do dreno de resfriamento

- DM = diâmetro médio
- ED = energia disponível
- ELEP = ponto final da linha de expansão

ELEP1,5 = entalpia específica do vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

ELEP_{Pressão de Exaustão no Condensador (PEC)} = entalpia específica do vapor

f = folga entre os dentes de selagem e o eixo da seção, ou uma função dada

G = grandeza qualquer calculada

h_{ae} = entalpia específica da água de alimentação na entrada do aquecedor regenerativo

 h_{as} = entalpia específica da água de alimentação na saída do aquecedor regenerativo

 h_{ces} = entalpia específica do condensado da extração na saída do aquecedor regenerativo

hELEP = entalpia específica no ponto final da linha de expansão

hentrada = entalpia específica do vapor na entrada da seção

hlíquido = entalpia específica do líquido saturado na pressão medida durante o teste

hlíquido1,5 = entalpia específica do líquido saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

hsaída = entalpia específica vapor na saída da seção

hsaída isentrópica = entalpia específica vapor na saída da seção para processo ideal [isentrópico]

 h_{vee} = entalpia específica do vapor de extração na entrada

hvapor = entalpia específica do vapor saturado na pressão medida durante o teste

hvapor1,5 = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

H(F) = entalpia de saturação do líquido

H(G) = entalpia de saturação do vapor

H(FG) = calor latente de vaporização

 H_i^{cond} = salto entálpico do processo sem reaquecimento

 H_i^r = salto entálpico do processo com reaquecimento

H_{IV} = entalpia específica do vapor após as válvulas interceptadoras

 H_m = entalpia da mistura do vapor que vem dos selos da seção de alta pressão somada ao vapor de entrada da turbina de pressão intermediária

 H_t = entalpia específica total do vapor

H_T = entalpia do vapor após as válvulas parcializadoras

 H_{xs} = entalpia específica sob a linha de expansão isentrópica com pressão de 1,5 pol Hg abs. (1,5 pol Hg abs. = 0,0507958 bar)

k = fator de abrangência ou fator de correção para um determinado nível de confiança

- K = fator de correção para folga entre os selos
- KKS = sistema de identificação de código
- K1, K2 = fatores de perda no gerador

k95 = fator de correção para o cálculo da incerteza expandida para um nível de confiança de 95%.

Mi = Medidas

ML = perdas mecânicas

MM = Média das medidas

MW = potência nominal

 \dot{m}_a = vazão mássica da água de alimentação

 m_{cs} = vazão mássica de condensado na saída do aquecedor regenerativo

- $\dot{m_{cp}}$ = vazão mássica do vapor superaquecido de controle de projeto
- $\dot{m_{RE}}$ = vazão mássica do vapor de projeto das seções reaquecidas
- $\dot{m_{ve}}$ = vazão mássica do vapor de extração
- $\dot{m_{vpp}}$ = vazão mássica do vapor de vazamento da válvula parcializadora
- $\dot{m_{\nu s}}$ = vazão mássica do vapor de selagem
- n = quantidade de leituras realizadas

N = número de seções de fluxo paralelo; ou número de dentes estacionários no labirinto, ou número total de fontes de incertezas analisadas

- P = potência produzida, probabilidade de abrangência ou nível da confiança do intervalo
- P0 = pressão inicial do vapor no processo
- P1 = pressão do vapor na entrada do labirinto
- P1,A = pressão do vapor para o regulador do vapor de selagem
- P2 = pressão do vapor na saída do labirinto
- Pb = pressão do vapor após a válvula de controle
- Pcond = pressão no condensador
- P(S) = pressão de saturação
- Piv = pressão do vapor na entrada da seção intermediária
- Pt = pressão total do vapor
- Ps = pressão de admissão do vapor
- Px = pressão de saída da seção da turbina a vapor
- q = variável ou parâmetro operacional medido
- \overline{q} = média das leituras realizadas para o parâmetro operacional medido
- Q = vazão mássica do vapor superaquecido ou entrada de energia térmica
- R = Resolução dos sistemas de medição
- Sb = entropia do vapor após as válvulas interceptadoras as seção intermediária
- S_{IV} = entropia do vapor antes da válvula interceptadora na seção de baixa pressão

- Sm = entropia do vapor na entrada da seção intermediária
- St = entropia total do vapor
- S(F) = entropia de saturação do líquido
- S(G) = entropia de saturação do vapor
- S(q) = desvio padrão da variável ou parâmetro operacional medido
- T0 = temperatura inicial do vapor no processo
- Td = temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor
- Td = Tendência, estimativa do erro sistemático
- Te = temperatura da água de alimentação que entra no aquecedor regenerativo
- TEL = perda total da exaustão
- TEP = ponto final da turbina
- TFR = taxa de razão de fluxo
- TGV = turbogerador a vapor
- T_{iv} = temperatura do vapor após as válvulas interceptadoras
- Ts = temperatura de saída da água que sai do aquecedor regenerativo
- T(S) = temperatura de saturação
- Tsat = temperatura de saturação do vapor de extração
- Tt = temperatura do vapor na entrada da seção de alta pressão
- TTD = temperatura da diferença de temperatura terminal no aquecedor regenerativo
- u = incerteza padrão
- $u_A =$ incerteza padrão tipo A
- $u_c = incerteza \ combinada$
- u_{Cal} = Incerteza da Calibração
- u(G) = incerteza padronizada da grandeza G
- uh = incerteza das variáveis
- un = fonte de incerteza (incerteza direta da variável medida)
- u(q) = incerteza padronizada associada à variável ou parâmetro operacional medido

 u_R = Incerteza padrão do erro de arredondamento introduzido pela resolução limitada determinada do dispositivo indicador, assumindo uma distribuição retangular com a=R/2

ui = incerteza padronizada associada a i-ésima fonte de incerteza

u(x1), u(x2), u(x3), = incertezas padronizadas associadas às grandezas de entrada

uc (y) = incerteza combinada da função y.

U = incerteza expandida

- U95 = incerteza expandida para um nível de confiança de 95%
- UEEP = ponto final da energia utilizada

UTE = Usina Termelétrica

- V_{an} = velocidade anular na saída do vapor após o último estágio da seção de baixa pressão
- V(F) = volume específico de saturação do líquido
- V(G) = volume específico de saturação do vapor
- X = diâmetro médio em polegadas
- x1, x2, x3 = grandezas quaisquer de entrada
- y = estimativa do mensurando Y
- Y1 = porcentagem de umidade presente no vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.
- Y2 = porcentagem de umidade presente no vapor na pressão medida durante o teste

Caracteres gregos

 $\partial f/\partial xi =$ derivada parcial da função f em relação à xi.

 η = eficiência na seção de pressão intermediária

 $\eta_{AP}=$ eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto (%), ou eficiência na seção de alta pressão

 $\eta_{AP_{carga parcial}} = eficiência para a carga parcial ou mínima$

 $\eta_{\rm BP}$ = eficiência na seção de baixa pressão

 η_{CI} = eficiência para as condições iniciais de temperatura e pressão

 η_{CS} = eficiência na seção de condensação

 η_{DM} = eficiência para o estágio governante (1° estágio)

 η_{EG} = eficiência para o estágio governante a carga parcial

 $\eta_{elétrico}$ = rendimento elétrico do gerador

 η_{HP} = eficiência na seção de alta pressão

 $H_{\rm HF}$ = eficiência adiabática do *Heatflow*

 $H_{\rm HFD}$ = eficiência adiabática coma degradação natural

 $\eta_{isentrópica} =$ eficiência isentrópica

 $\eta_{\dot{m}}$ = eficiência para a vazão volumétrica

 $\eta_{\rm PI}$ = eficiência na seção de pressão intermediária

 η_{RE} = eficiência da turbina com reaquecimento

 $\eta_{teste (médio)} =$ Valor médio da eficiência adiabática

 χ_1 = título do vapor, para uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

 $\chi_2 = t$ ítulo do vapor

 Δ ELEP = variação da entalpia no ponto final da expansão para a pressão absoluta do condensador durante o teste

 ΔD_{ef} = Desvio da eficiência adiabática calculada em relação ao valor da referência

 $\Delta \eta_{CS}$ = desvio da eficiência entre o *Heatflow* e a metodologia

 $\Delta \eta_{DN}$ = valor da degradação natural em função do tempo de operação

 $\Delta \eta_{\text{incerteza}} = \text{desvio da incerteza medida}$

 $\Delta \eta_1$ = variável para a mudança da eficiência para a vazão volumétrica

 $\Delta \eta_2$ = variável para a mudança da eficiência para o estágio governante

 $\Delta \eta_3$ = variável para a mudança da eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto

 $\Delta \eta_4$ = variável para a mudança da eficiência para o estágio governante a carga parcial

 $\Delta \eta_5$ = variável para a mudança da eficiência para a carga parcial ou mínima

 υ = volume específico do vapor na exaustão da turbina

 ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto

 $\vartheta_{1,A}$ = volume específico do vapor para o regulador do vapor de selagem

 ϑ_{c} = volume específico do vapor superaquecido de controle

 v_{ef} = número de graus de liberdade efetivos

vi = número de graus de liberdade associado a i-ésima fonte de incerteza

 ϑ_{vI} = volume específico do vapor na pressão e temperatura de projeto antes das válvulas interceptadoras

II = produto da multiplicação dos fatores de correção pertinentes ao ciclo da turbina

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A competividade no mercado de geração de energia elétrica vem aumentando gradativamente nas últimas décadas no Brasil tendo em vista a situação atual do planeta, onde o recurso água, antes considerado inesgotável, tem se tornado cada dia mais escasso. Desta forma, a geração de energia termelétrica no nosso país vem crescendo, pois além da escassez, tem-se que a maior parte dos recursos hídricos, destinados à geração hidrelétrica, já foram explorados. Devido aos custos de geração nas termelétricas ser superior aos custos correspondentes nas hidrelétricas, será de grande valor a redução destes custos além de uma gestão eficiente de operação nas térmicas.

O uso de instalações trabalhando em Ciclo Combinado tem sido uma prática já desenvolvida e bastante utilizada nesse sentido, bem como o uso de Sistemas de Cogeração em instalações industriais. Assim, a necessidade cada vez maior em reduzir o custo da energia gerada por termelétricas, acaba por incentivar o desenvolvimento de tecnologias para o monitoramento e diagnóstico de sua operação, isto é, de equipamentos e instalações, fazendo surgirem técnicas de aprimoramento dos mesmos. Dessa forma, as técnicas para monitoramento de falhas em turbinas a vapor irão melhorar seu desempenho térmico além da qualidade da manutenção, aumentando a disponibilidade da usina na produção de energia, com uma eficiência adequada.

O trabalho tem como originalidade e inovação o desenvolvimento de uma ferramenta computacional para avaliar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor através da avaliação da degradação do estado termodinâmico do equipamento, operando em Ciclo Combinado com Cogeração. Esta tecnologia ainda não se encontra disponível para este tipo de ciclo e contribuirá com procedimentos ou metodologia que permitirão a redução dos custos operacionais e aumento da

disponibilidade e confiabilidade do sistema de centrais termelétricas de Ciclo Combinado com Cogeração, possibilitando assim:

- Procedimentos informatizados para análise e diagnóstico da queda de desempenho de turbinas a vapor.
- 2 Melhoria do processo.
- 3 Melhoria da qualidade do serviço prestado.
- 4 Aumento da vida útil do equipamento.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia e de uma ferramenta computacional, baseado na metodologia de Spencer *et al.* (1974), para determinar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor operando em Ciclo Combinado com Cogeração.

1.1.2 Objetivos específicos

- Desenvolver a metodologia e o procedimento para avaliar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor em Ciclo Combinado com Cogeração, baseado na metodologia de Spencer *et al.* (1974).

- Desenvolver e informatizar em planilha Excel® a aplicação da metodologia de queda de desempenho térmico elaborada.

- Desenvolver e informatizar a metodologia de propagação de erros, necessária no cálculo da queda de desempenho térmico.

- Realizar um estudo de caso em uma Central Termelétrica de Ciclo Combinado com Cogeração para validação da metodologia.

1.2 Organização do Trabalho

No Capítulo 1, são apresentados os aspectos gerais desse trabalho, visando demonstrar a importância deste estudo em desenvolvimento, apresentado nos seguintes tópicos: Motivação para o Estudo, em conjunto com a elucidação do Objetivo Geral e dos Objetivos Específicos.

No Capítulo 2, através da Revisão da Literatura, apresentam-se conceitos que serão utilizados no decorrer do trabalho, mostrando várias publicações existentes, para assim obter informações que irão subsidiar a escolha da metodologia de cálculo para o trabalho, justificando seu desenvolvimento. Apresentam-se, indicadores de mecanismos para determinação das prováveis causas da queda de desempenho em turbinas a vapor e o procedimento de cálculo dos parâmetros térmicos, de acordo com a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), contendo balanços de massa e energia além de cálculos de eficiência e potência entre outros.

No Capítulo 3, com base nos estudos realizados e na documentação cedida pela Usina Termelétrica (UTE) Euzébio Rocha, apresenta-se o levantamento das características operacionais da turbina a vapor, instrumentação e outras informações complementares sobre possíveis causas da queda de desempenho nas seções da turbina.

No Capítulo 4, apresentam-se os procedimentos para a elaboração da metodologia para tratamento dos resultados dos testes, além do método de avaliação das incertezas das medições a serem realizadas.

No Capítulo 5, apresenta-se uma descrição mais clara da metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), originalmente escolhida no Capítulo 2, através de um passo a passo das etapas empregadas, bem como dos ajustes e adaptações que foram feitas na metodologia para o caso de Ciclo Combinado com Cogeração, com auxílio da planilha Excel® desenvolvida. Para o desenvolvimento da planilha em Excel® para esta tese, faz-se necessário a implementação das equações apresentadas pela metodologia escolhida, e assim foram implementadas inúmeras rotinas utilizando a linguagem Visual Basic (VB), através de Macros, para auxiliar na solução destas equações. No Apêndice, apresentam-se o cálculo das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão da turbina a vapor e das incertezas das medições realizadas, o cálculo das vazões de selagem da turbina, os *Heatflow Diagram* (Diagrama de fluxo de calor) para a turbina da UTE Euzébio Rocha e o manual de operação da planilha.

CAPÍTULO 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA – SELEÇÃO DA METODOLOGIA DE CÁLCULO

Neste Capítulo, através da Revisão da Literatura, apresentam-se conceitos que serão utilizados no decorrer do trabalho, mostrando várias publicações existentes, para uma avaliação do estado da arte sobre o tema em estudo, e assim obter informações que irão subsidiar a escolha da metodologia de cálculo para o trabalho, justificando seu desenvolvimento.

A pesquisa realizada ao longo deste trabalho permitiu verificar que não há muitos avanços apresentados na literatura aberta, principalmente com relação à metodologias para obtenção do desempenho e diagnóstico térmico de turbina a vapor.

O presente Capítulo trata de dois assuntos essenciais para a realização de análise de queda de desempenho em turbinas a vapor. O primeiro relaciona-se à eficiência da turbina, apresentando um panorama geral das causas das perdas de cargas buscando ao máximo quantificá-las. O segundo ponto trata dos mecanismos de falhas mais recorrentes em turbinas a vapor, como vazamentos, incrustações, erosão, desbalanceamento e falha mecânica das pás (danos internos). Este estudo tem como objetivo a análise das possíveis causas físicas da queda de desempenho, auxiliando assim a avaliação.

2.1 – Levantamento da Metodologia de Cálculo

2.1.1 Eficiência da turbina e perdas

Os ciclos térmicos teóricos são utilizados como parâmetros de comparação da eficiência da turbina. Cotton (1998), aponta que o cálculo de rendimento a partir da medição de entropia do fluido é a forma mais rápida e com melhor custo benefício de avaliar uma turbina.

Como regra geral, Cotton (1998), relaciona que a cada 1% de redução de pressão resulte na redução de 0,1% de energia gerada pela turbina. A Tabela 2.1 mostra um levantamento das perdas de carga feito por Cotton (1998) e tabelado por McCloskey, *et al.* (1999).

Causa	Queda de pressão	Perda de potência
Escoamento pelas válvulas de controle e válvula de emergência na turbina AP	4%	0,4%
Reaquecimento – perdas de carga em tubulações e na caldeira	7 - 10%	0,7 - 1%
Retorno do reaquecimento e passagem pela válvula de segurança	2%	0,2%
Perdas por escoamento entre turbinas de alta pressão, pressão intermediária, e turbina de baixa pressão	3%	0,3%

Tabela 2.1 - Perdas de carga e potência. (MCCLOSKEY, et al. 1999)

2.1.2 Avaliação de eficiência dos estágios de uma turbina a vapor.

Segundo Albert (2000), as perdas nos estágios da turbina podem ser classificadas em quatro grupos. Perdas por fuga de escoamento, por atrito, perdas aerodinâmicas e por mudanças de seções.

Cotton (1998), relaciona a velocidade tangencial da pá e a quantidade de energia disponível no vapor, com o rendimento teórico do estágio. Estes parâmetros são significativos para a eficiência do estágio.

Ao considerar a razão entre a pressão a jusante e a montante de um estágio da turbina, tem-se a razão de pressão daquele estágio. Quanto maior for a razão de pressão, maior a potência extraída do vapor. Tipicamente uma razão de 1,25 é praticada em todos os estágios para uma turbina de alta pressão, e o que varia é o grau de reação na base e no topo de cada pá. Na base se mantém um grau de reação de 5% enquanto que a reação no topo pode chegar a 30%.

Entre as demais perdas, têm-se as perdas viscosas em turbinas de reação que ficam em torno de 2%, enquanto que para turbinas de ação, 3%, segundo Cotton (1998). As perdas por variação de área implicam em flutuações de pressão, criando pontos de estagnação na saída de um estágio que geram vórtices e perdas que podem chegar a 3%. As perdas por fuga no topo das palhetas podem ser estimadas considerando equacionamentos de escoamento incompressível e estas tendem a aumentar com uso da turbina devido ao aumento da folga entre os anéis de vedação e aros de consolidação. Ocorre o aumento das fugas nos selos mecânicos se o diferencial de pressão entre estágios aumentar. Este fator depende do tipo de selagem utilizada, e podem representar de 0,5% a 1% de queda de rendimento do estágio. Vale ressaltar que turbinas de fluxo duplo apresentam o dobro de vazamento do que as de fluxo simples. As perdas por atrito lateral resultam da formação de vórtices próximos às paredes internas.

Cotton (1998), demonstra por meio dos triângulos de velocidade do estator e rotor de um estágio de ação, que 1% de perda de eficiência na roda móvel, acarreta 0,25% de perda de eficiência do estágio enquanto que 1% de perda no estator acarreta 1% no estágio. Para turbina de 50% de reação, 1% de perda na roda móvel ou roda fixa acarretam 0,5% de perda no estágio. Estas relações entre perda relativa de eficiência nas pás e consequentes perdas totais do estágio em função do grau de reação do mesmo foram traçados no gráfico da Figura 2.1.



Figura 2.1 - Perda de eficiência do estágio por perda unitária nas palhetas em função do grau de reação (Adaptada de COTTON, 1998).

2.1.3 Avaliação de eficiências das seções de uma turbina a vapor

Nas turbinas de múltiplos estágios é impraticável verificar o rendimento entre cada estágio, de forma que em ordem prática, apenas o rendimento da seção é calculado. O complemento unitário do rendimento representa as perdas totais internas da máquina. Para realizar a avaliação de uma seção, basta medir a temperatura e pressão a montante e a jusante da seção da turbina em questão.

Cotton (1998) plota sobre o diagrama de Mollier, diversas turbinas típicas com seus respectivos rendimentos, e este diagrama é mostrado na Figura 2.2. Em geral, as turbinas de alta pressão apresentam rendimentos menores do que as intermediárias visto que perdas por vazamentos são mais representativas. No outro extremo, a turbina de baixa pressão tem seu rendimento prejudicado pela umidade nos últimos estágios de expansão. Em linhas gerais, 1% de umidade implica em 1% de perda de eficiência no estágio.

Cotton (1998) também observa a necessidade de considerar a queda de pressão na válvula trip, comumente de 2%, uma vez que os manômetros são instalados antes desta; cotovelo ou outros aparelhos intermediários também devem ser considerados. Diversos diagramas de correções de rendimentos específicos para cada arranjo de turbina em função da razão de pressão e velocidade da turbina podem ser encontrados em Cotton (1998).



Figura 2.2 - Processos de expansão de vapor típicos no diagrama de Mollier (Adaptada de COTTON, 1998).

A Tabela 2.2 lista e descreve as causas de perda de rendimento interno nas seções das turbinas.

Tipo de perda	Descrição
Perdas devido ao escoamento	Perdas geradas pela viscosidade na camada limite próximas às
viscoso nas rodas móveis e	superfícies, cerca de 2% em cada roda. Tem-se também as
fixas, e perdas de geometria	perdas devido à alteração do perfil das pás gerada por erosão.
Perdas devido ao fator de atrito	O acabamento superficial das pás influencia na eficiência da
das partes internas	seção, quanto pior, maiores serão as perdas.
Desvio da velocidade ideal	Mudanças que ocorrem por alteração de parâmetros de operação que diferem do nominal, como por exemplo, pressão de trabalho alteram a velocidade do escoamento e consequentemente o rendimento da expansão do vapor em cada estágio.
Perdas secundárias ou atrito	Formação de vórtices na carcaça, gerando efeito similar à perda
lateral	de escoamento nas pás.
Perdas por fuga	
- Topo da roda móvel	Fuga de vapor entre o aro de consolidação e a carcaça.
- Fuga no diafragma	Fuga de vapor que acarreta na perda de energia útil que foi
(entre estágios)	desviada e distúrbio do escoamento ao retornar ao fluxo principal.
Excesso de umidade	O condensado apresenta velocidade inferior ao vapor, de forma que ao colidir com as rodas móveis, retardam seu movimento, além de acelerar o processo de degradação das mesmas.

Tabela 2.2 - Perdas nas seções e suas causas. (MCCLOSKEY, et al. 1999)

2.1.4 Avaliação e desempenho da instalação

O diagnóstico do desempenho de uma instalação a vapor é extenso e demorado. Um método de diagnóstico de desempenho foi apresentado e publicado por Spencer *et al.* (1974). Esta publicação é uma revisão do ASME Paper nº 62 – WA – 209, originalmente apresentado em 1962. Este método, avalia o desempenho da turbina a vapor em operação. Uma vez que a unidade foi adquirida, o fabricante deverá fornecer os dados e informações que irão permitir uma maior precisão do prognóstico de desempenho. O prognóstico de desempenho da turbina envolve a consideração dos seguintes parâmetros:

- Cálculo da eficiência isentrópica;
- Cálculo da eficiência pelo uso das linhas de expansão;
- Cálculo das perdas na exaustão;
- Cálculo das vazões de selagem;
- Cálculo das perdas mecânicas.

a) - Cálculo da eficiência isentrópica

A energia fornecida por cada quilograma de vapor pode ser determinada para cada seção da turbina pela subtração da entalpia de exaustão ou de saída ($h_{saída}$) da entalpia de entrada ($h_{entrada}$). Dividindo esta subtração da quantidade de energia que deveria ser fornecida se o processo fosse ideal, ou seja, isentrópico ($h_{entrada} - h_{saída isentrópica}$) obtém-se a eficiência da seção (ou do estágio) da turbina. A equação 2.1 define esta eficiência isentrópica.

Eficiência =
$$\eta_{\text{isentrópica}} = \left(\frac{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída}}}{h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída isentrópica}}}\right) \times 100\%$$
(2.1)

b) - Cálculo da eficiência pelo uso das linhas de expansão

A expansão através de uma seção da turbina a vapor é feita através da expansão do vapor por diversos estágios e está relacionada às seções de alta, média (ou intermediária) e baixa pressão. Desta forma, o desenvolvimento de uma curva de linha de expansão para uma seção particular de uma turbina deverá ser baseada na eficiência geral da seção. A eficiência da seção usando a linha de expansão pode ser tomada como função da vazão volumétrica, da razão de pressão, das condições iniciais de pressão e temperatura e do estágio de regulação (governante) da turbina a vapor.

Assim, a eficiência da seção de pressão intermediária não se modifica com a vazão de vapor que chega à turbina. A eficiência da seção de alta pressão é principalmente uma função da razão de vazão do vapor de controle (vazão do vapor nas válvulas parcializadoras) por causa da influência do estágio governante (primeiro estágio). A eficiência da seção condensante da turbina de baixa pressão é principalmente uma função da velocidade de exaustão anular que está relacionada às perdas da exaustão (DRBAL, *et al.* 2000).

As linhas de expansão da seção de alta pressão são desenhadas como linhas retas. As linhas de expansão para vazões parciais são desenhadas paralelamente as linhas de expansão de projeto. A Figura 2.3 mostra estas linhas de expansão para a seção de alta pressão.

O ponto final da linha de expansão (ELEP) para a seção de alta pressão com estágio governante pode ser obtida pela multiplicação da eficiência interna (equação 2.1) com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor antes das válvulas de parada principal. A energia disponível é a diferença entre a energia antes das válvulas de parada até a energia da exaustão da seção para uma expansão ideal.



Figura 2.3 - Construção das linhas de expansão para a seção de alta pressão

(Adaptada de DRBAL, et al. 2000).

As linhas de expansão para as seções de pressão intermediária são desenhadas como linhas retas. O ponto inicial da linha é desenhado a partir da entalpia da câmara de admissão de vapor e a entropia deve ser calculada no ponto final da expansão. A Figura 2.4 mostra a linha de expansão para a seção de pressão intermediária. As linhas de expansão para vazões parciais são desenhadas da mesma forma. O ponto final da linha de expansão para a seção de pressão intermediária da eficiência da seção com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor na câmara de admissão de vapor da seção. A energia disponível é a diferença entre a energia da câmara de admissão até a energia na exaustão da seção para uma expansão ideal (isentrópica). Deve-se considerar uma queda de 2 % de pressão a partir das válvulas interceptadoras no cálculo da entropia.


Figura 2.4 - Construção das linhas de expansão para a seção de pressão intermediária (Adaptada de DRBAL, *et al.* 2000).

As linhas de expansão para seções de baixa pressão são desenhadas como linhas suaves de curvas côncavas (Figuras 2.5 e 2.6). A linha é desenhada a partir da entalpia da câmara de admissão de vapor e a entropia a ser calculada no ponto final da linha de expansão. As linhas de expansão para vazões parciais de vapor são desenhadas da mesma maneira. O ponto final da linha de expansão para a seção de baixa pressão pode ser obtido pela multiplicação da eficiência da seção com a energia disponível e subtrair o valor deste resultado da entalpia do vapor na câmara de admissão de vapor. A energia disponível deverá ser baseada na diferença entre a energia do vapor contido na câmara de admissão e da energia no ponto final da linha de expansão ideal (isentrópica). O ponto final verdadeiro da linha de expansão é calculado com base numa pressão de exaustão de 0,05 bar (1,5 pol Hg abs.), com a correção para o ponto final de expansão real com uma função com incremento da eficiência da turbina e da energia disponível.

Para as turbinas a vapor com reaquecimento, a seção de pressão intermediária é combinada com a seção de baixa pressão, sendo então chamada de seção reaquecida. A linha de expansão desta seção reaquecida é desenvolvida a partir da câmara de admissão de vapor da seção de pressão intermediária até a exaustão do vapor na seção de baixa pressão. Este procedimento é aplicável também em unidades com duplo reaquecimento. A Figura 2.5 mostra a linha de expansão para uma seção reaquecida (DRBAL, *et al.* 2000).



Figura 2.5 - Construção da linha de expansão para uma seção de baixa pressão (Adaptada de DRBAL, *et al.* 2000).

As linhas de expansão para seções sem reaquecimento, ou seja, para turbinas a vapor sem reaquecimento, são desenhadas de forma similar. A Figura 2.6 mostra a linha de expansão para uma turbina sem reaquecimento.



Figura 2.6 - Construção da linha de expansão para uma seção sem reaquecimento (Adaptada de DRBAL, *et al.* 2000).

c) - Cálculo das perdas na exaustão

A perda na exaustão é uma perda de energia cinética e um aumento da entalpia associada com a exaustão do vapor a partir das pás do último estágio da seção de baixa pressão. Mais claramente, as perdas na exaustão ocorrem entre a pá do último estágio da turbina de baixa pressão e a entrada do condensador, sendo muito dependente da velocidade absoluta do vapor. As perdas na exaustão geralmente incluem:

- 1) Perdas terminais;
- 2) Perdas pela cobertura ou carcaça de exaustão da turbina de baixa pressão;
- 3) Perdas por restrição anular;
- 4) Perdas pela mudança na direção do fluxo de exaustão.

As perdas terminais (perdas após o último estágio de expansão) são aquelas associadas com a energia cinética do vapor. O vapor que deixa as pás do último estágio da seção de baixa pressão é descarregado a uma alta velocidade, resultando numa queda de pressão. Como este vapor na carcaça é direcionado para baixo e desacelerado, muita energia cinética é convertida em entalpia. A perda na exaustão é uma função da área de exaustão e da velocidade do vapor. Um exemplo de curva de perdas na exaustão é mostrado na Figura 2.7.



Figura 2.7 - Exemplo de uma curva de perdas na exaustão de uma turbina de baixa pressão com condensação (Adaptada de DRBAL, *et al.* 2000).

As perdas na exaustão são adicionadas à entalpia do ponto final de expansão (ELEP) para se determinar a entalpia verdadeira do vapor que sai da seção de baixa pressão.

Este ponto final da linha de expansão com a verdadeira entalpia (ou entalpia real da expansão) é chamada de ponto final da energia utilizada (UEEP – Used Energy End Point), ou ponto final da turbina (TEP – Turbine End Point). Este ponto final da linha de expansão com a entalpia verdadeira deverá ser utilizada no cálculo da potência produzida pela seção de baixa pressão da turbina a vapor.

d) - Cálculo das vazões de selagem

Na determinação da potência geral da turbina a vapor, devem ser levados em conta os vazamentos, ou as vazões de vapor necessárias para a selagem do eixo da turbina. Os vazamentos geralmente ocorrem nas válvulas principais (válvulas de controle, de parada, de vapor reaquecido e interceptadoras), além daquelas provenientes da selagem de eixo da turbina.

A selagem de eixo inclui a selagem entre a seção de fluxo de alta pressão e a pressão ambiente, bem como nos vazamentos associados aos selos entre as seções da turbina numa mesma carcaça, ou cilindro (por exemplo, a selagem entre a seção de alta pressão e a de pressão intermediária).

Na seção de fluxo com baixa pressão, a selagem de vapor é feita entre a pressão atmosférica e a baixa pressão da seção. Os selos da seção de baixa pressão evitam a entrada de ar, já que a seção de fluxo encontra-se a uma pressão menor do que a atmosférica. O cálculo destas vazões é realizado durante o cálculo de balanço de massa e energia do ciclo térmico (DRBAL, *et al.* 2000).

e) - Cálculo das perdas mecânicas

Estas perdas incluem todas as perdas mecânicas da turbina como as perdas nos mancais e na bomba de lubrificação do eixo da turbina. As perdas mecânicas também incluem as perdas nos rolamentos do gerador e da excitatriz. As perdas mecânicas são estimadas em função do tamanho da unidade e da velocidade de giro do eixo. Estas perdas serão subtraídas da potência produzida pela turbina a vapor.

A antecipação de uma parada para manutenção de um grupo turbogerador antes do planejado, ou paradas não previstas diminuem o tempo de vida útil do equipamento e aumenta o custo de manutenção, além da perda de desempenho, pois leva a um maior consumo de vapor (aumento do custo operacional) para uma mesma potência no eixo da turbina. A desmontagem do maquinário para uma inspeção interna possui um custo elevado, e assim o operador da usina precisa de toda informação relevante que o auxilie em suas decisões.

2.2 – Determinação das Prováveis Causas de Queda do Desempenho nas Seções da Turbina

A partir das análises realizadas nas seções anteriores que identificam as mudanças nas seções de alta, média e baixa pressão na turbina, podem-se aplicar técnicas para a determinação das prováveis causas, bem como os seus efeitos. Para tanto é desejável colocar em forma de gráfico os parâmetros que se desviam significantemente dos valores de projeto em função do tempo. Esta análise gráfica permitirá a determinação de como as mudanças ocorreram, isto é, rápida ou suavemente (LI, *et al.* 1985).

2.2.1 Problemas em Turbinas a Vapor

Quatro principais problemas em comum podem ser esperados no que se refere a danos em turbinas a vapor:

- 1. Vazamentos excessivos de vapor (Danos por Desgaste e Atrito no Sistema de Selagem);
- 2. Erosão por partículas sólidas;
- 3. Danos internos;
- 4. Incrustações.

Cada um destes problemas potenciais possui características que irão permitir o diagnóstico na base dos resultados do monitoramento por testes de desempenho.

Na Tabela 2.3 apresenta-se uma síntese dos sintomas que normalmente estão presentes para cada um dos problemas citados anteriormente, e para a sua utilização deve-se primeiramente verificar qual o dano a ser avaliado, em seguida verificar como o dano apareceu, o seu efeito local, e efeitos colaterais. Uma breve descrição de cada um irá auxiliar no diagnóstico do estado térmico da turbina.

Danos por Des	Danos por Desgaste e Atrito no Sistema de Selagem (Vazamento de Vapor)			
Modo de Aparecimento	Acontece rapidamente – mais comumente na primeira partida.			
Efeito Local	Aumento da vazão de vapor. Diminuição na eficiência da seção.			
Efeitos Colaterais	Prejudica o escoamento do vapor.			
	A razão da porcentagem de variação da eficiência pela porcentagem			
Aparência do Efeito	da variação na vazão geralmente é maior do que 1 (valores			
	absolutos).			
Danos Especiais	Nenhum dano especial.			
	Danos por Erosão por Partículas Sólidas			
Modo de Aparecimento	Usualmente aparece de forma gradual.			
	Aumento na vazão de vapor. Diminuição da eficiência. Os efeitos			
	são piores, geralmente, na admissão do vapor e nos primeiros			
Eletto Local	estágios da turbina. A magnitude da erosão pode ser mais grave nas			
	válvulas de admissão de vapor (parcializadoras).			
	Variação ou mudança da potência produzida; mudança na			
Efeitos Colaterais	distribuição de pressão pelos estágios e mudança na distribuição da			
	vazão de vapor pelas seções da turbina.			
Aparôncia do Efaito	O efeito pode ser maior em cargas parciais. As perdas na eficiência			
Aparencia do Eleito	comparadas às de projeto serão muito maiores em cargas parciais.			
Danos Especiais	Sobrecarga dos bocais.			
Danos Internos				
Modo de Aparecimento	Geralmente abrupta – podendo ter os sintomas subsequentes.			
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuição na vazão de vapor pela			
	turbina.			
Efeitos Colaterais	Aumento na vibração; mudança na distribuição das pressões pela			
Licitos Colaterais	turbina; mudanças nos esforços axiais sobre os mancais.			
Aparência do Efeito	Não existe um padrão consistente.			
Danos Especiais	Quebra ou perdas de partes ou estruturas mecânicas da máquina.			
	Danos por Incrustações			
	Usualmente de forma gradual, podendo alcançar uma magnitude			
Modo de Aparecimento	autolimitante, quando não é mais possível aumentar a agregação de			
	material.			
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuindo a vazão de vapor admitido			
	pela turbina.			
Efeitos Colaterais	Mudança na potência e mudança na distribuição das pressões através			
	da turbina.			
A eficiência da seção pode diminuir de 3 a 4 vezes assim con				
Aparência do Efeito	vazão de vapor pela turbina. Ocorrem mudanças na distribuição das			
	cargas axiais sobre os mancais, na direção oposta ao fluxo de vapor.			
Danos Especiais	Danos por esforços excessivos sobre os mancais de escora.			

Tabela 2.3 - Sintomas de perdas características em turbinas a vapor (LI, et al. 1985).

As perdas a partir das causas mencionadas são altamente variáveis. Uma faixa das condições típicas encontradas numa inspeção é mostrada na Tabela 2. 4, onde se observa uma variação destas numa faixa de 0 a 12%.

Seções	Desgaste nos Selos	Erosão por Partículas Sólidas	Danos Internos	Incrustações
Alta Pressão	2 - 12 %	0 - 2 %	0-3%	0 - 10 %
Pressão Intermediária	1-4%	0-2%	0-2%	0-5%
Baixa Pressão	0-1%	0-0,5 %	0-1%	0-3%

Tabela 2.4 - Perdas típicas nas seções de uma turbina a vapor (LI, et al. 1985).

O monitoramento do desempenho também pode ser utilizado para avaliar o resultado de uma manutenção em turbinas a vapor. A Tabela 2.5 mostra alguns exemplos dos principais problemas de degradação em grupos turbogeradores, assim como o monitoramento do desempenho pode detectá-los.

Parte Afetada	Forma de Degradação	Comentários e Condição de Monitoramento Apropriado
Palhetas	Erosão por partículas sólidas (erosão também por gotículas de água nos últimos estágios de baixa pressão)	Usualmente ocorre de forma gradual, sendo à parte mais danificada as pás de entrada do estágio. É menos usual em grupos com admissão de vapor em condições subcríticas. É detectado pela análise de desempenho.
Palhetas	Pás danificadas, quebradas ou ausentes.	Geralmente é inesperado. A análise de vibração e de desempenho podem detectar este problema.
Rolamentos e Mancais	Danos por erosão (partículas metálicas) do metal patente.	A análise de desempenho e a análise de vibração detectam o problema. A presença de partículas metálicas no óleo de lubrificação colhido nas amostras para análise em cada rolamento ou mancal é de valor representativo, mas de alto custo senão impraticável.
Rotor	Desbalanceamento temporário, rachaduras, trincas, desalinhamento e fricção.	A análise de vibração detecta este problema.
Válvulas, eixo, juntas,vazamentos internos.	Vazamentos devido à flambagem do eixo desgaste e quebra da selagem.	Geralmente ocorrem de forma gradual, mas podem ser repentinos. A análise de desempenho detecta o efeito de desgaste no sistema de selagem principalmente nas seções de alta pressão.
Filtros, pás e válvulas.	Incrustações	Normalmente ocorrem de forma gradativa, na maioria das vezes em áreas com temperatura em torno de 260°C.
Condensador	Vazamentos de vapor, entrada de ar e entupimento dos tubos.	Análise de desempenho para condensadores.
Válvulas de Alta, Média e Baixa Pressão, By-pass, etc.	Vazamentos.	Análise de desempenho. A detecção por ruído (detecção acústica) também é possível.

Tabela 2.5 - Algumas formas de degradação e como detectá-las. (BEEBE, 2003).

Segundo Beebe, (2005), técnicas de monitoramento, tais como: a) Indicadores da Condição Geral através do teste do VWO – Valves Wide Open (descrito por completo na norma ASME PTC 6S REPORT - 1988) com as válvulas parcializadoras totalmente abertas, e b) Parâmetros da Seção,mostram como pode ser feita a avaliação do desempenho de turbinas a vapor.

A Tabela 2.6 mostra os parâmetros obtidos a partir de medições de temperatura e pressão.

Parâmetro	Comentário
Queda de pressão através do retentor de escória.	A melhor medição será obtida com um transdutor de pressão diferencial. Um acréscimo na pressão indica um bloqueio, possivelmente de partículas metálicas provenientes de processos de solda nas tubulações da caldeira.
Pressão do primeiro estágio corrigida.	No teste VWO, a vazão de vapor através da turbina, indica a condição do primeiro estágio. Um acréscimo na pressão indica uma erosão à montante da seção ou um bloqueio à jusante da seção e vice – versa.
Queda na eficiência da seção, ou da entalpia (seções de vapor superaquecido)	A eficiência é calculada usando-se tabelas de propriedades do vapor superaquecido, ou por programas computacionais. Uma queda indica incrustação nas pás ou danos por erosão.
Razão de expansão nas seções de alta, média e baixa pressão.	As pressões dos estágios podem ser corrigidas para a pressão de admissão nominal; a norma ASME PTC 6S REPORT – 1988 trata sobre esta correção; mas qualquer erro na medição será propagado para todas as pressões da seção e estágios seguintes. A razão de expansão utiliza apenas as pressões de entrada e saída de cada seção. Mudanças nessas razões de pressão indicam erosão ou incrustações nas pás.
Temperaturas das extrações para os aquecedores regenerativos nas seções de vapor superaquecido.	De acordo com cada projeto, uma temperatura do vapor muito mais alta do que a esperada pode indicar um vazamento por desvio de vapor interno relativo a um ponto a montante do ponto de extração da turbina.
Temperaturas das extrações para os aquecedores regenerativos nas seções de vapor saturado.	Temperaturas acima às de saturação indicam um vazamento de vapor proveniente de um estágio a montante do ponto de extração.
Temperatura das linhas de dreno provenientes das carcaças, ou do sistema de selagem do eixo.	Quando disponível, elas podem indicar um vazamento relativo de acordo com o projeto. Uma aproximação similar pode ser utilizada para pontos antes e depois das junções das tubulações de duas linhas de temperaturas diferentes.
Estimativa de vazamento do vapor de selagem entre as seções de alta e média pressão; quando essas duas seções forem combinadas numa única carcaça.	Este teste é feito pela relativa variação na temperatura de admissão de vapor para a seção de pressão intermediária e pela observação sobre o efeito da queda de eficiência entálpica na seção de pressão intermediária.

Tabela 2.6 - Parâmetros chaves que podem mostrar as condições nas seções da turbina a vapor (BEEBE, 2009).

2.2.2 Disponibilidade da Turbina e Severidade de Falhas.

Latcovich, *et al.* (2005), demonstra em seu relatório um estudo feito pela North American Electric Reliability Council (NERC) no qual as principais causas de falhas em centrais termelétricas queimando combustíveis fósseis são apontadas. A Tabela 2.7, adaptada de Latcovich, *et al.* (2005), mostra estes mecanismos de falhas, suas causas e faz uma classificação quanto à frequência de ocorrência e gravidade em uma graduação que varia de 1 (valor máximo) até 4 (valor mínimo), e a Figura 2.8 mostra estes principais motivos das falhas.

Componente Mada de Felha Conce Enceráncia Cueridada				
Componente	wiodo de Faina	Causa	r requencia	Gravidade
Rotores e mancais	Perda de lubrificação	 Falhas nas válvulas comutadoras Falha na bomba de óleo reserva Vazamento de óleo -Ruptura de vedação 	1	3
Aro de consolidação	Fadiga, corrosão, erosão, atrito	-Quebra da palheta ou aro de consolidação, - Corrosão por pite -Corrosão química, -Pressão elevada na turbina de baixa pressão -Introdução de água -Projeto frágil	2	2
Rotor da turbina	Sobrevelocidade com ou sem indução de água	 -Válvula de retenção travada aberta no momento de parada -Sistema mecânico de segurança não funcionou -Válvula de controle travada parcialmente aberta Falha nos controladores 	3	1
Rotor da turbina	Atrito com carcaça Elevada vibração	-Fechamento rápido da válvula incorreto -Contato direto com componentes internos -Desalinhamento -Sistema de proteção não funcionou	2	2
Estatores e palhetas das turbinas de alta e média pressão	Erosão por partículas sólida	-Esfoliação das tubulações da caldeira -Válvula de controle quebrada	3	4
Estatores e palhetas das turbinas de baixa pressão	Erosão por condensado	-Vapor saturado na turbina de baixa pressão -Projeto falho	3	4
Estatores e palhetas de todas as seções	Dano por material estranho.	-Detritos na entrada da turbina -Válvula de controle quebrada -Partícula quebrada de componente interno que é carregado pelo vapor.	4	3

Tabela 2.7 - Mecanismos de falha, causas, frequência e severidade em instalações fósseis. (Adaptada de LATCOVICH, *et al.* 2005)



Figura 2.8 - As causas de falhas mais comuns que geram perda de disponibilidade em centrais termelétricas convencionais de 1998 até 2002 (Adaptada de LATCOVICH, *et al.* 2005).

As causas de queda de desempenho listadas até aqui, não esgotam todas as prováveis causas, mas indicam as que possuem maior ocorrência. Assim para cada máquina deverá ser feita uma análise direcionada ao problema encontrado. Para isso o procedimento de cálculo para a avaliação do estado térmico da turbina mostra-se uma ferramenta muito útil, como será descrito na sequencia.

2.2.3 Diagnóstico

Morais, (2007), nos mostra em seu estudo que para se avaliar uma turbina a vapor operando num nível ótimo de desempenho, é necessário determinar primeiramente um nível de referência. Para este nível, geralmente são considerados os resultados durante o teste de comissionamento (ou aceitação) da usina ou da turbina a vapor. Assim, para se detectar alguma mudança no desempenho da turbina, podem ser monitoradas as tendências de variação de diferentes parâmetros térmicos, aerodinâmicos e mecânicos de operação da turbina. Além disso, esta avaliação pode ser determinada pela interpretação dos dados registrados e dos resultados obtidos durante testes de desempenho. Para se atingir essas metas, um bom programa de desempenho térmico deve considerar os seguintes fatores (ALBERT, 2000):

- ✓ Obter a linha base dos dados de desempenho das turbinas e dos componentes do ciclo durante a operação inicial e após a manutenção, de maneira a estabelecer uma referência que permita identificar as causas das perdas de desempenho;
- ✓ Testes periódicos de desempenho da turbina e do ciclo térmico;
- Avaliação apropriada e análise dos dados de desempenho até que a deterioração possa ser detectada, localizada e a sua tendência determinada, para que seja corrigida com a melhor relação custo-benefício.

Segundo Morais, (2007), existem estudos sobre a análise de desempenho em turbinas a vapor, que visam reduzir custo e atingir melhor performance do ciclo a vapor numa planta térmica, como por exemplo, Kubiak, *et al*, (1996) que propuseram um algoritmo simples para a determinação do desempenho térmico das turbinas a vapor tomando em consideração a deterioração da seção de fluxo da turbina. Este programa calcula os parâmetros do vapor e os seus desvios a partir dos dados de projeto. A deterioração do perfil das pás modifica suas dimensões, e em casos extremos até o seu ângulo de ataque em relação ao fluxo de vapor. Considerando o perfil e a geometria real das pás, os desvios (ou pontos de deterioração do perfil) a partir dos pontos de projeto podem ser calculados com certa precisão.

Morais, (2007), destaca também o trabalho de Schofield, (1996), onde este define e quantifica as principais causas de deterioração do desempenho térmico em turbinas a vapor. Ele ainda determina a taxa de deterioração como função das características de projeto da turbina, a qualidade do vapor, o procedimento de operação da usina (partida, elevação da carga, etc.) e a facilidade em se recuperar a eficiência, ou o rendimento da turbina, após as manutenções regulares.

Por fim, Tirone, (1996), realizaram uma coletânea de casos de deterioração de turbinas a vapor durante 7 anos, e neste trabalho eles descrevem quais foram os diagnósticos e metodologias utilizadas com base na análise termodinâmica dos parâmetros de desempenho das turbinas a vapor. Chegou-se a conclusão da importância do uso de um sistema de monitoramento e da elaboração de um programa de manutenção fundamentada no diagnóstico baseado na análise dos parâmetros termodinâmicos da turbina a vapor.

Os avanços no estudo do desempenho em turbinas a vapor, deve-se ao fato da evolução aerodinâmica, térmica e mecânica que as turbinas vêm sofrendo nos últimos anos, além de que o desenvolvimento de novos materiais e de novos processos de fabricação contribuiu na evolução do perfil aerodinâmico das pás nas turbinas a vapor.

O uso da informática e de novos softwares para simulação do escoamento do vapor pelos estágios da turbina permite otimizar o escoamento e consequentemente o desempenho da turbina.

O CFD (Computacional Fluid Dynamics) atualmente é uma ferramenta computacional poderosa em uso no projeto de turbinas a vapor, contribuindo para melhorias nos sistemas de selagens de vapor (MAUGHAN, *et al.* 2000), na eficiência da turbina pela evolução do perfil das pás (WAKELEY, 1998), no escoamento do vapor pelas pás da turbina (TORRE, *et al.* 2003), nos fluxos de vapor através das cavidades dos discos de fixação das pás da turbina e na distribuição de temperatura pelo rotor e nos diafragmas da turbina (MOROZ, *et al.* 2003).

2.3 Metodologia de Cálculo

As turbinas podem ser modeladas com diferentes níveis de complexidade. De acordo com Ungría *et. al* (1989), os métodos mais precisos são aqueles aplicados estágio por estágio, considerando correlações e inúmeros parâmetros, tais como dados geométricos de componentes da máquina, que na maioria dos casos não são simples de se obter. Contudo, a General Electric® desenvolveu um conjunto de técnicas para modelagem de turbinas a vapor (BAYLI, *et al.* 1967; BAYLI, *et al.* 1973; SPENCER, *et al.* 1974), mais simplificadas que outros métodos existentes.

Diante deste conjunto de técnicas de modelagens desenvolvidas pela General Electric®, diversos programas computacionais de modelagem fazem uso destas técnicas. Alconchel *et al.* (1989) desenvolveram um simulador exergético real para as condições de operação de uma usina termelétrica a vapor. Os autores aplicaram a metodologia descrita por Spencer, *et al.* (1974), acrescentando-a as análises exergéticas. O simulador foi desenvolvido com o objetivo principal de prever o comportamento da planta térmica sobre condições de carga parcial e *off-design*. Ainda de acordo com os autores, existem diversas metodologias normalmente empregadas na modelagem de turbinas a vapor, apresentando diferentes níveis de complexidade. Contudo, métodos e procedimentos publicados pela General Electric®, permitem retratar parâmetros como eficiência, seja em carga parcial ou carga base, com e sem reaquecimento.

Segundo Alconchel, *et al.* (1989), esta metodologia tem sido utilizada em diversos programas comerciais independentes, tais como SYNTHA, PEPSE, PRESTO, STEP e SICIVEX dentre outros, durante o desenvolvimento de simuladores de ciclos a vapor.

Segundo Alconchel, *et al.* (1989), o comportamento da máquina deve ser fielmente reproduzido, isto é, devem ser considerados não somente os fluxos principais, mas também fluxos secundários, vazamentos de vapor, as regulagem da vedação do vapor e tanques auxiliares. De acordo com a Tabela 2.8, Alconchel, *et al.* (1989), tem-se uma comparação dos resultados obtidos pela metodologia da General Electric® e os testes de aceitação realizados.

	Tabela 2.8 - Comparação das enciencias	allaves uo metodo ua	OF e belo i	lieal Kale	Jauo
nos tes	tes de comissionamento (ALCONCHEL,	<i>et al.</i> 1989).			

Tabala 2.8. Comparação das oficiências atravás do método do CE o polo Host Poto dado

%	Método (ĴΕ	Heat	Rate Test	$rac{\eta_{HR}-\eta_{HR}}{\eta_{HR}}$	<u>M_{GE}</u> 100%
Carga	η_{HP} (%)	η _{CS} (%)	η_{HP} (%)	η _{CS} (%)	HP	CS
100	81,68	92,12	82,82	92,59	1,38	0,51
75	78,43	92,44	80,46	92,75	2,52	0,33
50	73,84	92,79	69,78	92,86	-5,82	0,07

Sendo:

 η_{HP} = Eficiência na seção de alta pressão

 η_{CS} = Eficiência na seção de condensação

De acordo com o método aplicado pela GE, as eficiências da seção de alta pressão apresentam um fator de correção para cargas parciais, enquanto que a eficiência do condensador não possui.

Conforme exposto pelos autores, a metodologia desenvolvida originalmente pela General Electric® apresenta resultados muito próximos da condição real de funcionamento, a partir de um número reduzido de parâmetros, o que facilita e viabiliza sua aplicação. Outro fator preponderante corresponde à flexibilidade desta metodologia, que pode ser aplicada em diversas configurações.

Através da Revisão da Literatura, onde se pode obter informações essenciais para a realização da análise da queda de desempenho em turbinas a vapor, foi visto um panorama geral das causas das perdas típicas e dos mecanismos de falhas mais recorrentes em turbinas a vapor, bem como metodologias e/ou programas para sua avaliação.

Sendo assim, em vista da grande aceitação e utilização da metodologia descrita por Spencer, *et al.* (1974), esta será empregada ao longo deste trabalho.

Desta forma, no Capítulo 5 serão detalhados os cálculos dos parâmetros normalmente utilizados durante o monitoramento de desempenho de turbinas a vapor, tais como:

- balanço de massa e energia;
- eficiências nas seções da turbina;
- potência líquida;
- linhas de expansão;
- etc.

CAPÍTULO 3 ESTUDO DE CASO - USINA TERMELÉTRICA EUZÉBIO ROCHA - CUBATÃO – SP

3.1 Características Operacionais da Usina em Estudo

Inaugurada pela PETROBRAS em março de 2010, a Usina Termelétrica Euzébio Rocha é a mais recente usina a gás natural do parque gerador brasileiro a fornecer energia para o Sistema Interligado Nacional.

A usina, instalada em Cubatão (SP), tem capacidade de 216 MW, suficiente para abastecer uma cidade de 800 mil habitantes. Já em operação comercial, a termelétrica contribui para o aumento da segurança energética nacional e, principalmente, para o suprimento elétrico para a região metropolitana de São Paulo e Baixada Santista, um dos principais centros de carga do país, com demanda diária média de 10.200 MW.

Para produzir energia elétrica e vapor, o consumo da Usina Termelétrica Euzébio Rocha é de 1,2 milhões de Nm³/dia de gás natural e 330 mil Nm³/dia de gás de refinaria. A termelétrica possui uma unidade turbogeradora a gás natural, uma turbina a vapor, uma caldeira de recuperação e duas auxiliares.

Cerca de 70% dos equipamentos adquiridos para construção do empreendimento é proveniente da indústria nacional, excluindo as turbinas (gás natural e vapor) e a caldeira de recuperação, produzidas no exterior. O gás natural que abastece a termelétrica é produzido, principalmente, nos campos de Merluza e Lagosta, localizados na Bacia de Santos.

Além do aumento da capacidade de geração de energia elétrica do país, a usina ampliará o desempenho e a confiabilidade do atendimento à região metropolitana de São Paulo e à Baixada Santista.

Vantagens ambientais

Um dos principais ganhos para o meio ambiente com a construção da UTE Euzébio Rocha é a desativação da atual casa de força da refinaria, movida a óleo combustível. A substituição do óleo combustível pela energia elétrica e o vapor produzidos a gás na UTE traz vantagens ambientais para a região, pois reduzirá a emissão de NO_x, SO_x entre outros gases poluentes.

Além disso, a usina é dotada de vários subsistemas de monitoramento ambiental que permitem monitorar e controlar as emissões atmosféricas e de efluentes líquidos. Os dados podem ser acompanhados em tempo real pela Secretaria de Meio Ambiente do Estado de São Paulo.

Na Figura 3.1 são mostradas algumas vistas da termelétrica de Euzébio Rocha



Figura 3.1 -: Fotos da Usina Termelétrica Euzébio Rocha

Destaca-se que a UTE Euzébio Rocha é uma usina de paridade térmica fornecendo vapor para a Refinaria Presidente Bernardes – RPBC.

A Figura 3.2 mostra um esquema da instalação com destaque para a turbina a vapor, em verde.



Figura 3.2 - Turbina a Vapor

As características técnicas da turbina a vapor são:

Fabricante:	Siemens
Tipo de Turbina:	Turbina de Condensação
Potência Nominal:	55 MW
Velocidade de Rotação:	3.600 rpm
Pressão do Vapor de Admissão:	124 kgf/cm^2
Temperatura do Vapor:	529 °C

Nas Figuras 3.3 e 3.4 são mostradas fotos do condensador e da conexão da turbina a vapor ao gerador da UTE Euzébio Rocha.



Figura 3.3 - Condensador



Figura 3.4 - Conexão da Turbina a Vapor ao Gerador

3.2 Levantamento da instrumentação aplicada, do cronograma de calibração e da incerteza de medição

Foram obtidos os diagramas de instrumentação detalhados da turbina a vapor e do condensador e verificado a existência de todos os instrumentos de medição fisicamente e através do sistema de computadores da sala de controle.

A verificação da localização dos instrumentos reais coincidiu com a localização no diagrama de instrumentação. Este diagrama possui informações para todos os instrumentos como código (Petrobras e KKS (Sistema de identificação de códigos)), número, se é lido ou transmitido etc. A comparação do diagrama de instrumentação da planta com a instrumentação realmente implementada na usina é importante na ocasião de aplicação da metodologia desenvolvida neste trabalho.

Ao serem questionados sobre um documento de calibração para os instrumentos, os funcionários da planta responderam que não existe ainda um relatório da calibração dos instrumentos e este procedimento está sendo implementado atualmente no sistema SAP (Sistema de gerenciamento de manutenção).

3.3 Levantamento do histórico operacional de manutenção da turbina com as causas e quedas de desempenho

Como a UTE Euzébio Rocha foi recentemente instalada, ainda não há um histórico de manutenção extenso.

Em visita a UTE para verificação de algumas documentações, constatou-se que os documentos de manutenção disponíveis estão relacionados aos seguintes problemas:

- Problemas no controle da caldeira causado por baixa temperatura do vapor gerado;

Este problema está sendo resolvido com uma mudança no projeto do controle da caldeira.

- Parada manual da caldeira devido à perda de controle;

Este problema está sendo resolvido com uma mudança no projeto do controle da caldeira.

- Ajuste no sistema de controle;

O ajuste foi feito para permitir o controle das extrações.

- Parada causada por erro no sistema de controle;

O algoritmo foi reparado.

- Houve uma parada no TGV devido à condensação no painel elétrico.

A condensação nos painéis elétricos danificou o relé auxiliar que emitiu um sinal errado de parada ao disjuntor do TGV.

- Ocorreu um problema para iniciar o sistema devido à falha no sistema de excitação.

- Parada ocorrida por problema de excitação do sistema.

A excitação foi reparada e o TGV foi iniciado novamente.

Pode-se observar que foram realizados poucos reparos, devido ao reduzido tempo de utilização dos equipamentos.

A verificação do histórico de manutenção é importante, visto o objetivo deste trabalho, que é fazer o diagnóstico e monitoramento desta turbina a vapor. Portanto, o histórico de manutenção pode influenciar na análise do diagnóstico a ser realizado.

3.4 Determinação das possíveis causas de queda de desempenho nas seções da turbina.

O rendimento de uma turbina depende, em alto grau, de sua segurança operacional. Um critério para a segurança operacional é a disponibilidade da turbina.

A disponibilidade é prejudicada ao máximo por danos que ocorrem nos componentes principais da turbina, no rotor e na carcaça. Danos primários insignificantes ou irregularidades operacionais podem causar danos subsequentes nesses componentes, gerando longas paradas e consertos de grande porte, associados a elevados custos.

No Capítulo 2, item 2.2, "Determinação das possíveis causas de queda de desempenho nas seções da turbina", foram listados alguns problemas que podem ser esperados no que se refere a danos em turbinas a vapor, tais como:

- Vazamentos excessivos de vapor;
- Erosão por partículas sólidas;
- Danos internos;
- Incrustações.

Neste capítulo serão relatados alguns detalhes de alguns destes problemas, e estas informações foram retiradas da referência Siemens, (2008).

3.4.1 Temperaturas do vapor e dos componentes do sistema

Normalmente não surgem temperaturas diferentes na parede da carcaça da turbina, na parte superior e inferior do mesmo plano vertical. Se forem constatadas tais diferenças de temperatura, trata-se normalmente de vapor frio que está a penetrar na turbina quente através de

tubos de extração ou de tomada (sangria). As causas podem ser nas válvulas situadas nos tubos de extração e/ou de tomada com fuga ou com funcionamento deficiente.

As diferenças de temperatura causam distorções na carcaça e prejudicam a turbina através do fechamento das folgas e de apertos nas carcaças internas ou nos suportes das palhetas fixas. Os valores permitidos para a diferença de temperatura dependem do modelo de turbina.

As temperaturas acima dos valores máximos comprometem a resistência do material da turbina e diminuem a segurança e a vida útil dos respectivos componentes. Além disso, as variações de temperatura provocam esforços térmicos nos componentes, que se sobrepõem ao esforço básico. Altas taxas de variações de temperatura resultam em esforços excessivos nos componentes, reduzindo a sua vida útil. Variações rápidas de temperatura causam ainda dilatações, devido aos diferentes comportamentos de dilatação do rotor e da carcaça, o que pode, eventualmente, danificar a turbina.

Uma temperatura muito baixa do vapor vivo provoca o aumento da umidade final do vapor, podendo causar erosão nos estágios finais e, ao mesmo tempo, levar a uma operação da turbina com baixa eficiência.

A temperatura permitida do vapor vivo geralmente é ultrapassada somente por curtos períodos de tempo. Uma vez que são permitidas ultrapassagens de curta duração dentro dos limites indicados, deve estar previsto também um registrador de temperatura, além do instrumento de leitura normal.

As diferenças de temperatura entre a parede interna e externa, num determinado ponto da carcaça, podem servir como medida para as tensões térmicas na carcaça e podem ser utilizadas de forma indireta também para o rotor. Estas podem ser causadas por uma alta taxa de variação da temperatura do vapor vivo, bem como por alterações de carga muito grandes.

Se estiver prevista, a medição da temperatura nas superfícies da carcaça/flanges, e também na parede do corpo de admissão, têm-se uma indicação relativa à carga térmica (temperatura do vapor) durante a partida da máquina, auxiliando no controle das fases de condensação e a aceleração.

Nas turbinas sob plena carga, esta medida fornece a diferença de temperatura entre a carcaça e o vapor vivo, indicando o gradiente de temperatura existente. Nas turbinas sob carga parcial, a temperatura da carcaça pode ser relacionada com a potência gerada, representando uma medida adicional de controle. Desta forma, o valor da temperatura do vapor no interior da turbina pode ser estimada através da temperatura da carcaça.

No corpo de admissão, a medição de temperatura protege o rotor da turbina em caso de variação de temperatura não permitida, através de válvulas de fechamento rápido, podendo ocasionar o desligamento imediato da turbina (trip).

Monitoramento da temperatura

O funcionamento e a vida útil dos componentes da turbina dependem, significativamente, das temperaturas absolutas do vapor vivo, bem como de suas alterações ao longo do tempo.

O monitoramento contínuo das temperaturas de vapor vivo durante a operação tem por objetivo, (Siemens, 2008):

- manter as temperaturas de vapor vivo dentro dos valores limites, aproveitando os desvios permitidos somente de forma que o valor médio anual indicado não seja ultrapassado;

- manter as temperaturas de vapor vivo constantes;

- adequar as temperaturas de vapor durante a partida, com base nas temperaturas da carcaça;

- manter as alterações necessárias da temperatura do vapor vivo dentro dos valores-limite prefixados no capítulo "Curvas de partida e de carga".

Consequências da ultrapassagem dos desvios permitidos

Temperaturas de vapor vivo muito altas ocasionam, (Siemens, 2008):

- redução da vida útil dos componentes atingidos;
- formação de carepa em componentes de guia e de vedação;
- deformações permanentes da carcaça;
- alterações temporárias ou permanentes da folga radial.

Alterações da temperatura de vapor vivo durante a operação

A operação em regime não permanente, como na partida ou em alterações de carga, causa alterações de temperatura, que têm como consequência diferenças de temperatura nas diversas profundidades dos componentes. Entretanto, os esforços ocorrem também no caso de alterações das temperaturas de vapor vivo, mesmo com os demais parâmetros operacionais constantes.

Por este motivo, as temperaturas do vapor vivo devem ser mantidas as mais constantes possíveis durante a operação da turbina, para que as alternâncias de esforços sejam limitadas à valores permitidos.

Deve-se evitar o aumento ou a redução da potência juntamente com a temperatura de vapor vivo, no mesmo sentido, pois esta condição gera esforços elevados, que escapam dos valores-limite (Siemens, 2008).

Adequação das temperaturas de vapor vivo às temperaturas da carcaça durante a partida

Uma turbina só pode ser operada com o rendimento desejado quando os tempos de aquecimento são mantidos os mais curtos possíveis. Tempos de aquecimento curtos são possíveis quando a temperatura do vapor vivo, indicada pela temperatura da carcaça, está adequada.

Em princípio, é possível uma aplicação de vapor sobre os componentes durante a partida, a uma dada temperatura, contanto que os valores-limite relativos ao esforço do material não sejam ultrapassados. A temperatura da carcaça serve como indicativo da condição do vapor. Assim, deve-se adequar a temperatura do vapor com base na temperatura da carcaça, antes do aquecimento dos tubos de vapor vivo, das válvulas e do aquecimento e aceleração da turbina até a velocidade nominal. Desta forma, evita-se esfriamentos temporários ou um esforço muito elevado, bem como tempos de partida prolongados.

Entretanto, deve-se assegurar que durante o aquecimento não haja vapor úmido ou saturado dentro da turbina, pois os tubos de drenagem não conseguem eliminar o volume de água gerado.

Sob condições especialmente desfavoráveis pode ocorrer aquecimento unilateral da carcaça. Por este motivo, deve-se estar atento para que seja selecionada uma temperatura de vapor, em turbinas de alta pressão, situada, no mínimo 50 K acima da temperatura de saturação do vapor, e, no máximo, 100 K.

Devido a alterações na temperatura do vapor, não é permitida durante a partida ou em regime permanente a ultrapassagem dos valores-limite relativos às temperaturas diferenciais da carcaça em diversas profundidades da parede ou à dilatação da carcaça. Caso tais valores-limite sejam atingidos, a temperatura do vapor deve ser alterada no sentido contrário, de modo a eliminar uma situação perigosa para a turbina.

Da mesma forma, através de alterações da temperatura, podem ser reduzidas as consequências de grandes alterações de potência, efetuadas com alta velocidade de alteração. O mesmo é válido para os efeitos de fortes alterações de temperatura, os quais podem ser compensados através de alterações de potência correspondentes.

Por princípio, tais correções dependem sempre das possibilidades dos demais componentes do sistema.

3.4.2 - Pressões de vapor

Na turbina, a pressão do vapor vivo é reduzida gradativamente até o nível da pressão de vapor de escape. A turbina pode ser colocada em perigo devido ao fato de se ultrapassar os valores limites, máximos ou mínimos, permitidos para a pressão do vapor vivo, do estágio de extração, do condensador ou da vedação do eixo. Por este motivo, as principais pressões de operação da turbina precisam ser monitoradas constantemente com os manômetros existentes. Quando um valor-limite é atingido, a operação deve intervir imediatamente e eliminar a causa.

Em caso de alteração do comportamento da pressão na turbina, isto geralmente causa uma alteração do cisalhamento axial e, portanto, também da carga sobre o mancal axial.

O comportamento da pressão é perturbado através de:

- sujeira no conjunto de palhetas, por exemplo, devido à salinização ou silicificação,

- danos no conjunto de palhetas, que levam a alterações na seção transversal,
- alterações dos fluxos de vapor em cada estágio, por exemplo, alteração dos fluxos de extração e de tomada, desvios do dimensionamento.

Para o monitoramento, deve-se dispor do diagrama de pressão prescrito para os estágios, enquanto passível de medição, para diferentes fluxos de vapor. As diferenças em relação ao prescrito podem levar a conclusões sobre as falhas acima citadas.

As válvulas de segurança do gerador de vapor, ou da rede de vapor, protegem contra uma pressão de vapor vivo muito alta, ao eliminar o vapor excedente, tão logo a pressão permitida seja ultrapassada.

Em caso de salinização acentuada, ou quando a turbina apresenta uma capacidade de absorção significativamente maior que o fluxo de vapor na potência nominal, a pressão no compartimento da roda pode aumentar tanto que a carcaça e o conjunto de palhetas ficam em perigo. Ao mesmo tempo pode ocorrer um cisalhamento axial acima do valor permitido. Quando os valores-limite são ultrapassados, o fluxo de vapor na turbina deve ser limitado a um nível em que os valores normais sejam novamente atingidos.

Monitoramento da pressão do vapor vivo

A pressão do vapor vivo deve ser monitorada durante a partida e a operação. O objetivo do monitoramento da pressão do vapor vivo é:

- mantê-la dentro das variações permitidas para que o valor médio anual não seja ultrapassado
- mantê-la o mais constante possível durante a operação em regime permanente;
- adaptá-la aos requisitos de variações de potência;
- efetuar adequações e alterações durante as partidas, dentro do possível, em função das respectivas temperaturas da carcaça.

Valores nominais e diferenças permitidas para a pressão do vapor vivo

A média do valor dimensionado não pode ser ultrapassado durante um período de operação de 12 meses. A duração da ultrapassagem é limitada.

A turbina pode ser operada com qualquer pressão de vapor vivo situada abaixo do valor dimensionado, enquanto este valor for compatível com todo o sistema.

Regulagem da pressão do vapor vivo

A pressão do vapor vivo, deve ser mantida constante durante a operação em regime permanente através da regulagem da geração de vapor.

Durante os estados operacionais em regime não permanente, por exemplo, na carga e alívio do grupo turbogerador, a forma e os limites da participação da pressão do vapor vivo na geração de potência do gerador de vapor dependem do tipo de execução e do encadeamento da regulagem da geração de vapor.

Durante a operação da turbina com as válvulas de regulagem totalmente abertas, a potência da turbina depende exclusivamente da pressão do vapor vivo. Alterações da potência podem ser efetuadas somente através de alterações da pressão do vapor vivo, de forma que, neste caso, a regulagem da potência é transferida para o gerador de vapor.

Limitação da pressão do vapor vivo

A pressão do vapor vivo tem o seu limite superior controlado pelos dispositivos de limitação do gerador de vapor. Estes abrem e liberam o vapor, tão logo um determinado valor ajustado para a pressão seja ultrapassado.

Medidas a serem tomadas em caso de forte queda da pressão do vapor vivo

Em caso de forte queda da pressão do vapor vivo, é de se supor uma falha na operação da geração de vapor. Entre outras possibilidades, pode estar havendo fugas dentro do gerador de vapor, de modo que a operação precisa ser interrompida imediatamente.

Falhas na regulagem do gerador de vapor também podem causar fortes alterações na pressão. Neste caso, é aconselhável aliviar a turbina, de forma que a pressão seja mantida, até que a causa da falha seja identificada e eliminada. Como uma queda de pressão causa ao mesmo tempo uma queda de temperatura, os danos à turbina podem ser mantidos assim dentro de certos limites.

3.4.3 - Grau de eficiência

As incrustações nas palhetas exercem uma considerável influência sobre a potência de uma turbina. Elas prejudicam principalmente a segurança operacional e por isto devem ser evitadas ou eliminadas.

As incrustações aderem principalmente nas palhetas fixas e móveis. Em função disto, os canais de fluxo são estreitados e a superfície das palhetas torna-se áspera. As possíveis consequências são:

- redução da capacidade máxima de absorção de vapor;

- redução da potência;

- perturbação da pressão na turbina a vapor;
- aumento do impulso axial e eventual sobrecarga do mancal axial;
- forças de flexão adicionais sobre o conjunto de palhetas; ou seja, eventualmente uma sobrecarga;
- redução da eficiência;
- aumento da rugosidade das superfícies; o que gera um efeito de entalhe local em caso de corrosão.

Além disso, pode haver sedimentação nos fusos das válvulas, causando o travamento das válvulas de regulação, principalmente se a operação é conduzida com carga constante e por um período de tempo prolongado.

A qualidade do vapor, com relação à sujeira, é um importante indicativo do estado interno da turbina, por isso deve ser constantemente monitorado. Este monitoramento só é possível através dos dados do vapor.

3.4.4 - Rotação

A rotação da turbina deve ser monitorada durante a partida, na sincronização do gerador, durante a operação normal, na parada e na operação com o dispositivo de girolento. Os valoreslimite, bem como os valores da "Curva de partida e de carga", devem ser obedecidos.

Durante a operação normal ou no caso de desconexão da rede, a turbina está protegida pelo regulador de velocidade contra um aumento inadmissível da velocidade, sem que seja alcançada a rotação de disparo do controlador de rotação (trip), com a consequente parada da turbina.

Mas também uma operação com rotação reduzida pode danificar o conjunto de palhetas da turbina, o que é o caso quando há uma ressonância entre as frequências próprias das palhetas e a harmônica da rotação.

Como valores-limite para turbinas a vapor para o acionamento de geradores valem as seguintes diferenças da rotação nominal, sem que haja perigo para a turbina a vapor:

- de +3 % até -3 % é sempre permitido;

- até -4 % durante 20 min; sendo permitido um total de 2 horas/ano;
- até -5 % durante 10 min; sendo permitido um total de 1 hora/ano.

CAPÍTULO 4 ELABORAÇÃO DE METODOLOGIA PARA TRATAMENTO DOS RESULTADOS DOS TESTES

A confiabilidade dos resultados obtidos por um modelo, uma ferramenta ou metodologia, passa pela confiabilidade dos dados a serem utilizados, ou seja, pela maneira como eles são obtidos e tratados.

4.1 Procedimento para obtenção dos dados da turbina a vapor

Para obtenção dos dados da turbina, foram realizadas visitas a UTE Euzébio Rocha, onde foram comparados os instrumentos presentes no diagrama de instrumentação e os instrumentos realmente em operação na usina. Outro ponto analisado foi como as medidas destes instrumentos são registradas e monitoradas, ou seja, onde são armazenadas estas medições. Nos medidores presentes na Tabela 4.1, é possível identificar o código Petrobrás e o código KKS (Sistema de identificação de códigos), sendo todas as medidas monitoradas num painel de controle, na sala de comando.

A localização e o armazenamento das leituras é importante para a fácil localização destas, na ocasião de implementação da planilha com a metodologia aplicada.

INICT	VVC	
IINS I		
TE5132400	LBAIOCI020	Temperatura do vapor da caldeira (Informado pelo funcionario)*
TE5132401	LBAI0CI021	Temperatura do vapor da caldeira (Informado pelo funcionario)*
TE5132402	LBAI0CI022	Temperatura do vapor da caldeira (Informado pelo funcionario)*
TE5132435	LBA10CT023	Temperatura do vapor de entrada da TV (Informado pelo funcionário)*
PT5132400	LBA10CP020	Pressão do vapor vivo
PT5132401	LBA10CP021	Pressão do vapor vivo
PT5132402	LBA10CP022	Pressão do vapor vivo
TE5132404	MAA10CT010	Temperatura do vapor de entrada (Informado pelo funcionário)*
PT5132412	MAA15CP010	Pressão antes do estágio de alta pressão
PT5132413	MAA15CP011	Pressão antes do estágio de alta pressão
PT5132414	MAA15CP012	Pressão antes do estágio de alta pressão
TE5132413	MAA40CT010	Temperatura de extração V42 (Funcionário)*
TE5132414	MAA40CT011	Temperatura de extração V42 (Funcionário)*
TE5132415	MAA40CT012	Temperatura de extração V42 (Funcionário)*
TE5132405	MAA15CT010	Temperatura na carcaça
TE5132409	MAA25CT011	Temperatura na carcaça
TE5132411	MAA35CT011	Temperatura na carcaça
PT5132415	MAB10CP010	Pressão antes do estágio de média pressão
PT5132416	MAB10CP011	Pressão antes do estágio de média pressão
PT5132417	MAB10CP012	Pressão antes do estágio de média pressão
TE5132416	MAB40CT010	Temperatura extração V12 (Informado pelo funcionário)*
TE5132417	MAB40CT011	Temperatura extração V12 (Informado pelo funcionário)*
TE5132418	MAB40CT012	Temperatura extração V12 (Informado pelo funcionário)*
PT5132418	MAC10CP010	Pressão antes do estágio de baixa pressão
PT5132419	MAC10CP011	Pressão antes do estágio de baixa pressão
PT5132420	MAC10CP012	Pressão antes do estágio de baixa pressão
TE5132419	MAC40CT010	Temperatura do vapor de escape
TE5132420	MAC40CT011	Temperatura do vapor de escape
TE5132421	MAC40CT012	Temperatura do vapor de escape
PT5132421	MAC40CP010	Pressão do vapor de escape
PT5132422	MAC40CP011	Pressão do vapor de escape (Informado pelo funcionário)*
PT5132423	MAC40CP012	Pressão do vapor de escape
PI5132406	MAM10CP510	Pressão do condensador do vapor de selagem
LS5132400	MAM10CL010	Chave nível alto (Informado pelo funcionário)*
TE5132433	MAW40CT012	Temperatura mancal turbina
TE5132432	MAW40CT011	Temperatura mancal turbina
TE5132431	MAW40CT010	Temperatura mancal turbina
TE5132403	LBS10CT010	Temperatura vapor sangria (Informado pelo funcionário)*
PT5132411	LBS10CP012	Temperatura vapor sangria A1
PT5132410	LBS10CP011	Temperatura vapor sangria A1
PT5132409	LBS10CP010	Temperatura vapor sangria A1

Tabela 4.1 - Identificação das leituras das medidas registradas na sala de controle

INST	KKS	Descrição
TE5132410	MAA25CT012	Temperatura Carcaça (Informado pelo funcionário)*
TE5132408	MAA20CT012	Temperatura Carcaça (Informado pelo funcionário)*
TE5132407	MAA20CT011	Temperatura Carcaça (Informado pelo funcionário)*
TE5132406	MAA20CT010	Temperatura Carcaça (Informado pelo funcionário)*
PT5132430	MAW25CP010	Vapor da selagem
TE5132430	MAW10CT010	Vapor de selagem 120 (Informado pelo funcionário)*
PT5132429	MAW10CP010	Pressão de alimentação do vapor de selagem (Funcionário)*
PT5132405	LBD10CP012	Vapor extração E1
PT5132404	LBD10CP011	Vapor extração E1
PT5132403	LBD10CP010	Vapor extração E1
PT5132408	LBD20CP012	Vapor extração E2
PT5132407	LBD20CP011	Vapor extração E2
PT5132406	LBD20CP010	Vapor extração E2
PT5132424	MAJ20CP010	Vapor motriz ejetor de vapor
LT5132401	MAG10CL012	Nível do condensador
LT5132400	MAG10CL011	Nível do condensador
LIT5132400	MAG10CL010	Nível do condensador
PI5132405	MAJ12CP512	Pressão do vapor de propulsão montante do ejetor
PI5132404	MAJ11CP512	Pressão do vapor de propulsão montante do ejetor
PI5132403	MAJ10CP510	Pressão de sucção de vácuo
TI5132404	MAJ10CT510	Pressão de sucção de vácuo (Informado pelo funcionário)*
TI5132417	PAB12CT510	Temperatura de entrada da água do condensador
TI5132420	PAB23CT510	Temperatura de saída da água do condensador
PI5132400	LCA21CP510	Pressão da bomba de condensado 1
PI5132401	LCA22CP510	Pressão da bomba de condensado 2
PI5132402	LCA23CP510	Pressão da bomba de condensado 3
TI5132400	LCA21CT510	Temperatura da bomba de condensado 1
TI5132401	LCA22CT510	Temperatura da bomba de condensado 2
TI5132402	LCA23CT510	Temperatura da bomba de condensado 3
TI5132403	MAG10CT510	Temperatura do condensador

Tabela 4.1 - (cont.): Identificação das leituras das medidas registradas na sala de controle

As medidas identificadas com o * são aquelas em que o medidor não estava visível, mas o funcionário da usina que acompanhou esta verificação informou a existência do medidor

Outros parâmetros necessários para a execução deste trabalho são alguns dados geométricos da turbina a vapor, como por exemplo, diâmetro e comprimento das pás do último estágio da turbina de baixa pressão e diâmetro médio do estágio de regulação, entre outros.

4.2 Levantamento dos limites operacionais para os parâmetros térmicos (dados de projeto)

4.2.1 Divergências admissíveis das condições nominais (Siemens, 2008)

A turbina deve ser dimensionada para divergências em relação às condições nominais dentro dos seguintes limites:

a) Pressão de vapor vivo

Durante a operação da turbina, a pressão média do vapor vivo não pode ficar acima da pressão nominal. Contudo, são permissíveis oscilações da ordem de 5% acima da pressão do vapor vivo e ainda são admissíveis picos da ordem de 20% acima da pressão nominal, se a pressão permanecer no máximo por 12 horas durante os 12 meses de operação.

b) Temperatura do vapor vivo

Para uma temperatura do vapor nominal de até 566°C, são admissíveis as faixas de variação que serão apresentadas a seguir.

Para temperaturas nominais acima de 566°C, as variações admissíveis devem ser acordadas entre o comprador e o fornecedor. Em nenhuma entrada da turbina a temperatura média pode ficar acima da temperatura nominal, no decorrer de 12 meses de operação.

Normalmente, as temperaturas individuais não podem ficar maior que 8 K acima da temperatura nominal. Caso, excepcionalmente, a temperatura ficar maior que 8 K acima da temperatura nominal, o valor momentâneo da temperatura pode variar entre este valor e um valor 14 K acima da temperatura nominal, sob a condição prévia de o tempo de operação total entre estes dois valores limite não ultrapassar 400 horas no decorrer de 12 meses de operação.

Os picos de temperatura de entrada, entre 14 K e 28 K acima da temperatura nominal, são admissíveis por, no máximo, 15 minutos, se o tempo de operação total entre estes dois valoreslimite não ultrapassar 80 horas no decorrer de 12 meses de operação. Em hipótese alguma a temperatura pode medir mais de 28 K acima da temperatura nominal.

Na Tabela 4.2 são apresentadas as características técnicas da turbina.

Dados técnicos	T76607	Unidades
Código	UTE Cubatão	
Tipo de turbina	SST600 – EEHNK 63/90	
Ano de fabricação	2008	
Máquina acionada	Gerador	
Sentido de rotação da máquina acionada (da	Horário	
turbina para a máquina)		
Sentido de rotação do eixo da turbina (da turbina	Horário	
para a máquina)		
Potência		
Potência dimensionada	44723	kW
Potência nominal	55000	kW
Potência máxima (no terminal)	55050	kW
Rotação		
Turbina (dimensionamento)	3600	rpm
Máquina acionada	3600	rpm
Rotação mínima de operação contínua	3600	rpm
Rotação máxima de operação contínua	3600	rpm
Rotação de fechamento rápido elétrico proteção	3960/4032	rpm
contra rotação excessiva/elétrica		
Rotação contínua mínima (em operação com dispo	ositivo de girolento)	
Turbina	40	rpm
Gerador	59	rpm
Pressão do vapor		
As pressões admitidas, cujo tempo de duração é li	mitado, são admissíveis ape	enas para oscilações
de funcionamento imprevistas. Presume-se que	estes valores são atingidos	s apenas dentro de
limites apertados; principalmente em relação à pre	ssão máxima e a temperatur	a máxima.
Vapor de entrada principal, máximo	124,0	kgf/cm ²
Vapor de entrada principal, normal	124,0	kgf/cm ²
Vapor de entrada principal, variação admissível	124,0	kgf/cm ²
segundo IEC 45 de:		
(média anual: valor-limite superior, ainda		
admissível sem limite de tempo)		
Vapor de entrada principal, variação admissível	130,2	kgf/cm ²
segundo IEC 45 de:		
(a média anual indicada não pode ser		
ultrapassada)		
Vapor de entrada principal, variação admissível	148,8	kgf/cm ²
segundo IEC 45 de:		
(valor momentâneo com uma duração total		
máxima de 12 horas/ano)		

Tabela 4.2 - Características técnicas da turbina a vapor (Siemens, 2008)

Dados técnicos	T76607	Unidades
Compartimento da roda, variação admissível	78,5 = Alerta	kgf/cm ²
segundo IEC 45 de:	81,6 = Proteção	
(máxima contínua: sobre o valor de alarme e		
valor de fechamento rápido, vide o protocolo de		
colocação em funcionamento)		
Pressão da câmara da roda (com salinização e	76,5	kgf/cm²
carga máxima)		
Pressão máxima da câmara da roda (com	78,5	kgf/cm²
salinização e carga máxima)		
Pressão de extração 1	47,9	kgf/cm ²
Pressão de extração 1, máxima	53,0	kgf/cm ²
Pressão de extração 2	14,3	kgf/cm²
Pressão de extração 2, máxima	17,3	kgf/cm²
Vapor de escape, máximo	0,5	kgf/cm²
Temperatura do vapor		
As temperaturas admitidas, cujo tempo de dura	ção é limitado, são admis	ssíveis apenas para
oscilações de funcionamento imprevistas. Presur	ne-se que estes valores sã	io atingidos apenas
dentro de limites apertados; principalmente em	relação à pressão máxim	na e a temperatura
máxima.		
Vapor de entrada principal (dimensionamento)	529	°C
Vapor de entrada principal, variação admissível	529	°C
segundo IEC 45 de:		
(média anual: valor-limite superior, ainda		
admissível sem limite de tempo)		
Vapor de entrada principal, variação admissível	537	°C
segundo IEC 45 de: (para um período mais		
longo: a média anual indicada não pode ser		
ultrapassada)		
Vapor de entrada principal, variação admissível	543	°C
segundo IEC 45 de:		
(para 400 horas/ano: a média anual indicada não		
pode ser ultrapassada)		
Vapor de entrada principal, variação admissível	557	°C
segundo IEC 45 de:		
(para 80 horas/ano: a média anual indicada não		
pode ser ultrapassada)		
Tempos de partida, partida a frio		
Os valores indicados são valores-limite.		
Para não forçar o material, recomenda-se tempos n	nais longos	
Tempo de partida, mínimo	25	min
Tempo de carga, mínimo	285	min
Tempo de partida e de carga, mínimo	310	min

Dados técnicos	T76607	Unidades		
Tempo de pré-aquecimento entre a abertura da	33	min		
válvula de fechamento rápido e a abertura da				
válvula de estrangulamento				
Dilatações				
Dilatação relativa admissível da turbina, máxima	5	mm		
Requisitos do óleo				
Pressões do óleo				
As pressões a seguir são indicadas como sobrepres	ssão operacional			
Classe de viscosidade	ISO VG 46	bar		
Óleo lubrificante	5,5	bar		
Óleo de comando	140	bar		
Óleo de elevação	140	bar		
Vazões de óleo				
Mancal radial da turbina, na frente	4,3	m³/h		
Mancal radial da turbina, atrás	6,3	m ³ /h		
Mancal axial da turbina	5,8	m³/h		
Gerador	10	m³/h		
Bomba de elevação do eixo	3,3	m ³ /h		
Segurança	10	m ³ /h		
Óleo lubrificante (total)	29,9	m ³ /h		
Reservatório de óleo com aquecimento				
Conteúdo nominal	6,3	m ³		
Primeiro abastecimento de óleo	7,8	m ³		
Nível do óleo mais alto	275	mm		
(medido na borda superior do reservatório de				
óleo durante parada)				
Nível do óleo mais baixo	375	mm		
(medido na borda superior do reservatório de				
óleo durante a operação)				
Aquecimento	7,5	kW		
Óleo de comando com válvulas de comutação e	regulador de temperatura			
Fabricante	DELMAS GmbH			
Тіро	SBD-E-35/320-10/12			
Quantidade (refrigerador de óleo	1/1			
operacional/refrigerador de óleo de reserva)				
Filtro de óleo (óleo de comando)				
Fabricante	Mahle-Filter			
	PI37010-10			
Pressão diferencial admissível	5,0	bar		
(alarme/desligamento) [pe = bar]				

Dados técnicos	T76607	Unidades	
Filtro de óleo (óleo lubrificante)			
Fabricante	Boll & Kirch		
Tipo	BFD180.900		
Pressão diferencial admissível (Alarme)	0,6	bar	
Acumulador de pressão			
Fabricante	Parker		
Tipo	20./360bar TUEV		
Pressão de pré-enchimento	5,0	bar	
Equipamento de teste e enchimento	1FPU-1		
Válvula reguladora do óleo propulsor			
Fabricante	Arca		
Tipo	8C1-ECOTROL		
Tamanho	DN80/PN40		
Separador de vapor de óleo	· · ·		
Fabricante	Franke Filter		
Tipo	FF2-099		
Condensador	· · ·		
Fabricante	Siemens		
Тіро	RNE-31.00-2TSS92.0		
Superfície de troca de calor	3.643	m ²	
Quantidade de água de arrefecimento	1.607	kgf/s	
Material da tubulação	CuZn26Sn1F36		
Bomba de vácuo de jato de vapor			
Fabricante	ANA Verfahrenstechnik		
Tipo	2x100%		
Estado do vapor de propulsão normal/máximo	11/14	bar	
Volume de aspiração (ar+vapor)	39,14	kgf/h	
Bomba de condensado			
Fabricante	APOLLO		
Tipo	GLKV-80/4		
Fluxo de transporte	70	m³/h	
Altura de elevação	70	m/WS	
Rotação	1.755 rpm		
Quantidade (bomba de operação/reserva)	2/1		
Sistema de vapor			
Todas as indicações de pressão em sobrepressão			
Válvula de regulagem de vapor, vapor de selagem operação normal			
Fabricante	Arca		
Тіро	Tipo 133		
Tamanho	DN25/PN400		

Dados técnicos	T76607	Unidades		
Válvula de regulagem de vapor, refrigerador do vapor de selagem				
Fabricante	Arca			
Тіро	Tipo 595			
Tamanho	DN100/PN40			
Válvula de segurança do vapor de escape				
Fabricante	Böhnisch GmbH			
Тіро	Tipo 2000			
Tamanho	10"			
Início da abertura com	0,1	bar		
Alívio da válvula de segurança com	0,25 bar			
Condensador de vapor de fuga				
Fabricante	Delmas			
Тіро	Tipo 200FK-E-20/190-			
	18/16-4"/4"			
Sistema de limpeza do óleo				
Fabricante	Karberg&Hennemann			
Тіро	Tipo 2000CJC			
	Filtro fino			
	27/54/A/MZ/SVA/B/			
	GF/600/147			
Secador				
Fabricante	Munters GmbH			
Tipo	Tipo 2000ML270-TiB			
Válvula reguladora do nível de condensado				
Fabricante	Arca			
Tipo válvula reguladora de descarga	6N1-P1-ECOTROL			
Válvula reguladora de circulação	8C6-L1-ECOTROL			
Tamanho, válvula reguladora de descarga	DN150/PN40			
Tamanho, válvula reguladora de circulação	DN65/PN40			

Bomba de óleo	Marca	Тіро	Volume	Pressão	Rotação	Aciona-
			(m3/h) máx.	(bar)	(rpm)	mento
Bomba de óleo	Allweiler	NSG-T 65-200/	41	6,6	3.600	Eixo
principal		11WX				acionado
Bomba de óleo	Allweiler	NSSV 50-200/ 01	41	6,6	3.500	Motor
auxiliar		- F-R-800WX				AC
Bomba de óleo	Allweiler	NSSV 50-200/ 01-	23	1,5	2.000	Motor
de emergência		F-R-800WX				DC
Bomba de óleo	Allweiler	NSSV 50-200/ 02-	66	6,6	3.500	Motor
propulsor		F-R-800WX				AC
Bomba do óleo	Parker	QX42-032R/06	3,3	140	1.800	Motor
de elevação						AC

Pesos		Unidades
Turbina, montada		kg
Parte superior da carcaça externa (com todas as peças		kg
complementares externas)		
Parte superior da carcaça externa (sem todas as peças		kg
complementares externas)		
Parte inferior da carcaça externa (com todas as peças		kg
complementares externas)		
Câmara de vapor		kg
Suporte de palhetas fixas *, pos. 500	7.995	kg
Suporte de palhetas fixas *, pos. 525	3.800	kg
Suporte de palhetas fixas *, pos. 550	3.740	kg
Suporte de palhetas fixas *, pos. 575	2.105	kg
Cápsula de vedação, externa, dianteira		kg
Cápsula de vedação, externa, traseira		kg
Cavalete de apoio / caixa de mancal, dianteira (completa)	7.296	kg
Cavalete de apoio / caixa de mancal, traseira (completa)	8.531	kg
Válvula de fechamento rápido	655	kg
Rotor da turbina	19.490	kg
Válvula atuadora EB1 (completa)	2.310	kg
Válvula atuadora EB2 (2x 583 kg)	1.166	kg
Acionamento da válvula rotativa	340	kg

Obs.: * = vista a partir do vapor de escape da turbina em direção ao vapor de entrada

4.3 Avaliação das Incertezas das Medições

4.3.1 Introdução

Quando se relata o resultado de uma medição de uma grandeza física, é obrigatório que seja dada uma indicação quantitativa da qualidade do resultado de forma tal que aqueles que o utilizam possam avaliar sua faixa de dúvidas. Sem esta indicação, resultados das medições não podem ser comparados, seja entre eles mesmos ou com valores de referência dados numa especificação ou numa norma. É, portanto, necessário que haja um procedimento prontamente implementado, facilmente compreendido e de aceitação geral para caracterizar a qualidade de um resultado de uma medição, isto é, para avaliar e expressar sua incerteza.

4.3.2 Justificativa

A metodologia de Spencer, *et al.* (1974), é o resultado de atividades experimentais, e dessa forma, a metodologia não informa a incerteza dos valores dados pelas curvas, ou seja, o erro dado pela equação da curva.

Assim, é necessário, para que o modelo faça uma boa avaliação do desempenho de turbinas a vapor, a determinação de erros no fluxo de dados adquiridos.

Para se atender a proposta do trabalho de avaliação do desempenho de turbinas a vapor de uma maneira simples e confiável, a avaliação da incerteza nas medições foi feita por análise estatística. Para tanto são utilizados os procedimentos recomendados pelo Guia para Expressão da Incerteza de Medição (ABNT, INMETRO, SBM, 2003).

O tempo de amostragem e a quantidade de leituras são determinados de acordo com a norma ASME PTC – 19.1 (2005), mas, em casos em que a coleta de dados se tornar muito complexa (por exemplo, uma amostra com mais de 100 leituras), coleta-se uma quantidade mínima de leituras para a realização dos cálculos de incerteza.

Assim, antes de se iniciar a coleta de dados de operação da usina, foi realizado um levantamento da instrumentação existente, bem como as informações referentes à calibração e faixas de operação e de incerteza pertinentes a cada instrumento.

Neste estudo, os cálculos das incertezas são realizados segundo Albertazzi, A. *et al.* (2008) e, como são empregadas as equações do balanço de energia para a determinação das eficiências, a incerteza das leituras dos instrumentos, são avaliadas como a seguir.

4.3.3 Incerteza de Medição

A incerteza do resultado de uma medição reflete a falta de conhecimento exato do mensurando. O resultado de uma medição após a correção dos efeitos sistemáticos reconhecidos, é ainda, tão somente uma estimativa do valor do mensurando por causa da incerteza proveniente dos efeitos aleatórios e da correção imperfeita do resultado no que diz respeito aos efeitos sistemáticos.

Basicamente, o cálculo da incerteza da medição poderá ser dividido em 3 etapas conforme o Guia para Expressão da Incerteza de Medição (ABNT, INMETRO, SBM, 2003) e Albertazzi, A. *et al.* (2008):

- 1 Cálculo da incerteza padrão;
- 2 Cálculo da incerteza combinada;
- 3 Cálculo da incerteza expandida.

4.3.4 Avaliação da Incerteza Padrão

A incerteza padrão de uma fonte de erro é a faixa de dispersão em torno do valor central equivalente a um desvio padrão.

A avaliação da incerteza padrão pode ser classificada em Tipo A e Tipo B. O propósito de classificação Tipo A e Tipo B é de indicar as duas maneiras diferentes de avaliar as componentes da incerteza e serve apenas para discussão, a classificação não se propõe a indicar que haja qualquer diferença na natureza dos componentes resultando dois tipos de avaliação. Ambos os tipos de avaliação são baseados em distribuições de probabilidade e os componentes de incerteza resultantes de cada tipo são quantificados por variâncias ou desvios padrão.

4.3.5 Incerteza Padrão Combinada

A incerteza padrão combinada de um resultado de medição é a incerteza padrão quando este resultado é obtido por meio dos valores de várias outras grandezas, sendo igual à raiz quadrada positiva de uma soma de termos, sendo estes as variâncias ou covariâncias destas outras grandezas, ponderadas de acordo com quanto o resultado da medição varia com mudanças nestas grandezas.

4.3.5.1 Grandezas Estatisticamente Independentes

Este item trata do caso onde todas as grandezas de entrada são independentes (grandezas de entrada não correlacionadas). A incerteza padrão de y, onde y é a estimativa do mensurando Y e desta maneira o resultado da medição é obtido pela combinação apropriada de incertezas padrão das estimativas de entrada x1, x2,..., xn. Esta incerteza padrão combinada da estimativa y é representada por uc (y).
A incerteza padrão combinada uc (y), é a raiz quadrada positiva da variância combinada (y), que é dada por:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_j)$$
(4.1)

onde f é a função dada na equação :

$$y = f(x_1, x_2, ..., x_n)$$
 (4.2)

Cada u(x) é uma incerteza padrão avaliada (avaliação Tipo A ou avaliação Tipo B). A incerteza padrão combinada uc (y) é um desvio padrão estimado e caracteriza a dispersão dos valores que poderiam razoavelmente ser atribuídos ao mensurando Y.

A equação (4.1), baseada numa aproximação da série de Taylor de primeira ordem de Y = f(X1, X2, ..., XN), expressa o que é denominado no Guia de Expressão de Incerteza de Medição como a lei de propagação da incerteza.

As derivadas parciais $\partial f/\partial xi$ são iguais a $\partial f/\partial Xi$ avaliadas para Xi=xi. Os valores assumidos por estas derivadas, frequentemente denominadas coeficientes de sensibilidade, descrevem como estimativa de saída y varia com alterações nos valores das estimativas de entrada x1, x2, ..., xN.

4.3.6 Incerteza Expandida

Embora a incerteza padrão combinada uc(y) possa ser universalmente usada para expressar a incerteza de um resultado de medição, em algumas aplicações comerciais, industriais e regulamentadoras, e quando a saúde e a segurança estão em questão, é, muitas vezes, necessário dar uma medida de incerteza que define um intervalo em torno do resultado da medição com o qual se espera abranger uma extensa fração da distribuição de valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando.

A medida adicional de incerteza que satisfaz o requisito de fornecer um intervalo do tipo indicado anteriormente é denominada incerteza expandida e é representada por U. A incerteza expandida U é obtida multiplicando-se a incerteza padrão combinada "uc" por um fator de abrangência k:

$$U=k.uc(y) \tag{4.3}$$

O resultado de uma medição é, então, convenientemente expresso como $Y = y \pm U$, que é interpretado de forma a significar que a melhor estimativa do valor atribuível ao mensurando Y é y, e que y - U a y + U é o intervalo com o qual se espera abranger uma extensa fração da distribuição de valores que podem ser razoavelmente atribuídos a Y. Tal intervalo é também expresso como:

$$y - U \le Y \le y + U$$

U é interpretado como definindo um intervalo em torno do resultado de medição que abrange uma extensa fração P da distribuição de probabilidade, caracterizada por aquele resultado e sua incerteza padronizada combinada, e P é a probabilidade de abrangência ou nível da confiança do intervalo.

Sempre que praticável, o nível da confiança P, associado com intervalo definido por U deve ser estimado e declarado. Deve ser reconhecido que multiplicando uc(y) por uma constante, não acrescenta informação nova, porém se apresenta a informação previamente disponível de forma diferente. Entretanto, também deve ser reconhecido que, na maioria dos casos, o nível da confiança P (especialmente para valores de P próximos de 1) é um tanto incerto, não somente por causa do conhecimento limitado da distribuição de probabilidade caracterizada, por y e uc(y) (especialmente nas extremidades), mas também por causa da incerteza da própria uc(y).

4.3.6.1 Fator de Abrangência

O valor do fator de abrangência k deve levar em conta, além do nível de confiança desejado, o número de graus de liberdade efetivos associados ao caso para o intervalo y-U a y+U. O valor de k geralmente está entre 2 e 3, mas pode assumir diversos outros valores.

É comum calcular o número de graus de liberdade efetivos (vef) através da equação de Welch-Satterthwaite:

$$\nu_{ef} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4}{\nu_i}}$$
(4.4)

sendo:

uc é a incerteza combinada;

ui é a incerteza padronizada associada a i-ésima fonte de incerteza;

vi é o número de graus de liberdade associado a i-ésima fonte de incerteza;

N é o número total de fontes de incertezas analisadas.

Da aplicação da equação 4.4 resulta o número de graus de liberdade efetivo. O valor de "k" para nível de confiança de 95,45% pode então ser obtido da seguinte tabela:

υ_{ef}	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
k ₉₅	13,9	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,23	2,20	2,17
υ_{ef}	18	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	∞
k ₉₅	2,15	2,13	2,11	2,09	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,00

Para valores fracionários de υef , interpolação linear pode ser usada se $\upsilon ef > 3$.

Alternativamente, o valor de k_{95} correspondente ao valor de v_{ef} imediatamente inferior na tabela pode ser adotado.

CAPÍTULO 5 DESENVOLVIMENTO DA PLANILHA COM DETALHAMENTO DA METODOLOGIA EMPREGADA

Para o desenvolvimento da planilha em Excel® para esta tese, faz-se necessário a implementação das equações apresentadas pela metodologia escolhida, e assim implementou-se inúmeras rotinas utilizando a linguagem Visual Basic (VB), através de Macros, para auxiliar na solução destas equações.

Apresenta-se neste capítulo, uma descrição mais clara da metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), e adotada nesta tese, como mostrado no Capítulo 2, através de um passo-a-passo das etapas empregadas, bem como dos ajustes que foram feitos, devidamente justificados, com auxílio da planilha Excel® desenvolvida.

5.1 Esboço da Planilha Excel® a ser Desenvolvida

Com as informações obtidas, iniciou-se a confecção da planilha para o diagnóstico da turbina a vapor em estudo, com a definição do volume de controle a ser estudado, seguida da confecção das várias abas que serão utilizadas na realização do trabalho.

Os dados inseridos na planilha foram os de projeto, retirados do *Heatflow Diagram* (Diagrama de fluxo de calor) fornecido pela Siemens para a turbina da UTE EZR, sendo aplicados à metodologia utilizada de maneira a reduzir os desvios entre eles, e pode-se constatar que a planilha foi zerada quanto às eficiências das seções da alta e média/baixa pressões, sendo assim validada. Zerar a planilha de cálculo de desempenho térmico da turbina a vapor significa zerar a diferença entre os valores calculados, pela metodologia empregada, das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, em cada estágio, com os valores respectivos da referência

adotada. A referência pode ser os valores das propriedades termodinâmicas de projeto da turbina a vapor ou os valores de comissionamento.

Deve-se destacar que o estado de referência adotado foi o de projeto tendo em vista que não foi realizado até o presente momento o comissionamento da UTE EZR pela Siemens.

A Figura 5.1 apresenta a tela inicial da planilha onde se observa o volume de controle a ser estudado (turbina a vapor), além dos principais componentes da UTE EZR. Foram identificadas por cores as diferentes linhas de pressão existentes na UTE. Em vermelho a pressão de 124 bar, em laranja 47 bar e em verde a linha de pressão de 14 bar.



Figura 5.1 – Tela inicial da planilha.

Podem ser observadas através da Figura 5.1, as abas que foram criadas para abrigar os diversos cálculos necessários à metodologia.

Na Figura 5.2, são apresentados os dados de entrada, de maneira parcial, que irão alimentar os cálculos da planilha nas seções de alta, intermediária e baixa pressão. Ressalta-se que os dados empregados foram retirados do *Heatflow Diagram* (diagrama de fluxo de calor) fornecido pela Siemens, tendo em vista que não foi realizado até o presente momento o Comissionamento da UTE EZR.

Gostaríamos de salientar que a planilha permite que os dados possam ser digitados ou inseridos *online*, podendo ser acessados remotamente por um sistema de aquisição de dados programado para determinado tempo de aquisição em tempo real.

Na parte superior da Figura 5.2 são mostrados alguns parâmetros, tais como, a data de realização do teste, o horário e a carga da turbina a vapor correspondente, além de dados de condições ambiente.

														In	ício
Entrada dos Dados Registrados Na Sala de Controle															
Data:	08/02/2011	Car	ga da Tur	rbina a Va	apor (MW):	55	,00	Ho	ra início:	20:07		Hora	término:	21:06	
		~ 0		(KD)	404.00						1				
	PI	ressao B	arometric	ca (KPa):	101,30		Um	dade Rela	itiva (%) :	77,00					
Dados para a Seção de Alta Pressão															
Intervalo			0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'	60'
Pressão do Vapor V-120 na Entrada da Tu	urbina de Alta Press	ão													
PI	TAG	Unidade													
	PT5132400														
UC2A00TGVPI513240M012PV_I_UTER_PI09	PT5132401	bar	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00
Temperatura de Vapor V 420 na Entrada	PI5132402	Ironoão													
remperatura do vapor v-120 na Entrada	TE5132400	103540													
UC2400TG\/TI5132465P\/	TE5132400	•r	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00	529.00
0022001011010240011	TE5132407	Ť	020,00	020,00	020,00	525,00	020,00	020,00	020,00	525,00	020,00	020,00	020,00	020,00	020,00
Vazão do Vapor V-120 ne Entrada da Turt	nina de Alta Pressão														
	-	1	1						L						1
	-	ton/h	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99	283.99
	-	1													
Des es ^a s de Marses es Esters ^a s M 40					1										
Pressão do Vapor na Extração V-42	075422402	1	1	1	1				1					-	1
UC2A00TG\/PI3240M345P\/	PT5132403	har	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92	47.92
002/0010/102/0000401	PT5132405		41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52	41,52
Temperatura do Vapor na Extração V-42															
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	TE5132413	I													I
UC4B00BOPTI5132904	TE5132414	l ∘c	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30	399.30
	TE5132415	1													
Vazão de Vapor na Extração V-42															
	-														
UC4B00BOPFI5132901	-	ton/h	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11	79,11
	-	1													
·															
Dados da Seção de Pressão Interm	ediária														
Intervalo			0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'	60'
Pressão do Vapor de Entrada na Turbina	de Pressão Interm	ediária	_												
PI	TAG	Unidade													
	PT5132415														
	PT5132416	bar	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93	47,93
	PT5132417														
Temperatura do Vapor de Entrada na Tu	rbina de Pressão Int	termediár	ria		1										
	TE5132413		200.2	200.0	200.0	200.0	200.2	200.0	200.0	200.0	200.2	200.0	200.2	200.2	200.0
	TE5132414		399,3	399,3	389,3	389,3	399,3	399,3	399,3	288'3	399,3	389,3	389,3	399,3	599,3
	100132415		<u> </u>		l										
Pressão do Vapor na Extração V-12															
CURATAO Dados do Entrada	incortoza da Modicã	0 0	ilculo do Pa	baco do N		iciância Int	orna COT		/						

Figura 5.2 – Aba correspondente aos dados de entrada

Na Figura 5.3, são apresentados, de maneira parcial, os cálculos relativos à incerteza de medição nas seções de alta, intermediária e baixa pressão.

								Início		
	Avaliação da	Incerte:	za da N	ledição d	os Dados R	egistrados na Sa	la de Controle			
Data:	08/02/2011	Carga da '	Furbina a \	/apor (MW):	55,00	Hora início: 20:07	Hora término:	21:06		
Dados para a Seção de Alta Pressão										
essão do Vapor V-120 na Entrad	a da Turbina de Alta Press	ião								
PI	TAG	Unidade	Média	Média Total	Incerteza Padrão	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida - 95%	Fator de Abrangência k		
	PT5132400						de Confiabilidade	#DB ((0)		
VPI513240M012PV_I_UTER_PI09	PT5132401	bar	124,00	124,00	0,00	0,23	#00//01	#01070:		
	PT5132402						#DIV/0:	vef = #DIV/0!		
mperatura do Vapor V-120 na En	trada da Turbina de Alta P	ressão								
	TE5132400	-					r r	#DIV/0!		
2A00TGVTI5132465PV	TE5132401	°C	529,00	529,00	0,00	0,12	#DIV/0!			
-	TE5132402					l		vef = #DIV/0!		
zão do Vapor de Entrada da Turb	ina de Alta Pressão	-			-					
	-							2,00		
	-	ton/h	283,99	283,99	0,00	0,29	0,58	vef = 1.15E+54		
	-									
ssão do Vapor na Extração V-42										
	PT5132403						r r	100 (10)		
2A00TGVPI3240M345PV	PT5132404	bar	47,92	47,92	0,00	0,12	#DIV/0!	#DIV/0!		
	PT5132405	1						vef = #DIV/0!		
mperatura do Vapor na Extração	V-42									
	TE5132413							0.00		
4B00BOPTI5132904	TE5132414	- °C	399,30	399,30	0,00	0,12	0,23	2,00		
	TE5132415	1						vef = 1,84E+51		
zão de Vapor na Extração V-42	1				-					
	-	_					r r	#DIV/0		
4B00B0PFI5132901	-	°C	79,11	79,11	0,00	0,12	#DIV/0!			
	-							vef = #DIV/0!		
ados da Seção Intermediária	ı									
essão do Vapor de Entrada na Tu	urbina de Pressão Interme	ediária								
PI	IAG	Unidade	Media	Media Total	Incerteza Padrao	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida - 95%	Fator de Abrangencia F		
	PT5132415						de Confiabilidade	2.00		
	P15132416	bar	47,93	47,93	0,00	0,12	0.23			
	PT5132417			l			-,	vef = 1,21E+56		
mperatura do Vapor de Entrada	na Turbina de Pressão Int	ermediária								
	TE5132413	_						2.00		
	TE5132414	°C	399,30	399,30	0,00	0,12	0,23	2,00		
	TE5132415							vef = 1,99E+51		
essão do Vapor na Extração V-12										
contraction of the children of the	PT5132406	1	1	1	[1	r r	#DIV/0!		
2A00TGVPI3240M678PV	PT5132407	bar	14.28	14.28	0.00	0.29	#DIV/01			
	PT5132408		17,20	14,60	0,00	0,20		vef = #DIV/0!		
mperatura do Vanor na Eutencão	V 42						·			
inperatora do vapor na Extração	PT5132406	T				1	1 1	2.00		
	PT0102400		255.10	255 10	0.00	0.29	0.50 F	2,00		
			200,10	200,10	0,00	0,29	1 0,30 1	and the second		

Figura 5.3 – Aba correspondente a avaliação da incerteza de medição

Na Figura 5.4 é apresentado, de maneira parcial, o balanço de massa aplicado às seções da turbina a vapor, considerando as extrações e o sistema de selagem.

Menu Cálc	ulo do Balan	ço de Mas	sa	
otência Elêtrica Gerada (MW): 44,723 Data	a / Mora inicio:	13:01:00	Data / Hora tër	mino:
esumo dos Parâmetros de Operação da Turbina	a Vapor			
eção de Alta Pressão		Entrada HP	Extração V-42	
/azão de Vaper		72,44	23,32	(kg/s)
ressão do Vapor		124,00	47,92	(kgficm2)
emperatura do Vapor		529.00	404,70	(°C)
ntalpia do Vapor		3.426,71	3223,43	(k1/kg)
ttropia do Vapor		6,63	6,73	(ku/kgK)
eção de Pressão Intermediária		Entrada	Extração V-12	
azão do Vapor			13.06	(ka/s)
ressão do Vapor		47.92	\$4,25	(kaficm2)
emperatura do Vapor		404.70	273.30	(PC)
ntalpia de Vapor		3,223,43	2909.64	(k100)
ntropia do Vapor		6.73	6.85	(kiank)
an alexa an a alexa.	U.N. Area and	0,13	0.05	(congri)
eção de Baixa Pressão	Entrada	Extração V-3	Exaustão	
azão do Vapor	140	11,47	24,59	(kg/s)
essão do Vapor	14,28	3,06	80,0	(kgf/cm2)
mperatura do Vapor	273,30	140,40		(°C)
talpia do Vapor	2,909,84	2739,05		(klikg)
tropia do Vapor	6,85		-	(KJ/kgK)
mperatura de Saturação Sangria	- 1976 - 1960 - 1	133,66	· · · · ·	(°C)
vio do vapor na Sangria V-3 calculado		1,000		
azamentos de Vapor				
abula Parcializatora	TOTAL	1	8	
anstante "C"	0.00	0.00	A CONTRACTOR OF A	
	1763.69	1798.00		(044)
essão do Vapor de Entrada (P) - Dado do Teste	124.00	124.00		(kaficm2)
Imperatura do Vapor de Entrada (T) - Dado do Teste	529.00	529.00	Diferença: Total	(*C)
And the second second second second	0.45	0.45	- A: -	(p4/m)
olume Especifico do Vapor de Entrada (V)	0,03	0.03		(m*/kg)
aiz Quadrada de (P/V)	62.68	63,49		
	0.00	0.00	0,00	(b/h)
azao de Vapor da Válvula Parcializadora	0,00	0.00	0,00	(kg/s)
luchas de Compensação	Akt	1	Ak2	
and a compensation	5.013	ano.h	1118	tent
azão de Vapor para a Bucha de Compensação	1,64	ligis	0,31	kg/s
Calanam antarior a postarior			1	
induction and the public that	385	620	-	
Amery	300	549	1000	
ciga radial	0,45	0.4	man	
	11.12	12.72		

Figura 5.4 – Aba correspondente ao balanço de massa

As Figuras 5.5 e 5.6 apresentam as abas correspondentes aos cálculos da eficiência nas seções de alta, média e baixa pressão.

Na Figura 5.5, o valor indicado pela seta na cor preta corresponde à eficiência interna dada pela metodologia desenvolvida. O valor azul corresponde à eficiência calculada a partir dos dados de projeto retirados do *Heatflow Diagram*. Por último, tem-se a diferença entre os valores (projeto versus metodologia) no quadro em vermelho.







Figura 5.6 – Aba correspondente ao cálculo da eficiência na pressão intermediária

5.2 Metodologia para Obtenção do Desempenho de Turbinas a Vapor em Condições de Projeto e em Cargas Parciais

Ao longo deste capítulo são apresentados os diversos passos descritos pela metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), iniciando pelas características da turbina a vapor da UTE EZR identificados através dos dados do *Heat Flow Diagram* e de visitas à usina. Contudo, os resultados observados nestes documentos devem ser analisados e confrontados com dados reais medidos, mediante o chamado teste de comissionamento, de modo a garanti-los.

5.2.1 Heatflow Diagram

O *Heatflow Diagram* consiste num documento fornecido pelos fabricantes de turbinas a vapor, que apresenta as características da máquina através das propriedades termodinâmicas do vapor em diversos pontos de medição. Eles são concebidos a partir de programas de simulação, tais como GateCycle®, ThermoFlow® ou desenvolvidos pelo fabricante, devendo ser aferidos por meio de ensaios práticos. Nestas simulações, são gerados resultados para diversas potências, dispostos como mostra a Figura 5.7. No Apêndice V desta tese é apresentado o *Heatflow Diagram* completo.

Conforme podem ser observadas, na Figura 5.7 e também no Apêndice V, as seções de alta pressão e de pressão intermediária possuem razão de pressão constantes, ou seja, pressão do vapor de entrada sobre a pressão do vapor de exaustão. Além disso, as condições do vapor, pressão e temperatura, na entrada da seção de alta pressão são mantidas constantes, independente da variação na potência elétrica total gerada.

Foi também identificado que as vazões mássicas de vapor para o sistema de selagem anterior e posterior, bem como as vazões de vapor para as buchas de compensação, Ak_1 e Ak_2, são extraídas logo no início da seção de alta pressão e direcionadas, sendo por este motivo, não responsáveis pela geração de potência mecânica. Os principais pontos mencionados estão indicados na Figura 5.8.



Figura 5.7 – Propriedades do Vapor da UTE- EZR para 55 MW de potência.



Figura 5.8 – Localização dos principais pontos na turbina a vapor da UTE EZR.

A Tabela 5.1 resume as características do vapor na seção de alta pressão para os diferentes *Heatflow Diagram*. Pode ser observado que à medida que a potência total gerada diminui, e consequentemente a vazão de vapor na entrada, a temperatura do vapor na exaustão aumenta, de modo a manter a razão de pressão na seção constante. Ainda de acordo com a Tabela 5.1, as condições do vapor como pressão e temperatura tanto na exaustão quanto na extração V42 são iguais, pois o processo de extração ocorre no mesmo estágio que a exaustão da turbina de alta pressão. Por último, à medida que a potência total gerada diminui, a vazão de vapor na exaustão também diminui, reduzindo a potência mecânica gerada na seção.

Potência Total	Entrada			Exaustão)		Extração V42			
Corada (MW)	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp.	Vazão	
Octada (IVI VV)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)	
55,000	124,00	529,0	283,992	47,93	399,3	197,537	47,92	399,3	79,110	
53,400	124,00	529,0	284,564	47,93	399,2	198,112	47,92	399,2	79,085	
51,802	124,00	529,0	276,781	47,93	401,2	188,766	47,92	401,2	80,777	
50,620	124,00	529,0	278,307	47,93	400,9	190,476	47,92	400,9	80,557	
44,723	124,00	529,0	260,770	47,93	404,7	169,828	47,92	404,7	83,936	
36,247	124,00	529,0	235,995	47,93	407,2	144,467	47,92	407,2	84,884	
19,390	124,00	529,0	172,520	47,93	420,5	89,715	47,92	420,5	77,075	
12,113	124,00	529,0	155,529	47,93	428,9	67,148	47,92	428,9	82,882	

Tabela 5.1 - Características do vapor na seção de alta pressão para diversas cargas.

A Tabela 5.2 apresenta as características do vapor na seção intermediária para diferentes cargas. Pelo fato das condições do vapor apresentadas na exaustão da seção de alta pressão corresponder à entrada da seção de pressão intermediária, elas foram omitidas na Tabela 5.2 para evitar repetições. Em virtude de se manter constante as condições do vapor de entrada, salvo a temperatura do vapor, o comportamento da máquina na seção de pressão intermediária é semelhante à seção de alta pressão. De acordo com a vazão de extração V12 apresentada na Tabela 5.2, ela não mostra uma tendência de reduzir à medida que a potência total gerada diminui. Isto refletirá na potência mecânica gerada na seção intermediária.

Potência Total	Exaustão			Extração	V12	
Corada (MW)	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp.	Vazão
Gerada (IVI W)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)
55,000	14,28	255,1	152,351	14,28	255,1	45,186
53,400	14,28	254,8	145,094	14,28	254,8	53,018
51,802	14,28	260,1	142,931	14,28	260,1	45,843
50,620	14,28	259,1	136,930	14,28	259,1	53,546
44,723	14,28	273,3	122,75	14,28	273,3	47,078
36,247	14,28	287,0	95,414	14,28	287,0	49,053
19,390	14,28	341,8	39,507	14,28	341,8	50,208
12,113	14,28	376,1	19,920	14,28	376,1	47,227

Tabela 5.2 - Características do vapor na seção de pressão intermediária para diferentes cargas.

A Tabela 5.3 apresenta as características do vapor na seção de baixa pressão para diferentes cargas. Novamente, na Tabela 5.3 serão omitidos os dados relativos à entrada da seção de baixa pressão pelo fato de serem iguais à exaustão da seção intermediária, evitando repetições. Foi também incluído a condição de título do vapor na exaustão da seção de baixa pressão e na extração V3, sendo este último ora vapor úmido ora vapor superaquecido.

Potência Total	Exaustão			Extração	Extração V3				
Conside (MW)	Pressão	Título	Vazão	Pressão	Título	Vazão			
Gerada (MW)	(ata)	(-)	(t/h)	(ata)	(-)	(t/h)			
55,000	0,1034	0,877	116,263	4,04	(0,991)	43,497			
53,400	0,0873	0,876	101,341	3,49	(0,987)	51,185			
51,802	0,0957	0,880	106,735	3,70	(0,994)	43,498			
50,620	0,0816	0,879	93,269	3,21	(0,990)	51,000			
44,723	0,0804	0,893	88,521	3,06	Superaquecido	41,299			
36,247	0,0596	0,898	62,124	2,12	Superaquecido	40,000			
19,390	0,0498	0,950	45,302	1,66	Superaquecido	Nula			
12,113	0,0374	0,981	25,485	0,965	Superaquecido	Nula			

Tabela 5.3 - Características do vapor na seção de baixa pressão para diferentes cargas. .

De acordo com a Tabela 5.3, pode-se observar que as condições do vapor variam tanto na entrada, através da temperatura da exaustão da seção intermediária, quanto na exaustão, pelo título e pela pressão, além da vazão de exaustão variável. Além disso, a extração V3, também conhecida como extração não controlada (sangria, tomada) tem sua pressão de exaustão, seu título e sua vazão variáveis ao longo de toda faixa de potência total gerada pela turbina a vapor. Este comportamento variável foi empregado pela Siemens® durante o projeto da máquina, e assim torna-se um grande desafio reproduzi-lo durante a aplicação da metodologia

Diante das Tabelas 5.1, 5.2 e 5.3 apresentadas, pode-se traçar um perfil aproximado do comportamento operacional da turbina a vapor da UTE EZR de modo a aplicar, em seguida, as etapas presentes na metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), detalhadas na próxima seção.

5.3 Descrição da Metodologia Empregada

5.3.1 Seção de Alta Pressão

A Tabela 5.4, utilizada na metodologia de Spencer *et al* 1974, mostra os procedimentos para o cálculo da eficiência. Para se utilizar esta tabela deve-se primeiramente selecionar qual a seção de pressão da turbina a vapor a ser estudada, como por exemplo, a seção de alta pressão e quantos bocais a seção possui.

Para cada coluna da Tabela 5.4 devem-se aplicar curvas de correção, tais como: correção da eficiência para o estágio de regulação; correção da eficiência para a razão de pressão; correção da eficiência para as condições iniciais; correção da eficiência para o estágio de regulação a carga parcial; correção da eficiência para a carga parcial; correção da eficiência para a substituição de 1800 [rpm] na seção de baixa pressão.

As Figuras 5.9 à 5.12, correspondentes às etapas, além daquelas correspondentes aos ajustes feitos, estão apresentadas a seguir.

O cálculo final da eficiência da seção de alta pressão é resultado de uma série de etapas, com objetivo de corrigir uma dada eficiência inicial base, cujo valor representa uma família de máquinas com características semelhantes, por exemplo, em termos de potência, tamanho e eficiência.

Na metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), a Tabela 5.4 sugere uma eficiência base para a seção de alta pressão de 87%. Contudo, para o presente estudo, teve de ser investigado aquele valor inicial que fosse representativo das máquinas da fabricante Siemens®, uma vez que a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974) se espelhou originalmente nas turbinas a vapor da fabricante General Electric®.

Tipo de Turbina	Não Reaquecidas	Seções de Alta P	ressão	Seções de Pressão Intermediária	Seções Reaquec	idas	
Parâmetros	3600 [rpm] Com Condensação e 2 Bocais de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] Sem Condensação e 1 Bocal de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] Sem Condensação e 2 Bocais de Estágio de Distribuição	3600 [ɪpm] Sem Condensação e Sem Estágio de Regulação	3600 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação	3600/1800 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação	1800 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação
Eficiência Base	89,48	87,00	84,00	Apêndice I; Figura A.I.12	91,93	91,93	92,95
Correção da Eficiência para a Vazão Volumétrica	$-\frac{430.260}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.005.200}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.350.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$		$-\frac{1.270.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q \cdot \upsilon} \cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$
Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação	Apêndice I; Figura A.I.1	Apêndice I; Figura A.I.6					
Correção da Eficiência para a Razão de Pressão		Apêndice I; Figura A.I.5	Apêndice I; Figura A.I.9				
Correção da Eficiência para as Condições Iniciais	Apêndice I; Figura A.I.13				Apêndice I; Figura A.I.13	Apêndice I; Figura A.I.13	Apêndice I; Figura A.I.13
Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação a Carga Parcial	Apêndice I; Figura A.I.3	Apêndice I; Figura A.I.7					
Correção da Eficiência para a Carga Parcial	Apêndice I; Figura A.I.2	Apêndice I; Figura A.I.8	Apêndice I; Figura A.I.10				
Correção da Eficiência para a Substituição de 1800 [rpm] na Seção de Baixa Pressão						$1.25 \cdot \left(\frac{AE_{1800}}{AE_{Rht.Sect.}}\right)_{1.5pol}$	
Correção da Eficiência para a Média das Iterações (Opcional)	Apêndice I; Figura A.I.4	Apêndice I; Figura A.I.11	Apêndice I; Figura A.I.11				

Tabela 5.4 - Procedimento de cálculo da eficiência ((SPENCER et al. 1974)).

A seguir estão descritos os passos necessários para o cálculo da eficiência da seção de alta pressão.

1º Passo: Eficiência Base: 87 %

Comentário: "Este valor corresponde a uma eficiência para a seção de alta pressão típica das máquinas empregadas por Spencer *et al.* (1974) durante o desenvolvimento da metodologia, conforme destacado na Tabela 5.4".

2º Passo: Correção da eficiência para a vazão volumétrica.

Comentário: "Neste 2º Passo, Spencer et al. (1974) corrige a eficiência base inicialmente considerada no 1º Passo em virtude das diferenças que possam existir entre as características do escoamento empregado durante o desenvolvimento da metodologia com a condição atual de operação".

 $\eta_{\rm m} = 87,00 - \Delta \eta_1 \cdot 87,00$

$$\Delta \eta_1 = \left(\frac{1.005.200,00}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c}\right) \cdot N$$

sendo:

 $\dot{m_{cp}}$ = vazão do vapor de projeto (lb/h);

 ϑ_{c} = volume específico do vapor (ft³/lb);

N = número de seções de fluxo paralelo.

3º Passo: Correção da eficiência para o estágio de regulação.

Comentário: "Neste 3º Passo, a metodologia corrige a eficiência resultante do 2º Passo em virtude das diferenças que possam existir entre o diâmetro médio do estágio de regulação das máquinas utilizadas por Spencer *et al.* 1974, no desenvolvimento da metodologia com a condição atual de operação".

 $\eta_{DM} = \eta_{\dot{m}} + \Delta \eta_2 \cdot \eta_{\dot{m}}$

sendo:

 $\Delta \eta_2$ = Equação 5.1 relativa ao 3º Passo.

 $\eta_{\dot{m}}$ = eficiência para a vazão volumétrica obtida no 2º Passo.

 η_{DM} = eficiência resultante do 3º Passo referente ao diâmetro médio.

A Equação 5.1, e seu respectivo gráfico representado na Figura 5.9 estão mostrados a seguir:

$$\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x^i$$
(5.1)

Sendo:

$$A_0 = 4,37$$

 $A_1 = -0,115$
 $x = Diâmetro Médio em polegadas$



Figura 5.9– Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pelo diâmetro primitivo do estágio de regulação (SPENCER *et al.* 1974).

4º Passo: Correção da eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto.

Comentário: "Neste 4º Passo, Spencer *et al.* (1974) corrige a eficiência resultante do 3º Passo, penalizando a eficiência obtida anteriormente pela variação na pressão de entrada. Esta análise pode ser obtida a partir de uma investigação da Equação A.I.5 do Apêndice I".

$$\eta_{AP} = \eta_{DM} + \Delta \eta_3 \cdot \eta_{DM}$$

sendo:

 $\Delta \eta_3$ = Equação 2 relativa ao 4º Passo.

 η_{DM} = eficiência para a vazão volumétrica obtida no 3º Passo

 η_{AP} = eficiência resultante do 4º Passo referente ao razão de pressão.

A Equação 5.2 e seu respectivo gráfico na Figura 5.10, estão mostrados a seguir. Cada curva mostrada na Figura 5.10 corresponde a uma vazão volumétrica de projeto na entrada da seção de alta pressão e, de acordo com a razão de pressão calculada na operação, pode ser identificada a queda na eficiência a ser adicionada ao 3º Passo.

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$

$$A_{00} = 11,151 \qquad A_{10} = -0,50091$$

$$A_{01} = -63,0 \qquad A_{11} = 2,83$$

$$x_{1} = \frac{P_{xd}}{P_{t}} \qquad x_{2} = \ln(Q \cdot \vartheta)$$
(5.2)



Figura 5.10 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pela razão de pressão na vazão de projeto (SPENCER *et al.* 1974).

5º Passo: Correção da eficiência para o estágio de regulação a carga parcial.

Comentário: "Este 5º Passo é semelhante ao 2º Passo mostrado anteriormente. Porém, a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974) quantifica a perda de eficiência em razão do diâmetro médio do estágio de regulação em cargas parciais".

 $\eta_{EG} = \eta_{AP} + \Delta \eta_4 \cdot \eta_{AP}$

sendo:

 $\Delta \eta_4$ = Equação 5.3 referente ao 5° Passo.

 η_{AP} = eficiência para a razão de pressão obtida no 4º Passo

 η_{EG} = eficiência resultante do 5º Passo referente ao estágio de regulação à carga parcial.

A Equação 5. 3, e seu respectivo gráfico na Figura 5.11 estão mostrados a seguir.

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(5.3)



Figura 5.11 – Correção da eficiência para uma turbina em carga parcial, na seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pelo diâmetro médio do estágio de regulação (SPENCER *et al.* 1974)

6º Passo: Correção da eficiência para a carga parcial.

Comentário: "Neste 6º Passo, Spencer *et al.* (1974) corrige a eficiência resultante do 5º Passo em razão da carga parcial de operação, uma vez que foram eleitas as condições termodinâmicas para 55 MW como carga nominal (projeto), tanto pelo fato de produzirem as maiores eficiências quanto pelo fato da metodologia atuar penalizando a eficiência inicial".

 $\eta_{AP_{\text{carga parcial}}} = \eta_{EG} + \Delta \eta_5 \cdot \eta_{EG}$

sendo:

 $\Delta \eta_5$ = Equação 5.4, referente ao 6° Passo.

 η_{EG} = eficiência para o estágio de regulação a carga parcial obtida no 5° Passo

 $\eta_{AP_cargaparcial}$ = eficiência resultante do 6º Passo referente à carga parcial.

A Equação 5.4, e seu respectivo gráfico na Figura 5.12 estão mostrados a seguir. Investigando a Equação 5.4, Spencer *et al.* (1974) penaliza a eficiência do passo anterior de acordo com as variações na pressão de operação na entrada da seção de alta pressão, uma vez que a pressão de exaustão de projeto é mantida fixa, conforme representado por cada curva da Figura 5.12. Além disso, pela razão entre a vazão de vapor de entrada na operação e a vazão de projeto, Spencer *et al.* (1974) finalmente reproduz a condição de carga parcial.

$$\%\Delta\eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(5.4)

Sendo:

$$A_{00} = -60,75$$
 $A_{10} = 17,50$ $A_{01} = 66,85$ $A_{11} = -20,02$ $A_{02} = 29,75$ $A_{12} = -0,525$ $A_{03} = -35,85$ $A_{13} = 3,045$ $x_1 = TFR$ $x_2 = ln \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right)$





(SPENCER et al. 1974)

Após uma investigação detalhada do procedimento empregado pela metodologia para se estimar as propriedades do vapor na saída de cada seção, bem como as grandezas que estão envolvidas em cada etapa de correção, foi observado que a metodologia ajusta as características da máquina em operação àquelas empregadas por Spencer *et al.* (1974) durante o desenvolvimento da metodologia. Além disso, também corrige as características estabelecidas inicialmente levando-as para a condição conhecida como carga parcial.

Desta forma, isto sugere que a metodologia possa representar as características adotadas pelo fabricante em cargas parciais, a partir de uma condição estabelecida como projeto e as características da operação.

Diante da escassez de dados relativos ao comportamento da turbina a vapor da UTE EZR em cargas parciais, empregou-se a metodologia de Spencer *et al.* (1974) para reproduzi-las. Idealmente, para se reproduzir o comportamento em cargas parciais, devem-se empregar as curvas características da máquina, que revelam como variam a pressão, temperatura, vazão mássica, entre outros por meio de parâmetros adimensionais. Estes documentos são de propriedade da fabricante Siemens®, e infelizmente não foram disponibilizados, sendo sugerido reproduzir os dados disponíveis no *Heatflow Diagram* em programas de simulação térmica, como o GateCycle®, de modo a obter tais curvas. Contudo, o melhor seria ajustar a metodologia com dados obtidos através de testes de comissionamento, de modo a reduzir os possíveis desvios entre a metodologia e a condição real de operação. De posse das etapas descritas na Tabela 5.4 para obtenção da eficiência da seção de alta pressão, estas foram aplicadas aos dados do *Heatflow Diagram*, produzido pela Siemens. Na ocasião, foi escolhido o *Heatflow Diagram* correspondente à carga máxima de 55 MW de potência elétrica, como condição máxima, que deve ser corrigida à medida que a turbina a vapor trabalhe com carga parcial ou varie apenas as características do vapor. Em resumo, a eficiência final resultante será obtida a partir de penalidades na eficiência máxima, variando de acordo com as características de operação.

De modo a identificar os possíveis desvios existentes na metodologia, foi utilizado tanto na metodologia quanto nos cálculos manuais, os mesmos dados do *Heatflow Diagram* para uma potência de 55 MW, a fim de se estabelecer uma mesma base de comparação.

Inicialmente, foram aplicadas as etapas da metodologia mantendo a mesma eficiência inicial sugerida por Spencer *et al.* (1974), no caso de 87%, para potência de 55 MW conforme já mencionado, utilizando as condições do vapor para 55 MW mostradas na Figura 5.7. A eficiência isentrópica resultante calculada manualmente foi superior àquela encontrada após a sequência de correções propostas pela metodologia, conforme mostrado na Tabela 5.5.

Eficiência Heatflow	Eficiência Heatflow Diagram								
Etapas da metodolog									
Eficiência inicial	87,000	%							
Razão de Fluxos									
Etapa 1	83,785	%							
Etapa 2	0,286	%	84,024	%					
Etapa 3	-5,780	%	79,168	%					
Etapa 4	0,0	%	79,168	%					
Etapa 5	0,0	%	79,168	%					
Eficiência fi	•	79,168	%						
Desvio Spen	cer x <i>Heatflow</i>		-3,789						

Tabela 5.5 - Etapas da metodologia para a seção de alta pressão sem correção no valor inicial.

Neste caso, verificou-se que as únicas etapas que corrigiam o valor inicial de eficiência são empregadas pela metodologia para ajustar as diferenças entre as máquinas utilizadas por Spencer *et al.* (1974) e da Siemens, que não devem ser modificadas. Além disso, as etapas correspondentes à operação em carga parcial não eram aplicáveis, restando apenas à possibilidade de ajuste na eficiência inicial.

Baseado no que foi descrito, ajustou-se a eficiência inicial sugerida por Spencer *et al.* (1974) de modo a adequá-la às características da turbina a vapor da UTE EZR, fabricada pela Siemens®, conforme Tabela 5.6 para a potência de 55 MW. Este cálculo foi realizado empregando a ferramenta "Atingir Meta" do Microsoft Excel®, onde se variou o valor final a fim de igualar as eficiências calculadas, ou seja, *Heatflow Diagram* e metodologia.

Eficiência Heatflow D	82,957	%		
Etapas da metodologia				
Eficiência inicial	91,164	%		
Razão de Fluxos	1,0	-		
Etapa 1	3,696	%	87,795	%
Etapa 2	0,286	%	88,046	%
Etapa 3	-5,780	%	82,957	%
Etapa 4	0,0	%	82,957	%
Etapa 5	0,0	%	82,957	%
Eficiência final SPEN	82,957	%		
Desvio Spencer x Hea	etflow		0,0	%

Tabela 5.6 - Etapas da metodologia para a seção de alta pressão com correção no valor inicial.

Em seguida, este mesmo valor inicial obtido após o ajuste, foi aplicado nas demais cargas do *Heatflow Diagram*, resultando em algumas divergências nos valores finais de eficiência pela metodologia, após etapas de correções, em comparação com as propriedades informadas no *Heat Flow Diagram*. Tais divergências podem ser observadas na Tabela 5.7 e na Figura 5.13.

Potência Elétrica (MW)	Eficiência <i>Heatflow</i> (%)	Eficiência final SPENCER (%)	Desvio (%)
55,000	82,957	82,957	0,0
53,400	83,046	82,957	-0,089
51,800	81,264	82,730	1,467
50,620	81,531	82,784	1,253
44,723	78,152	81,969	3,817
36,247	75,934	80,152	4,218
19,390	64,196	72,691	8,495
12,113	56,823	70,187	13,364

Tabela 5.7 - Resumo das eficiências do *Heatflow Diagram* versus Spencer sem ajustes.

Observa-se, na Tabela 5.7, que os desvios foram crescentes à medida que se reduzia a potência elétrica gerada, o que significava um aumento bastante elevado das extrações de vapor ao longo das secções da turbina, e a metodologia não estava preparada para o cálculo da eficiência havendo extrações.

Em virtude das etapas para o cálculo da eficiência corrigir o valor anterior a partir de uma porcentagem (penalidade), os valores necessários para ajuste, *Heatflow Diagram* versus Spencer *et al.* (1974), em cada carga conforme observado na Figura 5.13, foram determinados com auxílio da ferramenta do Excel® chamada "Atingir Meta". Inicialmente, para uso da ferramenta, atribui-se um valor nulo para a diferença entre cada eficiência calculada por Spencer *et al.* (1974) e aquela definida pelo *Heatflow Diagram*, e, através de um processo iterativo pela ferramenta "Atingir Meta", a porcentagem de correção necessária pode ser determinada para cada carga. Em seguida, traçou-se uma curva contendo os valores de ajustes necessários pela razão de fluxo, TFR, que varia para cada carga.

Este parâmetro foi escolhido por retratar o cenário da máquina em cargas parciais, ou seja, quando a vazão de vapor na operação da máquina for menor que aquele valor definido como máximo, para 55 MW, a razão de fluxo irá aplicar os devidos ajustes identificados. Além disso, investigando o *Heatflow Diagram*, identificou-se que a turbina a vapor opera com razão de pressão e propriedades do vapor na entrada da seção de alta pressão constantes. Neste caso, o parâmetro que significativamente varia é apenas a vazão mássica, à medida que a potência varia.



Figura 5.13 – Distribuição das eficiências da seção de alta pressão sem ajustes na metodologia

Finalmente, foi encontrada uma curva que representasse os desvios encontrados entre a metodologia do Spencer *et al.* (1974) e os dados apresentados no *Heatflow Diagram* pela razão de fluxo, TFR, sendo para a potência de 55 MW um valor unitário e o ajuste correspondente, nulo. A curva encontrada pode ser observada pela Figura 5.14.



Figura 5.14 – Curva de ajustes para a seção de alta pressão.

Incorporando a curva de tendência mostrada na Figura 5.14 na metodologia originalmente proposta por Spencer *et al.* (1974) como um novo passo, a Figura 5.15 mostra o resultado dos ajustes feitos, onde se observa, devido aos pequenos desvios encontrados que os resultados da metodologia modificada e do *Heatflow Diagram* ficaram superpostos.

Finalmente, o valor resultante da eficiência isentrópica corrigida após a aplicação da metodologia de Spencer *et al*.1974, fornece a entalpia de saída do vapor da seção de alta pressão, que será comparada com o valor calculado a partir dos dados de operação. Além disso, à medida que a razão de fluxo se altera, a nova entalpia de comparação é automaticamente determinada pela metodologia de Spencer *et al*. (1974), para posteriormente ser analisada com o valor de operação da turbina a vapor.

Ao final deste Capítulo, é apresentado os resultados obtidos pela metodologia adotada, quando alimentada com os dados apresentados no *Heatflow Diagram*, como forma de validação. Ainda, no item 5.5, será avaliada a metodologia de Spencer *et al.* (1974) que foi desenvolvida (modificada), com os dados medidos contidos no teste de performance realizado pela UTE EZR e enviados à ANEEL.



Figura 5.15 – Distribuição das eficiências para a seção de alta pressão após ajustes.

5.3.2 Seção de Pressão Intermediária

As etapas para cálculo da eficiência da pressão intermediária proposta por Spencer *et al.* (1974) estão também listadas na Tabela 5.8, reescrita a seguir. Como dito anteriormente, para se utilizar esta tabela deve-se primeiramente selecionar qual a seção de pressão da turbina a vapor a ser estudada, no caso, a seção de pressão intermediária.

Tipo de Turbina	Não Reaquecidas	Seções de Alta Pro	essão	Seções de Pressão Intermediária	Seções Reaque	cidas	
Parâmetros	3600 [rpm] Com Condensação e 2 Bocais de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] Sem Condensação e 1 Bocal de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] Sem Condensação e 2 Bocais de Estágio de Distribuição	3600 [rpm] Sem Condensação e Sem Estágio de Regulação	3600 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação	3600/1800 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação	1800 [rpm] Com Condensação e Sem Estágio de Regulação
Eficiência Base	89,48	87,00	84,00	Apêndice I; Figura A.I.12	91,93	91,93	92,95
Correção da Eficiência para a Vazão Volumétrica	$-\frac{430.260}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.005.200}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.350.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$		$-\frac{1.270.000}{Q \cdot \upsilon} \cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$	$-\frac{1.270.000}{Q\cdot\upsilon}\cdot N$
Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação	Apêndice I; Figura A.I.1	Apêndice I; Figura A.I.6					
Correção da Eficiência para a Razão de Pressão		Apêndice I; Figura A.I.5	Apêndice I; Figura A.I.9				
Correção da Eficiência para as Condições Iniciais	Apêndice I; Figura A.I.13				Apêndice I; Figura A.I.13	Apêndice I; Figura A.I.13	Apêndice I; Figura A.I.13
Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação a Carga Parcial	Apêndice I; Figura A.I.3	Apêndice I; Figura A.I.7					
Correção da Eficiência para a Carga Parcial	Apêndice I; Figura A.I.2	Apêndice I; Figura A.I.8	Apêndice I; Figura A.I.10				
Correção da Eficiência para a Substituição de 1800 [rpm] na Seção de Baixa Pressão						$1.25 \cdot \left(\frac{AE_{1800}}{AE_{RhtSect.}}\right)_{LSpol}$	
Correção da Eficiência para a Média das Iterações (Opcional)	Apêndice I; Figura A.I.4	Apêndice I; Figura A.I.11	Apêndice I; Figura A.I.11				

Tabela 5.8 - Procedimento de cálculo da eficiência (SPENCER et al. 1974).

Contrariamente ao procedimento empregado na seção de alta pressão, que é caracterizado por penalidades na eficiência inicial atribuída, na seção de pressão intermediária o resultado da metodologia proposta por Spencer resulta diretamente na eficiência. A Equação 5. 5, e seu gráfico na Figura 5.16, são mostrados a seguir:

1º Passo: Determinação da eficiência da seção de pressão intermediária.

$$\eta = \mathbf{A} + \left(\frac{\mathbf{B}}{\mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\vartheta}}\right) \tag{5.5}$$

Sendo:

$$A = 90,799 + 0,7474 \cdot \left[\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}}\right) - 0,3 \right] - \left[\frac{0,5454}{\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} - 0,3\right)} \right]$$
$$B = -505000 + 077568 \cdot \left[\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}}\right) + 0,8 \right] - \left[\frac{1262500}{\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0,8\right)} \right]$$



Figura 5.16 – Correção da eficiência para a turbina da seção de pressão intermediária, sem estágio de regulação, 3.600 rpm (SPENCER *et al.* 1974).

Inicialmente, aplicou-se a Equação 5.5 com as propriedades definidas no *Heatflow Diagram* para a condição de 55 MW de potência elétrica, encontrando um valor maior, conforme mostrado na Tabela 5.9.

Após análise da Equação 5.5, ajustou-se a eficiência calculada por Spencer com o *Heatflow Diagram* para a carga de 55 MW através de uma redução do valor inicial da constante empregada no cálculo do Parâmetro "A" da Equação 5.5, de 90,799 para 88,78. O valor 88,78 foi obtido através da ferramenta "Atingir Meta" do Microsoft Excel®, que variou o valor atribuído inicialmente até se obter a mesma eficiência do *Heatflow Diagram*. Isto foi necessário a fim de assegurar que os possíveis desvios encontrados em carga parcial ocorram apenas devido a variação da potência elétrica gerada.

Eficiência Heatflow	Eficiência Spencer	Desvio
(%)	Equação A.I.12 (%)	(%)
86,153	-	_
Sem ajuste na Equação	88,172	1,932
Com ajuste na Equação	86,153	0,0

Tabela 5.9 - Eficiência para a seção de pressão intermediária para 55 MW.

Finalmente, a mesma Equação 5.5 modificada foi aplicada com as propriedades presentes no *Heatflow Diagram* para as demais cargas, além dos dados de entrada que resultaram da aplicação da metodologia para a seção de alta pressão. Alguns desvios foram encontrados conforme mostrado na Tabela 5.10.

Potência Gerada	Eficiência Heatflow	Eficiência Spencer	Desvio
(MW)	(%)	(%)	(%)
55,000	86,153	86,153	0,0
53,400	86,328	86,161	-0,188
51,802	83,604	86,026	2,652
50,620	84,152	86,052	2,074
44,723	76,063	85,702	9,884
36,247	67,912	85,120	17,344
19,390	38,929	82,828	44,821
12,113	21,745	80,835	60,643

Tabela 5.10 - Eficiência para a seção de pressão intermediária sem ajustes

Observa-se, na Tabela 5.10, assim como se observou na Tabela 5.7, que os desvios foram crescentes à medida que se reduzia a potência elétrica gerada, o que significava um aumento bastante elevado das extrações de vapor ao longo das secções da turbina, e a metodologia não estava preparada para o cálculo da eficiência havendo extrações.

Foi reproduzida uma curva de tendência, a partir dos desvios encontrados, mostrada na Figura 5.17.



Figura 5.17 – Curva de tendência para ajustes da metodologia na seção intermediária.

A Figura 5.18 mostra a eficiência isentrópica em função da queda de vazão em massa de vapor, sem os ajustes.

Observa-se que à medida que a vazão em massa cai, às diferenças entre o método de Spencer *et al* (1974) e o *Heatflow Diagram* aumentam, conforme característica já observada na seção de alta pressão e na Tabela 5.10.

A Figura 5.19, apresenta a distribuição das eficiências para a seção de pressão intermediária após ajustes.

Analisando a Figura 5.19, pode-se observar após os ajustes aplicados, que a metodologia coincidiu com os dados esperados pelo *Heatflow Diagram*.



Figura 5.18 – Distribuição das eficiências da seção de pressão intermediária sem ajustes na metodologia



Figura 5.19 – Distribuição das eficiências para a seção de pressão intermediária após ajustes

5.3.3 Seção de Baixa Pressão

Na seção de baixa pressão a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974) resulta no valor da entalpia do vapor na exaustão da turbina, após etapas semelhantes às mostradas durante a determinação da eficiência na seção de alta pressão.

Basicamente, ela corrige as possíveis variações na vazão, em comparação com aquela utilizada como referência por Spencer *et al.* (1974) durante o desenvolvimento da metodologia, além dos efeitos da variação das propriedades do vapor na entrada da seção, tais como pressão e temperatura no cálculo final da eficiência. Ainda, a metodologia requer o cálculo da entalpia do vapor de exaustão para uma pressão de 1,5inHg, além do título e da umidade correspondentes. Spencer utilizou a pressão de 1,5inHg, pois representa um valor típico para a pressão no vácuo do condensador, além de possivelmente corresponder às máquinas empregadas pelos autores durante o desenvolvimento da metodologia. Em seguida, o valor da entalpia na pressão de 1,5inHg deve ser corrigido para a pressão de exaustão de operação através do parâmetro $\Delta ELEP$, detalhado no 6º passo descrito a seguir. Uma representação deste procedimento pode ser visualizada na Figura 5.20.

A entalpia do vapor de exaustão chamada pela metodologia de ELEP corresponde ao ponto final da linha de expansão, do inglês End Line Expansion Point. Porém, os dados fornecidos pelo *Heatflow Diagram* na exaustão da turbina a vapor incluem implicitamente as perdas sofridas pelo vapor na região de saída da máquina, fazendo com que a comparação não possa ser feita com o ELEP da metodologia do Spencer, mas sim o chamado UEEP, que corresponde ao ponto final da energia utilizada, do inglês *Used End Energy Point*. Neste caso, devem ser ainda incluídas as etapas necessárias descritas por Spencer *et al.* (1974) até o cálculo do UEEP.



Figura 5.20 – Linhas de Expansão ilustrando o conceito de ELEP. (Adaptada de DRBAL, *et al.* 2000).

Para se obter o valor da eficiência isentrópica de acordo com a metodologia para a seção de baixa pressão, resta definir a condição de sangria que será estabelecida, bem como sua respectiva lei de formação, de modo a incorporar na metodologia os efeitos da sangria, uma vez que na seção de baixa pressão a sangria ou extração V3 influência no resultado final por estar posicionada numa região intermediária da seção.

Constatou-se que a definição de uma lei de formação da sangria é complexa, principalmente por ser um comportamento variável ao longo de toda a faixa de operação da turbina a vapor conforme observado no *Heatflow Diagram*, ou seja, com razão de pressão, temperatura e razão de fluxo variável para cada potência gerada. Ainda, trata-se de uma condição que se ajusta conforme os objetivos traçados pelo fabricante da máquina, pois é a única seção que contempla diversos parâmetros variando simultaneamente. Neste caso, o fabricante pode ter fixado uma dada eficiência isentrópica mínima, uma dada condição de título na saída ou mesmo certo tempo de vida útil da máquina, de acordo com uma dada estratégia, que não está sob o nosso acesso.

Finalmente, de posse do valor da entalpia na exaustão da seção de baixa pressão e das características da sangria V3, o valor da eficiência isentrópica pode ser obtido. A sequência de etapas para determinação da eficiência pela metodologia para a seção de baixa pressão esta mostrada a seguir:

<u>2º Passo:</u> Correção da eficiência para a vazão volumétrica:

$$\eta_{\rm m} = 91,93 - \Delta \eta_1 \cdot 91,93$$

sendo:
$$\Delta \eta_1 = \left(\frac{1.270.000}{\dot{m}_{RE} \cdot \theta_{VI}}\right) \cdot N$$

 \dot{m}_{RE} = vazão do vapor de projeto na entrada da seção (lb/h);

 ϑ_{VI} = volume específico do vapor na pressão e temperatura de projeto na saída da seção (ft³/lb);

N = número de seções de fluxo paralelo.

<u>3º Passo:</u> Correção da eficiência para as condições iniciais de temperatura e pressão:

$$\eta_{\rm CI} = \eta_{\dot{\rm m}} + \Delta \eta_2 \cdot \eta_{\dot{\rm m}} \tag{5.6}$$

sendo: $\Delta \eta_2$: obtido pela Equação 5. 7, com seu respectivo gráfico na Figura 5.21 é dado por:

$$\%\Delta\eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} \mathbf{A}_{ji} \cdot \mathbf{x}_{1}^{i} \cdot \mathbf{x}_{2}^{j} \right)$$
(5.7)

sendo:

Observação: $H^* = H$ a não ser que a entropia s > 2,0041 Btu/lb °R, então,
$H^* =$ menor entalpia H ou HT, sendo,

HT = 1,154 + 80 P + 88 P2

HT = entalpia do vapor (vapor após as válvulas parcializadoras)

P = pressão do vapor antes das válvulas interceptadoras.



Figura 5.21 – Correção da eficiência da seção reaquecida ou não, com condensação para as condições iniciais de pressão e temperatura do vapor, para turbinas com rotação de 3.600 e / ou 1.800 rpm (SPENCER *et al.* 1974).

<u>**4º Passo:**</u> Cálculo da entalpia para o ponto final da linha de expansão ou ELEP (Expansion Line End Point).

<u>Comentário</u>: "Neste 4º Passo, o valor da entalpia do vapor na pressão de 1,5inHg é calculada em função da eficiência obtida no 3º Passo, da entalpia de entrada e da entalpia isentrópica na pressão de 1,5inHg, através da Equação 5. 8".

$$ELEP_{1,5} = H_{m} - \left(\frac{\eta_{CI}}{100}\right) \cdot \left(H_{m}\right) - H_{xs}$$
(5.8)

sendo: H_m = entalpia da mistura do vapor que vem dos selos da seção de alta pressão somada ao vapor de entrada da turbina de pressão intermediária. Se não existir o vapor de selagem vindo da seção de alta pressão, então $H_m = H_{IV}$;

H_{IV} = entalpia específica do vapor após as válvulas interceptadoras;

 H_{xs} = entalpia específica sob a linha de expansão isentrópica com pressão de 1,5 pol Hg abs. (1,5 pol Hg abs. = 0,0507958 bar).

<u>5° Passo:</u> Cálculo do título e da porcentagem de umidade presente no vapor dentro do condensador para uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

Comentário: "Este 5° Passo corresponde aos cálculos auxiliares que servirão para obtenção da correção necessária para a pressão de operação do condensador com base na pressão de 1,5inHg".

$$\chi_1 = \frac{ELEP_{1,5} - h_{liquido\ 1,5}}{h_{vapor\ 1,5} - h_{liquido\ 1,5}}$$
(5.9)

$$\%_{\text{umidade}} = Y_1 = 1 - \chi_1 \tag{5.10}$$

sendo: $\chi_1 = t$ ítulo do vapor;

ELEP1,5 = entalpia específica do vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

hlíquido 1,5 = entalpia específica do líquido saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

hvapor 1,5 = entalpia específica do vapor saturado a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

Y1 = porcentagem de umidade presente no vapor a uma pressão de 1,5 pol Hg abs.

6º Passo:

Cálculo da mudança do ELEP1,5 para a pressão absoluta de exaustão no condensador observada durante o teste:

$$\Delta ELEP = \Delta ELEP_0 \cdot (0.87) \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y_1)$$
(5.11)

$$ELEP_{Pressão de Exaustão do Condensador} = ELEP_{1,5} + \Delta ELEP$$
(5.12)

Sendo $\Delta ELEP_0$ obtido pela Equação 5. 13.

A Equação 5. 13, e seu respectivo gráfico na Figura 22 estão mostrados a seguir:

$$\Delta ELEP_0 = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x^i \tag{5.13}$$

sendo:

$$A_0 = -23,984811$$
 $A_2 = 3,1849404$
 $A_1 = 57,862440$ $x = ln(pol Hg abs.)$



A Figura 5.22 mostra a correção para o ELEP para uma determinada pressão de exaustão.

Figura 5.22 – Correção do ELEP para a pressão de exaustão para seções reaquecidas ou não e com rotação da turbina de 3.600 e/ ou 1.800 rpm (SPENCER *et al.* 1974).

Sendo: $\Delta ELEP$ = variação da entalpia no ponto final da expansão para a pressão absoluta do condensador durante o teste.

<u>7º Passo:</u> Cálculo do título e da porcentagem de umidade presente no vapor de exaustão da turbina para o condensador, para a pressão medida durante o teste (pressão absoluta em polegadas de mercúrio).

$$\chi_{2} = \frac{ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}} - h_{liquido}}{h_{vapor} - h_{liquido}}$$
(5.14)

$$\%_{\text{umidade}} = Y_2 = 1 - \chi_2$$
 (5.15)

sendo:

 $\chi_2 = t$ ítulo do vapor;

ELEP Pressão de Exaustão no Condensador = entalpia específica do vapor

h líquido = entalpia específica do líquido saturado na pressão medida durante o teste.

 h_{vapor} = entalpia específica do vapor saturado na pressão medida durante o teste.

 Y_2 = porcentagem de umidade presente no vapor na pressão medida durante o teste.

<u>8º Passo:</u> Cálculo da Velocidade Anular na saída do vapor após o último estágio da seção de baixa pressão, pela Equação 5. 16.

$$V_{an} = \frac{\dot{m}_{cond} \cdot \upsilon \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2)}{3.600 \cdot A_{an} \cdot N}$$
(ft/s) (5.16)

sendo: $A_{an} = a$ área anular da seção de exaustão em ft²;

 \dot{m}_{cond} = vazão mássica do vapor de exaustão da turbina de baixa pressão para o condensador em lb/h. Esta vazão é obtida a partir do cálculo do balanço de massa e energia.

 υ = volume específico do vapor na exaustão da turbina em ft³/lb;

 Y_2 = valor obtido pela Equação 5. 15;

N = número de fluxos do vapor de exaustão da turbina de baixa pressão para o condensador.

A área anular da seção de exaustão da turbina de baixa pressão é dada pela Equação 5. 17:

$$A_{an} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ext}^2 - D_{int}^2 \right)$$
(5.17)

 D_{ext}^2 = diâmetro externo da pá do último estágio da turbina de baixa pressão;

 D_{int}^2 = diâmetro interno da pá do último estágio da turbina de baixa pressão.

9º Passo: Cálculo das perdas na exaustão:

O valor das perdas totais na exaustão é requerido para se calcular a entalpia do UEEP (Used Energy End Point) ou a Energia Utilizada até o Ponto Final da Linha de Expansão. Estas perdas conhecidas por TEL (Total Exhaust Loss) podem ser plotadas versus a velocidade anular, para diversos comprimentos de pá do último estágio da turbina de baixa pressão, conforme mostradas na Figura 5.23. Para se utilizar o gráfico, é necessário se conhecer o comprimento da pá do último estágio e verificar qual a curva que representa esta pá. Em seguida deverá ser calculado a velocidade anular do vapor que sai após esta pá, resultando no valor das perdas na exaustão.



Figura 5.23 – Exemplo das curvas de perdas na exaustão fornecidas pelo fabricante (Adaptada de SPENCER *et al.* 1974).

Como o comprimento da pá do último estágio da turbina de baixa pressão, o diâmetro médio e a área anular desta última seção, são geralmente padronizados, estas curvas podem ser colocadas em forma de tabela, e através de equações de interpolação matemática, pode-se determinar com maior precisão as perdas na exaustão, a partir das velocidades de exaustão do vapor da turbina de baixa pressão (SPENCER *et al.* 1974).

A Tabela 5.11 apresenta os valores das perdas de exaustão na seção de baixa pressão.

	3600 [rpm] 1800 [rpm]									
Comprimento da Palheta do Último Estágio [pol]	20	23	26	30	33,5	20	38	38	43	52
Diâmetro Médio [pol]	60	65,5	72,125	85	90,5	75	115	127,5	132	152
Área Anular [pé ²]	26,2	32,9	41,1	55,6	66,1	32,7	95,3	105,7	123,8	172,4
Velocidade Anular [ft/s]	Curva 1	Curva 2	Curva 3	Curva 4	Curva 5	Curva 6	Curva 7	Curva 8	Curva 9	Curva 10
128	25,61	53,65	64,09	99,21	106,70	76,30	42,85	51	,63	75,69
150	20,64	46,50	56,15	88,90	95,43	67,90	37,80	45	,50	65,64
175	16,10	40,08	47,58	77,88	84,28	58,70	32,63	38	,38	55,68
200	12,75	34,35	40,55	67,65	74,38	50,50	28,40	32	,65	48,05
250	8,33	24,95	29,75	50,85	56,72	37,50	21,60	23	,80	36,00
300	5,53	18,68	22,48	38,38	43,00	28,75	16,60	17,43		27,80
350	4,09	14,23	17,28	29,83	32,82	22,25	13,13	12,91		21,45
400	3,73	10,90	13,55	23,15	25,40	17,10	10,55	9,80		16,30
450	3,95	8,65	10,82	17,80	19,40	13,45	9,00	7,	97	12,50
500	4,90	7,45	8,85	13,60	14,66	11,00	8,13	7,	07	9,60
550	6,57	7,12	8,30	11,20	11,93	9,70	7,89	7,	02	8,55
600	8,65	7,55	8,50	10,45	10,80	9,60	8,40	7,	72	8,47
650	10,95	8,70	9,50	10,75	10,75	10,23	9,57	9,	00	9,05
700	13,56	10,45	11,25	12,00	11,65	11,75	11,40	11	,00	10,38
800	19,35	15,45	15,82	16,20	15,20	15,95	16,25	16	,25	14,45
900	25,62	21,07	21,13	21,17	19,80	21,17	21,97	21	,97	19,56
1000	32,00	26,95	26,82	26,42	25,22	26,42	28,00	27	,92	25,07
1100	38,35	33,05	32,82	32,10	31,06	32,10	34,00	34	,00	30,82
1200	44,35	38,75	38,50	37,55	36,70	37,55	39,80	39	,92	36,40
1300	49,90	44,15	43,80	42,70	42,05	42,70	45,18	45	,25	41,78
1400	54,70	48,90	48,30	47,35	46,69	47,35	49,90	49	,85	46,50

Tabela 5.11 - Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (SPENCER et al. 1974).

Através do uso do programa computacional Mathematica®, foram desenvolvidas as equações de interpolação para cada curva da Tabela 5.11, e as cores utilizadas nesta tabela têm como objetivo separar as equações de interpolação nos pontos de inflexão onde essas equações divergem do resultado verdadeiro. Desta forma, para cada curva, existirão duas ou mais equações de interpolação válidas para uma determinada faixa de velocidade anular. Tais equações estão apresentadas no Apêndice V.

<u>10° Passo:</u> Cálculo do UEEP (Used Energy End Point) ou Entalpia para a energia utilizada no ponto final da linha de expansão, através da Equação 5.18.

$$UEEP = ELEP_{Pressão do Condensador} + TEL \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2) \cdot 0.87 \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y_2)$$
(5.18)

<u>11° Passo</u>: Cálculo da eficiência da turbina para a energia utilizada no ponto final da linha de expansão:

$$\eta_{\rm RE} = \frac{H_{\rm m} - \rm{UEEP}}{H_{\rm m} - H_{\rm xs}}$$
(5.19)

Conforme aplicado nas outras seções mostradas, em particular na seção de alta pressão, a metodologia do Spencer emprega uma dada eficiência base inicial, que é característica das maquinas empregadas por Spencer durante o desenvolvimento da metodologia. De forma semelhante à seção de alta pressão, a eficiência isentrópica cai à medida que a potência gerada pela turbina a vapor decresce, conforme verificado no *Heatflow Diagram*. Contudo, as propriedades do vapor na entrada e saída da seção de baixa pressão são diferentes a cada carga, de modo a atender algum objetivo predefinido pelo fabricante, conforme mencionado anteriormente. Dentre os parâmetros tem-se a razão de pressão, o salto entálpico e o título na saída que são variáveis conforme a carga imposta na turbina a vapor. Um dos poucos parâmetros identificados que se manteve constante foi a razão entre o salto entálpico e a entalpia de entrada da seção de baixa pressão, $\Delta h/h$.

Neste sentido, foi eleita a carga de 55 MW de potência elétrica como inicial, conforme estratégia empregada na seção de alta pressão. Em seguida, a metodologia foi aplicada para esta carga, encontrando um valor maior do que aquele informado pelo *Heatflow Diagram*, conforme apresentado na Tabela 5.12.

	Potência Gerada		55,000	MW
	Eficiência Heatflow	v Diagram	80,931	%
Etapas da met	todologia			
Passo 1	Eficiência Inicial		91,930	%
Passo 2	Etapa 1	1,423	90,622	%
Passo 3	Etapa 2	-4,689	86,373	%
Passo 4		ELEP ₁₅	939,269	Btu/lb
Decco 5		X ₁	0,845	-
Passo 5		Y ₁	15,539	-
Passo 6		ELEP _{ZERO}	44,573	Btu/lb
		VELEP	29,445	Btu/lb
Passo 7	COTTON DD EL	ED	968,713	Btu/lb
	COTTON_BF_EL	LF	2253,224	kJ/kg
Passo 8		X _{AUX}	0,861	-
		Y ₂	13,879	-
Passo 0		VAN	503,935	ft/s
Passo 9		TEL	13,245	Btu/lb
D 10	COTTON PR LIE	ED	975,775	Btu/lb
r asso 10	COTTON_BF_OE		2269,648	kJ/kg
Passo 11	Eficiência final cal	culada COTTON	85,904	%
Delta entre Spencer e <i>Heatflow</i>			4,973	%

Tabela 5.12 - Determinação da eficiência da seção de baixa pressão sem ajustes no valor inicial.

Neste caso, reduziu-se o valor da eficiência sugerida por Spencer, de 91,93 para 86,708 através da ferramenta "Atingir Meta" do Excel®, a fim de adequar o procedimento de cálculo às características da turbina a vapor da UTE EZR, fabricada pela Siemens®. Vale lembrar que a princípio a metodologia desenvolvida por Spencer está ajustada para uma família de máquinas, que originalmente é espelhada nas máquinas da fabricante General Electric®. Além disso, está assegurado que os possíveis desvios encontrados nas demais cargas serão apenas referentes à variação de potência necessária.

A Tabela 5.13, apresenta a eficiência da seção de baixa pressão após os ajustes, onde pode ser observado que o desvio reduziu de 4,973% para 0,002%, em virtude do ajuste realizado na eficiência inicial proposta por Spencer *et al.* (1974). Em seguida, o mesmo valor inicial base da eficiência foi aplicado às demais cargas apresentadas no *Heatflow Diagram* e os respectivos desvios foram identificados, conforme mostrado na Figura 5.24.

	Potência Gerada	55,0	MW	
	Eficiência Heatflor	w Diagram	80,931	%
Etapas da me	etodologia			
Passo 1	Eficiência Inicial		86,708	%
Passo 2	Etapa 1	1,423	85,475	%
Passo 3	Etapa 2	-4,689	81,467	%
Passo 4		ELEP ₁₅	957,917	Btu/lb
Passo 5		X ₁	0,863	-
1 4550 5		y1	13,745	-
Passo 6		ELEP _{ZERO}	44,573	Btu/lb
		VELEP	30,457	Btu/lb
Passo 7	COTTON BP EL	EP	988,375	Btu/lb
			2298,956	kJ/kg
Passo 8		X _{AUX}	0,880	-
		Y ₂	11,967	-
Passo 9		V _{AN}	515,120	ft/s
		TEL	12,254	Btu/lb
Passo 10	COTTON BP UE	EEP	995,062	Btu/lb
			2314,511	kJ/kg
Passo 11	Eficiência final cal	lculada COTTON	80,933	%
Delta entre Spencer e Heatflow			0,002	%

Tabela 5.13 - Determinação da eficiência da seção de baixa pressão com ajustes.



Figura 5.24 – Distribuição das eficiências para a seção de baixa pressão sem ajustes

De modo a ajustar os desvios observados na Figura 5.24, o procedimento aplicado foi semelhante à seção de alta pressão, através da ferramenta "Atingir Meta", a fim de obter os desvios em termos da entalpia calculada entre a metodologia e o *Heatflow Diagram* para cada potência.

Foi acrescentado um novo passo à metodologia originalmente proposta por Spencer *et al.* (1974), somando ao valor final da entalpia calculada no 10º Passo, a entalpia de correção adequada a cada potência.

Finalmente, com base nas diversas entalpias de correção traçou-se uma curva de tendência em função da razão de fluxo nesta seção, mantendo o mesmo procedimento de correção. A curva de tendência traçada pode ser observada pela Figura 5.25.



Figura 5.25 – Curva de tendência para ajuste dos desvios encontrados.

Após a curva de tendência ser aplicada, as correções foram implementadas em Visual Basic na planilha Excel®, sendo constatados ainda alguns desvios. Neste caso, analisando o procedimento aplicado nas seções anteriores, verificou-se que as condições de entalpia empregadas como iniciais, para a potência de 55 MW permaneciam constantes, enquanto as condições do vapor variavam juntamente com a potência.

Isto se deve ao procedimento de cálculo da eficiência isentrópica da seção de baixa pressão, onde pela existência de uma extração em um estágio intermediário da seção e não, no último estágio conforme observado nas demais seções.

Neste caso, como a metodologia não dispõe de curvas de correção para se determinar as penalidades que a variação das características da extração pode influenciar no valor inicial da eficiência, inicialmente manteve-se o ajuste feito. Em seguida, manteve-se constante as propriedades do vapor e observou-se o quanto afetava no valor da eficiência anteriormente calculada. Assim, através da ferramenta "Atingir Meta" do Excel®, as diferenças em termos de entalpia final puderam ser identificadas e distribuídas em função da razão de pressão, ou seja, a pressão do vapor de exaustão de operação sobre a pressão do vapor na condição de 55 MW, também na extração. A Figura 5.26 mostra a curva de tendência obtida.





Aplicando a curva de ajuste proposta, os desvios reduziram, como observado pela Figura 5.27.



Figura 5.27 – Distribuição das eficiências da seção de baixa pressão após ajustes.

5.4 Resumo dos Desvios após Cálculos

Após os ajustes feitos e os novos passos acrescentados à metodologia (metodologia modificada), apresenta-se a seguir os resultados obtidos para o cálculo da:

- eficiência isentrópica;
- potências;
- linhas de expansão.

Estes cálculos estão de acordo com a Metodologia Modificada, para três situações estudadas:

- Metodologia Spencer Modificada (planilha) X Heat Flow;
- Planilha Excel x Teste de Performance ANEEL (Não Comissionamento);
- Planilha Excel x Teste de Performance UTE Cubatão.

5.4.1 Metodologia Spencer Modificada (planilha) X Heat Flow

A - Eficiência Isentrópica para as seções de alta, intermediária e baixa pressões

De posse dos vários *Heatflow* (Anexo V) apresenta-se, na Figura 5.28 o resultado dos desvios obtidos pela Planilha Excel®, para a Potência Elétrica de 55 MW



Figura 5.28 – Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV

De posse dos resultados obtidos dos *Heatflow Diagram* para os demais valores de potências elétricas, montou-se a Tabela 5.14.

Potência Elétrica (MW)	Desvio %					
	Eficiência Isentrópica					
	HP	IP	LP			
55,00	-0,01	0,00	1,05			
53,40	-0,08	0,33	0,91			
51,80	0,11	0,20	1,56			
50,62	0,03	0,21	2,14			
44.72	-0,16	-0,86	-1,49			
36,24	0,15	0,74	-1,18			
19,39	-0,06	0,28	1,76			
12,11	0,03	-0,22	2,13			

Tabela 5.14 - Desvios dos resultados da metodologia empregada com os resultados do *Heatflow* para as seções de alta (HP), média (IP) e baixa (LP) pressões.

Diante dos resultados apresentados, observa-se que os maiores desvios ocorreram na seção de baixa pressão, sendo 2,14% o maior desvio, principalmente em virtude da grande quantidade de parâmetros que variam simultaneamente. Além disso, as condições do vapor na extração V3 influenciam fortemente no resultado da eficiência da seção de baixa pressão, o que não ocorre nas demais seções. Porém, na potência elétrica de 50,620 MW, os desvios na eficiência para a seção de baixa pressão foram os maiores dentre as potências mais elevadas, provavelmente devido ao comportamento de alguns parâmetros do vapor que apresentaram uma tendência contrária às demais potências, conforme pode ser observado nos dados do *Heatflow Diagram* mostrados no Apêndice V. Também, a curva de tendência aplicada para

ajuste da extração V3, representa um valor médio, ultrapassando em algumas situações o valor necessário ao ajuste.

Contudo, julgou-se que os desvios são baixos, baseando-se no fato da metodologia ter uma aplicação geral, onde são abordadas máquinas de características muito diferentes. Além disso, neste estudo, os ajustes foram baseados no intuito de reproduzir as características do *Heatflow Diagram*, que em alguns casos, era difícil encontrar alguma tendência para todas as cargas.

B – Potências Mecânica e Elétrica Geradas

Depois de concluído o cálculo das eficiências isentrópicas para cada seção, o próximo passo corresponde à determinação das potências mecânicas geradas. Neste caso, foram aplicadas para o cálculo da potência mecânica nas três seções da turbina a vapor, a teoria termodinâmica clássica, através das massas de vapor que resultaram do balanço de massa e as entalpias do vapor tanto determinadas pela metodologia quanto calculadas via valores lidos pelos instrumentos.

Apresenta-se na Figura 5.29 o resultado dos desvios obtidos pela Planilha Excel® (Cotton Modificada) para os valores do *Heatflow*, para a Potência Mecânica de 55 MW.

Após a determinação da potência mecânica em cada seção, empregou-se as curvas de correção do gerador, fornecidas pela Siemens de modo a estimar a potência elétrica gerada. Porém, o valor da potência elétrica mostrado e em seguida comparado com o valor fornecido como Dado de Entrada, refere-se à potência total gerada pela turbina a vapor, uma vez que não justifica a análise da potência elétrica por seção.

Apresenta-se na Figura 5.30 o resultado dos desvios obtidos pela Planilha Excel®, para a Potência Elétrica de 55 MW.



Figura 5.29 – Distribuição dos desvios das potências mecânicas das seções da TV



Figura 5.30 - Resultados dos valores das potências elétricas

De posse dos resultados obtidos para os demais valores de potências elétricas, montouse a Tabela 5.15.

A Tabela 5.15, apresenta os desvios da potência elétrica e também da potência mecânica para as secções de alta pressão (HP), pressão intermediária (IP) e baixa pressão (LP), obtidos pela metodologia modificada, em comparação com os dados das potências elétricas dos vários *Heatflow Diagram*.

Datância	Desvio %					
Elétrica (MW)						
	HP	IP	LP	Potência Total	Elétrica	
55,00	- 0,01	0,00	1,84	0,79	0,78	
53,40	- 0,09	0,38	2,84	1,24	1,23	
51,80	0,17	0,24	3,07	1,43	1,45	
50,62	0,01	0,25	4,62	1,95	1,95	
44.72	- 0,17	- 1,12	0,12	-0,29	-0,30	
36,24	0,21	1,10	3,19	1,64	1,63	
19,39	- 0,10	0,73	2,07	1,00	1,00	
12,11	0,13	- 1,00	2,13	0,80	0,82	

Tabela 5.15 - Desvios dos resultados da metodologia empregada com os resultados doHeatflow Diagram para as Potências Mecânica e Elétrica.

O maior desvio na potência mecânica total gerada é de 1,95% na carga de 50,62MW. O maior desvio comparando as três turbinas é de 4,62% na baixa pressão, para a mesma carga.

A justificativa é que a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974), como dita anteriormente, não contempla a extração presente na seção de baixa pressão. Porém, mesmo diante deste fato, os resultados foram considerados bons.

C – Linhas de Expansão

As linhas de expansão obtidas pela planilha Excel® estão mostradas a seguir, nas Figuras 5.31 até 5.38, de acordo com a potência elétrica do *Heatflow Diagram*. Elas foram obtidas através das características do vapor resultantes da aplicação da metodologia e pelos valores informados como "Dados de Entrada".

Potência Elétrica: 55,000MW



Figura 5.31 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 55 MW





Figura 5.32 - Linhas de Expansão para as seções da TV - 53,4 MW







Figura 5.33 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 51,802 MW







Figura 5.34 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 50,62 MW





Figura 5.35 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 44,723 MW





Figura 5.36 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 36,247 MW





Figura 5.37 – Linhas de Expansão para as seções da TV – 19,39 MW





Figura 5.38 - Linhas de Expansão para as seções da TV - 12,113 MW

Diante dos resultados obtidos, observa-se que as linhas de expansão estiveram quase sobrepostas nas seções de alta pressão e de pressão intermediária. Isto se deve ao menor desvio encontrado entre a metodologia e os valores do *Heatflow Diagram*, nestas seções. Porém na seção de baixa pressão os desvios foram maiores, reflexo da análise feita durante o cálculo da eficiência apresentado no início desta tese. Com relação ao aumento da entropia observado através das linhas de expansão, este não corresponde a problemas durante a expansão do vapor, pois a entropia de exaustão dada pela metodologia é calculada indiretamente pela entalpia do vapor. Desta forma, desvios na entalpia de exaustão pela metodologia irão refletir na entropia gerada.

5.4.2 Aplicação dos Dados da Aneel à Metodologia

Tendo em vista, como dito anteriormente, que não foi realizado o comissionamento da UTE EZR, foi realizado um ensaio (teste de performance), onde foram levantados dados de potência nominal que seriam garantidas à ANEEL.

Assim, nesta etapa foram aplicados estes dados medidos durante o teste de performance realizada pela UTE-EZR e entregue à ANEEL, como forma de investigar o comportamento da metodologia e da planilha Excel® com dados reais. Este documento foi empregado por dispor de dados principalmente relativos à vazão de vapor na entrada da seção de alta pressão, na saída do condensador e na extração V3, também chamada de Sangria. A seguir, estão descritos os instrumentos adicionais necessários ao balanço de massa e energia, além daqueles instrumentos já existentes na planta, sem os quais inviabiliza os cálculos de desempenho.

Vazão de vapor V-120 na entrada da turbina a vapor
Vazão de vapor na extração V-3
Vazão de vapor na exaustão da turbina de baixa pressão
Vazão de vapor na saída do condensador
Calorímetro adiabático (determinação do título do vapor na extração V3)

Em virtude variação das condições do vapor na extração V3, ora vapor úmido ora superaquecido segundo o *Heatflow Diagram*, de acordo com a potência gerada, faz-se necessário a aquisição de um calorímetro adiabático de modo a permitir o balanço de energia. A medida de vazão de vapor na exaustão da turbina de baixa pressão também deve ser realizada, de modo a permitir o balanço de massa no condensador e, consequentemente o valor da entalpia do vapor. Esta instrumentação está mostrada na Figura 5.39.

Os resultados obtidos estão apresentados a seguir:



Figura 5.39 – Instrumentos adicionais necessários ao balanço de massa e energia

A - Eficiência Isentrópica para as seções de alta, intermediária e baixa pressões

A Figura 5.40, apresenta a distribuição dos desvios das eficiências isentrópicas das seções de alta, intermediária e baixa pressões. Observa-se que o maior desvio relativo, ocorreu para a seção de baixa pressão. Esses desvios serão avaliados mais à frente.



Figura 5.40 - Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV

B – Potências Mecânica e Elétrica Geradas

A Figura 5.41, apresenta a distribuição dos desvios da potência mecânica das seções de alta, intermediária e baixa pressões. Esses desvios serão avaliados mais à frente.



Figura 5.41 - Distribuição dos desvios da potência mecânica nas seções da TV



A Figura 5.42, apresenta os resultados e os desvios da potência elétrica.

Figura 5.42 - Resultados e os desvios da potência elétrica

De modo a permitir a comparação, os dados de potência mecânica obtidos pela planilha Excel® de cada seção foram agrupados e, em seguida, multiplicados pela eficiência do gerador a esta carga. Neste comparativo, as potências elétricas da ANEEL foram obtidas do teste de performance, a partir de uma mescla dos valores lidos e de curvas do fabricante. Conforme pode ser observado, os desvios correspondentes à planilha Excel® , em comparação com os valores extraídos do teste de performance da ANEEL, foram pequenos, mesmo diante dos resultados do Teste de Performance ter sido obtidos mediante curvas, cuja incerteza tende a aumentar.

C – Linhas de Expansão

A partir dos resultados obtidos durante a determinação das eficiências, as linhas de expansão puderam ser traçadas conforme mostrado a seguir.

Alguns desvios foram identificados, principalmente nas seções de alta e baixa pressão, cuja causa destes problemas é de difícil análise. Em princípio, pode ser pelo fato da metodologia ter sido calibrada com dados fornecidos pelo *Heatflow Diagram*, que mesmo após ajustes nos programas através de códigos computacionais não deixa de ser uma simulação. Deste fato, resulta que após a aplicação de dados reais, os desvios a serem encontrados já sejam maiores. Isto reforça a necessidade de se empregar dados reais, por exemplo, de Testes de Comissionamento, onde o fabricante atesta e comprova o comportamento da máquina em operação.





Figura 5.43 - Linhas de Expansão para as seções da TV

5.4.3 Aplicação dos Dados para 48,00 MW à Metodologia

A – Eficiência Isentrópica para as seções de alta, intermediária e baixa pressões

A Figura 5.44, apresenta a distribuição dos desvios das eficiências isentrópicas das seções de alta, intermediária e baixa pressões. Esses desvios serão avaliados mais à frente.



Figura 5.44 - Distribuição dos desvios das eficiências das seções da TV

B – Potências Mecânica e Elétrica Geradas

A Figura 5.45, apresenta a distribuição dos desvios da potência mecânica das seções de alta, intermediária e baixa pressões. Esses desvios serão avaliados mais à frente.



Figura 5.45 - Distribuição dos desvios da potência mecânica nas seções da TV

A Figura 5.46, apresentados resultados e os desvios da potência elétrica.



Figura 5.46 - Resultados da potência elétrica



C – Linhas de Expansão

Figura 5.47 – Linhas de Expansão para as seções da TV

Ao analisarem-se os resultados para o Teste de Performance com potência de 48 MW, observa-se que os desvios da eficiência, potências e até mesmo das linhas de expansão foram muito maiores na seção de baixa pressão da turbina a vapor.

Entretanto deve-se destacar que o cenário quando da realização deste teste, não representava a necessidade da UTE Euzébio Rocha para aquela condição operacional quanto à geração de energia, por se tratar de uma usina de paridade térmica, mas sim buscava atender, naquele momento, às necessidades de vapor da Refinaria Presidente Bernardes – RPBC, com relação à quantidade/pressão de vapor, que diferenciava consideravelmente das condições de referência utilizadas na planilha Excel® (metodologia modificada) que eram os *Heat Flow*.

Assim, os valores de extração na baixa pressão, eram totalmente atípicos da nossa referência (*HF*), o que pode ser a causa dos valores maiores dos desvios na seção de baixa pressão, no que se referem às eficiências, potências e linha de expansão.

De posse dos resultados obtidos, para as eficiências isentrópicas e potências elétricas de acordo com a Metodologia Modificada, para três situações estudadas, ou seja:

- Metodologia Spencer Modificada (planilha) X Heat Flow;
- Planilha Excel x Teste de Performance ANEEL (Não Comissionamento);
- Planilha Excel x Teste de Performance UTE Cubatão;

montou-se a Tabela 5.16.

Tabela 5.16 - Desvios dos resultados da metodologia modificada com os resultados do *Heatflow*, Teste de Performance ANEEL e Teste de Performance UTE Cubatão, para a Eficiência Isentrópica e Potência Elétrica.

Detância	Desvio %					
Potencia						
Elétrica]	Potência				
(MW)	HP	IP	LP	Elétrica		
55,00	- 0,01	0,00	1,05	0,78		
53,40	- 0,08	0,33	0,91	1,23		
(ANEEL) 52,08	- 2,64	3,27	- 4,08	- 0,33		
(Teste) 48,00	- 2,15	- 2,13	- 13,02	- 8,31		
51,80	0,11	0,20	1,56	1,45		
50,62	0,03	0,21	2,14	1,95		
44.72	- 0,16	- 0,86	- 1,49	- 0,30		
36,24	0,15	0,74	- 1,18	1,63		
19,39	- 0,06	0,28	1,76	1,00		
12,11	0,03	- 0,22	2,13	0,82		
Ao analisar-se a Tabela 5.16, observa-se que para as três situações estudadas os maiores desvios ocorreram na seção de baixa pressão, principalmente em virtude da grande quantidade de parâmetros que variam simultaneamente. Além disso, as condições do vapor na extração V3 influenciam fortemente no resultado da eficiência da seção de baixa, o que não ocorre nas demais seções, além de que a curva de tendência aplicada para ajuste da extração V3, representa um valor médio, ultrapassando em algumas situações o valor necessário ao ajuste. Destaca-se também que no caso da análise dos *Heatflow*, para as potências maiores, devido ao comportamento de alguns parâmetros do vapor apresentar uma tendência contrária às demais potências, isso pode ser uma provável causa, conforme pode ser observado nos dados do *Heatflow Diagram* mostrados no Apêndice V.

O maior desvio na potência elétrica, no caso da análise dos *Heatflow*, é de 1,95% na carga de 50,62MW, e o maior desvio na potência mecânica total gerada comparando as três turbinas é de 4,62% na baixa pressão, para a mesma carga (Tabela 5.15). Uma das justificativas é que a metodologia proposta por Spencer *et al.* (1974) não contempla a extração presente na seção de baixa pressão. Porém, mesmo diante deste fato, os resultados foram considerados bons.

Ressalta-se que toda UTE, tem sua instrumentação voltada para controle e proteção e assim para a realização de um diagnóstico térmico esta precisa ser ampliada e em alguns casos trocada, levando em conta a precisão dos instrumentos existentes.

Assim, não conseguimos realizar outros testes em diferentes cargas operacionais na UTE Euzébio Rocha, de modo a aferir a metodologia, devido à falta de instrumentação apropriada e falta de recursos para a aquisição dos instrumentos necessários.

Observa-se que no caso da análise do teste de performance da ANEEL os valores dos desvios obtidos foram superiores aos encontrados pela análise do *Heatflow*, isto se deve ao fato destes terem sido medidos através de instrumentação não calibrada e em alguns casos inapropriada.

As potências elétricas da ANEEL foram obtidas do teste de performance, a partir de uma mescla dos valores lidos e de curvas do fabricante. Conforme pode ser observado, os desvios correspondentes à planilha Excel®, em comparação com os valores extraídos do Teste de Performance da ANEEL, foram pequenos, mesmo diante dos resultados do Teste de Performance ter sido obtidos mediante curvas, cuja incerteza tende a aumentar.

Com relação ao teste de performance realizado pela UTE EZR, para 48 MW, reitera-se que para aquela condição operacional, por se tratar de uma usina de paridade térmica, como dito anteriormente, buscava-se atender, naquele momento às necessidades de vapor da Refinaria Presidente Bernardes – RPBC, com relação à vazão/pressão do vapor, e não com relação à

potência produzida, o que diferenciava consideravelmente das condições de referência utilizadas na planilha Excel® (metodologia modificada) que eram os *Heat Flow Diagram*.

Assim, os valores de extração na baixa pressão, eram totalmente atípicos da nossa referência (*HF*), o que pode ser a causa dos valores maiores dos desvios na seção de baixa pressão, no que se refere às eficiências e potências, além destes valores terem sido medidos através de instrumentação não calibrada e em alguns casos inapropriada.

Contudo, julgou-se que os desvios são baixos, baseando-se no fato da metodologia ter uma aplicação geral, onde são abordadas máquinas de características muito diferentes. Além disso, neste estudo, os ajustes foram baseados no intuito de reproduzir as características do *Heatflow Diagram*, que em alguns casos, era difícil encontrar alguma tendência para todas as cargas.

5.5 Considerações

No Apêndice III, é apresentado o Manual de Operação da Planilha Excel®. Este manual trata da explicação da funcionalidade da mesma, descrevendo aba por aba. Além disso, direciona o usuário para a preparação do teste, com base na norma ASME PTC 6-1996, Performance Test Code 6 on Steam Turbine e descreve os desvios do desempenho térmico em relação ao estado de referência. São, também, descritas as falhas que poderão ocorrer a partir da análise térmica. Para ajudar o usuário foi colocada uma matriz falha.

Destaca-se que o cálculo da eficiência adiabática de cada seção da turbina a vapor foi feito para a referência (estado termodinâmico dos *Heatflow Diagram*) através do método de Spencer *et al.* (1974). Após o processo de calibração entre os resultados da metodologia e os valores do *Heatflow*, existirá ainda uma diferença na eficiência adiabática, que deve ser considerada.

A eficiência adiabática do *Heatflow Diagram* calculada, é a eficiência da turbina a vapor quando nova. Com o funcionamento, tem-se uma degradação natural que deve ser considerada.

O desvio resultante da degradação natural, $\Delta \eta_{DN}$, na turbina a vapor é função do tempo de operação, desde a partida inicial da unidade térmica. Este valor pode ser obtido com o fabricante da turbina a vapor ou, alternativamente, pela norma ASME PTC 6, Report 1985 "Guidance for Evaluation of Measurements Uncertainty in Performance Test of Steam Turbines", através de gráficos e equações apropriadas (Apêndice III). A norma relata que estes cálculos são feitos baseados na experiência prática dos fabricantes de turbinas a vapor e representa a degradação natural média esperada para unidades térmica com bom histórico operacional.

Os valores calculados se aplicam para as eficiências adiabáticas nas seções de alta e média pressões, sendo que para a seção de baixa pressão deve ser empregado metade deste valor.

Assim a degradação natural, $\Delta \eta_{DN}$, será dada por:

$$\Delta \eta_{DN} = \frac{1.9}{\log[(44,723)]} - \sqrt{\frac{1763,69}{2400}} \cdot 1,0 = 0,29\%$$
(5.20)

A planilha Excel® desenvolvida, calcula as eficiências adiabáticas tanto pelo método de Spencer *et al.* (1974) quanto pelo balanço de massa e energia. Este último valor é calculado com base nos parâmetros térmicos lidos durante o teste, necessariamente em regime permanente. O cálculo também considera a propagação da incerteza, sendo o valor final da eficiência adiabática um valor médio mais ou menos a incerteza. Assim, o desvio do valor médio da eficiência adiabática em relação ao valor de referência, considerando o desgaste natural pela Equação A.III.48 fica:

$$\Delta D_{ef} = \eta_{HFD} - \eta_{teste\ (m\acute{e}dio\)} \tag{5.21}$$

sendo, ΔD_{ef} = Desvio da eficiência adiabática calculada em relação ao valor da referência

 $\eta_{teste\ (médio\)} =$ Valor médio da eficiência adiabática obtido com os parâmetros termodinâmicos lidos no teste, calculados pela planilha desenvolvida.

Como o objetivo é avaliar se existe falha interna ou mau funcionamento da turbina a vapor, isto é, realizar um diagnóstico, o critério empregado consiste em verificar se o desvio calculado na Equação 5.21 está maior que a incerteza da medida.

Logo:

$$\Delta D_{ef} > \Delta \eta_{Incerteza} \tag{5.22}$$

Neste caso, se a Equação 5.22 for verdadeira, pode-se dizer que algum tipo de falha já está ocorrendo na turbina a vapor, cujas causas e efeitos são discutidos no Apêndice III.

Destaca-se que a planilha desenvolvida leva em consideração primeiro os desvios da metodologia, isto é, a diferença entre a metodologia modificada (planilha) e os *Heatflow Diagram*, depois considera os erros dos instrumentos, a propagação dos erros, e também o erro da degradação (médio) natural e o que surgir depois disso é o erro da degradação (desgaste) da turbina a vapor.

Assim, o Apêndice III, Manual de Operação da Planilha Excel®, além de tratar da explicação da sua funcionalidade, descrevendo aba por aba, torna-se uma ferramenta bastante útil ao operador, para diagnosticar problemas no funcionamento da instalação antes de haver uma quebra, e junto com outras análises, como por exemplo, análise de vibração, temperatura do óleo e histórico de falhas, preparar a instalação para a parada programada, reduzindo custo de manutenção, e dar maior confiabilidade.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES, CONTRIBUÇÕES E TRABALHOS FUTUROS

Com as informações obtidas, iniciou-se a confecção da planilha para o diagnóstico da turbina a vapor em estudo, com a definição do volume de controle a ser estudado, seguida da

6.1 CONCLUSÕES

O trabalho tem como originalidade e inovação o desenvolvimento de uma ferramenta para avaliar e diagnosticar o desempenho térmico de turbinas a vapor, operando em Ciclo Combinado com Cogeração, visando obter a condição ótima de operação sob o ponto de vista técnico e econômico, por meio da avaliação da degradação do equipamento. Esta tecnologia ainda não se encontra disponível para o Ciclo Combinado com Cogeração e é de suma importância para redução de custo e aumento da disponibilidade e confiabilidade do sistema.

Os principais objetivos foram pesquisar e desenvolver procedimentos, técnicas e metodologias para avaliar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor, através de uma planilha Excel®, visando identificar as suas possíveis causas e a redução do custo de manutenção, o aumento da confiabilidade e o aumento do tempo de vida do equipamento. Esta metodologia incorporou a avaliação da incerteza de medição.

Além disso, o sistema de avaliação do desempenho de turbinas a vapor inclui: determinação de erros no fluxo de dados adquirido (conciliação dos dados), correção dos resultados dos cálculos para as condições de referência, traçado das linhas de expansão reais e a sua comparação gráfica com as linhas de referência para cada seção da turbina, determinação da eficiência isentrópica para cada seção da turbina e a sua comparação com os valores de referência e apresentação gráfica dos resultados.

O trabalho foi baseado na metodologia de Spencer *et al.* (1974), para determinar a queda de desempenho térmico de turbinas a vapor operando em Ciclo Combinado com Cogeração. Foram feitos vários ajustes à metodologia originalmente escolhida como referência, destacando-se que a mesma não previa o uso da Cogeração, ou seja, não previa extrações em estágios intermediários da turbina a vapor.

Assim, a metodologia foi modificada para contemplar a extração de vapor, e os resultados obtidos considerados satisfatórios. Diante dos resultados apresentados, observa-se que os maiores desvios dos valores obtidos para a eficiência ocorreram na seção de baixa pressão, com 2,14% o maior, principalmente em virtude da grande quantidade de parâmetros que variam simultaneamente e da forte influência da extração nessa seção, o que não ocorre nas demais turbinas, de alta e média pressao.

Com relação às linhas de expansão obtidas, diante dos resultados apresentados, observase que estas estiveram quase sobrepostas nas seções de alta pressão e de pressão intermediária. Isto se deve ao menor desvio encontrado entre a metodologia desenvolvida e os valores do *Heatflow Diagram*, nestas seções. Porém na seção de baixa pressão os desvios foram maiores, reflexo da análise feita, anteriormente, durante o cálculo da eficiência.

Tendo em vista, que não foi realizado o Comissionamento da UTE Euzébio Rocha, e realizado um ensaio (Teste de Performance), onde foram levantados dados de potência nominal que seriam garantidas à ANEEL, foram também aplicados estes dados, como forma de investigar o comportamento da metodologia e da planilha Excel® com dados reais.

Este documento foi empregado por dispor de dados principalmente relativos à vazão de vapor na entrada da seção de alta pressão, na saída do condensador e na extração V3, também chamada de Sangria. Conforme pode ser observado, os desvios correspondentes à planilha Excel®, em comparação aos valores extraídos do Teste de Performance da ANEEL, foram pequenos, mesmo diante dos resultados do Teste de Performance, terem sido obtidos mediante curvas, cuja incerteza tende a aumentar.

Com relação às linhas de expansão, para esta comparação, alguns desvios também foram identificados, principalmente nas seções de alta e baixa pressão, provavelmente pelo fato da

metodologia ter sido calibrada com dados fornecidos pelo *Heatflow Diagram*, que mesmo após ajustes nos programas através de códigos computacionais não deixa de ser uma simulação.

A pesquisa realizada ao longo deste trabalho permitiu verificar que não há muitos avanços apresentados na literatura aberta, principalmente no que diz respeito à metodologia de obtenção do desempenho térmico de turbina a vapor desenvolvido por Spencer *et al.* (1974). Foi verificado que apenas uma empresa declara o emprego desta metodologia, além do software Gatecycle® que emprega parte desta metodologia.

Finalmente, pode-se dizer que o trabalho, atingiu os objetivos propostos, ou seja, o desenvolvimento de uma metodologia, dos procedimentos e de uma ferramenta para automatizar o estudo do desempenho e diagnóstico térmico de usinas termelétricas, conforme resultados obtidos na UTE Euzébio Rocha.

6.2 CONTRIBUIÇÕES DA TESE

Entre os grandes desafios encontrados para consolidar este trabalho foi o de estabelecer qual a melhor forma de aplicar a tecnologia de cálculo de queda de desempenho térmico de turbina a vapor em Ciclo Combinado com Cogeração.

Uma contribuição significativa foi o desenvolvimento da planilha em Excel® que permite determinar o desempenho térmico (eficiência adiabática, potência, linha de expansão, vapor de selagem e etc.) com a avaliação da incerteza de medição e classificar o desvio de desempenho em relação à referência, que no caso foi assumida as condições do *Heatflow Diagram* de projeto da turbina a vapor.

As pesquisas realizadas também permitiram desenvolver um sofisticado sistema de avaliação da incerteza de medição, que possibilita obter resultados mais precisos de desempenho e diagnóstico. Pode-se dizer que a metodologia, a avaliação da incerteza de medição e os procedimentos desenvolvidos neste trabalho podem ser aplicados a outros estudos de caso, com as devidas adaptações. A planilha desenvolvida, também, permite acompanhar, ao longo do tempo operacional da turbina a vapor, o histórico de seu desempenho e diagnóstico, além da avaliação do desempenho antes e após manutenção.

6.3 FUTUROS TRABALHOS

Há necessidade de avançar ainda mais a pesquisa iniciada neste trabalho, principalmente, no que tange às curvas de correção da temperatura, pressão, características de sangria da turbina de baixa, etc. Estas curvas podem ser obtidas com o fabricante da turbina a vapor. A introdução destas curvas na planilha possibilitará o cálculo para diferentes condições operacionais sem a necessidade de levar a turbina a vapor nas condições de referência estabelecidas neste momento.

Para melhorar o resultado apresentado com a aplicação da metodologia, deve-se:

1- Aumentar o número de simulações térmicas para diferentes condições operacionais (*Heatflow Diagram*), de modo a melhorar os modelos criados visando à redução dos desvios e minimizando sua influência nos resultados.

2- Realizar testes em diferentes cargas operacionais, de modo a aferir a metodologia.

3- Desenvolver um sistema de diagnóstico, associado à utilização de técnicas de inteligência artificial, considerando as quedas de desempenho através da medida de parâmetros mecânicos e químicos, tais como vibração, pressão de óleo dos mancais, análise química e física dos óleos lubrificantes, etc.

4- Desenvolver uma metodologia de cálculo especificamente para a turbina de baixa pressão com extração variável, através de programas de simulação térmica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT, INMETRO, SBM. "Guia para Expressão da Incerteza de Medição. 3ª Edição Brasileira", Rio de Janeiro, 2003.

ALBERT, P., "Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment", GE Power Systems, GER – 4190, New York, 2000.

ALBERTAZZI, A. G. Jr.; SOUZA, A. R.; **"Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial"**; Editora Manole; Barueri; 1^a Edição; 2008.

ALCONCHEL, U. J. A.; VALERO, C., ABADÍA, A. J. "Exergy simulation of real operating steam power plants". Pergamon Press. Thermoeconomic Analysis of Improvement of Energy Systems". Eds. C. Ruixian and M.J. Moran, pp. 485-492. Oxford, 1989.

ASME Paper n° 62 – WA – 209, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators... 16.500 kW and Larger", New York, 1962.

ASME PTC 6S REPORT – 1985, "Guidance for Evaluation of Measurements Uncertainty in **Performance Test of Steam Turbines**", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1985.

ASME PTC 6S REPORT – 1988, "Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1988.

ASME PTC 6 – 1996, **"Performance Test Code 6 on Steam Turbines"**, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1996.

ASME PTC 12.1 – 2000, "Performance Test Code on Closed Feedwater Hearts", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 2000.

ASME PTC 19.1 – 2005, **"Test Uncertainty"**, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 2005.

BAILY, F. G.; COTTON, K. C.; SPENCER, R. C., "Predicting the Performance of Large Steam Turbines-Generators Operating with Saturated and Low Superheat Steam Turbines". GER-2454A, General Electric Company, 1967.

BAILY, F. G.; BOOTH, J. A.; COTTON, K. C.; MILLER, E. H., "Predicting the Performance of 1800-RPM Large Steam Turbines-Generators Operating with Light Water-Cooled Reactors". GER 6020, General Electric Company, 1973.

BEEB, RAY, **"Condition Monitoring of Steam Turbines by Performance Analysis"**, Journal of Quality in Maintenance Engineering, Vol. 9, nº 2, p. 102 - 112, 2003.

BEEB, R., **"Steam Turbine Performance Condition Monitoring Using Plant Instrumentation: Case Study"**, ICOMS2005 – International Conference of Maintenance Societies- Hobart, May 2005.

BEEB, R., **"Condition Monitoring of Steam Turbines by Performance Analysis"**, International Conference of Maintenance & Asset Management, Vol. 24 n° 5, p. 40 - 45, 2009.

BERGMANN, D.; WIHELM, E.; TERMUEHLEN, H., "Steam Turbines for Combined Cycle **Power Plants**", Proceedings of the American power Conference, , Vol. 51, p. 69 - 78, 1991.

COTTON, K. C., **"Evaluating and Improving Steam Turbine Performance"**, Editora Cotton Fact Inc., New York, 2nd Edition, 1998.

DEWANGAN, D. N., JHA, M. K.Y., BANJARE, P., "Reliability Investigation of Steam Turbine", 2014.

DRBAL, L. F.; BOSTON, P. G.; WESTRA, K. L.; BLACK, V., **"Power Plant Engineering"**, Kluwer Academic Publishers, London, 4th edition, 2000.

KUBIAK, J.; ANGEL, F.; CARNERO, A.; CAMPOS, A.; URQUIZA, G.; MARIÑO, C.; VILLEGAS, M., **"Advanced Method for Turbine Steam Path Deterioration & Performance Analysis"**, PWR – Vol. 30 Joint Power Generation Conference, ASME 1996, Volume 2, México, 1996.

LATCOVICH, J.; ASTROM, T.; FRANKHUIZEN, P.; FUKUSHIMA, S.; HAMBERG, H.; KELLER, S., **"Maintenance and overhaul of steam turbines"**, Moscow, 2005.

LI, K. W.; PRIDDY, A. P., "Power Plant System Design", Editora John Wiley & Sons, New York, 1985.

LILEY, P.; JUNIOR, T. F. I., "Steam and Gas Tables with Computer Equations", Editora Academic Press, 1984.

MAUGHAN, J. R.; WILLEY, L. D., "Development of the Dense Pack Steam Turbine: A New Design Methodology for Increased Efficiency", Proceedings of 2000 International Joint Power generation Conference, Miami Beach, Florida, July, 2000.

MCCLOSKEY, T.; DOOLEY, R. B.; MCNAGHTON, W.P., **"Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice"**, Volume 1, Palo Alto, 1999.

MORAIS, C.F., "Metodologia de Análise de Desempenho de Turbinas a Vapor operando em Ciclos Convencionais e Combinados", Dissertação de Mestrado – UNIFEI, 2007.

MOROZ, L., TARASOV, A., "Coupled CFD and Thermal Steady State Analysis of Steam Turbine Secondary Flow Path", International Joint Power Generation Conference 2003, Atlanta, Georgia, June, 2003.

SCHOFIELD, P., "Steam Turbine Sustained Efficiency", GE Power Systems, GER – 3750C, New York, 1996.

SIEMENS AG Energy Sector, 2008.

SPENCER, R. C.; COTTON, K. C.; CANNON, C. N., "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators... 16.500 kW and Larger", GE Power Systems, GER 2007C, New York, 1974.

TIRONE, G.; ARRIGHI, L.; BONIFACINO, L., **"Diagnostics Base on Thermodynamic Analysis of Performance of Steam Turbines: Case Histories"**, PWR – Vol. 30, Joint Power Generation Conference, ASME 1996, Volume 2, 1996.

TORRE, A.; MARETTO, L. A., "Steam Turbine Retrofit for Improved Performance and Reliability", Power Gen Europe, 2003.

WAKELEY, G. R., **"Steam Turbine Upgrades: A Utility Based Approach"**, Power Gen 98, Milan Italy, June, 1998.

APÊNDICE I – CÁLCULO DAS EFICIÊNCIAS DAS SEÇÕES DE ALTA, MÉDIA E BAIXA PRESSÃO DA TURBINA A VAPOR E DAS INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES REALIZADAS

Incertezas dos principais parâmetros para o cálculo da eficiência da turbina

Foram determinadas as variações de alguns dos principais parâmetros para o cálculo da eficiência em turbinas. Estas serão explicitadas a seguir.

As equações com numeração A.I.1, A.I.2, e etc., são as equações primárias que já estão presentes. As equações com numeração E.1, E.2, e etc., são equações que se referem às incertezas propriamente ditas.

Os cálculos das incertezas foram realizados de acordo com Albertazzi, A. et al. 2008.

Para todas as equações a seguir, "u" significa a incerteza da grandeza que está sendo calculada.

1. Temperatura de saída.

$$T_{s} = T_{sat} - TTD$$
(A.I.1)

Sendo:

 T_s = temperatura de saída.

 T_{sat} = temperatura de saturação do vapor da extração.

TTD = temperatura terminal (Terminal Temperature Difference)

A incerteza combinada (temperaturas de saturação e terminal) para a equação A.I.1, sendo "u" a incerteza da grandeza que está sendo calculada:

$$\frac{uT_s}{T_s} = \sqrt{\left(\frac{uT_{sat}}{T_{sat}}\right)^2 + \left(\frac{uTTD}{TTD}\right)^2}$$
(E.1)

2. Temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor.

$$T_{d} = T_{e} + DCA \tag{A.I.2}$$

Sendo:

 T_d = temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor.

T_e = temperatura da água de alimentação que entra no aquecedor.

A incerteza combinada (temperatura do condensado que sai do dreno do aquecedor e da água de alimentação que entra no aquecedor) para a equação A.I.2:

$$\frac{uT_d}{T_d} = \sqrt{\left(\frac{uT_e}{T_e}\right)^2 + \left(\frac{uDCA}{DCA}\right)^2}$$
(E.2)

3. Correção da eficiência para a vazão volumétrica.

$$\eta_{\rm m} = 87,00 - \Delta \eta_1 \cdot 87,00$$
 (A.I.3)

Sendo:

$$\Delta \eta_1 = \left(\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c}\right) \cdot N \tag{A.I.4}$$

 \dot{m}_{cp} = vazão do vapor de controle de projeto (lb/h);

 ϑ_{c} = volume específico do vapor de controle (ft³/lb);

N = número de seções de fluxo paralelo.

$$u\eta_{\dot{m}} = 87,00 \cdot u(\Delta\eta_1) \tag{A.I.5}$$

Simplificando:

$$\frac{u\eta_{m}}{\eta_{m}} = 87,00 \cdot \frac{u(\Delta\eta_{1})}{\Delta\eta_{1}}$$
(E.3)

4. Fator de correção da eficiência para a vazão volumétrica (87%).

$$\Delta \eta_1 = \left(\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c}\right) \cdot N \tag{A.I.6}$$

$$\frac{\partial \Delta \eta_1}{\partial N} = \frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \vartheta_c}$$
(A.I.7)

$$\frac{\partial \Delta \eta_1}{\partial \dot{m}_{cp}} = -\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp}^2 \cdot \mathcal{G}_c}.N$$
(A.I.8)

$$\frac{\partial \Delta \eta_1}{\partial \mathcal{G}_c} = -\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \mathcal{G}_c^2} N$$
(A.I.9)

$$u(\Delta \eta_{1}) = \sqrt{\left(\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \theta_{c}} \cdot u(N)\right)^{2} + \left(-\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp}^{2} \cdot \theta_{c}} \cdot N \cdot u(\dot{m}_{cp})\right)^{2} + \left(-\frac{1.005.200}{\dot{m}_{cp} \cdot \theta_{c}^{2}} \cdot N \cdot u(\theta_{c})\right)^{2}}$$

$$\frac{u(\Delta \eta_1)}{\Delta \eta_1} = \sqrt{\left(\frac{u(N)}{N}\right)^2 + \left(\frac{u(\dot{m}_{cp})}{\dot{m}_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{u(\mathcal{G}_c)}{\mathcal{G}_c}\right)^2}$$
(E.4)

5. Correção da eficiência para estágio de regulação.

$$\eta_{DM} = \eta_{\dot{m}} + \Delta \eta_2 \cdot \eta_{\dot{m}}$$

$$u \eta_{DM} = \eta_{\dot{m}} \cdot u (\Delta \eta_2)$$
(A.I.11)
(A.I.11)

Simplificando:

$$\frac{u\eta_{DM}}{\eta_{DM}} = \eta_{\dot{m}} \cdot \frac{u(\Delta\eta_2)}{\Delta\eta_2}$$
(E.5)

6. Correção da eficiência para a razão de pressão na vazão de projeto.

$$\eta_{AP} = \eta_{DM} + \Delta \eta_3 \cdot \eta_{DM}$$
 (A.I.12)

$$u\eta_{AP} = \eta_{DM} \cdot u(\Delta\eta_3) \tag{A.I.13}$$

Simplificando:

$$\frac{u\eta_{AP}}{\eta_{AP}} = \eta_{DM} \cdot \frac{u(\Delta\eta_3)}{\Delta\eta_3}$$
(E.6)

7. Correção da eficiência para o estágio de regulação a carga parcial.

$$\eta_{\rm EG} = \eta_{\rm AP} + \Delta \eta_4 \cdot \eta_{\rm AP} \tag{A.I.14}$$

$$u\eta_{EG} = \eta_{AP} \cdot u(\Delta \eta_4) \tag{A.I.15}$$

$$\frac{u\eta_{EG}}{\eta_{EG}} = \eta_{AP} \cdot \frac{u(\Delta\eta_4)}{\Delta\eta_4}$$
(E.10)

8. Correção da eficiência para a vazão volumétrica (91,92%).

$$\eta_{\dot{m}} = 91,93 - \Delta \eta_1 \cdot 91,93$$
 (A.I.16)

$$u\eta_{\dot{m}} = 91,93 \cdot u(\Delta\eta_1) \tag{A.I.17}$$

Simplificando:

$$\frac{u\eta_{m}}{\eta_{m}} = 91,93 \cdot \frac{u(\Delta\eta_{1})}{\Delta\eta_{1}}$$
(E.8)

9. Fator de correção da eficiência para a vazão volumétrica.

_

$$\Delta \eta_{I} = \left(\frac{1.270.000}{\dot{m}_{RE}} \cdot \vartheta_{VI}\right) \cdot N$$
(A.I.18)

$$\frac{\partial \Delta \eta_{\rm I}}{\partial \rm N} = \frac{1.270.000}{\dot{\rm m}_{\rm RE} \cdot \vartheta_{\rm VI}} \tag{A.I.19}$$

$$\frac{\partial \Delta \eta_1}{\partial \dot{m}_{RE}} = -\frac{1.270.000N}{\dot{m}_{RE}^2 \cdot \theta_{VI}}$$
(A.I.20)

$$\frac{\partial \Delta \eta_1}{\partial \mathcal{G}_{VI}} = -\frac{1.270.000N}{\dot{m}_{RE} \cdot \mathcal{G}_{VI}^2}$$
(A.I.21)

$$u(\Delta \eta_{1}) = \sqrt{\left(\frac{1.270.000}{\dot{m}_{RE}} \cdot \mathcal{G}_{VI}}{\dot{m}_{RE}} \cdot u(N)\right)^{2} + \left(-\frac{1.270.000N}{\dot{m}_{RE}^{2}} \cdot \mathcal{G}_{VI}}{\dot{m}_{RE}^{2}} \cdot u(\dot{m}_{RE})\right)^{2} + \left(-\frac{1.270.000N}{\dot{m}_{RE}} \cdot \mathcal{G}_{VI}^{2}}{\dot{m}_{RE}} \cdot u(\mathcal{G}_{VI})\right)^{2}}$$

Simplificando;

$$\frac{u(\Delta\eta_1)}{\Delta\eta_1} = \sqrt{\left(\frac{u(N)}{N}\right)^2 + \left(\frac{u(\dot{m}_{RE})}{\dot{m}_{RE}}\right)^2 + \left(\frac{u(\mathcal{G}_{VI})}{\mathcal{G}_{VI}}\right)^2}$$
(E.9)

10. Correção da eficiência para as condições iniciais de temperatura e pressão.

$$\eta_{\rm CI} = \eta_{\dot{\rm m}} + \Delta \eta_2 \cdot \eta_{\dot{\rm m}} \tag{A.I.22}$$

$$u\eta_{CI} = \eta_{\dot{m}} \cdot u(\Delta\eta_2) \tag{A.I.23}$$

Simplificando:

$$\frac{u\eta_{CI}}{\eta_{CI}} = \eta_{\dot{m}} \cdot \frac{u(\Delta\eta_2)}{\Delta\eta_2}$$
(E.10)

11. Cálculo da entalpia para o ponto final da linha de expansão ou ELEP (Expansion Line End Point).

$$ELEP_{1,5} = H_m - \left(\frac{\eta_{CI}}{100}\right) \cdot \left(H_m\right) - H_{xs}$$
(A.I.24)

$$\frac{\partial ELEP_{1,5}}{\partial H_m} = 1 - \frac{\eta_{CI}}{100} \tag{A.I.25}$$

$$\frac{\partial ELEP_{1,5}}{\partial H_{xs}} = -1 \tag{A.I.26}$$

$$\frac{\partial ELEP_{1,5}}{\partial \eta_{CI}} = -\frac{H_m}{100}$$
(A.I.27)

$$uELEP_{1,5} = \sqrt{\left(\left(1 - \frac{\eta_{CI}}{100}\right) \cdot u(H_m)\right)^2 + \left(-1 \cdot u(H_{xs})\right)^2 + \left(-\frac{H_m}{100} \cdot u(\eta_{CI})\right)^2}$$

Simplificando:

$$\frac{uELEP_{1,5}}{ELEP_{1,5}} = \sqrt{\left(\frac{u(H_m)}{H_m}\right)^2 + \left(\frac{u(H_{xs})}{H_{xs}}\right)^2 + \left(\frac{u(\eta_{CI})}{\eta_{CI}}\right)^2}$$
(E.11)

$$\chi_{1} = \frac{\text{ELEP}_{1,5} - h_{\text{liquido}}}{h_{\text{vapor}} - h_{\text{líquido}}}$$
(A.I.28)

$$\frac{\partial \chi_1}{\partial ELEP_{1,5}} = \frac{1}{h_{vapor} - h_{liquido}}$$
(A.I.29)

$$\frac{\partial \chi_{1}}{\partial h_{liquido}} = \frac{\left(ELEP_{1,5} - h_{liquido}\right)' \left(h_{vapor} - h_{liquido}\right) - \left(ELEP_{1,5} - h_{liquido}\right) \cdot \left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)'}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^{2}}$$

$$\frac{\partial \chi_1}{\partial h_{liquido}} = \frac{(-1) \cdot (h_{vapor} - h_{liquido}) - (ELEP_{1,5} - h_{liquido}) \cdot (-1)}{(h_{vapor} - h_{liquido})^2}$$
$$\frac{\partial \chi_1}{\partial \chi_1} = \frac{(h_{vapor} + h_{liquido}) + (ELEP_{1,5} - h_{liquido})}{(h_{vapor} - h_{liquido})^2}$$

$$\frac{\partial \chi_1}{\partial h_{liquido}} = \frac{(h_{vapor} + h_{liquido}) + (LLLH_{1,5} - h_{liquido})}{(h_{vapor} - h_{liquido})^2}$$

$$\frac{\partial \chi_1}{\partial h_{líquido}} = \frac{ELEP_{1,5} - h_{vapor}}{\left(h_{vapor} - h_{líquido}\right)^2}$$
(A.I.30)

$$\frac{\partial \chi_{1}}{\partial h_{vapor}} = \frac{\left(ELEP_{1,5} - h_{liquido}\right)' \left(h_{vapor} - h_{liquido}\right) - \left(ELEP_{1,5} - h_{liquido}\right) \left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)'}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^{2}}$$

$$\frac{\partial \chi_1}{\partial h_{vapor}} = \frac{(0) \cdot (h_{vapor} - h_{liquido}) - (ELEP_{1,5} - h_{liquido}) \cdot (1)}{(h_{vapor} - h_{liquido})^2}$$

$$\frac{\partial \chi_{1}}{\partial h_{vapor}} = \frac{-\left(ELEP_{1,5} - h_{liquido}\right)}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^{2}}$$
$$\frac{\partial \chi_{1}}{\partial h_{vapor}} = \frac{-ELEP_{1,5} + h_{liquido}}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^{2}}$$
(A.I.31)

$$u(\chi_{1}) = \sqrt{\left(\frac{1}{h_{vapor} - h_{liquido}} \cdot u(ELEP_{1,5})\right)^{2} + \left(\frac{ELEP_{1,5} - h_{vapor}}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \cdot u(h_{liquido})\right)^{2} + \left(\frac{h_{liquido} - ELEP_{1,5}}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \cdot u(h_{vapor})\right)^{2}}$$

$$\frac{u(\chi_1)}{\chi_1} = \sqrt{\left(\frac{u(ELEP_{1,5})}{ELEP_{1,5}}\right)^2 + \left(\frac{u(h_{liquido})}{h_{liquido}}\right)^2 + \left(\frac{u(h_{vapor})}{h_{vapor}}\right)^2}$$
(E.12)

13. Cálculo da mudança do ELEP1,5 para a pressão absoluta de exaustão no condensador.

$$\Delta ELEP = \Delta ELEP_0 \cdot (0.87) \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y_1)$$
(A.I.32)

$$\frac{\partial \Delta \text{ELEP}}{\partial \Delta \text{ELEP}_0} = 0.87 \cdot (1 - 0.01 \cdot \text{Y}_1) \cdot (1 - 0.0065 \cdot \text{Y}_1)$$
(A.I.33)

Desenvolvendo o termo $\Delta ELEP = \Delta ELEP_0 \cdot (0.87) \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_1) \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y_1)$ fica-se com:

$$\Delta ELEP = \Delta ELEP_{0} \cdot (0,87) - \Delta ELEP_{0}(0,005655 \cdot Y_{1}) - \Delta ELEP_{0}(0,0087 \cdot Y_{1}) + (0,00005655 \cdot Y_{1}^{2})$$

$$\frac{\partial \Delta ELEP}{\partial Y_{1}} = 0 - \Delta ELEP_{0}(0,005655) - \Delta ELEP_{0}(0,0087) + (0,0001131 \cdot Y_{1})$$

$$\frac{\partial \Delta ELEP}{\partial Y_{1}} = 0 - \Delta ELEP_{0}(0,005655) - \Delta ELEP_{0}(0,0087) + (0,0001131 \cdot Y_{1})$$

$$(A.I.34)$$

$$u(\Delta ELEP) = \sqrt{\left[\left(-\Delta ELEP_{0}(0,005655) - \Delta ELEP_{0}(0,0087) + (0,0001131 \cdot Y_{1}) \right) \cdot u(Y_{1}) \right]^{2} + \left[(0,87 \cdot (1 - 0,01 \cdot Y_{1}) \cdot (1 - 0,0065 \cdot Y_{1}) \right] \cdot u(ELEP_{0}) \right]^{2}}$$

Simplificando:

$$\frac{u(\Delta ELEP)}{\Delta ELEP} = \sqrt{\left[\frac{u(Y_1)}{Y_1}\right]^2 + \left[\frac{u(ELEP_0)}{ELEP_0}\right]^2}$$
(E.13)

14. Pressão de exaustão do condensador

 $ELEP_{Pressão de Exaustão do Condensador} = ELEP_{1,5} + \Delta ELEP$

$$\frac{\partial \Delta \text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}}}{\partial \text{ELEP}_{1,5}} = 1$$
(A.I.35)

$$\frac{\partial \Delta \text{ELEP}_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}}}{\partial \Delta \text{ELEP}} = 1$$
(A.I.36)

$$uELEP_{\text{Pressão de Exaustão do Condensador}} = \sqrt{\left(1 \cdot u \left(ELEP_{1,5}\right)^2 + 1 \cdot u \left(ELEP\right)^2\right)}$$
(A.I.37)

$$\frac{uELEP_{\text{Pressão de Exaustão do Condensadr}}}{ELEP_{\text{Pressão de Exaustão do Condensadr}}} = \sqrt{\left[\frac{u(ELEP_{1,5})}{ELEP_{1,5}}\right]^2 + \left[\frac{u(ELEP)}{ELEP}\right]^2}$$
(E.14)

15. Cálculo do título e da porcentagem de umidade presente no vapor de exaustão da turbina para o condensador, para a pressão medida durante o teste (pressão absoluta em polegadas de mercúrio).

$$\chi_{2} = \frac{ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}} - h_{liquido}}{h_{vapor} - h_{liquido}}, \text{ sendo:}$$

$$ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}} = ELEP_{PEC} \qquad (A.I.38)$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial ELEP_{\text{Pressão de Exaustão no Condensador}}} = \frac{1}{h_{vapor} - h_{liquido}} \qquad (A.I.39)$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial h_{liquido}} = \frac{\left(ELEP_{\text{PEC}} - h_{liquido}\right)' (h_{vapor} - h_{liquido}) - \left(ELEP_{PEC} - h_{liquido}\right) (h_{vapor} - h_{liquido})'}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}}$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial h_{liquido}} = \frac{\left(-1\right) \cdot (h_{vapor} - h_{liquido}) - \left(ELEP_{PEC} - h_{liquido}\right) \cdot (-1)}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}}$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial h_{liquido}} = \frac{\left(h_{vapor} + h_{liquido}\right) + \left(ELEP_{PEC} - h_{liquido}\right)}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}}$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial h_{liquido}} = \frac{\left(ELEP_{\text{PEC}} - h_{liquido}\right) + \left(ELEP_{PEC} - h_{liquido}\right)}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \qquad (A.I.40)$$

$$\frac{\partial \chi_{2}}{\partial h_{vapor}} = \frac{\left(ELEP_{\text{PEC}} - h_{liquido}\right)' (h_{vapor} - h_{liquido})}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \qquad (A.I.40)$$

$$\frac{\partial \chi_2}{\partial h_{vapor}} = \frac{(0) \left(h_{vapor} - h_{liquido}\right) - \left(ELEP_{PEC} - h_{liquido}\right) (1)}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^2}$$

$$\frac{\partial \chi_2}{\partial h_{vapor}} = \frac{-ELEP_{PEC} + h_{liquido}}{\left(h_{vapor} - h_{liquido}\right)^2}$$
(A.I.41)

$$u\chi_{2} = \sqrt{\left(\frac{1}{h_{vapor} - h_{liquido}} \cdot u(ELEP_{PEC})\right)^{2} + \left(\frac{ELEP_{PEC} - h_{vapor}}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \cdot u(h_{liquido})\right)^{2} + \left(\frac{h_{liquido} - ELEP_{PEC}}{(h_{vapor} - h_{liquido})^{2}} \cdot u(h_{vapor})\right)^{2}}$$

$$\frac{u\chi_2}{\chi_2} = \sqrt{\left(\frac{u(ELEP_{PEC})}{ELEP_{PEC}}\right)^2 + \left(\frac{u(h_{liquido})}{h_{liquido}}\right)^2 + \left(\frac{u(h_{vapor})}{h_{vapor}}\right)^2}$$
(E.15)

16. Cálculo da Velocidade Anular na saída do vapor após o último estágio da seção de baixa pressão.

$$V_{an} = \frac{\dot{m}_{cond} \cdot \upsilon \cdot \left(1 - 0.01 \cdot Y_2\right)}{3.600 \cdot A_{an} \cdot N} \tag{A.I.42}$$

$$\frac{\partial V_{an}}{\partial \dot{m}_{cond}} = \frac{\upsilon \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an} \cdot N}$$
(A.I.43)

$$\frac{\partial V_{an}}{\partial \upsilon} = \frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2)}{3600 \cdot A_{an} \cdot N}$$
(A.I.44)

$$\frac{\partial V_{an}}{\partial Y_2} = -\frac{0.01 \cdot \dot{m}_{cond} \cdot \upsilon}{3600.A_{an} \cdot N}$$
(A.I.45)

$$\frac{\partial V_{an}}{\partial A_{an}} = -\frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0, 01 \cdot Y_2) \upsilon}{3600 \cdot A_{an}^2 \cdot N}$$
(A.I.46)

$$\frac{\partial V_{an}}{\partial N} = -\frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2) \upsilon}{3600 \cdot A_{an} \cdot N^2}$$
(A.I.47)

$$uV_{an} = \begin{cases} \left(\frac{\upsilon \cdot (1-0.01 \cdot Y_{2})}{3600 \cdot A_{an} \cdot N} \cdot u(\dot{m}_{cond})\right)^{2} + \left(\frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1-0.01 \cdot Y_{2})}{3600 \cdot A_{an} \cdot N} \cdot u(\upsilon)\right)^{2} + \\ + \left(-\frac{2.78 \times 10^{-6} \cdot \dot{m}_{cond} \cdot \upsilon}{A_{an} \cdot N} \cdot u(Y_{2})\right)^{2} + \left(-\frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1-0.01 \cdot Y_{2}) \upsilon}{3600 \cdot A_{an}^{2} \cdot N} \cdot u(A_{an})\right)^{2} + \\ + \left(-\frac{\dot{m}_{cond} \cdot (1-0.01 \cdot Y_{2}) \upsilon}{3600 \cdot A_{an} \cdot N^{2}} \cdot u(N)\right)^{2} \end{cases}$$

$$\frac{uV_{an}}{V_{an}} = \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m}_{cond}})}{\dot{m}_{cond}}\right)^2 + \left(\frac{u(\upsilon)}{\upsilon}\right)^2 + \left(\frac{u(Y_2)}{Y_2}\right)^2 + \left(\frac{u(A_{an})}{A_{an}}\right)^2 + \left(\frac{u(N)}{N}\right)^2}$$
(E.16)

17. A área anular da seção de exaustão da turbina de baixa pressão

$$A_{an} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ext}^2 - D_{int}^2 \right)$$
(A.I.48)

$$\frac{\partial A_{an}}{\partial D_{ext}} = \frac{\pi . D_{ext}}{2}$$
(A.I.49)

$$\frac{\partial A_{an}}{\partial D_{\text{int}}} = \frac{\pi . D_{\text{int}}}{2} \tag{A.I.50}$$

$$uA_{an} = \sqrt{\left(\frac{\pi . D_{ext}}{2} \cdot u(D_{ext})\right)^2 + \left(\frac{\pi . D_{int}}{2} \cdot u(D_{int})\right)^2}$$

Simplificando:

$$\frac{uA_{an}}{A_{an}} = \sqrt{\left(\frac{u(D_{ext})}{D_{ext}}\right)^2 + \left(\frac{u(D_{int})}{D_{int}}\right)^2}$$
(E.17)

18. Cálculo do UEEP (Used Energy End Point) ou Entalpia para a energia utilizada no ponto final da linha de expansão.

$$UEEP = ELEP_{Pressão do Condensador} + TEL \cdot (1 - 0.01 \cdot Y_2) \cdot 0.87 \cdot (1 - 0.0065 \cdot Y_2)$$
(A.I.51)

Desenvolvendo a equação para melhor visualização, tem-se:

$$UEEP = ELEP_{\Pr essão \text{ do Condensador}} + TEL - (0,0152 \cdot Y_2.TEL) + (0,00005655 \cdot Y_2.TEL)$$

$$\frac{\partial \text{UEEP}}{\partial \text{ELEP}_{\text{Pressão do Condensador}}} = 1 \tag{A.I.52}$$

$$\frac{\partial UEEP}{\partial TEL} = 1 - (-0.0152 \cdot Y_2) + (0.00005655 \cdot Y_2)$$
(A.I.53)

$$\frac{\partial UEEP}{\partial Y_2} = -0,0152 \cdot TEL + (0,0001131.TEL \cdot Y_2)$$
(A.I.54)

$$u(UEEP) = \sqrt{\left(\frac{\partial UEEP}{\partial ELEP_{\Pr \ ess \ aod oC ondensador}} \cdot u(ELEP_{\Pr \ ess \ aod oC ondensador})\right)^2 + \left(\frac{\partial UEEP}{\partial TEL} \cdot u(TEL)\right)^2 + \left(\frac{\partial UEEP}{\partial Y_2} \cdot u(Y_2)\right)^2}$$

Simplificando:

$$\frac{u(UEEP)}{UEEP} = \sqrt{\left(\frac{u(ELEP_{\Pr \ essãodo \ Condensador})}{ELEP_{\Pr \ essãodo \ Condensador}}\right)^2 + \left(\frac{u(TEL)}{TEL}\right)^2 + \left(\frac{u(Y_2)}{Y_2}\right)^2}$$
(E.18)

19. Equação de Martin para o cálculo da vazão do vapor de selagem

$$\dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}} = 25 \cdot K \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}}$$
(A.I.55)

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial K} = 25 \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1}}$$
(A.I.56)

$$\frac{\partial \dot{\mathbf{m}}_{vs}}{\partial \mathbf{D}_{eixo}} = 25 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{f} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\mathbf{P}_2}{\mathbf{P}_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{\mathbf{P}_2}{\mathbf{P}_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{\mathbf{P}_1}{\boldsymbol{\vartheta}_1}}$$
(A.I.57)

$$\frac{\partial \dot{\mathbf{m}}_{vs}}{\partial f} = 25 \cdot \pi \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{D}_{eixo} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\mathbf{P}_2}{\mathbf{P}_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{\mathbf{P}_2}{\mathbf{P}_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{\mathbf{P}_1}{\mathbf{\vartheta}_1}}$$
(A.I.58)

$$\begin{split} \frac{\partial \dot{m}_{is}}{\partial P_{2}} &= 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eiso} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_{1}}{\beta_{1}}} \cdot \frac{\partial}{\partial P_{2}} \left(\frac{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)} \right)^{1/2} \\ \frac{\partial \dot{m}_{is}}{\partial P_{2}} &= 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eiso} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_{1}}{\beta_{1}}} \cdot \frac{\left(\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right)^{2} \left(\frac{-\frac{P_{2}}{P_{1}^{2}}}{\left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right)^{1/2}} \right) - \left(\left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right)^{1/2} \right) \left(\frac{-\frac{1}{2} \cdot \frac{P_{1}}{P_{2}} \cdot \frac{P_{1}}{P_{1}}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{1/2}} \right) \right) \\ \frac{\partial \dot{m}_{is}}{\partial P_{2}} &= 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eiso} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_{1}}{\beta_{1}}} \cdot \left(\frac{\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right) \right) \right) \\ \frac{\partial \dot{m}_{is}}{\partial P_{2}} &= 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eiso} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_{1}}{\beta_{1}}} \cdot \left(\frac{\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right) \right) \right) \\ (A.159) \end{split}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_{1}} = 25 \cdot K \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \frac{1}{2\sqrt{P_{1}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)}} + \sqrt{P_{1}} \cdot \frac{\frac{P_{2}^{2}}{P_{1}^{3}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}} - \sqrt{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)} \cdot \frac{\frac{1}{P_{1}}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)} = \frac{1}{2\sqrt{P_{1}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}} - \sqrt{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)}}{\frac{1}{2\sqrt{P_{1}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}}}{\frac{1}{2\sqrt{P_{1}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}}}{\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}}} - \sqrt{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)}} = \frac{1}{2\sqrt{1 - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_{1}} = 25 \cdot K \cdot \pi \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \left[\frac{1}{2\sqrt{P_{1}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}{n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)}} + \frac{1}{\sqrt{P_{1}}} \left[\frac{\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right) - \left(1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right)}{\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)\right) \left(\sqrt{\left(n - \ln\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}\right)}\right)} \right] \right]$$
(A.I.60)

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial n} = 25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_1}{9_1}} \cdot \left[-\frac{1\sqrt{P_1}}{2} \left(\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}}{\sqrt{\left(n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)^3}} \right) \right]$$
(A.I.61)

$$\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial \theta_{1}} = \frac{25 \cdot \pi \cdot K \cdot D_{eixo} \cdot f \cdot P_{1} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{2}}}{2 \cdot \sqrt{\frac{P_{1}}{\theta_{1}} \cdot \theta_{1}^{2}}}$$
(A.I.62)

$$u(\dot{m}_{vs}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial K} \cdot u(K)\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial D_{eixo}} \cdot u(D_{eixo})\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial f} \cdot u(f)\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_{2}} \cdot u(P_{2})\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial P_{1}} \cdot u(P_{1})\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial n} \cdot u(n)\right)^{2} + \left(\frac{\partial \dot{m}_{vs}}{\partial v_{1}} \cdot u(v_{1})\right)^{2}}$$

$$\frac{u(\dot{m}_{vs})}{\dot{m}_{vs}} = \sqrt{\left(\frac{u(K)}{K}\right)^2 + \left(\frac{u(D_{eixo})}{D_{eixo}}\right)^2 + \left(\frac{u(f)}{f}\right)^2 + \left(\frac{u(P_2)}{P_2}\right)^2 + \left(\frac{u(P_1)}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{u(n)}{n}\right)^2 + \left(\frac{u(v_1)}{v_1}\right)^2}$$
(E.19)

20. Área de escoamento nos selos.

$$\mathbf{A} = \pi \cdot \mathbf{D}_{\text{eixo}} \cdot \mathbf{f}$$

$$\frac{\partial A}{\partial D_{eixo}} = f \cdot \pi \tag{A.I.63}$$

$$\frac{\partial A}{\partial f} = D_{eixo} \cdot \pi \tag{A.I.64}$$

$$u(A) = \sqrt{\left(\frac{\partial A}{\partial D_{eixo}} \cdot u(D_{eixo})\right)^2 + \left(\frac{\partial A}{\partial f} \cdot u(f)\right)^2}$$

Simplificando:

$$\frac{u(A)}{A} = \sqrt{\left(\frac{u(D_{eixo})}{D_{eixo}}\right)^2 + \left(\frac{u(f)}{f}\right)^2}$$
(E.20)

Cálculo das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão da turbina a vapor e de suas incertezas

Os gráficos e equações a seguir correspondem ao procedimento de cálculo das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão realizados por Spencer *et al.* (1974) e suas respectivas incertezas. Os gráficos de correção são específicos aos tipos de máquinas citados em suas legendas ou ainda apresentam curvas para todos os tipos de máquinas.

A Figura A.I.1 representa uma seção sem reaquecimento do tipo com condensação, com 2 estágios de regulação onde a variação em porcentagem da eficiência da seção será determinada para a vazão mássica do vapor determinada no projeto da turbina.

Esta variação da eficiência da seção em função da vazão mássica de vapor de projeto pode variar entre -2,5% a +0,47% sobre a eficiência inicial calculada para a seção.

A faixa de pressão, ou a razão entre a pressão na saída do estágio pela pressão na entrada da válvula parcializadora se estende de 0,5 até 0,83; mas, para uma razão de pressão de 0,625 nenhuma variação na eficiência da seção é identificada.

A curva de correção (ou variação da eficiência) é válida apenas para vazões mássicas de vapor maiores ou iguais a $100.000 \text{ (pé}^3/\text{h)} (0.8 \text{ m}^3/\text{s}).$



Figura A.I.1 – Correção da eficiência para uma turbina de condensação sem reaquecimento, com dois estágios de regulação (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x_1^i \right] + \left[\frac{\sum_{i=0}^{I} B_i \cdot x_2^i}{Q \cdot \vartheta} \right]$$
(A.I.65)

Sendo:

,

$$A0 = 0 \qquad B0 = 0$$

$$A1 = -1,6649986 \qquad B1 = 798.267,50$$

$$A2 = -22,538964 \qquad B2 = -7.540,70$$

$$A3 = 19,464851 \qquad B3 = -154.269,4$$

$$x_{1} = 0,625 - \frac{P_{1}}{P_{t}} \qquad x_{2} = Q \cdot 9$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{1}} = \left(A_{1} + 2A_{2} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 3A_{3} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2}\right) \cdot \left(\frac{-1}{P_{T}}\right) \qquad (A.I.66)$$

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{1}} = \frac{1,665}{P_{T}} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)}{P_{T}} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2}}{P_{T}}$$
(A.I.67)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_T} = \left(A_1 + 2A_2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 3A_3 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2\right) \cdot \left(\frac{P_1}{P_T^2}\right)$$
(A.I.68)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{\rm T}} = \frac{1,665}{P_{\rm T}^2} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{\rm I}}{P_{\rm T}}\right)}{P_{\rm T}^2} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{\rm I}}{P_{\rm T}}\right)^2}{P_{\rm T}^2}$$
(A.I.69)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = B_2 \cdot Q + 2B_3 \cdot Q \cdot \upsilon^2$$
(A.I.70)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = -7540, 7 \cdot Q - 308539 \cdot Q^2 \cdot \upsilon$$
(A.I.70a)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = B_2 \cdot \upsilon + 2B_3 \cdot Q^2 \cdot \upsilon$$
(A.I.71)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = -7540, 7 \cdot \upsilon - 308539 \cdot Q \cdot \upsilon^2$$
(A.I.72)

144

$$u(\% \Delta \eta) = \left| + \left(\left(\frac{1,665}{P_T} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T} \right) \cdot u(P_1) \right)^2 + \left(\left(\frac{1,665}{P_T^2} + \frac{45,0779 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)}{P_T^2} - \frac{58,3946 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2}{P_T^2} \right) \cdot u(P_T) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot Q - 308539 \cdot Q^2 \cdot v \right) \cdot u(Q) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(\left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 308539 \cdot Q \cdot v^2 \right) \cdot u(v) \right)^2 + \left(-7540,7 \cdot v - 3$$

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(P_1)}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{u(P_T)}{P_T}\right)^2 + \left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 + \left(\frac{u(v)}{v}\right)^2}$$
(E.21)

A Figura A.I.2 representa a mudança (ou variação) na eficiência calculada para a razão de pressão. A faixa aplicável da razão de pressão da Figura A.I.2 varia entre 0,2 a 1, sendo que a variação sobre a eficiência varia entre -9,5% a 0% sobre a eficiência calculada.



Figura A.I.2 – Correção da eficiência para uma turbina de condensação sem reaquecimento, com dois estágios de regulação, correção para a vazão de projeto e a razão de pressão do estágio de regulação (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left[\sum_{i=0}^{I} A_{i} \cdot x_{1}^{i} \right]$$
(A.I.73)

Sendo:

$$A0 = 0$$
 $A4 = -485,99735$ $A1 = 2,4462684$ $A5 = -674,41251$ $A2 = -41,904570$ $A6 = -342,16474$ $A3 = -164,13062$ $x = log_{10}(TFR)$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} = \left\{ -\frac{1}{TFR.Ln(10)} \cdot \begin{bmatrix} A_1 + 2A_2 \log_{10}(TFR) + 3A_3 (\log_{10}(TFR))^2 + 4A_4 (\log_{10}(TFR))^3 + \\ + 5A_4 (\log_{10}(TFR))^4 + 6A_6 (\log_{10}(TFR))^5 \end{bmatrix} \right\}$$
(A.I.74)
$$\frac{u(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} = \left\{ -\frac{1}{TFR} \cdot \begin{bmatrix} 15,8074 \cdot \log_{10}(TFR) + 40,3333 \cdot (\log_{10}(TFR))^2 + 69,1562 \cdot (\log_{10}(TFR))^3 \\ + 52,0975 \cdot (\log_{10}(TFR))^4 + 13,775 \cdot (\log_{10}(TFR))^5 \end{bmatrix} \cdot u(TFR) \right\}$$

Simplificando:

$$\boxed{\frac{u(\%\Delta\eta)}{\Delta\eta} = \left\{-\frac{1}{TFR} \cdot \begin{bmatrix}15,8074 \cdot \log_{10}(TFR) + 40,3333 \cdot (\log_{10}(TFR))^2 + 69,1562 \cdot (\log_{10}(TFR))^3 \\ + 52,0975 \cdot (\log_{10}(TFR))^4 + 13,775 \cdot (\log_{10}(TFR))^5 \end{bmatrix} \cdot u(TFR)\right\}}$$
(E.22)

A Figura A.I.3 representa a correção da eficiência calculada para a razão de pressão do estágio de regulação calculada durante o teste de desempenho da turbina. A razão de vazão calculada no teste pode variar entre 0,2 a 1,0.



Figura A.I.3 – Correção da eficiência para uma turbina de condensação sem reaquecimento, com 2 estágios de regulação, correção para a razão de pressão do estágio de regulação (SPENCER *et al.* 1974).

A curva a ser usada no cálculo da variação da eficiência é escolhida a partir da razão de pressão do estágio de regulação (ou seja, a pressão do estágio de regulação pela pressão na saída deste estágio), a qual pode variar entre 1,2 a 2,0. Para uma razão de vazão de 1,0 não existe correção ou variação na eficiência da seção. A maior correção da eficiência para uma razão de pressão do estágio de regulação com valor de 1,2 é de + 3,6% sobre a eficiência calculada para a seção; enquanto que para um valor de 2,0 é de - 2,0% sobre a eficiência calculada.

A equação matemática que representa este gráfico é dada por

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j \right)$$
(A.I.75)

Sendo:

$$A01 = A02 = A03 = 0$$
 $A22 = -23,404163$ $A10 = -24,899722$ $A23 = -102,17991$ $A11 = 63,299521$ $A30 = -17,632581$ $A12 = -75,518221$ $A31 = 308,12317$ $A13 = 37,084109$ $A32 = 594,36987$ $A20 = -0,71362812$ $A33 = -269,89024$ $A21 = -23,404163$ $x_2 = 0,625 - \frac{P_1}{P_1}$

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot X_2^{j} \cdot i \cdot X_1^{i-1} \right)$$
(A.I.76)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial \text{TFR}} = \begin{bmatrix} 63,2995 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) - 151,036 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 111,252 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) \\ - 23,4042 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right) + 253,545 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^2 - 306,54 \cdot \text{TFR}^2 \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 \\ - 308,123 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 + 1188,74 \cdot \text{TFR} \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 - 809,671 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \left(0,625 - \frac{P_1}{P_T}\right)^3 \end{bmatrix}$$
(A.I.77)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_1} = \left(-\frac{1}{P_T}\right) \cdot \sum_{j=1}^J \left(\sum_{i=0}^J A_{ji} \cdot X_1^i \cdot j \cdot X_2^{j-1}\right)$$
(A.I.78)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{1}} = \frac{1}{P_{T}} \cdot \begin{bmatrix} 37,1184 - 37,0841 \cdot TFR^{3} + 1,42726 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 46,8083 \cdot TFR \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) \\ - 253,545 \cdot TFR^{2} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 204,36 \cdot TFR^{3} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 52,8977 \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2} \\ + 924,37 \cdot TFR \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2} - 1783,11 \cdot TFR^{2} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2} + 809,671 \cdot TFR^{3} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right)^{2} \end{bmatrix}$$
(A.I.79)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_T} = \left(-\frac{P_1}{P_T^2}\right) \cdot \sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot X_1^i \cdot j \cdot X_2^{j-1}\right)$$
(A.I.80)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{T}} = \frac{1}{P_{T}^{2}} \cdot \left[-253,545 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 204,36 \cdot \text{TFR}^{3} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 52,8977 \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) \right] + 924,37 \cdot \text{TFR} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 52,8977 \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) \right] + 924,37 \cdot \text{TFR} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2} \cdot P_{1} \cdot \left(0,625 - \frac{P_{1}}{P_{T}}\right) + 104,311 \cdot \text{TFR}^{2$$

$$u(\% \Delta \eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} \cdot u(TFR)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_1} \cdot u(P_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_T} \cdot u(P_T)\right)^2}$$

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(TFR)}{TFR}\right)^2 + \left(\frac{u(P_1)}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{u(P_T)}{P_T}\right)^2}$$
(E.23)

A Figura A.I.4 mostra a variação da eficiência em torno de -1,2% a -0,24% sobre a eficiência calculada.



Figura A.I.4 – Correção da eficiência para uma turbina de condensação sem reaquecimento, com 2 estágios de regulação, correção para a média de "loops" da válvula parcializadora. (SPENCER *et al.* 1974).

148

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\%\Delta\eta = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x^i$$
(A.I.82)

Sendo:

$$A0 = -1,771$$
 $A2 = -3,389$ $A1 = 3,475$ $A3 = 1,445$ $x = TFR$

$$u(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} = \sum_{i=1}^{l} A_i \, i. X^{i-1}$$
(A.I.83)

$$u(\% \Delta \eta) = \frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} \cdot u(TFR) = (3,475 - 6,778 \cdot TFR + 4,335 \cdot TFR^2) \cdot u(TFR)$$

Simplificando:

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \frac{u(TFR)}{TFR}$$
(E.24)

A Figura A.I.5 mostra que a razão de pressão é definida como a pressão de exaustão sobre a pressão de vapor na válvula parcializadora. Sendo que a sua faixa de aplicação varia entre 0,1 a 0,5.



Figura A.I.5 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, correção para a razão de pressão na vazão de projeto (SPENCER *et al.* 1974).

A variação da eficiência sobre a eficiência calculada é determinada a partir da curva da vazão de vapor medido durante o teste. Caso a vazão medida seja diferente das disponíveis na Figura A.I.5, uma interpolação poderá ser utilizada. A curva com maior variação da eficiência chega a ser 2,67% maior do que a calculada, ou até – 11,2% menor do que a calculada.

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\%\Delta\eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.84)

Sendo:

$$A_{00} = 11,151 A_{10} = -0,50091 A_{01} = -63,0 A_{11} = 2,83 X_1 = \frac{P_{xd}}{P_t} X_2 = \ln(Q \cdot 9) A_{11} = 2,83 X_2 = \ln(Q \cdot 9) X_2 = \ln(Q$$

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{xd}} = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_j^j \cdot i \cdot x_i^{j-1} \right) \frac{1}{P_T}$$
(A.I.85)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{xd}} = \frac{1}{P_t} \cdot [2,83 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon) - 63,0]$$
(A.I.86)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_T} = -\sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_j^j \cdot i \cdot x_i^{i-1} \right) \frac{P_{xd}}{P_T^2}$$
(A.I.87)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{t}} = \frac{1}{P_{t}^{2}} \cdot \left[63,0 \cdot P_{xd} - 2,83 \cdot P_{xd} \cdot \ln(Q \cdot \upsilon) \right]$$
(A.I.88)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = \sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^j \cdot j \cdot x_2^{i-1} \right) \frac{1}{Q}$$
(A.I.89)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = \frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091\right)$$
(A.I.90)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = \sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{j} \cdot j \cdot x_{2}^{i-1} \right) \frac{1}{\upsilon}$$
(A.I.91)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = \frac{1}{\upsilon} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_t} - 0,50091\right)$$
(A.I.92)

$$u(\% \Delta \eta) = \sqrt{\left(\frac{1}{P_{t}} \cdot \left[2,83 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon) - 63,0\right] \cdot u(P_{xd})\right)^{2} + \left(\frac{1}{P_{t}^{2}} \cdot \left[63,0 \cdot P_{xd} - 2,83 \cdot P_{xd} \cdot \ln(Q \cdot \upsilon)\right] \cdot u(P_{t})\right)^{2} + \left(\frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_{t}} - 0,50091\right) \cdot u(Q)\right)^{2} + \left(\frac{1}{\upsilon} \cdot \left(\frac{2,83 \cdot P_{xd}}{P_{t}} - 0,50091\right) \cdot u(\upsilon)\right)^{2}\right)^{2}}$$

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(P_{xd})}{P_{xd}}\right)^2 + \left(\frac{u(P_t)}{P_t}\right)^2 + \left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 + \left(\frac{u(v)}{v}\right)^2}$$
(E.25)

A Figura A.I.6 representa a variação de pressão sobre a eficiência calculada a partir do diâmetro primitivo do 1º estágio da turbina. A faixa de aplicação desta curva de variação da eficiência se aplica para um diâmetro primitivo variando entre 30 a 46 polegadas (762 mm a 1168 mm).

Sobre esta faixa, a eficiência calculada pode variar entre + 0,92% a - 0,92% com 0% de variação para um diâmetro primitivo de 38 polegadas (965 mm). Esta curva é válida apenas para a seção (ou estágio) de alta pressão com uma rotação de 3600 rpm.



Figura A.I.6 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio de regulação em polegadas (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x^i$$
 (A.I.93)

Sendo:

$$A0 = 4,37$$
 $A1 = -0,115$

x = Diâmetro Médio em Polegadas

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial x} = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot i \cdot x^{i-1}$$
(A.I.93a)
$$u(\%\Delta\eta) = \frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial DM} \cdot u(DM) = -0.115 \cdot u(DM)$$

Simplificando:

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \frac{u(DM)}{DM}$$
(E.26)

A Figura A.I.7 é muito semelhante à Figura A.I.6, sendo que a diferença está em que para a Figura A.I.7, a correção da eficiência é para a carga parcial, enquanto que a Figura A.I.6 é válida para a carga nominal.



Figura A.I.7 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, correção da eficiência para o diâmetro médio do estágio de regulação em polegadas e a turbina operando em carga parcial (SPENCER *et al.* 1974).

152

A variação na eficiência calculada para as cargas parciais, pode variar entre – 3,7% até + 3,7% sobre a eficiência calculada.

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.94)

Sendo:

10 = 0.5/3908
11 = -0,573908
2 = Diâmetro Médio em Polegadas

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot i \cdot x_1^{i-1} \cdot x_2^j \right)$$
(A.I.95)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial \text{TFR}} = 21,8085 - 0,573908 \cdot \text{DM}$$
(A.I.96)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Dmp} = \sum_{j=1}^{J} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1}$$
(A.I.97)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial DM} = 0,573908 \cdot (1 - TFR)$$
(A.I.98)

 $u(\% \Delta \eta) = \sqrt{[(22,3824 - 0,573908 \cdot DM) \cdot u(TFR)]^2 + [(0,573908 \cdot (1 - TFR)) \cdot u(DM)]^2}$

Simplificando:

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left[\frac{u(TFR)}{TFR}\right]^2 + \left[\frac{u(DM)}{DM}\right]^2}$$
(E.27)

A Figura A.I.8 mostra a razão de vazão de controle (ou a vazão de vapor proveniente das válvulas parcializadoras) que varia numa faixa entre 0,2 a 1,0. A curva a ser utilizada é selecionada a partir da razão de pressão (pressão de entrada na seção / pressão de saída na seção), a qual varia entre 2 a 6. Com uma razão de vazão de controle igual a 1, não existe qualquer correção ou mudança na eficiência. Para uma razão de vazão de controle igual a 0,2, a faixa de correção ou mudança na eficiência varia de -22,2% para uma razão de pressão de 6 para até -37,1% para uma razão de pressão igual a 2.



Figura A.I.8 – Correção da eficiência para uma turbina em carga parcial, seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 estágio de regulação, pela razão da vazão de controle (TFR) (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.99)

Sendo:

$$A_{00} = -60,75$$
 $A_{10} = 17,50$ $A_{01} = 66,85$ $A_{11} = -20,02$ $A_{02} = 29,75$ $A_{12} = -0,525$ $A_{03} = -35,85$ $A_{13} = 3,045$ $x1 = TFR$ $x_2 = ln \left(\frac{P_t}{P_{xd}} \right)$

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_2^j \cdot i \cdot x_1^{i-1} \right)$$
(A.I.100)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial \text{TFR}} = \begin{bmatrix} 66,85 + 59,5 \cdot \text{TFR} - 107,55 \cdot \text{TFR}^2 - 20,02 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \\ -1,05 \cdot \text{TFR} \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) + 9,135 \cdot \text{TFR}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_t}{P_{xd}}\right) \end{bmatrix}$$
(A.I.101)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_t} = \sum_{j=1}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1} \right) \frac{1}{P_t}$$
(A.I.102)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{t}} = \frac{1}{P_{t}} \cdot \left(17,5 - 20,02 \cdot \text{TFR} - 0,525 \cdot \text{TFR}^{2} + 3,045 \cdot \text{TFR}^{3} \right)$$
(A.I.103)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{xd}} = -\sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1} \right) \frac{1}{P_{xd}}$$
(A.I.104)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{xd}} = -\frac{1}{P_{xd}} \cdot \left(17,5 - 20,02 \cdot TFR - 0,525 \cdot TFR^2 + 3,045 \cdot TFR^3\right)$$
(A.I.105)

$$u(\% \Delta \eta) = \left[\left(\frac{66,85 + 59,5 \cdot TFR - 107,55 \cdot TFR^{2} - 20,02 \cdot \ln\left(\frac{P_{t}}{P_{xd}}\right) - 1,05 \cdot TFR \cdot \ln\left(\frac{P_{t}}{P_{xd}}\right) + 9,135 \cdot TFR^{2} \cdot \ln\left(\frac{P_{t}}{P_{xd}}\right) \right) \cdot u(TFR) \right]^{2} + \left[\frac{1}{P_{t}} \left(17,5 - 20,02 \cdot TFR - 0,525 \cdot TFR^{2} + 3,045 \cdot TFR^{3} \right) \cdot u(P_{t}) \right]^{2} + \left[-\frac{1}{P_{xd}} \left(17,5 - 20,02 \cdot TFR - 0,525 \cdot TFR^{2} + 3,045 \cdot TFR^{3} \right) \cdot u(P_{xd}) \right]^{2} \right]^{2}$$

$$\frac{u(\% \Delta \eta)}{\% \Delta \eta} = \sqrt{\left[\frac{u(TFR)}{TFR}\right]^2 + \left[\frac{u(P_t)}{P_t}\right]^2 + \left[\frac{u(P_{xd})}{P_{xd}}\right]^2}$$
(E.28)

A Figura A.I.9 mostra a variação da eficiência a partir da razão de pressão de exaustão na vazão de projeto / pressão da válvula parcializadora nominal. A faixa de valores para a razão de pressão varia de 0,15 a 0,5. A curva a ser utilizada é selecionada a partir da vazão mássica de vapor de projeto da turbina para a seção em estudo, o qual varia entre 200000 (pé³/h) (1,57 m³/s) a 1000000 (pé³/h) (7,87 m³/s). Para uma razão de pressão igual a 0,177 não existe qualquer variação na eficiência.

A variação máxima positiva na eficiência para uma razão de pressão de 0,15, para a curva de 400000(pé3/h) é igual a 1,4%; enquanto que a variação máxima negativa na eficiência para uma razão de pressão de 0,5 pode chegar a -17,1%.


Figura A.I.9 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios de regulação, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.106)

Sendo:

$$A_{00} = 25,665 \qquad A_{10} = -1,33281 A_{01} = -145,0 \qquad A_{11} = 7,53 x_1 = \frac{P_{xd}}{P_t} \qquad x_2 = \ln(Q \cdot \vartheta)$$

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{xd}} = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_1^{i-1} \cdot i \cdot x_2^{j} \right) \frac{1}{P_t}$$
(A.I.107)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = \frac{1}{P_t} \cdot [7,53 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon) - 145,0]$$
(A.I.108)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_t} = -\sum_{j=0}^J \left(\sum_{i=1}^I A_{ji} \cdot x_1^{i-1} \cdot i \cdot x_2^j\right) \frac{P_{xd}}{P_t^2}$$
(A.I.109)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} = \frac{P_{xd}}{P_t^2} \cdot \left[145,0-7,53 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon)\right]$$
(A.I.110)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = \sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1} \right) \frac{1}{Q}$$
(A.I.111)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial Q} = \frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{7.53 \cdot P_{xd}}{P_t} - 1.33281\right)$$
(A.I.112)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = -\sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot j \cdot x_{2}^{j-1} \right) \frac{1}{\upsilon}$$
(A.I.113)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial\upsilon} = \frac{1}{\upsilon} \cdot \left(\frac{7.53 \cdot P_{xd}}{P_t} - 1.33281\right)$$
(A.I.114)

$$u(\%\Delta\eta) = \begin{cases} \left(\frac{1}{P_{t}} \cdot \left[7,53 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon) - 145,0\right] \cdot u(P_{xd})\right)^{2} + \left(\frac{P_{xd}}{P_{t}^{2}} \cdot \left[145,0-7,53 \cdot \ln(Q \cdot \upsilon)\right] \cdot u(P_{t})\right)^{2} + \left(\frac{1}{Q} \cdot \left(\frac{7,53 \cdot P_{xd}}{P_{t}} - 1,33281\right) \cdot u(Q)\right)^{2} + \left(\frac{1}{\upsilon} \cdot \left(\frac{7,53 \cdot P_{xd}}{P_{t}} - 1,33281\right) \cdot u(\upsilon)\right)^{2} \end{cases}$$

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(P_{xd})}{P_{xd}}\right)^2 + \left(\frac{u(P_t)}{P_t}\right)^2 + \left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 + \left(\frac{u(\upsilon)}{\upsilon}\right)^2}$$
(E.29)

A Figura A.I.10 mostra uma razão da vazão mássica do vapor de controle que pode variar entre 0,2 a 1,0. Para selecionar a curva adequada para o estudo da eficiência da seção deve-se usar a razão de pressão. Esta razão de pressão é definida como a razão de pressão do vapor de controle pela pressão de exaustão na vazão de projeto. Esta razão pode variar entre 2 a 6. Não existe variação na eficiência com uma razão de vazão igual a 1.



Figura A.I.10 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 2 estágios de regulação, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) de projeto e a turbina operando a carga parcial (SPENCER *et al.* 1974).

157

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.115)

Sendo:

$$\begin{array}{ll} A_{00} = A10 = A20 = A30 = 0 & A_{21} = 4,0479550 \\ A_{01} = 42,676909 & A_{22} = -1,4725197 \\ A_{02} = -89,391147 & A_{23} = -4,0183332 \\ A_{03} = 9,0376638 & A_{31} = -0,14502211 \\ A_{11} = -26,221836 & A_{32} = -0,18580363 \\ A_{12} = 25,549385 & A_{33} = 0,42657518 \\ A_{13} = 8,8283868 & x_1 = 1 - TFR & x_2 = \frac{P_t}{P_{xd}} \end{array}$$

 $\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = -\sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_1^{i-1} \cdot i \cdot x_2^{j} \right)$ (A.I.116)

$$\frac{\partial \left(\% \Delta \eta\right)}{\partial \mathrm{TFR}} = \left(\begin{array}{c} \left\{ -42,6769 + 178,782 \cdot \left[(1 - \mathrm{TFR}) - 27,113 \cdot (1 - \mathrm{TFR})^2 \right] \right\} \\ + \left\{ \left(\frac{\mathrm{P}_{\mathrm{t}}}{\mathrm{P}_{\mathrm{xd}}} \right)^3 \cdot \left[0,145022 + 0,371607 \cdot (1 - \mathrm{TFR}) - 1,27973 \cdot (1 - \mathrm{TFR})^2 \right] \right\} \\ + \left\{ \left(\frac{\mathrm{P}_{\mathrm{t}}}{\mathrm{P}_{\mathrm{xd}}} \right)^2 \cdot \left[-4,04796 + 2,94504 \cdot (1 - \mathrm{TFR}) + 12,055 \cdot (1 - \mathrm{TFR})^2 \right] \right\} \\ + \left\{ \left(\frac{\mathrm{P}_{\mathrm{t}}}{\mathrm{P}_{\mathrm{xd}}} \right) \cdot \left[23,2218 - 51,0988 \cdot (1 - \mathrm{TFR}) - 26,4852 \cdot (1 - \mathrm{TFR})^2 \right] \right\} \right)$$
(A.I.117)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_t} = \sum_{j=1}^J \left(\sum_{i=0}^I A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1} \right) \frac{1}{P_{xd}}$$
(A.I.118)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P_{t}} = \left\langle \begin{array}{c} \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_{t}^{2}}{P_{xd}^{3}} \right] \cdot \left[-0.435066 - 0.557411 \cdot (1 - \text{TFR}) + 1.27973 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} \\ + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_{t}}{P_{xd}^{2}} \right] \cdot \left[8.09591 - 2.94504 \cdot (1 - \text{TFR}) - 8.03667 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} \\ + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR})}{P_{xd}} \right] \cdot \left[-26.2218 + 25.5994 \cdot (1 - \text{TFR}) + 8.82839 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} \\ \left(\text{A.I.119} \right) \right\}$$

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = -\sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot j \cdot x_{2}^{j-1} \right) \frac{P_{t}}{P_{xd}^{-2}}$$
(A.I.120)
$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} = \left\langle + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_{t}^{3}}{P_{xd}^{4}} \right] \cdot \left[0.435066 + 0.557411 \cdot (1 - \text{TFR}) - 1.27973 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_{t}^{2}}{P_{xd}^{3}} \right] \cdot \left[-8.09591 + 2.94504 \cdot (1 - \text{TFR}) + 8.03667 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} + \left\{ \left[\frac{(1 - \text{TFR}) \cdot P_{t}}{P_{xd}^{2}} \right] \cdot \left[26.2218 - 25.5994 \cdot (1 - \text{TFR}) - 8.82839 \cdot (1 - \text{TFR})^{2} \right] \right\} \right\}$$
(A.I.121)

$$u(\% \Delta \eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial TFR} \cdot u(TFR)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_t} \cdot u(P_t)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P_{xd}} \cdot u(P_{xd})\right)^2}$$

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(TFR)}{TFR}\right)^2 + \left(\frac{u(P_t)}{(P_t)}\right)^2 + \left(\frac{u(P_{xd})}{P_{xd}}\right)^2}$$
(E.30)

Na Figura A.I.11 a curva a ser utilizada é selecionada pelo número de válvulas da turbina (válvula de controle), ou seja, entre 4 e 8 válvulas. Para uma turbina a vapor com 8 válvulas de controle a eficiência da seção varia de -1,31% a -0,32%. Esta variação é então corrigida pela multiplicação da razão entre: a pressão de exaustão da seção na vazão mássica de vapor de projeto pela pressão da válvula de controle durante o teste; dividido por 0,26. Isto porque as curvas foram geradas para uma razão de pressão de 0,26.



Figura A.I.11 – Correção da eficiência para a seção de alta pressão, 3.600 rpm, 1 ou 2 estágios de regulação, correção da eficiência para razão de pressão na vazão de controle (TFR) e a média dos "loops" das válvulas parcializadoras (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\% \Delta \eta = \left(\frac{P_{xd}}{0,26 \cdot P_t}\right) \cdot \left[\sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot x_2^j\right)\right]$$
(A.I.122)

Sendo:

$$A_{00} = -5,4$$
 $A_{10} = 0,45$ $A_{01} = 4,395$ $A_{11} = -0,36625$ $x_1 = TFR$ $x_2 = N$ úmero de Válvulas

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = \left(\frac{P_{xd}}{0,26 \cdot P_t}\right) \left[\sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_1^{i-1} \cdot i \cdot x_2^{j}\right)\right]$$
(A.I.123)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = 4,395 - 0,36625 \cdot (N \acute{u}mero \ de \ V \acute{a} l vulas)$$
(A.I.124)

$$\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial TFR} = \left(\frac{P_{xd}}{0,26 \cdot P_t}\right) \left[\sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot i \cdot x_2^{j-1}\right)\right]$$
(A.I.125)

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial N \acute{u}mero \ de \ V \acute{a}lvulas} = 0,45 \cdot 0,36625 \cdot TFR$$
(A.I.126)

$$u(\% \Delta \eta) = \sqrt{ \left[(4,395 - 0,36625 \cdot N \acute{u} mero \quad de \quad V \acute{a} l v u las) \cdot u (TFR) \right]^2 + \left[(0,45 \cdot 0,36625 \cdot TFR) \cdot u (N \acute{u} mero \quad de \quad V \acute{a} l v u las) \right]^2 }$$

Simplificando:

$$\frac{u(\%\Delta\eta)}{\%\Delta\eta} = \sqrt{\left[\frac{u(TFR)}{TFR}\right]^2 + \left[\frac{u(Número \ de \ Válvulas)}{Número \ de \ Válvulas}\right]^2}$$
(E.31)

A Figura A.I.12 determina a eficiência interna para uma seção com pressão intermediária. Estas curvas podem ser usadas a partir de uma vazão volumétrica entre 0,3 a 1,0×106 (pé³/h/N).

Para selecionar a curva basta dividir a pressão de entrada da seção pela pressão do vapor de saída da seção.



Figura A.I.12 – Correção da eficiência para a turbina da seção de pressão intermediária, sem estágio de regulação, 3.600 rpm (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\eta = A + \left(\frac{B}{Q \cdot \vartheta}\right) \tag{A.I.127}$$

Sendo:

$$A = 90,799 + 0,7474 \cdot \left[\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}}\right) - 0,3 \right] - \left[\frac{0,5454}{\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} - 0,3\right)} \right]$$

$$B = -505000 + 77568 \cdot \left[\ln \left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} \right) + 0.8 \right] - \left[\frac{1262500}{\ln \left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0.8 \right)} \right]$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial P_b} = \frac{a_2}{P_b} + \frac{a_3}{\left[\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0.3\right)\right]^2 \cdot \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0.3\right) \cdot P_{xd}} + \left(\frac{1}{Q \cdot \upsilon}\right) \cdot \left[\frac{b_2}{P_b} + \frac{b_3}{\left[\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0.8\right)\right]^2 \cdot \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0.8\right) \cdot P_{xd}}\right]$$
(A.I.128)

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial P_{b}} = \begin{bmatrix} \frac{0,7474}{\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd}} + \frac{0,5454}{\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd} \cdot \ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} - 0,3\right)^{2}} \\ \frac{77568}{\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd}} + \frac{1262500}{\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd} \cdot \ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0,8\right)^{2}} \\ \frac{Q \cdot \upsilon}{Q \cdot \upsilon} \end{bmatrix}$$
(A.I.129)

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial P_b} = -\frac{a_2}{P_{xd}} - \frac{a_3}{\left[\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right)\right]^2 \cdot \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot \frac{P_b}{P_{xd}^2}} + \left(\frac{1}{\mathcal{Q} \cdot \upsilon}\right) \cdot \left[-\frac{b_2}{P_b} - \frac{b_3}{\left[\ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,8\right)\right]^2 \cdot \left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,8\right) \cdot \frac{P_b}{P_{xd}^2}}\right]$$
(A.I.130)

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial P_{xd}} = \begin{bmatrix} \frac{0,7474}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd}^2} + \frac{0,5454 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right) \cdot P_{xd}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} - 0,3\right)^2} \\ -\frac{77568 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd}^2} - \frac{1262500 \cdot P_b}{\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right) \cdot P_{xd}^2 \cdot \ln\left(\frac{P_b}{P_{xd}} + 0,8\right)^2} \\ + \frac{Q \cdot \upsilon}{Q \cdot \upsilon} \end{bmatrix}$$
(A.I.131)

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial Q} = -\frac{B}{Q^2 \cdot \upsilon} \tag{A.I.132}$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial Q} = -\frac{\frac{1262500}{\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0.8\right)} + 77568 \cdot \ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0.8\right)}{Q^{2} \cdot \upsilon}$$
(A.I.133)

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial \upsilon} = -\frac{B}{Q \cdot \upsilon^2} \tag{A.I.134}$$

$$\frac{\partial(\eta)}{\partial \upsilon} = -\frac{\frac{1262500}{\ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0.8\right)} + 77568 \cdot \ln\left(\frac{P_{b}}{P_{xd}} + 0.8\right)}{Q \cdot \upsilon^{2}}$$
(A.I.135)

$$u(\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\eta)}{\partial P_b} \cdot u(P_b)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\eta)}{\partial P_{xd}} \cdot u(P_{xd})\right)^2 + \left(\frac{\partial(\eta)}{\partial Q} \cdot u(Q)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\eta)}{\partial \upsilon} \cdot u(\upsilon)\right)^2}$$

$$\frac{u(\eta)}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{u(P_b)}{P_b}\right)^2 + \left(\frac{u(P_{xd})}{P_{xd}}\right)^2 + \left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 + \left(\frac{u(\upsilon)}{\upsilon}\right)^2}$$
(E.32)

A Figura A.I.13 determina a variação da eficiência para as condições iniciais de pressão e temperatura do vapor. A faixa de pressão válida para as curvas varia de 20 a 2000 (psi) (1,4 bar a 138 bar). A curva que será utilizada é selecionada sob as condições iniciais de temperatura em °F. A faixa de temperatura válida para estas curvas está entre 500°F a 1400°F (260 °C a 760°C).

As correções da eficiência serão positivas para altos valores de temperatura e negativa para temperaturas mais baixas. Por exemplo: a 760 °C e 69 bar, a correção da eficiência será de + 2,0%.

Com 760 °C e 14 bar a correção será de + 2,9% (correção máxima da Figura A.I.13). Para uma temperatura de 482°C e 69 bar a correção será de - 1,9% na eficiência enquanto que para 482°C e 14 bar a correção será de + 0,2%.





A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\%\Delta\eta = \sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_{1}^{i} \cdot x_{2}^{j} \right)$$
(A.I.136)

Sendo:

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial P} = -\sum_{j=0}^{J} \left(\sum_{i=1}^{I} A_{ji} \cdot x_1^{i-1} \cdot i \cdot x_2^j \right) \frac{1}{\ln 10 \cdot P}$$
(A.I.137)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial P} = \frac{1}{P} \cdot \begin{bmatrix} -40,1247 + 0,557833 \cdot H - 0,000739919 \cdot H^{2} + 1,16505 \times 10^{-7} \cdot H^{3} \\ +1,14626 \times 10^{-10} \cdot H^{4} - 236,065 \cdot \log_{10}^{P} + 0,145446 \cdot H \cdot \log_{10}^{P} \\ +0,000326539 \cdot H^{2} \cdot \log_{10}^{P} - 2,56089 \times 10^{-7} \cdot H^{3} \cdot \log_{10}^{P} + H^{4} \cdot \log_{10}^{P} \\ +50,9245 \cdot (\log_{10}^{P})^{2} - 0,00974429 \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{2} - 0,000146241 \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{2} \\ +1,29962 \times 10^{-7} \cdot H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{2} - 2,49425 \times 10^{-11} \cdot H^{4} \cdot (\log_{10}^{P})^{2} \\ +9,99663 \cdot (\log_{10}^{P})^{3} - 0,038677 \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{3} + 0,0000565004 \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{3} \\ -3,43026 \times 10^{-8} \cdot H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{3} + 6,79573 \times 10^{-12} \cdot H^{4} \cdot (\log_{10}^{P})^{3} \\ -1,73936 \cdot (\log_{10}^{P})^{4} + 0,00501109 \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{4} - 5,68035 \times 10^{-6} \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{4} \\ +2,92632 \times 10^{-9} \cdot H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{4} - 5,48386 \times 10^{-13} \cdot H^{4} \cdot (\log_{10}^{P})^{4} \end{bmatrix}$$
(A.I.138)

$$\frac{\partial (\% \Delta \eta)}{\partial H} = \sum_{j=1}^{J} \left(\sum_{i=0}^{I} A_{ji} \cdot x_1^i \cdot j \cdot x_2^{j-1} \right)$$
(A.I.139)

$$\frac{\partial(\% \Delta \eta)}{\partial H} = \begin{bmatrix} -0,0477963 - 0,00139583 \cdot H + 3,61525 \times 10^{-6} \cdot H^{2} - 2,02876 \times 10^{-9} \cdot H^{3} \\ +0,5578833 \cdot \log_{10}^{P} - 0,00147984 \cdot H \cdot \log_{10}^{P} + 3,49516 \times 10^{-7} \cdot H^{2} \cdot \log_{10}^{P} \\ +4,58502 \times 10^{-10} \cdot H^{3} \cdot \log_{10}^{P} + 0,0727229 \cdot (\log_{10}^{P})^{2} + 0,000326539 \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{2} \\ -3,84133 \times 10^{-7} \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{2} + H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{2} - 0,0032481 \cdot (\log_{10}^{P})^{3} \\ -0,000097494 \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{3} + 1,29962 \times 10^{-8} \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{4} \\ +6,79573 \times 10^{-12} \cdot H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{4} + 0,00100222 \cdot (\log_{10}^{P})^{5} \\ -2,27214 \times 10^{-6} \cdot H \cdot (\log_{10}^{P})^{5} + 1,75579 \times 10^{-9} \cdot H^{2} \cdot (\log_{10}^{P})^{5} \\ -4,38708 \times 10^{-13} \cdot H^{3} \cdot (\log_{10}^{P})^{5} \end{bmatrix}$$
(A.I.140)

$$u(\%\Delta\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\%\Delta\eta)}{\partial P} \cdot u(P)\right)^2 + \left(\frac{\partial(\%\Delta\mu)}{\partial H} \cdot u(H)\right)^2}$$

$$\frac{u(\% \Delta \eta)}{\% \Delta \eta} = \sqrt{\left(\frac{u(P)}{P}\right)^2 + \left(\frac{u(H)}{H}\right)^2}$$
(E.33)

A Figura A.I.14 mostra a correção para o ELEP para uma determinada pressão de exaustão.



Figura A.I.14 – Correção do ELEP para a pressão de exaustão para seções reaquecidas ou não e com rotação da turbina de 3.600 e/ ou 1.800 rpm (SPENCER *et al.* 1974).

A equação matemática que representa este gráfico é dada por:

$$\Delta \text{ELEP}_{0} = \sum_{i=0}^{I} \mathbf{A}_{i} \cdot \mathbf{x}^{i}$$
(A.I.141)

Sendo:

A0 =
$$-23,984811$$

A1 = $57,862440$
A2 = $3,1849404$
x = $\ln(\text{pol Hg abs.})$

$$\frac{\partial (\Delta ELEP_o)}{\partial x} = \sum_{i=1}^{I} A_i \cdot x_1^{i-1} \cdot i$$
(A.I.142)

$$u(\Delta ELEP_0) = \frac{\partial \Delta ELEP_0}{\partial \ln(pol \ Hg \ abs)} \cdot u(\ln(pol \ Hg \ abs)) =$$
$$= [57,8624 + 6,36988 \cdot \ln(pol \ Hg \ abs)] \cdot u(\ln(pol \ Hg \ abs))$$

Simplificando:

$$\frac{u(\Delta ELEP_0)}{\Delta ELEP_0} = \frac{u(\ln(pol \ Hg \ abs))}{\ln(pol \ Hg \ abs)}$$
(E.34)

A Figura A.I.15 mostra as curvas que determinam as perdas mecânicas da turbina a vapor em kW a partir de uma determinada potência no gerador elétrico em kVA.



Figura A.I.15 - Curva para a determinação das perdas mecânicas (SPENCER et al. 1974).

$$\mathbf{ML} = \left(\sum_{i=0}^{I} \mathbf{A}_{i} \cdot \mathbf{x}^{i}\right) + \Delta \mathbf{ML}$$
(A.I.143)

Sendo:

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 22.000 a 110.000 kVA*:

$$A_0 = -2,78061$$
 $A_2 = 6,63281 \cdot 10-9$ $A_1 = 3,69116 \cdot 10-3$ $A_3 = -6,98336 \cdot 10-14$

*Para geradores refrigerados convencionalmente, multiplicar a potência reativa nominal por 1,1.

$$u(ML) = \frac{\partial ML}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = (1,32656 \times 10^{-8} \cdot kVA - 2,09501 \times 10^{-13} \cdot kVA^2) \cdot u(kVA)$$

Simplificando:

$$\frac{u(ML)}{ML} = \frac{u(kVA)}{kVA}$$
(E.35)

Caso o gerador seja de carcaça única e a turbina com composição em tandem de duplo fluxo a 3.600 rpm e a potência reativa do gerador de 110.000 kVA e acima:

$$A_0 = 105,1185 \qquad A_1 = 2,5948815 \cdot 10-3$$
$$u(ML) = \frac{\partial ML}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = (2,5948815 \times 10^{-3}) \cdot u(kVA)$$

Simplificando:

$$\frac{u(ML)}{ML} = \frac{u(kVA)}{kVA}$$
(E.35.1)

Para todos os outros tipos:

$$A0 = 220,0$$
 $A1 = 2,82 \cdot 10-3$

$$u(ML) = \frac{\partial ML}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = (2.82 \times 10^{-3}) \cdot u(kVA)$$

Simplificando:

$$\frac{u(ML)}{ML} = \frac{u(kVA)}{kVA}$$
(E.35.2)

$$\Delta ML = \sum_{i=0}^{I} A_i \cdot x^i$$
(A.I.144)

168

Sendo:

Caso a potência reativa do gerador seja abaixo de 500.000 kVA*:

$$\Delta ML = 0,0 \qquad x = kVA (Potência Reativa do Teste)$$
$$u(\Delta ML) = 0 \qquad (A.I.145)$$

Caso a potência reativa do gerador seja de 500.000 kVA e acima:

$$A_0 = 570,0$$
 $A_2 = 3,8 \cdot 10-9$ $A_1 = -3,04 \cdot 10-3$ $x = kVA$ (Potência Reativa do Teste)

$$\frac{\partial (\Delta ML)}{\partial KVA} = \sum_{i=1}^{I} A_{i} \cdot i \cdot x_{1}^{i-1}$$

$$u(\Delta ML) = \frac{\partial \Delta ML}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = \sqrt{\left[\left(\sum_{i=1}^{I} A_{i} \cdot i \cdot x_{1}^{i-1}\right) \cdot u(kVA)\right]^{2}}$$
(A.I.146)

Simplificando:

$$\frac{u(\Delta ML)}{\Delta ML} = \frac{u(kVA)}{kVA}$$
(E.36)

Na Figura A.I.16 as curvas determinam o fator de perda no gerador para uma determinada potência nominal em MVA. Este fator será usado na correção da potência do gerador elétrico.



Figura A.I.16 – Curvas para a determinação do fator de perdas K1 no gerador (SPENCER *et al.* 1974).

Caso o gerador seja convencionalmente refrigerado:

$$\mathbf{K}_{1} = \Delta + \sum_{i=0}^{1} \mathbf{A}_{i} \cdot \mathbf{x}^{i}$$
(A.I.147)

Sendo:

$$A_0 = -0,34293488 \cdot 100$$
Para 3.600 rpm: $\Delta = 0,0$ $A_1 = 0,89126466 \cdot 100$ Para 1.800 rpm: $\Delta = -0,095$ $A_2 = -0,10877851 \cdot 100$ $x = \ln(kVA)$ $A_3 = 0,36908686 \cdot 10-2$

$$\frac{\partial(K_1)}{\partial x} = \sum_{i=1}^{I} A_i \cdot i \cdot x_1^{i-1}$$
(A.I.148)

$$u(K_{1}) = \frac{\partial K_{1}}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = \frac{1}{kVA} \cdot \{0,891265 - 0,217557 \cdot \ln(kVA) + 0,0110726 \cdot [\ln(kVA)]^{2}\} \cdot u(kVA)$$

Simplificando:

$$\frac{u(K_1)}{K_1} = \frac{u(kVA)}{kVA}$$
(E.37.1)

Caso o gerador seja refrigerado por condutor:

$$\mathbf{K}_{1} = \Delta + \frac{\sum_{i=0}^{I} \mathbf{A}_{i} \cdot \mathbf{x}^{i}}{\sum_{j=1}^{J} \mathbf{B}_{j} \cdot \mathbf{x}^{j}}$$
(A.I.149)

Sendo:

$$\begin{array}{ll} A_0 = -\ 0,34293488 \cdot 100 & B_1 = -\ 0,49564581 \cdot 10\text{-}2 \\ A_1 = \ 0,89126466 \cdot 100 & Para\ 3.600\ rpm: \ \Delta = 0,0 \\ A_2 = -\ 0,10877851 \cdot 100 & Para\ 1.800\ rpm: \ \Delta = -0,10 \\ A_3 = \ 0,36908686 \cdot 10\text{-}2 & x = \ln(kVA) \end{array}$$

$$\frac{\partial K_{1}}{\partial kVA} = \frac{1}{KVA} \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} (A_{i} \cdot i \cdot x^{i-1}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot x^{j}) - \sum_{i=0}^{I} (A_{i} \cdot x^{i}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot j \cdot x^{j-1})}{\left(\sum_{j=1}^{I} (B_{j} \cdot x^{j})\right)^{2}} \right]$$
(A.I.150)
$$u(K_{1}) = \frac{\partial K_{1}}{\partial kVA} \cdot u(kVA) = \left[\frac{1}{KVA} \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} (A_{i} \cdot i \cdot x^{i-1}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot x^{j}) - \sum_{i=0}^{I} (A_{i} \cdot x^{i}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot j \cdot x^{j-1})}{\left(\sum_{j=1}^{I} (B_{j} \cdot x^{j})\right)^{2}} \right] \right] \cdot u(kVA)$$

Simplificando:

$$\frac{u(K_1)}{K_1} = \frac{u(kVA)}{kVA} =$$
(E.37.2)

Na Figura A.I.17 as curvas determinam o fator de perda no gerador para a porcentagem da carga em operação. Este fator será usado para corrigir a potência do gerador elétrico.





A equação matemática que representa este gráfico é dada por: Caso o gerador seja convencionalmente refrigerado e com rotação de 3.600 e 1.800 rpm:

$$K_{2} = \frac{\sum_{i=0}^{I} A_{i} \cdot x^{i}}{\sum_{j=1}^{I} B_{j} \cdot x^{j}}$$
(A.I.151)

Sendo:

$$A_0 = -0,20525271 \cdot 102$$
 $B_1 = -0,56218495 \cdot 102$ $A_1 = -0,35019203 \cdot 102$ $A_2 = 0,25514027 \cdot 102$ $x = \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100}$ $A_3 = -0,25182400 \cdot 102$ $x = \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100}$

$$\frac{\partial K_{2}}{\partial \left(\frac{\% KVA}{100}\right)} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} (A_{i} \cdot i \cdot x^{i-1}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot x^{j}) - \sum_{i=0}^{I} (A_{i} \cdot x^{i}) \cdot \sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot j \cdot x^{j-1})}{\left(\sum_{j=1}^{J} (B_{j} \cdot x^{j})\right)^{2}}\right]$$
(A.I.152)

$$u(K_{2}) = \frac{\partial K_{2}}{\partial \left(\frac{\% \, kVA}{100}\right)} \cdot u\left(\frac{\% \, kVA}{100}\right) = \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} \left(A_{i} \cdot i \cdot x^{i-1}\right) \cdot \sum_{j=1}^{J} \left(B_{j} \cdot x^{j}\right) - \sum_{i=0}^{I} \left(A_{i} \cdot x^{i}\right) \cdot \sum_{j=1}^{J} \left(B_{j} \cdot j \cdot x^{j-1}\right)}{\left(\sum_{j=1}^{J} \left(B_{j} \cdot x^{j}\right)\right)^{2}}\right] \cdot u\left(\frac{\% \, kVA}{100}\right)$$

Simplificando:

$$\frac{u(K_2)}{K_2} = \frac{u\left(\frac{\% kVA}{100}\right)}{\frac{\% kVA}{100}}$$
(E.38.1)

Caso o condutor seja refrigerado por condutor:

$$K_{2} = \frac{\sum_{i=0}^{I} A_{i} \cdot x^{i}}{\sum_{j=1}^{J} B_{j} \cdot x^{j}}$$
(A.I.153)

Sendo:

$$x = \frac{\% \text{ da potência reativa do teste (kVA)}}{100}$$

$$\frac{\partial K_2}{\partial \left(\frac{\% kVA}{100}\right)} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} \left(A_i \cdot i \cdot x^{i-1}\right) \cdot \sum_{j=1}^{J} \left(B_j \cdot x^j\right) - \sum_{i=0}^{I} \left(A_i \cdot x^i\right) \cdot \sum_{j=1}^{J} \left(B_j \cdot y^{j-1}\right)}{\left(\sum_{j=1}^{I} \left(B_j \cdot x^j\right)\right)^2}\right]$$
(A.I.154)
$$u(K_2) = \frac{\partial K_2}{\partial \left(\frac{\% kVA}{100}\right)} \cdot u\left(\frac{\% kVA}{100}\right) = \left[\frac{\sum_{i=1}^{I} \left(A_i \cdot i \cdot x^{i-1}\right) \cdot \sum_{j=1}^{I} \left(B_j \cdot x^j\right) - \sum_{i=0}^{I} \left(A_i \cdot x^i\right) \cdot \sum_{j=1}^{I} \left(B_j \cdot y^{j-1}\right)}{\left(\sum_{j=1}^{I} \left(B_j \cdot x^j\right)\right)^2}\right] \cdot u\left(\frac{\% kVA}{100}\right)$$

$$\frac{u(K_2)}{K_2} = \frac{u\left(\frac{\% kVA}{100}\right)}{\frac{\% kVA}{100}}$$

(E.38.2)

Incertezas das propriedades termodinâmicas de saturação

Existe uma dificuldade em representar as propriedades de saturação do vapor a partir do ponto triplo até o ponto crítico, representada na Figura A.I.18. Visto que enquanto a variação do calor latente de vaporização partindo de 200 °C até 300 °C é moderada, a partir de 300 °C para a temperatura crítica, a variação se torna muito maior. Assim, inserir a incerteza existente no valor real das propriedades críticas, resulta numa incerteza não apenas nesta propriedade, mas também em outras propriedades na região crítica.

Em alguns casos, se torna impossível determinar a propriedade com a precisão desejada com apenas uma única expressão a partir do ponto triplo até o ponto crítico. Nestes casos, a região interna ou a região sob a curva pode ser dividida em duas ou três regiões (ou faixas de abrangência) com equações separadas (onde T(S) é a temperatura de saturação), na seguinte forma, LILEY *et al.* 1984:

FAIXA I:	$0,01 \le T(S) < 26,85 $ (°C)
FAIXA II:	$26,85 \le T(S) < 326,85$ (°C)
FAIXA III:	$326,85 \le T(S) \le 374,15$ (°C)
FAIXA IV:	$0,01 \le T(S) < 326,85$ (°C)
FAIXA V:	$326,85 \le T(S) \le 374,15$ (°C)
FAIXA VI:	$0,01 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

As turbinas trabalham na região de superaquecimento, sendo que na saída (exaustão) o título deve ser superior a 0,9.



Figura A.I.18 – Variação de H(FG) com a Temperatura (Adaptada de LILEY *et al.* 1984).

Usando as considerações anteriores, é possível representar as várias propriedades termodinâmicas com três tipos de equações a partir do ponto triplo até o ponto crítico. Essas propriedades são:

Temperatura de Saturação:	T(S)
Pressão de Saturação:	P(S)
Volume Específico de Saturação do Líquido:	V(F)
Volume Específico de Saturação do Vapor:	V(G)
Entalpia de Saturação do Líquido:	H(F)
Entalpia de Saturação do Vapor:	H(G)
Calor Latente de Vaporização:	H(FG)
Entropia de Saturação do Líquido:	S(F)
Entropia de Saturação do Vapor:	S(G)

As letras F, G e FG significam respectivamente Fluido (ou Líquido), Gás (ou Vapor) e Fluido + Gás (ou Líquido + Vapor).

1. Temperatura de saturação T(S):

$$T(S) = A + \frac{B}{[\ln P(s)] + C}$$
(A.I.155)

Para a Faixa IV: $0,01 \le T(S) < 326,85$ (°C)

 $0,00611 \le P(S) < 123,3$ (bar)

$$A = 0,426776 . 10^2$$

 $B = 2\ 0,389270$. 104

$$C = 2\ 0,948654 \ . \ 101$$

$$u[T(S)] = \frac{\partial T(S)}{\partial P(S)} \cdot u(P(S)) = B \cdot \frac{\partial}{\partial P(S)} \left[\frac{1}{[\ln P(S)] + C} \right] = \frac{-B}{P(S)} \cdot \frac{1}{\{[\ln P(S)] + C\}^2} \cdot u(P(S))$$

Simplificando:

$$\frac{u[T(S)]}{T(S)} = \frac{u(P(S))}{P(S)}$$
(E.39)

Para a Faixa V: $326,85 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

 $123,3 \le P(S) \le 221,0$ (bar)

A = 2 0,387592 . 103

$$B = 2 0,125875 . 105$$

C = 2 0,152578 . 102

$$u[T(S)] = \frac{\partial T(S)}{\partial P(S)} \cdot u(P(S)) = B \cdot \frac{\partial}{\partial P(S)} \left[\frac{1}{[\ln P(S)] + C} \right] = \frac{-B}{P(S)} \cdot \frac{1}{\{[\ln P(S)] + C\}^2} \cdot u(P(S))$$

Simplificando:

$$\frac{u[T(S)]}{T(S)} = \frac{u(P(S))}{P(S)}$$
(E.40)

2. Pressão de Saturação P(S):

$$\ln P(S) = \sum_{n=0}^{9} A(n) \cdot [T(S)]^n + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}$$
(A.I.156)

Sendo: P(S) = pressão de saturação

T(S) = temperatura de saturação

T(C) = temperatura crítica

Faixa VI: $0,01 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

A(0) = 0,104592 . 102	A(6) = 0,903668 . 10215
A(1) = 2 0,404897 . 1022	A(7) = 2 0,199690 . 10217
A(2) = 2 0,417520 . 1024	A(8) = 0,779287 . 10221
A(3) = 0,368510 . 1026	A(9) = 0,191482 . 10224
A(4) = 2 0,101520 . 1028	A(10) = 2 0,396806 . 104
A(5) = 0,865310 . 10212	A(11) = 0,395735 . 102

$$P(S) = \exp\left[\sum_{n=0}^{9} A(n)[T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}\right]$$
(A.I.157)

$$\frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} = \exp\left[\sum_{n=0}^{9} A(n)[T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}\right] \cdot \frac{\partial}{\partial T(S)} \left[\sum_{n=0}^{9} A(n)[T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}\right]$$
$$\frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} = \exp\left\{\left[\sum_{n=0}^{9} A(n)[T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}\right]\right\} \cdot \left[\sum_{n=1}^{9} A(n)n[T(S)]^{n-1} - \frac{A(10)}{(T(S) - A(11))^{2}}\right]$$
$$\frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} = \left[\sum_{n=1}^{9} A(n)n[T(S)]^{n-1} - \frac{A(10)}{(T(S) - A(11))^{2}}\right] \exp\left[\sum_{n=0}^{9} A(n)[T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{T(S) - A(11)}\right]$$
$$u[P(S)] = \frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} \cdot u(T(S))$$

Simplificando:

$$\frac{u[P(S)]}{P(S)} = \frac{u(T(S))}{T(S)}$$
(E.41)

3. Volume Específico para o Líquido:

$$Y(S) = \frac{V(F)}{V(FCR)}$$
(A.I.158)

Faixa VI:	$0,01 \le T(S) \le 374,15$	(°C)
A = 1,0		E(3) = 2 2,0829991
B = 2 1,91538	382	E(4) = 8,218000 . 1021
C = 1,201518	6.101	E(5) = 4,7549742 . 1021
D = 2 7,84640)25	E(6) = 0,0
E(1) = 2 3,888	8614	E(7) = 0,0
E(2) = 2,0582	238	V(FCR) = 3,155 . 1023

Então:

$$\frac{\partial V(F)}{\partial T(C)} = V(FCR) \left[B \frac{1}{3} \left[T(C)^{-2/3} \right] + C \frac{5}{6} \left[T(C)^{-1/6} \right] + D \frac{7}{8} \left[T(C)^{-1/8} \right] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \right]$$
(E.42)

4. Volume Específico para o vapor:

$$Y(S) = \frac{P(S) \cdot V(G)}{P(CR) \cdot V(GCR)}$$
(A.I.159)
Faixa VI: 0,01 ≤ T(S) ≤ 374,15 (°C)
A = 1,0 E(3) = 2 1,9179576 . 101 P(CR) = 2,2089 . 101
B = 1,6351057 E(4) = 3,6765319 . 101
C = 5,2584599 . 101 E(5) = 2 1,9462437 . 101
D = 2 4,4694653 . 101 E(6) = 0,0
E(1) = 2 8,9751114 E(7) = 0,0
E(2) = 2 4,3845530 . 101 V(GCR) = 3,155 . 1023

Então:

$$\frac{\partial V(G)}{\partial T(C)} = \frac{P(CR) \cdot V(GCR)}{P(S)} \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} = \frac{P(CR) \cdot V(GCR)}{P(S)} \cdot \begin{bmatrix} B \cdot \frac{1}{3} \left[T(C)^{-2/3} \right] + C \cdot \frac{5}{6} \left[T(C)^{-1/6} \right] + \\ + D \cdot \frac{7}{8} \left[T(C)^{-1/8} \right] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n [T(C)]^{n-1} \end{bmatrix}$$
(A.I.160)
$$\frac{\partial V(G)}{\partial T(S)} = -P(CR) \cdot V(GCR) \cdot \frac{Y(S)}{\left[P(S) \right]^2} \cdot \frac{\partial P(S)}{\partial T(S)}$$

$$P(S) = \exp\left[\sum_{n=0}^{9} A(n) \cdot [T(S)]^{n} + \frac{A(10)}{[T(S) - A(11)]}\right]$$
$$\frac{\partial P(S)}{\partial T(S)} = P(S) \left[\sum_{n=1}^{9} A(n) \cdot n[T(S)]^{n-1} + A(10) \cdot \frac{(-1)}{[T(S) - A(11)]^{2}}\right]$$
$$(A.I.161)$$
$$u[V(G)] = \sqrt{\left[\frac{\partial V(G)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C))\right]^{2} + \left[\frac{\partial V(G)}{\partial (T(S))} \cdot u(T(S))\right]^{2}}$$

$$\frac{u[V(G)]}{V(G)} = \sqrt{\left[\frac{u(T(C))}{T(C)}\right]^2 + \left[\frac{u(T(S))}{T(S)}\right]^2}$$
(E.43)

5. Entalpia para o Líquido:

_

$$Y(S) = \frac{H(F)}{H(FCR)}$$
(A.I.162)

Faixa I: $0,01 \le T(S) < 26,85 (^{\circ}C)$

$$A = 0,0 E(3) = 29,50812101.103$$

$$B = 0,0$$
 $E(4) = 7,16287928 . 104$ $C = 0,0$ $E(5) = 2,1,63535221 . 105$

$$D = 0,0 E(6) = 1,66531093 . 105$$

$$E(1) = 6,24698837 . 102 \qquad \qquad E(7) = 2.6,47854585 . 104$$

E(2) = 22,34385369 . 103 H(FCR) = 2,0993 . 103

$$u[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = H(FCR) \cdot \left[B \frac{1}{3} \left[T(C)^{-2/3} \right] + C \frac{5}{6} \left[T(C)^{-1/6} \right] + D \frac{7}{8} \left[T(C)^{-1/8} \right] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \right] \cdot u(T(C)) \right]$$

Simplificando:

$$\frac{u[H(F)]}{H(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.44)

A = 8,839230108 . 101	E(3) = 2 1,31789573 . 101
B = 0,0	E(4) = 2 1,91322436
C = 0,0	E(5) = 6,87937653 . 101
D = 0,0	E(6) = 2 1,24819906 . 102
E(1) = 2 2,67172935	E(7) = 7,21435404 . 101
E(2) = 6,22640035	H(FCR) = 2,0993 . 103

$$u[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = H(FCR) \cdot \begin{bmatrix} B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + \\ + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \end{bmatrix} \cdot u(T(C))$$

$$\frac{u[H(F)]}{H(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.45)

Faixa III: $326,85 \le T(S) \le 374,15$ (°C)A = 1,0E(3) = 0,0B = 2 4,41057805 . 1021E(4) = 0,0C = 2 5,52255517E(5) = 0,0D = 6,43994847E(6) = 0,0E(1) = 21,64578795E(7) = 0,0E(2) = 2 1,30574143H(FCR) = 2,0993 . 103

$$u[H(F)] = \frac{\partial H(F)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = H(FCR) \cdot \left[B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \right] \cdot u(T(C))$$

Simplificando:

$$\frac{u[H(F)]}{H(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.46)

6. Entalpia para o calor latente de vaporização:

$$Y(S) = \frac{H(FG)}{H(FGTP)}$$
(A.I.163)

Faixa VI: $0,01 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

$$A = 0,0 E(3) = 2 \ 8,06395$$

$$B = 7,79221 . 1021$$
 $E(4) = 1,15633 . 101$ $C = 4,62668$ $E(5) = 2 6,02884$ $D = 2 1,07931$ $E(6) = 0,0$ $E(1) = 2 3,87446$ $E(7) = 0,0$ $E(2) = 2,94553$ $H(FGTP) = 2,5009 . 103$

$$u[H(FG)] = H(FGTP) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = H(FGTP) \cdot \left[B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \right] \cdot u(T(C))$$

7. Entalpia para o vapor:

$$Y(S) = \frac{H(G)}{H(GCR)}$$
(A.I.164)

Faixa VI: $0,01 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

- A = 1,0 $E(3) = 2\ 7,39064542$ B = 4,57874342.1021E(4) = 1,04961689.101
- $C = 5,08441288 E(5) = 2 \ 5,46840036$
- $D = 2 \ 1,48513244 \qquad \qquad E(6) = 0,0$

$$E(1) = 24,81351884$$
 $E(7) = 0,0$

$$E(2) = 2,69411792$$
 $H(GCR) = 2,0993.103$

$$u[H(G)] = H(GTP) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = H(GTP) \cdot \begin{bmatrix} B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + \\ + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \end{bmatrix} \cdot u(T(C))$$

$$\frac{u[H(G)]}{H(G)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.48)

8. Entropia para o líquido:

$$Y(S) = \frac{S(F)}{S(FCR)}$$
(A.I.165)

Faixa I:	$0,01 \le T(S) < 26,85$ ((°C)
A = 0,0		E(3) = 2 4,31466046 . 104
B = 0,0		E(4) = 4,86066733 . 104
C = 0,0		E(5) = 7,9975096 . 103
D = 0,0		E(6) = 2 5,83339887 . 104
E(1) = 2 1,83	692956 . 103	E(7) = 3,31400718 . 104
E(2) = 1,4706	66352.104	S(FCR) = 4,4289

$$u[S(F)] = S(FCR) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = S(FCR) \cdot \left[B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \right] \cdot u(T(C))$$

Simplificando:

$$\frac{u[S(F)]}{S(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.49)

Faixa II: $26,85 \le T(S) < 326,85$ (°C)

A = 9,12762917 . 1021	E(3) = 5,82215341
B = 0,0	E(4) = 2 6,33354786 . 101
C = 0,0	E(5) = 1,88076546 . 102
D = 0,0	E(6) = 2 2,52344531 . 102
E(1) = 2 1,75702956	E(7) = 1,28085531 . 102
E(2) = 1,68754095	S(FCR) = 4,4289

$$u[S(F)] = S(FCR) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = S(FCR) \cdot \begin{bmatrix} B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + \\ + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \end{bmatrix} \cdot u(T(C))$$

Simplificando:

$$\frac{u[S(F)]}{S(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.50)

Faixa III: $326,85 \le T(S) \le 374,15$ (°C)A = 1,0E(3) = 0,0B = 2 3,24817650 . 1021E(4) = 0,0C = 2 2,990556709E(5) = 0,0D = 3,2341900E(6) = 0,0E(1) = 2 6,78067859 . 1021E(7) = 0,0E(2) = 2 1,91910364S(FCR) = 4,4289

$$u[S(F)] = S(FCR) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = S(FCR) \cdot \begin{bmatrix} B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + \\ + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \end{bmatrix} \cdot u(T(C))$$

Simplificando:

$$\frac{u[S(F)]}{S(F)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.51)

9. Entropia para o vapor:

Faixa I:

$$Y(S) = \frac{S(G)}{S(GCR)}$$
(A.I.166)

$$A = 1,0$$
 $E(3) = 1,75261$ $B = 0,0$ $E(4) = 2$ 6,22295 $C = 2$ 2,78368 $E(5) = 9,99004$ $D = 6,932135$ $E(6) = 0,0$ $E(1) = 2$ 4,34839 $E(7) = 0,0$ $E(2) = 1,34672$ $S(GCR) = 4,4289$

 $0,01 \le T(S) \le 374,15$ (°C)

$$u[S(G)] = S(GCR) \cdot \frac{\partial Y(S)}{\partial T(C)} \cdot u(T(C)) = S(GCR) \cdot \begin{bmatrix} B \frac{1}{3} [T(C)^{-2/3}] + C \frac{5}{6} [T(C)^{-1/6}] + \\ + D \frac{7}{8} [T(C)^{-1/8}] + \sum_{n=1}^{5} E(n) \cdot n[T(C)]^{n-1} \end{bmatrix} \cdot u(T(C))$$
$$\frac{u[S(G)]}{S(G)} = \frac{u(T(C))}{T(C)}$$
(E.52)

Volume Específico do Vapor Superaquecido: 10.

$$\mathbf{V}(\mathbf{P},\mathbf{T}) = \frac{\mathbf{R}\cdot\mathbf{T}}{\mathbf{P}} - \mathbf{B}(1)\cdot\mathbf{e}^{[-\mathbf{B}(2)\mathbf{T}]} + \frac{1}{10\cdot\mathbf{P}}\cdot\left\{\mathbf{B}(3) - \mathbf{e}^{\left[\sum_{n=0}^{2}A(n)[\mathbf{T}(S)]^{n}\right]}\right\} \cdot \mathbf{e}^{\left[\frac{\mathbf{T}(S)-\mathbf{T}}{M}\right]}$$
(A.I.167)

$$R = 4,61631 \cdot 1024$$
 $M = 4,0 \cdot 101$ $B(1) = 5,27993 \cdot 1022$ $A(0) = 2 \ 3,741378$ $B(2) = 3,75928 \cdot 1023$ $A(1) = 2 \ 4,7838281 \cdot 1023$ $B(3) = 2,2 \cdot 1022$ $A(2) = 1,5923434 \cdot 1025$

$$B(3) = 2,2 . 1022 A(2) = 1,592$$

$$\frac{\partial V(P,T)}{\partial T(S)} = \frac{1}{10P} \begin{cases} \frac{\partial}{\partial T(S)} \left[B(3) - \exp\left[\sum_{n=0}^{2} A(n)[T(S)]^{n}\right] \right] \exp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] + \\ + \left[B(3) - \exp\left[\sum_{n=0}^{2} A(n)[T(S)]^{n}\right] \frac{\partial}{\partial T(S)} \left[\exp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] \right] \right] \end{cases}$$
$$\frac{\partial V(P,T)}{\partial T(S)} = \frac{1}{10P} \begin{cases} -\left[\sum_{n=0}^{2} A(n)n[T(S)]^{n-1} esp\left[\sum_{n=0}^{2} A(n)[T(S)]^{n}\right] \right] \exp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] + \\ + \left[B(3) - \exp\left[\sum_{n=0}^{2} A(n)[T(S)]^{n}\right] \right] \left[\frac{-1}{M} \exp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] \right] \end{cases}$$
(A.I.168)

$$\frac{\partial V(P,T)}{\partial T} = \frac{R}{P} + B(1).B(2).esp\left(-B(2).T\right) + \frac{1}{10P} \left[B(3) - esp\left\{\sum_{n=0}^{2} A(n) \left[T(S)\right]^{n}\right\} \right] \left[-\frac{1}{M}.esp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] \right]$$
(A.I.169)

$$\frac{\partial V(P,T)}{\partial P} = -\frac{1}{P^2} \left\{ RT - B(1) esp\left(-B(2)T\right) + \frac{1}{10} \left[B(3) - esp\left\{\sum_{n=0}^2 A(n) \left[T(S)\right]^n\right\} \right] esp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right] \right\}$$
(A.I.170)

$$u[V(P,T)] = \sqrt{\left(\frac{\partial V(P,T)}{\partial T(S)} \cdot u(T(S))\right)^2 + \left(\frac{\partial V(P,T)}{\partial T} \cdot u(T)\right)^2 + \left(\frac{\partial V(P,T)}{\partial P} \cdot u(P)\right)^2}$$

Simplificando:

$$\frac{u[V(P,T)]}{V(P,T)} = \sqrt{\left(\frac{u(T(S))}{T(S)}\right)^2 + \left(\frac{u(T)}{T}\right)^2 + \left(\frac{u(P)}{P}\right)^2}$$
(E.53)

11. Entalpia do Vapor Superaquecido:

$$H(PT) = \sum_{n=0}^{2} A(n) \cdot T^{n} - A(3) \cdot e^{\left[\frac{T(S)-T}{M}\right]}$$
(A.I.168)

$$A(0) = B(11) + B(12) \cdot P + B(13) \cdot P2$$

$$A(1) = B(21) + B(22) \cdot P + B(23) \cdot P2$$

$$A(2) = B(31) + B(32) \cdot P + B(33) \cdot P2$$

$$A(3) = B(41) + B(42) \cdot T(S) + B(43) \cdot [T(S)]2 + B(44) \cdot [T(S)]3 + B(45) \cdot [T(S)]4$$

$$B(11) = 2,04121 . 103$$

$$B(12) = 2\ 4,040021\ .\ 101$$

$$B(21) = 1,610693$$

$$B(22) = 5,472051 . 1022$$

$$B(23) = 7,517537 . 1024$$

B(31) = 3,383117 . 1024

$$B(33) = 2\ 2,87409\ .\ 1027$$

$$B(41) = 1,70782 . 103$$

$$B(42) = 2\ 1,699419\ .\ 101$$

$$B(43) = 6,2746295 . 1022$$

- B(44) = 2 1,0284259 . 1024
- B(45) = 6,4561298 . 1028

$$M = 4,5 . 101$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial T} = \sum_{n=1}^{2} A(n) n T^{n-1} + \frac{A(3)}{M} esp\left[\frac{T(S) - T}{M}\right]$$
(A.I.169)
$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial P} = \sum_{n=0}^{2} \frac{\partial A(n)}{\partial P} T^{n} = \left(\frac{\partial A(0)}{\partial P} + \frac{\partial A(1)}{\partial P} + \frac{\partial A(2)}{\partial P} T^{2}\right)$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial P} = \left(B(12) + 2B(13)P\right) + \left(B(22) + 2B(23)P\right)T + \left(B(32) + 2B(33)P\right)T^{2}$$
(A.I.170)

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial T(S)} = \sum_{n=0}^{2} \frac{\partial A(n)}{\partial T(S)} T^{n} - \frac{\partial A(3)}{\partial T(S)} esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] - A(3) \frac{\partial}{\partial T(S)} \left[esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] \right]$$

$$\frac{\partial H(P,T)}{\partial T(S)} = -\left(B(42) + 2B(43) + 3B(44) T^{2} + 4B(45) T^{5}(S) \right) esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] - \frac{A(3)}{M} esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right]$$

$$u \left[H(P,T) \right] = \sqrt{\left(\frac{\partial H(P,T)}{\partial T} \cdot u(T) \right)^{2} + \left(\frac{\partial H(P,T)}{\partial P} \cdot u(P) \right)^{2} + \left(\frac{\partial H(P,T)}{\partial T(S)} \cdot u(T(S)) \right)^{2}}$$

$$\frac{u[H(P,T)]}{H(P,T)} = \sqrt{\left(\frac{u(T)}{T}\right)^2 + \left(\frac{u(P)}{P}\right)^2 + \left(\frac{u(T(S))}{T(S)}\right)^2}$$
(E.54)

12. Entropia do Vapor Superaquecido:

$$S(PT) = \sum_{n=0}^{4} A(n) \cdot T^{n} + B(1) \cdot \ln[10 \cdot P + B(2)] - \sum_{n=0}^{4} C(n) \cdot [T(S)]^{n} \cdot \left\{ e^{\left[\frac{T(S) - T}{M}\right]} \right\}$$
(A.I.171)

A(0) = 4,6162961 $A(1) = 1,039008 \cdot 1022$ $A(2) = 2 9,873085 \cdot 1026$ $A(3) = 5,43411 \cdot 1029$ $A(4) = 2 1,170465 \cdot 10212$ $B(1) = 2 4,650306 \cdot 1021$ $B(2) = 1,0 \cdot 1023$ C(0) = 1,777804 $C(1) = 2 1,802468 \cdot 1022$ $C(2) = 6,854459 \cdot 1025$ $C(3) = 2 1,184424 \cdot 1027$ $C(4) = 8,142201 \cdot 10211$ $M = 8,5 \cdot 101$

$$\frac{\partial S(P,T)}{\partial T} = \frac{\partial}{\partial T} \left(\sum_{n=0}^{4} A(n) T^n \right) - \left\{ \sum_{n=0}^{4} C(n) \left[T(S) \right]^n \cdot \frac{\partial}{\partial T} \left[esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] \right] \right\}$$
$$\frac{\partial S(P,T)}{\partial T} = \left(\sum_{n=1}^{4} A(n) n T^{n-1} \right) - \frac{1}{M} \left\{ \sum_{n=0}^{4} C(n) \left[T(S) \right]^n \left[esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] \right] \right\}$$
(A.I.172)

$$\frac{\partial S(P,T)}{\partial P} = -\frac{10B(1)}{10P + B(2)}$$
(A.I.173)

$$\frac{\partial S(P,T)}{\partial T(S)} = -\frac{\partial}{\partial T(S)} \left(\sum_{n=0}^{4} C(n)T(S)^{n} \right) esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] - \left\{ \sum_{n=0}^{4} C(n) \left[T(S) \right]^{n} \cdot \frac{\partial}{\partial T(S)} \left[esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] \right] \right\}$$
$$\frac{\partial S(P,T)}{\partial T(S)} = -\left(\sum_{n=1}^{4} C(n)nT(S)^{n-1} \right) esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] - \frac{1}{M} \left\{ \sum_{n=0}^{4} C(n) \left[T(S) \right]^{n} \cdot \left[esp \left[\frac{T(S) - T}{M} \right] \right] \right\}$$
(A.I.174)

$$u[S(P,T)] = \sqrt{\left(\frac{\partial S(P,T)}{\partial T} \cdot u(T)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(P,T)}{\partial P} \cdot u(P)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(P,T)}{\partial T(S)} \cdot u(T(S))\right)^2}$$

$$\frac{u[S(P,T)]}{S(P,T)} = \sqrt{\left(\frac{u(T)}{T}\right)^2 + \left(\frac{u(P)}{P}\right)^2 + \left(\frac{u(T(S))}{T(S)}\right)^2}$$

(E.55)

	3600 [rpm]					1800 [rpm]				
Comprimento da Palheta do Último Estágio [pol]	20	23	26	30	33,5	20	38	38	43	52
Diâmetro Médio [pol]	60	65,5	72,125	85	90,5	75	115	127,5	132	152
Área Anular [pé ²]	26,2	32,9	41,1	55,6	66,1	32,7	95,3	105,7	123,8	172,4
Velocidade Anular [pé/s]	Curva 1	Curva 2	Curva 3	Curva 4	Curva 5	Curva 6	Curva 7	Curva 8	Curva 9	Curva 10
128	25,61	53,65	64,09	99,21	106,70	76,30	42,85	51,63		75,69
150	20,64	46,50	56,15	88,90	95,43	67,90	37,80	45,50		65,64
175	16,10	40,08	47,58	77,88	84,28	58,70	32,63	38,38		55,68
200	12,75	34,35	40,55	67,65	74,38	50,50	28,40	32,65		48,05
250	8,33	24,95	29,75	50,85	56,72	37,50	21,60	23,80		36,00
300	5,53	18,68	22,48	38,38	43,00	28,75	16,60	17,43		27,80
350	4,09	14,23	17,28	29,83	32,82	22,25	13,13	12,91		21,45
400	3,73	10,90	13,55	23,15	25,40	17,10	10,55	9,80		16,30
450	3,95	8,65	10,82	17,80	19,40	13,45	9,00	7,97		12,50
500	4,90	7,45	8,85	13,60	14,66	11,00	8,13	7,07		9,60
550	6,57	7,12	8,30	11,20	11,93	9,70	7,89	7,02		8,55
600	8,65	7,55	8,50	10,45	10,80	9,60	8,40	7,72		8,47
650	10,95	8,70	9,50	10,75	10,75	10,23	9,57	9,00		9,05
700	13,56	10,45	11,25	12,00	11,65	11,75	11,40	11,00		10,38
800	19,35	15,45	15,82	16,20	15,20	15,95	16,25	16,25		14,45
900	25,62	21,07	21,13	21,17	19,80	21,17	21,97	21,97		19,56
1000	32,00	26,95	26,82	26,42	25,22	26,42	28,00	27,92		25,07
1100	38,35	33,05	32,82	32,10	31,06	32,10	34,00	34,00		30,82
1200	44,35	38,75	38,50	37,55	36,70	37,55	39,80	39,92		36,40
1300	49,90	44,15	43,80	42,70	42,05	42,70	45,18	45	45,25	
1400	54,70	48,90	48,30	47,35	46,69	47,35	49,90	49,85		46,50

Tabela A.I.1: Valores tabelados das perdas de exaustão na seção de baixa pressão (Spencer et al. 1974).

Através do uso do programa computacional Mathematica®, foram desenvolvidas as equações de interpolação para cada curva da Tabela A.I.1. As cores usadas nesta tabela têm o objetivo de separar as equações de interpolação nos pontos de inflexão onde essas divergem do resultado verdadeiro. Assim, para cada curva, existirão duas ou mais equações de interpolação válidas para uma determinada faixa de

velocidade anular. Estas equações são mostradas a seguir numa sequência de cálculo de fácil programação em qualquer linguagem computacional. Então as variáveis V1 a V12 são variáveis auxiliares.

Para a Curva nº 1 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s)

$$\begin{split} V_{1} &= -9,38392975084207 \times 10^{-29} + 9,18361790535968 \times 10^{-31} \times \left(-650 + V_{an}\right) \\ V_{2} &= -5,24485227875227 \times 10^{-26} + V_{1} \times \left(-600 + V_{an}\right) \\ V_{3} &= 3,0410631704757 \times 10^{-23} + V_{2} \times \left(-550 + V_{an}\right) \\ V_{4} &= -4,64051145329884 \times 10^{-21} + V_{3} \times \left(-500 + V_{an}\right) \\ V_{5} &= -2,87617914182229 \times 10^{-18} + V_{4} \times \left(-450 + V_{an}\right) \\ V_{6} &= 2,33557653311365 \times 10^{-15} + V_{5} \times \left(-400 + V_{an}\right) \\ V_{7} &= -8,9754136727147 \times 10^{-13} + V_{6} \times \left(-350 + V_{an}\right) \\ V_{8} &= 2,15330374010458 \times 10^{-10} + V_{7} \times \left(-300 + V_{an}\right) \\ V_{9} &= -2,92501576631324 \times 10^{-8} + V_{8} \times \left(-250 + V_{an}\right) \\ V_{10} &= 1,28519234902184 \times 10^{-7} + V_{9} \times \left(-200 + V_{an}\right) \\ V_{11} &= 0,000942746615087041 + V_{10} \times \left(-175 + V_{an}\right) \\ V_{12} &= -0,2259090909099 + V_{11} \times \left(-150 + V_{an}\right) \\ TEL &= 25,61 + V_{12} \times \left(-128 + V_{an}\right) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 700 (pés/s)

$$\begin{split} V_{1} &= 1,125 \times 10^{-15} - 3,23412698412701 \times 10^{-18} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -3,4166 \times 10^{-13} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 9,5833 \times 10^{-11} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -6,1666 \times 10^{-8} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 0,00002399999999999999 + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= 0,0579 + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ TEL &= 13,56 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \end{split}$$

Para a Curva nº 2 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s)

$$\begin{split} V_{1} &= -8,99925782276308 \times 10^{-28} + 1,98296919784504 \times 10^{-30} \times 10^{-30} \times (-650 + V_{an}) \\ V_{2} &= 3,39553703414153 \times 10^{-25} + V_{1} \times (-600 + V_{an}) \\ V_{3} &= -9,34824878128542 \times 10^{-23} + V_{2} \times (-550 + V_{an}) \\ V_{4} &= 9,73891561299632 \times 10^{-21} + V_{3} \times (-500 + V_{an}) \\ V_{5} &= 7,2900623049045 \times 10^{-18} + V_{4} \times (-450 + V_{an}) \\ V_{6} &= -5,50045441523367 \times 10^{-15} + V_{5} \times (-400 + V_{an}) \\ V_{7} &= 2,16321354803352 \times 10^{-12} + V_{6} \times (-350 + V_{an}) \\ V_{8} &= -5,68995312425351 \times 10^{-10} + V_{7} \times (-300 + V_{an}) \\ V_{9} &= 1,02133860403827 \times 10^{-7} + V_{8} \times (-250 + V_{an}) \\ V_{10} &= -0,0000124869976359337 + V_{9} \times (-200 + V_{an}) \\ V_{11} &= 0,00145106382978723 + V_{10} \times (-175 + V_{an}) \\ V_{12} &= -0,325 + V_{11} \times (-150 + V_{an}) \\ TEL &= 53,65 + V_{12} \times (-128 + V_{an}) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 700 (pés/s)

$$\begin{split} V_{1} &= 9,3055 \times 10^{-15} - 3,00992063492064 \times 10^{-17} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -2,0000 \times 10^{-12} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 2,5833 \times 10^{-10} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -6,0000 \times 10^{-8} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 0,000031 + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= 0,05 + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ TEL &= 10,45 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \end{split}$$

Para a Curva nº 3 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 700 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= -2,57738037351415 \times 10^{-24} + 3,82903393885583 \times 10^{-30} \times \left(-650 + V_{an}\right) \\ V_{2} &= 1,27652752710007 \times 10^{-24} + V_{1} \times \left(-600 + V_{an}\right) \\ V_{3} &= -5,29739557813725 \times 10^{-22} + V_{2} \times \left(-550 + V_{an}\right) \\ V_{4} &= 1,92138265718898 \times 10^{-19} + V_{3} \times \left(-500 + V_{an}\right) \\ V_{5} &= -6,15182216902173 \times 10^{-17} + V_{4} \times \left(-450 + V_{an}\right) \\ V_{6} &= 1,72356302510128 \times 10^{-14} + V_{5} \times \left(-400 + V_{an}\right) \\ V_{7} &= -4,13867343885752 \times 10^{-12} + V_{6} \times \left(-350 + V_{an}\right) \\ V_{8} &= 8,23166455807326 \times 10^{-10} + V_{7} \times \left(-300 + V_{an}\right) \\ V_{9} &= -1,26117963732193 \times 10^{-7} + V_{8} \times \left(-250 + V_{an}\right) \\ V_{10} &= 0,000011759724908661 + V_{9} \times \left(-200 + V_{an}\right) \\ V_{11} &= 0,000385299806576407 + V_{10} \times \left(-175 + V_{an}\right) \\ V_{12} &= -0,3609090909091 + V_{11} \times \left(-150 + V_{an}\right) \\ TEL &= 64,09 + V_{12} \times \left(-128 + V_{an}\right) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 700 (pés/s):

$$\begin{split} &V_1 = 2,7499 \times 10^{-15} - 8,01587301587293 \times 10^{-18} \times (-1300 + V_{an}) \\ &V_2 = -7,0833 \times 10^{-13} + V_1 \times (-1200 + V_{an}) \\ &V_3 = 1,2083 \times 10^{-10} + V_2 \times (-1100 + V_{an}) \\ &V_4 = -5,9999 \times 10^{-8} + V_3 \times (-1000 + V_{an}) \\ &V_5 = 0,000036999999999999 + V_4 \times (-900 + V_{an}) \\ &V_6 = 0,0457 + V_5 \times (-800 + V_{an}) \\ &TEL = 11,25 + V_6 \times (-700 + V_{an}) \end{split}$$

Para a curva nº 4 tem-se que:

Para uma velocidade anular ≤ 600 (pés/s):

$$\begin{split} &V_{1} = 6,23578609178404 \times 10^{-22} - 1,89291610833606 \times 10^{-24} \times (-550 + V_{an}) \\ &V_{2} = -1,82822481012263 \times 10^{-19} + V_{1} \times (-500 + V_{an}) \\ &V_{3} = 4,72331101597101 \times 10^{-17} + V_{2} \times (-450 + V_{an}) \\ &V_{4} = -1,06915049538704 \times 10^{-14} + V_{3} \times (-400 + V_{an}) \\ &V_{5} = 2,06576130512476 \times 10^{-12} + V_{4} \times (-350 + V_{an}) \\ &V_{6} = -3,050752002139 \times 10^{-10} + V_{5} \times (-300 + V_{an}) \\ &V_{7} = 2,36729344367928 \times 10^{-8} + V_{6} \times (-250 + V_{an}) \\ &V_{8} = 5,51901998711034 \times 10^{-7} + V_{7} \times (-200 + V_{an}) \\ &V_{9} = 0,000592263056092822 + V_{8} \times (-175 + V_{an}) \\ &V_{10} = -0,468636363636363 + V_{9} \times (-150 + V_{an}) \\ &TEL = 99,21 + V_{10} \times (-128 + V_{an}) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 600 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 4,35767935767983 \times 10^{-21} - 3,39848423181768 \times 10^{-23} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= 4,21115921115903 \times 10^{-18} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= -3,28835978835972 \times 10^{-15} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= 8,54761904761891 \times 10^{-13} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 2,8000 \times 10^{-10} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= -3,8333 \times 10^{-7} + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 0,00018999999999999 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ V_{8} &= 0,006 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \\ TEL &= 10,45 + V_{8} \times (-600 + V_{an}) \end{split}$$

Para a curva nº 5 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 600 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= -5,67284118622762 \times 10^{-22} + 1,55664832560274 \times 10^{-24} \times \left(-550 + V_{an}\right) \\ V_{2} &= 1,83379433511008 \times 10^{-19} + V_{1} \times \left(-500 + V_{an}\right) \\ V_{3} &= -5,14022012511473 \times 10^{-17} + V_{2} \times \left(-450 + V_{an}\right) \\ V_{4} &= 1,17647459361066 \times 10^{-14} + V_{3} \times \left(-400 + V_{an}\right) \\ V_{5} &= -1,95031777292789 \times 10^{-12} + V_{4} \times \left(-350 + V_{an}\right) \\ V_{6} &= 1,66989593209044 \times 10^{-10} + V_{5} \times \left(-300 + V_{an}\right) \\ V_{7} &= 1,14911233013773 \times 10^{-8} + V_{6} \times \left(-250 + V_{an}\right) \\ V_{8} &= -5,69525037610132 \times 10^{-6} + V_{7} \times \left(-200 + V_{an}\right) \\ V_{9} &= 0,00141005802707929 + V_{8} \times \left(-175 + V_{an}\right) \\ V_{10} &= -0,512272727272727 + V_{9} \times \left(-150 + V_{an}\right) \\ TEL &= 106,7 + V_{10} \times \left(-128 + V_{an}\right) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 600 (pés/s) e < 650 (pés/s):

$$\text{TEL} = 11, 4 - 0,001 \cdot \text{V}_{\text{an}}$$

Para uma velocidade anular / 650 (pés/s)

$$\begin{split} V_{1} &= -2,49195249195241 \times 10^{-18} - 3,05305805305799 \times 10^{-21} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= 2,73088023088017 \times 10^{-15} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= -1,54365079365077 \times 10^{-12} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= 6,23809523809518 \times 10^{-10} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= -2,5666 \times 10^{-7} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= 0,0001166666666666666 + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 0,018 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ TEL &= 10,75 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \end{split}$$
Para a curva nº 6 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 650 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= -5,26944161222233 \times 10^{-25} + 1,80421300400314 \times 10^{-27} \left(-600 + V_{an}\right) \\ V_{2} &= 1,30476321149688 \times 10^{-22} + V_{1} \times \left(-550 + V_{an}\right) \\ V_{3} &= -2,73834011808948 \times 10^{-20} + V_{2} \times \left(-500 + V_{an}\right) \\ V_{4} &= 4,69641174907917 \times 10^{-18} + V_{3} \times \left(-450 + V_{an}\right) \\ V_{5} &= -4,00941071899917 \times 10^{-16} + V_{4} \times \left(-400 + V_{an}\right) \\ V_{6} &= -1,96552494051704 \times 10^{-13} + V_{5} \times \left(-350 + V_{an}\right) \\ V_{7} &= 1,37729891774719 \times 10^{-10} + V_{6} \times \left(-300 + V_{an}\right) \\ V_{8} &= -4,4489541385252 \times 10^{-8} + V_{7} \times \left(-250 + V_{an}\right) \\ V_{9} &= 7,02772404900078 \times 10^{-6} + V_{8} \times \left(-200 + V_{an}\right) \\ V_{10} &= 0,000294003868471943 + V_{9} \times \left(-175 + V_{an}\right) \\ V_{11} &= -0,3818181818181818181 + V_{10} \times \left(-150 + V_{an}\right) \\ TEL &= 76,3 + V_{11} \times \left(-128 + V_{an}\right) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 650 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 1,91314241314242 \times 10^{-17} - 4,26249676249681 \times 10^{-20} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -6,74098124098129 \times 10^{-15} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 1,66587301587303 \times 10^{-12} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -1,70476190476194 \times 10^{-10} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= -1,053333333332 \times 10^{-7} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= 0,00007733333333333 + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 0,030399999999999 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ TEL &= 10,23 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \end{split}$$

Para a curva nº 7 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 550 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 6,71827895887308 \times 10^{-20} - 1,0356268746302 \times 10^{-22} \times (-500 + V_{an}) \\ V_{2} &= -2,81142088492192 \times 10^{-17} + V_{1} \times (-450 + V_{an}) \\ V_{3} &= 8,93225576892921 \times 10^{-15} + V_{2} \times (-450 + V_{an}) \\ V_{4} &= -2,21420848978368 \times 10^{-12} + V_{3} \times (-350 + V_{an}) \\ V_{5} &= 4,1909714187484 \times 10^{-10} + V_{4} \times (-300 + V_{an}) \\ V_{6} &= -5,58713750691401 \times 10^{-8} + V_{5} \times (-250 + V_{an}) \\ V_{7} &= 3,72297442510186 \times 10^{-6} + V_{6} \times (-200 + V_{an}) \\ V_{8} &= 0,000483945841392658 + V_{7} \times (-175 + V_{an}) \\ V_{9} &= -0,22954545454545454 + V_{6} \times (-150 + V_{an}) \\ TEL &= 42,85 + V_{9} \times (-128 + V_{an}) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 550 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 4,8726582059915 \times 10^{-23} - 5,66432478197176 \times 10^{-26} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -3,5144485144485 \times 10^{-20} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 2,12987012987013 \times 10^{-17} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -1,06560846560847 \times 10^{-14} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 4,15238095238097 \times 10^{-12} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= -1,05333333333334 \times 10^{-9} + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 1,26490253456642 \times 10^{-21} + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ V_{8} &= 0,000131999 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \\ V_{9} &= 0,0102 + V_{8} \times (-600 + V_{an}) \\ TEL &= 7,89 + V_{9} \times (-550 + V_{an}) \end{split}$$

Para as curvas nº 8 e 9 tem-se que:

Para uma velocidade anular < 600 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 1,74392805121563 \times 10^{-19} - 4,02368324790341 \times 10^{-22} \times (-500 + V_{an}) \\ V_{2} &= -6,46029872340855 \times 10^{-17} + V_{1} \times (-450 + V_{an}) \\ V_{3} &= 2,0340709267923 \times 10^{-14} + V_{2} \times (-400 + V_{an}) \\ V_{4} &= -5,33288456108671 \times 10^{-12} + V_{3} \times (-350 + V_{an}) \\ V_{5} &= 1,1202813249422 \times 10^{-9} + V_{4} \times (-300 + V_{an}) \\ V_{6} &= -1,75621721223393 \times 10^{-7} + V_{5} \times (-250 + V_{an}) \\ V_{7} &= 0,0000172658499892541 + V_{6} \times (-200 + V_{an}) \\ V_{8} &= -0,000131141199226301 + V_{7} \times (-175 + V_{an}) \\ V_{9} &= -0,278636363636363 + V_{8} \times (-150 + V_{an}) \\ TEL &= 51,63 + V_{9} \times (-128 + V_{an}) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 600 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= -1,11160444493794 \times 10^{-23} + 3,92335514884572 \times 10^{-26} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -7,32045732045671 \times 10^{-21} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 1,41221741221739 \times 10^{-17} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -1,18201058201057 \times 10^{-14} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 6,2095238095238 \times 10^{-12} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= -1,959999999999999 \times 10^{-9} + V_{5} + (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 1,866666666666666 \times 10^{-7} + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ V_{8} &= 0,000116 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \\ V_{9} &= 0,014 + V_{8} \times (-600 + V_{an}) \\ TEL &= 7,02 + V_{9} \times (-500 + V_{an}) \end{split}$$

Para a curva nº 10 tem-se que:

Para uma velocidade anular \leq 550 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 4,07022300313504 \times 10^{-19} - 1,10357006903105 \times 10^{-21} \times \left(-500 + V_{an}\right) \\ V_{2} &= -1,27570774275102 \times 10^{-16} + V_{1} \times \left(-450 + V_{an}\right) \\ V_{3} &= 3,36746916734853 \times 10^{-14} + V_{2} \times \left(-400 + V_{an}\right) \\ V_{4} &= -7,32010872778061 \times 10^{-12} + V_{3} \times \left(-350 + V_{an}\right) \\ V_{5} &= 1,25546413756729 \times 10^{-9} + V_{4} \times \left(-300 + V_{an}\right) \\ V_{6} &= -1,53326498328242 \times 10^{-7} + V_{5} \times \left(-250 + V_{an}\right) \\ V_{7} &= 0,0000086258327960456 + V_{6} \times \left(-200 + V_{an}\right) \\ V_{8} &= 0,00124294003868471 + V_{7} \times \left(-175 + V_{an}\right) \\ V_{9} &= -0,456818181818181 + V_{8} \times \left(-150 + V_{an}\right) \\ TEL &= 75,69 + V_{9} \times \left(-128 + V_{an}\right) \end{split}$$

Para uma velocidade anular > 550 (pés/s):

$$\begin{split} V_{1} &= 7,92158458825127 \times 10^{-23} - 1,3150438885733 \times 10^{-25} \times (-1300 + V_{an}) \\ V_{2} &= -4,71176971176973 \times 10^{-20} + V_{1} \times (-1200 + V_{an}) \\ V_{3} &= 2,67821067821069 \times 10^{-17} + V_{2} \times (-1100 + V_{an}) \\ V_{4} &= -1,36296296296296 \times 10^{-14} + V_{3} \times (-1000 + V_{an}) \\ V_{5} &= 5,63809523809525 \times 10^{12} + V_{4} \times (-900 + V_{an}) \\ V_{6} &= -0,000000016 + V_{5} \times (-800 + V_{an}) \\ V_{7} &= 0,00000012 + V_{6} \times (-700 + V_{an}) \\ V_{8} &= 0,000132 + V_{7} \times (-650 + V_{an}) \\ V_{9} &= -0,0016 + V_{8} \times (-600 + V_{an}) \\ TEL &= 8,55 + V_{9} \times (-550 + V_{an}) \end{split}$$

APÊNDICE II – CÁLCULO DAS VAZÕES DE SELAGEM DA TURBINA

Os primeiros procedimentos de cálculo de balanço térmico assumiam que todas as vazões de vapor para a selagem fluíam para os aquecedores regenerativos ou em torno de grupos de estágios de expansão da turbina, e desta forma eram tratados como vazões externas ao balanço térmico.

A partir da década de 20, com o uso da fórmula de Martin para vazamentos de vapor através dos selos labirínticos; o cálculo das vazões de vapor para a selagem tornou-se representativo no "fechamento" do balanço térmico das turbinas a vapor. O procedimento a seguir mostra a equação de Martin para o cálculo da vazão do vapor de selagem, bem como uma tabela (Tabela A.II.1), onde a maioria das combinações de sistemas de selagem comumente aplicadas pelos construtores de turbinas podem ser encontradas, facilitando o procedimento de cálculo (Spencer *et al.* 1974). A equação de Martin para o cálculo da vazão de vapor pelos selos labirínticos é dada por:

$$\dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}}$$
(A.II.1)

Sendo:

 \dot{m}_{vs} = vazão mássica do vapor de selagem (lb/h);

K = fator de correção para a folga entre os selos;

A = área da vazão de selagem (área anular perpendicular ao escoamento do vapor) (pol²);

- $P_1 = pressão do vapor na entrada do labirinto (lb/pol² abs.);$
- ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb);
- $P_2 = pressão do vapor na saída do labirinto (lb/pol² abs.);$
- N = número de dentes estacionários no labirinto.



Figura A.II.1: Fator de correção K para as folgas radiais entre os dentes da selagem (Adaptada de SPENCER *et al.* 1974).

Para o cálculo da área de escoamento nos selos, a seguinte equação deverá ser utilizada (Spencer *et al.* 1974):

$$\mathbf{A} = \pi \cdot \mathbf{D}_{\text{eixo}} \cdot \mathbf{f} \tag{A.II.2}$$

Sendo:

Deixo = diâmetro do eixo na seção em que deseja determinar a vazão de vapor (pol.);

f = folga entre os dentes de selagem e o eixo da seção (mils - milésimos de polegada);

 $\pi = 3,14159265359.$

Poderão existir situações em que a pressão de saída do vapor de selagem terá a sua medição estimada, devido à impraticidade de colocar um instrumento de medição no local. Esta estimativa deverá ser baseada nas informações de projeto da máquina e nos diagramas de balanço térmico fornecidos pelo fabricante.

Como colocado anteriormente, a maioria dos fabricantes segue um padrão na combinação de seus sistemas de selagem. Para estes casos a Tabela A.II.1, poderá ser utilizada na simplificação dos cálculos.

197

Tabela A.II.1: Combinação de sistemas de selagem e a constante "C" usada no cálculo das vazões de selagem (SPENCER et al. 1974).



$$\dot{m}_{vs} = 25 \cdot K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}} = C \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}}$$
(A.II.3)

Sendo:

C = constante da vazão de selagem.

Spencer *et al.* (1974), indicam que esta constante deverá ser aplicada somente para as combinações mostradas na Tabela A.II.1, fora desta situação o resultado será inválido. Para utilizar os dados da Tabela A.II.1 no cálculo do vapor de selagem, o procedimento seguinte poderá ser utilizado.

Partindo de um diagrama de balanço de massa e energia previamente estabelecido, deve-se encontrar um sistema de selagem que seja o mais similar a um dos apresentados na Tabela A.II.1; por exemplo: dado um diagrama de balanço térmico já estabelecido, a combinação "B" é mais similar ou próxima ao do balanço, como ilustra a Figura A.II.2.



Figura A.II.2: Vazões de Vapor de Selagem (Adaptada de SPENCER et al. 1974).

Com os dados do balanço térmico e da combinação "B", pode-se montar a Tabela A.I.2:

Vazão de Vapor	Constante "C"	$\sqrt{\left(\frac{P_{l,A}}{\vartheta_{l,A}}\right)}$	$\dot{m}_{vvp}\left(\frac{lb}{h}\right)$
Vazão total	56,00	87,09	4.877,00
Vazão "A" da válvula parcializadora	50,00	17,10	855,00
Vazão "B" da válvula parcializadora			4.877,00 - 855,00 = 4.022,00

Tabela A.II.2: Vazões de vazamento de Vapor da Válvula Parcializadora (fonte:SPENCER et al. 1974).

Sendo:

 \dot{m}_{vvp} = vazão mássica do vapor de vazamento da válvula parcializadora (lb/h);

P_{1,A} = pressão do vapor para o regulador do vapor de selagem (psia);

 $\vartheta_{1,A}$ = volume específico do vapor para o regulador do vapor de selagem (pé³/lb).

Desta maneira, poderão ser determinadas as vazões "A" e "B" da combinação de selagem. Continuando; ainda do balanço térmico e da combinação "B" pode-se montar a seguinte tabela com as vazões de selagem.

Tabela A.II.3: Vazões do	Vapor de Selagem (fo	onte: SPENCER et al. 1974).

Vazão de Vapor	Constante "C"	$\sqrt{\left(\frac{\mathbf{P}_1}{\boldsymbol{\vartheta}_1}\right)}$	$\dot{m}_{vvs} \left(\frac{lb}{h} \right)$
1	500,00	58,61	29.306,00
3	620,00	21,81	13.519,00
4	970,00	4,68	4.541,00
5	Por diferença		8.978,00
6	600,00	4,49	2.696,00

Sendo:

 $\dot{m}_{vvs} =$ vazão mássica do vapor de selagem (lb/h);

P₁ = pressão de entrada no labirinto (psia);

 ϑ_1 = volume específico do vapor de entrada no labirinto (pé³/lb).

Spencer *et al.* (1974), informam ainda que; quando os valores de pressão e do volume específico do vapor estiverem no sistema internacional de unidades, deverão ser realizadas as devidas conversões para o sistema inglês e vice – versa, para o uso deste procedimento de cálculo.

APÊNDICE III – MANUAL DE OPERAÇÃO DA PLANILHA

Este manual da planilha Excel® trata da explicação da funcionalidade da mesma, descrevendo aba por aba. Além disso, direciona o usuário para a preparação do teste, com base na norma ASME PTC 6 (1996), Performance Test Code 6 on Steam Turbine e descreve os desvios do desempenho térmico em relação ao estado de referência. São, também, descritas as falhas que poderão ocorrer a partir da análise térmica. Para ajudar o usuário foi colocada uma matriz falha.

A - DESCRITIVO DAS ABAS DA PLANILHA

Neste item serão descritas as abas da planilha Excel® desenvolvida, que calcula o desempenho e o diagnóstico da turbina a vapor da UTE Euzébio Rocha (Petrobras), localizada em Cubatão, São Paulo.

Serão abordados os principais detalhes de operação da planilha, algumas particularidades para melhor entendimento da mesma, como também detalhes dos cálculos realizados.

Ao iniciar a planilha aparecerá a aba inicial (Cubatão) que contém um esquema simplificado do sistema térmico onde está contida a turbina a vapor. Além disso, a planilha apresenta ainda as seguintes abas: início, dados de entrada, incerteza da medição, cálculo do balanço de massa, eficiência interna, potência gerada, linhas de expansão e resultados, Figura A.III.1.



Figura A.III.1 - Aba de Apresentação da Usina Termelétrica Euzébio Rocha

A seguir é explicada a função de cada uma das abas da planilha.

A.1 - Aba "Início"

Nesta aba estão listadas todas as cargas contidas nos *Heatflow* obtidos na documentação da UTE Euzébio Rocha, seguidos de uma numeração de 1 até 8.

Para proceder ao diagnóstico e iniciar as leituras, é necessário selecionar na célula em destaque (amarelo), o número correspondente a qual carga do *Heatflow* será fixada como referência. Esse passo é necessário para a adequada correção dos desvios.

Feito isso, deve-se clicar no botão "Disparar leitura", para que sejam carregados os dados do PI, na planilha.

A.2 - Aba "Dados de entrada"

Na aba "Dados de Entrada", são aquisitadas as seguintes informações vindas da aba "PI", Figura A.III.2.

d 9							Planifia	TV June 1 -	Microsoft Lazar									102	10
Pricia Intern Lapoot	da Página - Yórmúlas	Dados Hestal	in Eribişlin (Desenvolvedor	Acrobid														
A Recorder Arial	118 Co. 41 -		In the second second	ALCONTRACTOR	the Date		10	HTEL.	Normal 2	Normal	Born	incorreto	Neitte		-	1000	E Aufotoma -	Ar	
Cepiar			T DP QUITIN TH				11	- 201	THOMAS &	Troiting			1 Martin		шш		Prestitier -	Z	2
Formatar Percei	8 - U - 3- A		R BMeiller & C	ertralizarin	- W	000 74 - 25	Conduitonal *	Formatar como Tabela	Cilicule	célula de Ve	Célula Vintu	Entrade	Nota	3	Jume Lot	er Fernatar	21mpar-	e filtrar - 5	.co Seli
ransfarénsia 👾	Tents		Abinamente		- 81 M	niis (i				Free	•				60	du .		falgle	
de Segurança - As macros fos	am detablithedat. Or	peñesa																	
		C. C																	-
HS • (*	J+ =P11D3	1 4	1						8 0		11 x 1 x	2 44	AB 11401	60	41 11			44	-
		Fatra	da dos Dados	Registrado	o no Colo de	Controle				-									
Serie		entra	da dos Dados	Registratio	s na sala ut	Controle	10			-									
^l otôncia Elétrica Gerada (Mi	44,723 De	tallforn infein e términ	18/3/13 13:01	18/3/13	14:01	Holasto	AN 35040,00] (Pressão Barométric	a Ballon 1,013									
lados da Seção de Alta Pres	taterealo		- 5 - H	167	26 25	7 197	35'	+0'	45' 50'	55' 64'									
hessão do Vapor de Entrada (V	TAG EX	5 Unidade		ALC: THE ALL L						1									
OVPRICEROADCEPY UTER PRO	PTROCEOU LIEAXS	CPS20 Ballenit 02.907	1 122,867 122,9 X22,867 122,9	67 U2,887	02,847 U2,9 02,947 U2,9	87 02.87	525,967 02,967	- 102.347 - 102.547	02.867 02.867 02.867 02.867	122,967 122,967 122,967 122,967									
emanutine de Vanes de Vanes	PTEOJeou LIBANY	P022 U2 807	1 22,887 22,9	NET U2.987	122,947 122,9	R1 02.N7	92,847	92,887	122,807 02,807	02.987 02.987									
And and a state of the state	TEXTIDADO LEAXO	CT020 529,000	523,000 525	100 \$29,000	5/5/000 5/5/	100 121.000	529,000	5/1,000	525,500 525,500	529,000 529,000									
and an	TENTIONIC LEASE	CT022 529,00	521,000 5253	100 525,000	629,000 5210	100 1273,000	429,000	\$23,000	629,000 629,000	626,000 626,000									
utão do Vapor de Extrada (V-G	29) na Turbina	I IIA 250.771	288,770 280,7	770 280,719	260,770 280,0	778 248.770	260,770	266,770	260,770 266,778	280,719 200,779									
essão au Entração V-42	I PTROJAD T LEON	CALLET I M. M. M.	46.907 ac.w	ar #4,567	44.907 44.9	44.947	44.307	44.957	46.907 44.907	46,967 46,967									
ovecusionDetPy_LUTEPUPOB	PTECISIS LEDER	CF011 (Agricul) 66,907	66.907 46.9	07 84.307	44,907 44,9 44,907 44,9	67 66.907 27 46.907	46,367	44,907	86,907 86,907 46,907 46,907	46,907 46,907									
emperatura do Yapor na Estraç	So de Mida Porcião (V.	47) da Tarbina	1	and the second			1	1 1000	ware 1 ware 1										
SYTCHMORPY_UNTER_POI	TETOJele MAXel	CTO2 < 414,700	604,700 604,7	100 404,700	404,700 404,	700 604,700	404,700	404,700	404,700 404,700	404,700 404,700									
farão de Vapor na Estinção de l	Midia Pressão (V-42) da	CT00] 404700 Terbina	604,700 604,7	100 404,206	404,500 404.3	708 404,700	4(4.5)@	404,790	404,700 404,700	404,700 404,700									
CPFY WILL210 PM/TUTUR_ PHOT			80,804 80,8	06 83,856	93,956 83.9	90,906	81356	63,936	\$2308 KL006	82,356 82,356									
lados da Seglio de Pressão I	Internediária Internalia		W	1 107	28' 29	587	38'	48'	45' 50'	997 88*									
bessão do Vapor na l'atração o	de Itaisa Pressão (V.D) da	a Farbina	1 0.82 1 114	0.1 0.81	0.87 1 03	el 1 0.307	0.00	1 0.39 1	0.57 1 0.57 1	0.87 1 0.87									
SVPOINGAN78PY_UUTEP_PER	PTEOJe07 LBCOR	CP08 (kg/mm2) 11,287	10,247 0.29	¢7 51,387	11267 112	67 01,267	10,267	11,267	0.367 50.367	51,987 11,287									
emperatura do Vapor no Entraç	jão de Raina Prezião (V.1	[7] de Turbino	1 4547 1 454	0 0,287	1001 100	a/ 1 (5,26/	1 1000	1 4247	0.247 1 0.247 1	0.287 1 1.287									
SVTD2HMKTIPY_UUTEP_P08	2620740 PO4040	iCT08 < 271.00	271,300 272,3	00 272,00 00 272,00	273,300 271.	200 277,300	273,300	273,300	275,500 271,500	271,300 273,300									
arão de Vapor na Estração de I	Baina Pressão (V.12) da T	Croz 273.30	273,300 271.3	275,500	273,389 275.)	300 271,300	273,800	273,300	273,300 1 271,300 1	275,300 275,300									
OPPRESSION CONTRACTOR			47,076 47,0	es stats	47,078 47.0	47,078	47,079	47,076	47,579 47,579	47,016 47,016									
ados da Seção de Baixa Pre	essão Internatio	1.0	1 5 1 8		28' 25	C 1 38	25'		45 50	55' 68'									
tenzão do Vapor na Sangria (V	-22 da Tarbina	The L Last	1 3.847 1 3.64	1 1/4T	1.142 3.44	1 1.147	1.142	1 149 1	147 1 1647 T	2/47 2.447									
SVPCINIMMEPV_LUTEPUPUM	PTEDDAG LEDIT	CP01 (sgmm2) 2.047	2,547 2,54	1 1.047	2,047 2,04	1 2347	2.047	2347	2,047 2,047	2,047 2,047									
emperatura do Vapos na Lang	ria [V-3] da Terbina	2/47	1 234/ 1 2,04	L047	2047 254	ar 1 2.047	1 2.947	2.867	2.047 2.047	2047 2047									
avin de Vapor na Targela (V-3)	da Terbina	CT040 < H4),460	940,450 940,4	NDD 1 940,400	MC 800 140,4	400 960,400	1 MG.MO	1 269,690	H40,400 H40,400	M0,400 ML400									
terra lo do Yapor no Esantin (Vienes) de Terbina		4039 4039	46299	4(299 4)2	38 41259	40299	4(195	41,299 41,299	41,299 41,299									
SVPEINMENTY LUTER PAIR	PTHODAD MACAN PTHODAD MACAN	CF00 -4,935	4.500 -6.8	13 -4.903 13 -4.915	-4.900 -4.9	03 4303	4,900	4,933	-6,903 -6,903 -6,903 - 6,903	4.833 -4.833									
antin de Vienne en Campile de 1	PTSOJALI MACHO	CP02	4303 438	11 4.605	-6.933 -0.9	00 -0.00	4,800	4000	-6,900 -4,900	4.000 4.000									
	T - 1 -		1 10.521 1 10.5	1 46,621	81.525 84.5	121 00,521	80,525	00.525	HE521 HE525	AUS21 AUS21									
Index do Sistema de Salares	Terr de Patricide		20 x 10 40 5	a da Nicera	Distant I.	DOTTO:	Basel over 1		to do Francisko	Alart No. of La	1000	and a second	the formula	Plan Barris	de later a				_
Date - Date - Date	NOS CHE CHICARDA / 190	entros de résolção	Cacino do estanç	CORPANSE	Electrical Notes	arcorton .	Protectile Gen	en l'un	in on exploration	menu 195, Grand	LOW CITC ARE FOR	IDAY 1 POCEN	ALL PIESSO	LIK PTER	seo arceire a	-	100 CT - 55%	0.0	f
6		100 -						-	1000	the second second	1000	-	the second second		-			Contract of the	į,
			a second	1000	-		-		-	and the second second	The second value of the se							02	in.

Figura A.III.2 - Aba "Dados de Entrada"

- Potência Elétrica Gerada pela TV (MW)

Média dos dados lidos, no intervalo de tempo considerado, no gerador do TGV.

- Data/Hora início/ Término

Data e horário de início e término da coleta de dados.

- Horímetro

Número de horas de operação, exceto paradas (este parâmetro não está relacionado no PI por não existir medição, mas foi incluído para o cálculo da degradação natural do equipamento na determinação da eficiência). Para a inserção deste valor foi considerado quatro anos de funcionamento da usina, ou seja, quatro anos de funcionamento da turbina, já considerando algumas pequenas paradas.

Para a coleta de dados dos parâmetros necessários aos cálculos termodinâmicos foi utilizado o período de uma hora, com o intervalo de 5 minutos, totalizando 13 medidas.

Pode-se observar na aba "Dados de Entrada", que para cada parâmetro, são coletadas 3 leituras de 3 instrumentos diferentes, sendo que para alguns parâmetros, este número poderá ser diferente em função da disponibilidade na usina. Porém, como no PI, é mostrada a média dessas 3 leituras, excluindo o pior valor, os valores se repetem nas colunas referentes aos minutos analisados. Caso os valores de cada instrumento estejam disponíveis no PI, estes valores serão alimentados na planilha.

- Dados da Seção de alta pressão

Para a seção de alta pressão são coletados os seguintes dados:

- Pressão de Vapor de Entrada (V-120) na Turbina;
- Temperatura do Vapor de Entrada (V-120) na Turbina;
- Vazão de Vapor de Entrada (V-120) na Turbina;
- Pressão na Extração V-42;
- Temperatura do Vapor na Extração de Média Pressão (V-42) da Turbina;
- Vazão de Vapor na Extração de Média Pressão (V-42) da Turbina.

- Dados da Seção de pressão intermediária

Para a seção de pressão intermediária são coletados os seguintes dados:

- Pressão do Vapor na Extração de Baixa Pressão (V-12) da Turbina;
- Temperatura do Vapor na Extração de Baixa Pressão (V-12) da Turbina;
- Vazão de Vapor na Extração de Baixa Pressão (V-12) da Turbina.

- Dados da Seção de baixa pressão

Para a seção de pressão intermediária são coletados os seguintes dados:

- Pressão do Vapor na Sangria (V-3) da Turbina;
- Temperatura do Vapor na Sangria (V-3) da Turbina;
- Vazão de Vapor na Sangria (V-3) da Turbina;
- Pressão do vapor no exausto (vácuo) da turbina;
- Vazão de Vapor no Exausto da Turbina.

- Dados do sistema de selagem

- Pressão na selagem de vapor depois da válvula redutora;
- Temperatura de saída do vapor de selagem.

- Dados do sistema de resfriamento

- Temperatura de entrada da água de alimentação;
- Temperatura de saída da água de alimentação;
- Vazão de água de resfriamento.

- Dados do gerador elétrico

• Potência ativa bruta no gerador do TGV

As colunas PI, TAG e KKS se referem à localização do instrumento via PI, diagrama de instrumentação Petrobras e KKS, código Siemens, respectivamente.

A.3 - Aba "Incerteza de medição"

Nesta aba são repetidas as leituras vindas do PI a serem utilizadas, com suas devidas incertezas de medição. Vale ressaltar, que nesta aba é acrescido o valor da pressão atmosférica da UTE de Cubatão, de modo a tornar os valores absolutos, usados posteriormente para os cálculos, Figura A.III.3.

49		-		-	-	-		Planina TV Foul 1 -	Microsoft (Secil						00
Dricie Brann Lapout de Pé	igna Pòrnulai	Dadai Re	ribe be	mição Des	envolvedor.	Acrobat									
à Recorter Là Coprae I Comatar Poicel ■ Transferêncie ■ Transferêncie	- u - Λ' κ' ⊞ - ⊅ - Δ -			Quebrai Texto A Messiar e Centri mirrito	iutomaticamen 192ar =	Genel High- % and Thumana	tal da Cem	natação - Pormatar Bolanai - Como Tabela	Normal 2 Cilcule	Normal Bon Constantion Const Constantion Const Constantion Const	n liscorreto ula Vincula Entrada	Nota Internet	n Explor Formation Celulus	Σ Aytotema * → Preendier * → Limpur *	Orenificar Loo e Frithar - Seie Inficke
io de Segurança : As mácros foram d	elabitadat. Op	cliet													
ci • 6 4	1														
c	0	t	+	(G)		12 E	1 K	A STELL MARKED	1.1	0 9 0	1 2 1	- West Investory	AA AB AA	AD AS	E AF
Menu					Ava	iliação da	Incerteza	da Medição)						
Potência Elétrica Gerada p	ela TV (MW):	44,723				Data / Hor	a inicio:	18/3/13 13:01	j	Data / Hora	término: 18/3	/13 14:01			
lados da Seção de Alta Pressi	ào														
P	TAG	KXS	Unidade	Tendéncia	Resolução	Medidas Corrigidas	Média Total	Incerteza Padrão	Incerteza Calibração	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida - 95% de Conflabilidade	Fator de Abrangência k			
VP6132408012PV_LUTER_PD9	PT5132405 PT5132401 PT5132402	LBA10CP020 LBA10CP021 LBA10CP022	(lighteniz)	0 0 8	1	122.99 122.99 122.99	124.00	6,00	Gesultado	0,47	0,54	2,00 vef+ 128.35			
mperatura do Vapor de Entrada (V-120) na Turbina TE5132400	LIBA 10CT020			1	\$29.00		<u>en</u> (1. INNER			1 0000 02 00000 g			
VTIS240M012PV_LUTER_PID9	TES132401 TES132402	LBA10CT021 LBA10CT022	*0	8	1	\$29.00 \$29.00	\$29.00	0.00	Resultado 2.65	2.66	#DIV/0	vet+ #OW/0			
		1.1	sh	0		260,77	260.77	0.00	0.76	0.83	#D/V/0	#CN/B			
essão na Estração V-42	1 274 1 3 7 6 5 1	1.185055800		1		10.01		2	0,70			11- 1 10-14			
VP02X083X5PV_LUTER_PD9	PT5132405 PT5132405	LBD10CP011 LBD10CP012	(ligflonii)		1	45,91	47,52	8,00	Besultado 0,14	0.32	0,64	2,00 vef - infinita			
mperatura do Vapor na Estração IV1152411/545PV_LUTER_POB	TES132413 TES132414 TES132414	MAAAOCTOII MAAAOCTOII MAAAOCTOII	*0		1	404,70 404,70	404.70	0.00	Resultado	2,04	4.09	2,00			
zão de Vapor na Extração de Mêd	lia Prezzão (V-42) da	Turbina	3	-			1	10	4.94			14.7			
PEG132901PNT_LUTER_PIOP		81	, in	(8)	1	83,94	83,94	0,00	Resultado 0,25	0,38	0,77	2,00 vef+ infinéo			
dos da Seção Intermediária	etas Pressão (V. 171.)	de Turtiene									here and an an an and a				
Pl	TAG	KKS	Unidade	Tendéncia	Resolução	Medidas	Média Total	Incerteza Padrão	Incerteza Calibracio	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida - 95% de Conflabilidade	Fator de Abrangência k			
VPI3240W676PV_LUTER_P08	PT5132406 PT5132407 PT5132456	LBC20CP010 LBC20CP011 LBC20CP011	(hgflon2)	0 0	1	13,27 13,27 13,27	14,25	0.00	Resultado 0.54	0.29	0.56	2.00 vef+ infinito			
mperatura do Vapor na Estração	de Baixa Pressão (V TES132416	12) da Turbina MA540C7018	2	1	1	275,50	ŕ					2.00			
VTID241M6T(PV_LUTER_PICS	7E5132417 TE5132418	MAB40C7011 MA540C7012	+C	0. 0.	1	273.30 273.50	273.30	0,00	Resultado 1,37	1,40	2,79	vef - infinès			
PERTONNEL UTER POP			sh		÷.	47,00	47,00	0.00	Resultado	0.32	0,64	2,00 vef - Infinéo			
ados da Seção de Baixa Pres	ssão										ti d				
CUBATAO Inicio Dados	de Entrada Incer	teza da Hedição	Cilculo	do Balanço de	Marita	foènce Interna O	OTTON _ Pot	incle Gerada 🛒 Lethi	s de Expensão	Plan1 Pl Graficer	Efic Ata Pressão 🛒 Pot Eix	o Ata Pressão 👘 Efic Pressão I	vteri 141	and the second second	-
	and the second	-	-		-	_	-				-	-	-	10 CB (30%)	
e 🔛 🖸			NI I	-	-			and the second second	1000	State of the local state of the	And I Have been dealers	and the second second		PT - N. 1	2 4 27/

Figura A.III.3 - Aba "Incerteza de medição"

A.3.1 - Avaliação incerteza de medição direta

Na aba incerteza de medição (Figura A.III.4), tem-se as características operacionais e metrológicas dos instrumentos (sistemas de medição):

a- Tendência (Td):

Estimativa do erro sistemático.

A tendência fica disponível no certificado de calibração do instrumento.

Início	Avaliação da Incerteza da Medição													
Potência Elétrica Gerada Dados da Seção de Alta Pre:	Poténcia Elétrica Gerada pela TV (MV): 48,077 Data / Hora início: 21/11/12 7:57 Data / Hora término: 21/11/12 8:57 Dados da Seção de Alta Pressão													
Datos da Seyao de mitar ressao Pressão do Seyao de Entada (V-120) na Turbina														
PI	TAG	ккз	Unidade	Tendência	Resolução	Medidas Corrigidas	Média Total	Incerteza Padrão	Incerteza Calibração	Incerteza Combinada	Incerteza Expandida - 95% de Confiabilidade	Fator de Abran	ngência k	
TGVPI513240M012PV_LUTER_PI09	PT5132400 PT5132401	LBA10CP020 LBA10CP021	(kgf/cm2)	0	1	122,35 122,35	123,36	0,03	Resultado	0,47	0,94	2,00	100.07	
Temperatura do ¥apor de Entra	da (¥-120) na Tu	rbina		0		122,30			0,37			ver -	130,27	
TGVTI3240M012PV_I_UTER_PI09	TE5132400 TE5132401 TE5132402	LBA10CT020 LBA10CT021 LBA10CT022	·c	0 0	1	527,32 527,32 527,32	527,32	0,06	Resultado 2,64	2,65	5,31	2,00 vef = 19	95984622,21	
Vazão do Vapor de Entrada (V-	120) na Turbina													
			t/h	0	1	254,61	254,61	0,67	0,76	1,06	2,07	1,97 vef =	74,59	

Figura A.III.4 – Incerteza de Medição dos Instrumentos

b- Resolução (R):

Menor diferença entre as indicações que pode ser significativamente percebida. A avaliação da resolução é feita em função do tipo do instrumento.

Na especificação do instrumento, avaliar sua resolução.

c- Medidas corrigidas:

Média das medidas (MM) menos a tendência (Td).

A tendência, que é estimativa do erro sistemático, pode ser negativa ou positiva. As medidas corrigidas leva em consideração o sinal da tendência (positiva ou negativa).

d- Média Total:

Média das medidas corrigidas.

Na medição de pressão, a média total é a média das medidas corrigidas mais a pressão barométrica local, disponível nos dados de entrada.

e- Incerteza padrão (u_A) :

Incerteza estimada a partir de medições repetidas do mesmo mensurando, conforme a equação A.III.1. Trata-se de um procedimento estatístico, frequentemente referido como procedimento "tipo A" (U_A).

$$u_A = \frac{s}{\sqrt{n}} \tag{A.III.1}$$

Sendo:

s – Desvio padrão (amostra)

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (Mi - MM)^2}{n-1}}$$

Mi - Medidas

MM - Média das medidas

n-Número de medidas

f- Incerteza da Calibração (u_{Cal}) :

A incerteza expandida fica disponível no certificado de calibração do instrumento, sendo que a incerteza de calibração é calculada dividindo a incerteza expandida pelo coeficiente de Student. Caso não tenha o Certificado de Calibração, usar a exatidão disponível na especificação do instrumento, dividido por 2.

Exemplo: Exatidão=1%, considerar ${}^{\mathcal{U}_{Cal}} = (0,01 \text{ x Média Total})/2$

g- Incerteza Combinada (u_c) :

A incerteza combinada é calculada a partir das incertezas padrão de cada fonte incerteza pela equação A.III.2.

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2}$$
(A.III.2)

No caso, será considerado:

$$u_{c} = \sqrt{u_{A}^{2} + u_{cal}^{2} + u_{R}^{2}}$$
(A.III.3)

Sendo:

 u_A - Incerteza padrão Tipo A

 u_{Cal} - Incerteza da Calibração

 u_R - Incerteza padrão do erro de arredondamento introduzido pela resolução limitada determinada do dispositivo indicador, assumindo uma distribuição retangular com a=R/2.

$$u_R = a/\sqrt{3} = (R/2)/\sqrt{3}$$
 (A.III.4)

h- Incerteza Expandida (U):

A incerteza expandida é calculada multiplicando a incerteza combinada pelo respectivo coeficiente de Student (k - Fator de Abrangência).

$$U = k . u_c \tag{A.III.5}$$

O valor de "k" pode ser obtido de uma tabela para nível da confiança de aproximadamente 95% através do número de graus de liberdade efetivos (vef) através da equação de Welch-Satterthwaite (equação A.III.6):

$$\nu_{ef} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4}{\nu_i}}$$
(A.III.6)

Sendo:

 u_c é a incerteza combinada;

 u_i é a incerteza padronizada associada à i-ésima fonte de incerteza;

vi é o número de graus de liberdade associado à i-ésima fonte de incerteza;

N é o número total de fontes de incertezas analisadas.

O número de graus de liberdade reflete o grau de segurança com que a estimativa do desvio-padrão é conhecida. Quando a incerteza–padrão é estimada a partir do desvio padrão (s), o número de graus de liberdade corresponde ao número de medições (n) efetuadas menos um (1).

Quando a distribuição de probabilidades é conhecida, o número de graus de liberdade é considerado infinito. Exemplos de Distribuições de probabilidades conhecidas: Normal, Uniforme ou Retangular, Triangular.

Da aplicação da equação (A.III.6) resulta o número de graus de liberdade efetivo. O valor de "k" para nível de confiança de 95,45% pode então ser obtido da seguinte tabela:

υ_{ef}	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
k ₉₅	13,9	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,23	2,20	2,17

υ_{ef}	18	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	8
k ₉₅	2,15	2,13	2,11	2,09	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,00

Para valores fracionários de υ ef, interpolação linear pode ser usada se υ ef > 3.

Alternativamente o valor de k95 corresponde ao valor de vef imediatamente inferior na tabela pode ser adotado.

No caso, tem-se:

$$\upsilon_{ef} = \frac{u_c^4}{\frac{u_A^4}{n-1} + \frac{u_{Cal}^4}{50}}$$
(A.III.7)

Sendo:

 u_c - Incerteza combinada;

 u_A - Incerteza padrão Tipo A;

 u_{Cal} - Incerteza da calibração;

n - Número de medidas.

A.3.2 - Avaliação da incerteza de medição indireta

Incerteza da Eficiência da Seção de Alta Pressão										
Resultado da Incerteza da Eficiência obtida pelo Teste	2.37	%								
Incerteza da Entalpia do Vapor na Entrada	8.43	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia do Vapor na Exaustão	6.30	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia da Expansão Isentrópica na Exaustão	0.00	(kJ/kg)								
Incerteza da Eficiência da Seção de Média Pressão										
Resultado da Incerteza da Eficiência obtida pelo Teste	1.98	%								
Incerteza da Entalpia do Vapor na Entrada	5.00	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia do Vapor na Exaustão	5.87	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia da Expansão Isentrópica na Exaustão	0.00	(kJ/kg)								
Incerteza da Eficiência da Seção de Baixa Pressão Resultado da Incerteza da Eficiência obtida pelo Teste	0.27	%								
Incerteza da Entalpia do Vapor na Entrada	5.29	(kJ/ka)								
Incerteza da Entalpia do vapor na sangria -V3	6.40	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia do vapor Isentrópico	0.00	(kJ/kg)								
Incerteza da Fração da vazão da sangria V3 (y)	0.00	-								
Incerteza da Entalpia do Vapor de Exaustão dutante o Teste UEEP	254.37	(kJ/kg)								
Incerteza da Entalpia do vapor de exaustão isentrópico	0.00	(kJ/kg)								
Incerteza da Vazão da Água de Resfriamento	23.20	(t/h)								
Incerteza da Entalpia antes da bomba	-223.43	(kJ/kg)								
Incerteza da Vazão Mássica do Vapor antes bomba	1.95	(t/h)								
Incerteza do DeltaH agua resfriamento	1.94	(kJ/kg)								
Incerteza da Pressão do Vapor antes da bomba	0.29	(kgf/cm2)								
Incerteza Queda de Pressão na passagem pelo condensador	0.10	%								

Na Figura A.III.5, tem-se as incertezas das eficiências das seções de alta, média e baixa pressão.

Figura A.III.5 – Incertezas da eficiência

a - Cálculo da incerteza da eficiência da seção de alta pressão

O cálculo da incerteza da eficiência interna da turbina a vapor na seção de alta pressão é dado pela equação A.III.12, que se encontra na programação do Visual Basic, no módulo - Incertezas, representado pela Figura A.III.6.

```
'Calculo da Incerteza da Eficiência para Alta Pressão
Public Function Incerteza_eficiência_alta(h1, uh1, h2, uh2, h3, uh3) As Variant
'h1 = Entalpia do Vapor de Entrada
'h2 = Entalpia do Vapor de Exaustão
'h3 = Entalpia Isentropica na Exaustão
'uh = incerteza das variaveis acima
Dim dh1 As Variant
Dim dh2 As Variant
Dim dh3 As Variant
dh1 = ((h2 - h3) / (h1 - h3) ^ 2) * uh1
dh2 = ((-h1 + h3) / (h1 - h3) ^ 2) * uh2
dh3 = ((h1 + h2) / (h1 - h3) ^ 2) * uh3
Incerteza_eficiência_alta = 100 * (dh1 ^ 2 + dh2 ^ 2 + dh3 ^ 2) ^ (1 / 2)
End Function
```

Figura A.III.6 – Programação do Visual Basic para o cálculo de incerteza da eficiência para alta pressão

Da Figura A.III.6, tem-se a equação dada por linguagem de programação - Visual Basic (equação A.III.8). A fórmula para obtenção da Incerteza da Eficiência da seção de Alta Pressão será representada pela equação A.III.12.

Sendo:

$$dh1 = \left[\left(\frac{h2 - h3}{(h1 - h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.9)

$$dh2 = \left[\left(\frac{-h1+h3}{(h1-h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.10)

$$dh3 = \left[\left(\frac{hi + h2}{(h1 - h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.11)

$$I_{EAP} = 100 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial I_{EAP}}{\partial h1} uh1\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{EAP}}{\partial h2} uh2\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{EAP}}{\partial h3} uh3\right)^2}$$
(A.III.12)

Sendo:

IEAP -- Incerteza da Eficiência de Alta Pressão

- h1- Entalpia do Vapor de Entrada
- h2 Entalpia do Vapor de Exaustão
- h3 Entalpia Isentrópica na Exaustão

uh - Incertezas das variáveis

dh1 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de alta pressão em relação à h1

dh2 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de alta pressão em relação à h2

dh3 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de alta pressão em relação à h3

b - Cálculo da incerteza da eficiência da seção de média pressão

O cálculo da incerteza da eficiência interna da turbina a vapor na seção de média pressão é dado pela equação A.III.18. Esta fórmula encontra-se no Visual Basic, no módulo - Incertezas, representado pela Figura A.III.7.

```
'Calculo da Incerteza da Eficiência para Média Pressão
Public Function Incerteza_eficiência_media(h1, uh1, h2, uh2, h3, uh3) As Variant
'h1 = Entalpia do Vapor de Entrada
'h2 = Entalpia do Vapor de Exaustão
'h3 = Entalpia Isentropica na Exaustão
'uh = incerteza das variaveis acima
Dim dh1 As Variant
Dim dh2 As Variant
Dim dh3 As Variant
dh1 = ((h2 - h3) / (h1 - h3) ^ 2) * uh1
dh2 = ((-h1 + h3) / (h1 - h3) ^ 2) * uh2
dh3 = ((h1 + h2) / (h1 - h3) ^ 2) * uh2
dh3 = ((h1 + h2) / (h1 - h3) ^ 2) * uh3
Incerteza_eficiência_media = 100 * (dh1 ^ 2 + dh2 ^ 2 + dh3 ^ 2) ^ (1 / 2)
End Function
```

Figura A.III.7 - Programação do Visual Basic para o cálculo da incerteza da eficiência para média pressão

Da Figura A.III.7, temo-se a equação da incerteza da eficiência para média pressão, sendo representada, em linguagem de programação do Visual Basic, pela equação A.III.13.

 $I EMP = Incerteza_eficiência_media = 100 * (dh1^2 + dh2^2 + dh3^2)^{(1/2)}$ (A.III.13)

$$dh1 = \left[\left(\frac{h2 - h3}{(h1 - h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.14)

$$dh2 = \left[\left(\frac{-h1+h3}{(h1-h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.15)

$$dh3 = \left[\left(\frac{hi + h2}{(h1 - h3)^2} \right) \right]$$
(A.III.16)

$$I_{EMP} = 100\sqrt{(dh1^2 + dh2^2 + dh3^2)}$$
(A.III.17)

Analogamente à seção de alta pressão, o cálculo da incerteza para média pressão é realizado através da equação A.III.18.

$$I_{EMP} = 100 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial I_{EMP}}{\partial h1} uh1\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{EMP}}{\partial h2} uh2\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{EMP}}{\partial h3} uh3\right)^2}$$
(A.III.18)

Sendo:

I_{EMP} – Incerteza da eficiência de média pressão

h1- Entalpia do Vapor de Entrada

h2 - Entalpia do Vapor de Exaustão

h3 - Entalpia Isentrópica na Exaustão

uh - Incertezas das variáveis

dh1 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de média pressão em relação à h1

dh2 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de média pressão em relação à h2

dh3 – Derivada parcial da incerteza da eficiência de média pressão em relação à h3

c - Cálculo da incerteza da eficiência da seção de baixa pressão

O cálculo da incerteza da eficiência interna da turbina a vapor na seção de baixa pressão é dado pela equação A.III.28. Esta fórmula encontra-se na programação do Visual Basic, no módulo - Incertezas, representado pela Figura A.III.8:

```
'CALCULO DA INCERTEZA DA EFICIENCIA DA SEÇÃO DE BAIXA PRESSAO
Public Function INCERTEZA_EFICIENCIA_BAIXA(A, ua, B, ub, C, uc, D, ud, E, ue, F, uf) As Variant
Dim dA As Variant
Dim dB As Variant
Dim dC As Variant
Dim dD As Variant
Dim dE As Variant
Dim dF As Variant
Dim Y As Variant
Dim X As Variant
X = A - E + D * E - D * B
Y = A - F + D * F - D * C
dA = (1 * Y - X * 1) / Y ^ 2
dB = (-D * Y) / (Y ^ 2)
dC = (X * D) / Y^{2}
 \begin{aligned} dD &= ((E - B) * Y - X * (D * F - C)) / Y ^ 2 \\ dE &= ((D - 1) * Y) / Y ^ 2 \\ dF &= (-X * (D - 1)) / Y ^ 2 \end{aligned} 
INCERTEZA EFICIENCIA BAIXA = ((dA * ua) ^ 2 + (dB * ub) ^ 2 + (dC * uc) ^ 2 + (dD * ud) ^ 2 + (dE * ue) ^ 2
End Function
```

Figura A.III.8 - Programação do Visual Basic para o cálculo de incerteza da eficiência para baixa pressão

Da Figura A.III.8, temos a equação da incerteza da eficiência para baixa pressão, sendo representada, em linguagem de programação do Visual Basic, pela equação A.III.19.

I _{EPB =} INCERTEZA_EFICIÊNCIA_BAIXA = ((dA * ua) ^ 2 + (dB * ub) ^ 2 + (dC * uc) ^ 2 + (dD * ud) ^ 2 + (dE * ue) ^ 2 + (dF * uf) ^ 2) ^ (1 / 2), (A.III.19)

$$X = A - E + DE - DB$$
(A.III.20)

$$Y = A - F + DF - DC$$
(A.III.21)

$$dA = \frac{(1 \cdot Y - X \cdot 1)}{Y^2}$$
(A.III.22)

$$dB = \frac{-DY}{Y^2}$$
(A.III.23)

$$dC = \frac{XD}{Y^2}$$
(A.III.24)

$$dD = \frac{[(E-B)Y - X(DF - C)]}{Y^2}$$
(A.III.25)

$$dE = \frac{(D-1)Y}{Y^2}$$
(A.III.26)

$$dF = \frac{(-X(D-1))}{Y^2}$$
(A.III.27)

$$I_{EBP} = \sqrt{\left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial A} \cdot ua\right)^{2} + \left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial B} \cdot ub\right)^{2} + \left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial C} \cdot uc\right)^{2} + \left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial D} \cdot ud\right)^{2} + \left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial E} \cdot ue\right)^{2} + \left(\frac{\partial I_{EBP}}{\partial F} \cdot uf\right)^{2}}$$
(A.III.28)

Sendo:

IEBP -- Incerteza da Eficiência de Baixa Pressão

- A-Entalpia do Vapor de Entrada
- B Entalpia do Vapor na sangria V3
- C Entalpia do Vapor Isentrópico
- D Fração da vazão da sangria V3 (y)
- E Entalpia do vapor de Exaustão durante o Teste
- E Entalpia do vapor de Exaustão isentrópico

u – Incertezas das variáveis

dA - Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a A

dB - Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a B

- dC Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a C
- dD Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a D

dE - Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a E

dF - Derivada parcial da incerteza da eficiência de baixa pressão em relação a F

d - Cálculos da incerteza da potência da seção de alta pressão

Na Figura A.III.9, tem-se as incertezas das potências de eixo das seções de alta, média e baixa pressão.

testitudo da meenteza da inotenela de Eixo da ocção de Anta Fressão	472,73	kW
ncerteza da Vazão do Vapor de Entrada para Alta Pressão	1,06	(kg/s)
Vazão de Vapor para a Bucha de Compensação - AK1	0,00	(kg/s)
Vazão de Vapor para a Bucha de Compensação - AK2	0,00	(kg/s)
Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Média Pressã	<u>o durante o Te</u>	ste
Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Média Pressão	336,54	kW
ncerteza da Vazão do Vapor de Entrada para Média Pressão	0,29	(kg/s)
Percela 1	5602.45	-
Parcela 2	107658,09	-
Parcela 2 Parcela 3	107658,09 0,00	-
Parcela 2 Parcela 3 Parcela 4 Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão	107658,09 0,00 0,00	- - -
Parcela 2 Parcela 3 Parcela 4 I ncerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressã o Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão	107658,09 0,00 0,00 0 durante o Tes 7,63	- - - ste
Parcela 2 Parcela 3 Parcela 4 Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Entalpia do Vapor de Entrada	107658,09 0,00 0,00 0 durante o Tes 7,63 5,29	- - ste kW (kg/kJ)
Parcela 2 Parcela 2 Parcela 3 Parcela 4 Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Entalpia do Vapor de Entrada Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão	107658,09 0,00 0,00 0 durante o Tes 7,63 5,29 5,00	- - ste kW (kg/kJ) (kg/s)
Parcela 2 Parcela 3 Parcela 3 Parcela 4 Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Entalpia do Vapor de Entrada Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão Vazão do Vapor na Extração V-3	107658,09 0,00 0,00 0 durante o Tes 7,63 5,29 5,00 1,85	- - ste kW (kg/kJ) (kg/s) (kg/s)
Parcela 2 Parcela 3 Parcela 4 Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Resultado da Incerteza da Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão Entalpia do Vapor de Entrada Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão Vazão do Vapor na Extração V-3 Bucha Compensação Ak1	107658,09 0,00 0,00 0 durante o Tes 7,63 5,29 5,00 1,85 0,00	- - ste (kg/kJ) (kg/s) (kg/s) -

Figura A.III.9 – Incertezas das potências de eixo

O cálculo da incerteza da potência na seção de alta pressão é dado pela equação A.III.34.

Esta fórmula encontra-se na programação do Visual Basic, no módulo - Incertezas, representado pela Figura A.III.10:

```
'Calculo da incerteza da potencia de alta pressão
Public Function Incerteza_Alta_Potencia(X, ux, Y, uy, Z, uz, W, uw) As Variant
Dim dx As Variant
Dim dz As Variant
Dim dx As Variant
dx = (Y * Z - Y * W) / 100
dy = (X * Z - X * W) / 100
dz = (X * Y) / 100
dw = (-X * Y) / 100
Incerteza_Alta_Potencia = ((dx * ux) ^ 2 + (dy * uy) ^ 2 + (dz * uz) ^ 2 + (dw * uw) ^ 2) ^ (1 / 2)
End Function
```

Figura A.III.10- Programação do Visual Basic para o cálculo de incerteza da potência para alta pressão

Da Figura A.III.10, temos a equação da incerteza da potência para alta pressão, sendo representada, em linguagem de programação do Visual Basic, pela equação 1.29.

$$dX = \frac{YZ - YW}{100} \tag{A.III.30}$$

$$dY = \frac{XZ - XW}{100} \tag{A.III.31}$$

$$dZ = \frac{XY}{100} \tag{A.III.32}$$

$$dW = \frac{-XY}{100} \tag{A.III.33}$$

$$I_{PAP} = \sqrt{\left(\frac{\partial I_{PAP}}{\partial X} \cdot ux\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{PAP}}{\partial Y} \cdot uy\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{PAP}}{\partial Z} \cdot uz\right)^2 + \left(\frac{\partial I_{PAP}}{\partial W} \cdot uw\right)^2}$$
(A.III.34)

Sendo:

IPAP - Incerteza da Potência na Seção de Alta Pressão

- X Vazão do Vapor de Entrada para Alta Pressão
- ux Incerteza da Vazão do Vapor de Entrada para Alta Pressão

- Y Eficiência obtida pelo Teste
- uy Resultado da Incerteza da Eficiência obtida pelo Teste
- Z Entalpia de Entrada
- uz Incerteza da Entalpia de Entrada
- W Entalpia de Exaustão Isentrópica
- uw Incerteza da Entalpia de Exaustão Isentrópica
- dX Derivada Parcial da Incerteza da Potência de Alta Pressão em relação a X
- dY Derivada Parcial da Incerteza da Potência de Alta Pressão em relação a Y
- $\mathrm{d} Z$ Derivada Parcial da Incerteza da Potência de Alta Pressão em relação a Z
- dW Derivada Parcial da Incerteza da Potência de Alta Pressão em relação a W

e - Cálculo da incerteza da potência da seção de média pressão

O cálculo da incerteza da potência na seção de média pressão é dado pela equação A.III.36. Esta fórmula encontra-se na planilha na aba Potência Gerada. A Figura A.III.11 mostra o resultado da incerteza.

F	K78	• (=	f _x	=(K80+K	81+K82+K	83)^(1/2)					
	С	D	E		F	G	Н	I	J	K	L
77						Incerteza da	a Potência d	le Eixo da Seçã	io de Média Pressão	o durante o Te	este
78						Resultado da In-	certeza da Poté	ència de Eixo da Se	ção de Média Pressão	336.54	kW
79						Incerteza da Va	zão do Vapor de	e Entrada para Médi	a Pressão	0.29	(kg/s)
80						Parcela 1				5602.45	-
81						Parcela 2				107658.09	-
82						Parcela 3				0.00	-
83						Parcela 4				0.00	-
0.4											

Figura A.III.11 – Incerteza da Potência de Média Pressão.

IPMP = (K80+K81+K82+K83)^(1/2)

Sendo:

K80-Parcela 1

 $K81-Parcela\ 2$

K82 - Parcela 3

K83 – Parcela 4

Sendo assim, a equação fica:

(A.III.35)

$$I_{PMP} = \sqrt{(K80)^2 + (K81)^2 + (K82)^2 + (K83)^2}$$
(A.III.36)

Os termos nomeados de Parcela 1, Parcela 2, Parcela 3 e Parcela 4 são descritos a seguir através das seguintes equações:

O termo Parcela 1 é descrito pela equação A.III.37 a seguir:

Parcela 1 = ((('Eficiência Interna COTTON'!H54/100)*('Eficiência Interna COTTON'!F76)-('Eficiência Interna COTTON'!H54/100)*('Eficiência Interna COTTON'!F80))*K79)^2 (A.III.37)

Sendo:

Eficiência Interna COTTON'!F76 – Entalpia de Entrada (B)

Eficiência Interna COTTON'!F80 - Entalpia de Exaustão Isentrópica (C)

K79 - Incerteza da Vazão do Vapor de Entrada para Média Pressão (D)

Para facilitar a visualização e a identificação dos termos, a equação A.III.37 será renomeada e substituída pela equação A.III.38.

Parcela 1 =
$$\left(\left(\frac{A}{100} \cdot B\right) - \left(\frac{A}{100} \cdot C\right) \cdot D\right)^2$$
 (A.III.38)

O termo Parcela 2 é descrito pela equação A.III.39 a seguir:

Parcela2=((((J30)*('EficiênciaInternaCOTTON'!F76)-(J30)*('EficiênciaInternaCOTTON'!F80)))*('Eficiência Interna COTTON'!F164/100))^2(A.III.39)

Sendo:

J30 - Vazão do Vapor na Extração V-12 (A)

Eficiência Interna COTTON'!F76 – Entalpia de Entrada (B)

Eficiência Interna COTTON'!F80 – Entalpia de Exaustão Isentrópica (C)

Eficiência Interna COTTON'!F164 - Resultado da Incerteza da Eficiência do Teste (D)

Para facilitar a visualização e a identificação dos termos, a equação A.III.39 será renomeada e substituída pela equação A.III.39a.

218

Parcela 2=
$$\left((B - A) \cdot C \cdot \frac{D}{100} \right)^2$$
 (A.III.39a)

O termo Parcela 3 é descrito pela equação A.III.40 a seguir:

Parcela 3 = (((J30)*('Eficiência Interna COTTON'!H54/100))*0)^2 (A.III.40)

Sendo:

J30 – Vazão do Vapor na Extração V-12 (A)

Eficiência Interna COTTON'!H54 – Eficiência obtida pelo Teste (B)

Para facilitar a visualização e a identificação dos termos, a equação A.III.40 será renomeada e substituída pela equação A.III.41.

Parcela 3 =
$$\left(\left(A \cdot \frac{B}{100}\right) \cdot 0\right)^2$$
 (A.III.41)

O termo Parcela 4 é descrito pela equação A.III.42 a seguir:

Parcela 4 = $-(((J30)*('Eficiência Interna COTTON'!H54/100))*0)^2$ (A.III.42)

Sendo:

J30 – Vazão do Vapor na Extração V-12 (A)

Eficiência Interna COTTON'!H54 – Eficiência obtida pelo Teste (B)

Para facilitar a visualização e a identificação dos termos, a equação A.III.42 será renomeada e substituída pela equação A.III.43.

Parcela 4 =
$$-\left(\left(A \cdot \frac{B}{100}\right) \cdot 0\right)^2$$
 (A.III.43)

f- Cálculo da incerteza da potência da seção de baixa pressão

O cálculo da incerteza da potência na seção de baixa pressão é dado pela equação A.III.45. Esta fórmula encontra-se na planilha na aba Potência Gerada. A Figura A.III.12 mostra a incerteza.

<i>f_x</i> =(K87	fx =(K87^2+K88^2+K89^2+K90^2+K91^2+0^2+0^2+0^2+'Eficiência Interna COTTON'!F170^2)^(1/2)												
E	F	G	Н		J	K	L						
		Incerteza da	a Potência d	le Eixo da Seçã	o de Baixa Pressã	o durante o Te	ste						
		Resultado da Ine	certeza da Poté	ència de Eixo da Se	ção de Baixa Pressão	7.64	kW						
		Entalpia do Vap	or de Entrada			5.29	(kg/kJ)						
		Vazão do Vapor	de Entrada na	Baixa Pressão		5.00	(kg/s)						
		Vazão do Vapor	na Extração V-	3		1.85	(kg/s)						
		Bucha Compens	sação Ak1			0.00	-						
		Vazão do Vapor	de Exaustão			1.37	(kg/s)						

Figura A.III.12 – Incerteza da Potência de Baixa Pressão.

I_{PBP} = (K87^2+K88^2+K89^2+K90^2+K91^2+0^2+0^2+0^2+'Eficiência Interna COTTON'!F170^2)^(1/2)

(A.III.44)

Sendo:

K87 – Entalpia do Vapor de Entrada

K88 - Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão

K89 - Vazão do Vapor na Extração V-3

K90 – Bucha Compensação Ak1

K91 - Vazão do Vapor de Exaustão

Eficiência Interna COTTON'!F170 - Resultado da Incerteza da Eficiência obtida pelo Teste

Os termos com valores iguais a zero são respectivamente, a incerteza da entalpia da câmara da roda, incerteza da entalpia do vapor isentrópico, incerteza da entalpia do vapor de exaustão isentrópico e o ultimo sendo a incerteza da eficiência obtida pelo teste. Tais termos possuem o valor zero por serem valores de projeto ou oriundos do XTable.

Para facilitar a visualização e a identificação dos termos, a equação A.III.44 será substituída pela equação A.III.44a, onde os termos estão renomeados. Sendo assim, a equação fica:

$$I_{PBP} = \sqrt{A^2 + B^2 + C^2 + D^2 + E^2 + F^2 + G^2 + H^2 + I^2}$$
(A.III.44a)

Sendo:

A – Entalpia do Vapor de Entrada

- B Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão
- C-Vazão do Vapor na Extração V-3
- D-Bucha Compensação Ak1

- E-Vazão do Vapor de Exaustão
- F Incerteza da entalpia da câmara da roda
- G Incerteza da entalpia do vapor isentrópico
- H -- Incerteza da entalpia do vapor de exaustão isentrópico
- I Resultado da incerteza da eficiência obtida pelo teste

A.4 - Aba "Cálculo do Balanço de Massa"

Nesta aba, são resumidos de forma organizada os parâmetros de operação da turbina a vapor, com as devidas mudanças de unidade e cálculos das propriedades termodinâmicas (entropia e entalpia), Figura A.III.13.

	statements of the local division in which the	Concernance of the local division of the loc	A. 24 P.		Planutia	TV FIRST 2 -	Microsoft Lack		and the second second								
Price Jecene Layout da Página Fórmulas Dr	attas Restaño	Extingão Deserro	ethedar Abol	but.													17
Recorder 1 Income The Income Vice Party						1999	Alexand De	Alexand.	1 million	Taxan Columb			1.122	a. 1995	X Autolome -	Are	
Coour		P Quebrar Texto Auto	omaticamente G	ieral .	-		Normal Z	Normal	Bom	Incorreto	Neutra	-	E		Preencher +	Zľ	
N / 8 - 3 - 4 -	1 🗰 🖩 (R. (R. 🖓	Steadar a Centralio	Larim 18	- 16 000 Jul	di Fermatação	Formatai	Cálculu	Célula de Ve	Célula Vincu.	Entrada	Nota	12	Intere D	chur Fermatar	A limmer of	Classificar,	1.1
Fundation Product					Conductonal *	somo Tabela -								* *	Trades.	e fybrar -	34
And		And and a second s		- montre										intern .			
de Segurança As macros foram desabilitadas. Opções																	
																	-
C3 • C Je Cálculo do Balanço de	e Massa								1								
C 0 2 F 0	111 M.	the state of the s	1 1	11. K 11.	E	N 0	P 0	A.	5 1 7	S. L.O. Washington	V W	X	- V.	2/	AA AS	AC AC	6
Menu Cálci	ulo do Balan	iço de Mas	sa														
	MRN G-END		A Second state	a sana a													
Potência Tiêtrica Gerada (SNV): 44,723 Data	/ Hora Inicia:	13:01:00	Data / Nora!	términoc	14:01:00												
Resumo dos Parâmetros de Operação da Turbina :	a Vapor																
	A-1-13-17-16	-	L Constanting of the	1													
reçao de Alta Pressao Jazão do Vacor		72.44	23.52	2600													
tessão do Vapor		124.00	47.92	(kation2)													
emperatura do Vapor		\$29,00	404,70	(70)													
Infaipie do Vapor		3.426,71	3223,43	(Likg)													
ntropia de Vapor		8.63	6,73	0.29.640													
as In de Press In Intermedilete		- Antonio	Terrarie V 11														
fazile do Vacor		Loo Mar	\$1.08	0:01													
resails do Vapor		47.82	64,28	(kaficin2)													
amperatura do Vapor		404,70	273.50	(*0)													
Intalpia do Vapor		3.222.43	2989,54	(kilkg)													
Intropia do Vapor		6,13	6,35	OUND													
Contract of the second s	1 Francisco	I tomate to a	- Annual -	A CONTRACTOR OF A CONTRACTOR OFTA CONTRACTOR O													
Jandas da Uniter	Critrana	11.42	24.55	0.00													
Pressão do Vacor	14.28	3.06	0.08	(hation?)													
emperatura do Vapor	273.38	145.40		(*C)													
ntaple do Vapor	7.909,54	2738.85	74	(kiAg)													
intropia de Vapor	6,85		1.00	OUNDO													
Temperatura de Saturação Sangria		133,66	1 (A)	(70)													
Itulo do vapor na Sangria V-3 calculado		1,000	14	-													
faramentas de Vaner																	
vazamentos de vapor	-	-															
/alvala Parcializadore	TOTAL	8 00	5														
	1763.09	1798.00	1	(real)													
reseau do Vapor de Erstade (P) - Dado do Teste	124,00	124,00	-	(kgtonZ)													
lemperature do Vapor de Entrada (T) - Dedo do Teste	\$29,00	\$29,00	Trunside inte	001													
Jolume Específico do Vapor de Entrada (V)	.8.45	2.45		(péhtu)													
	0.03	8.03		(10*20)													
Rez Quedrece de (PIV)	82.88	63,45	0.00														
/azão de Vapor da Válvula Parcializadora	0.00	8.00	0.00	(10/1)													
		-	-														
Duchas de Compensação	4.913	tech	A32	and a													
Vazão de Vapor para a Bucha de Compensação	3.64	40/8	8.31	103													
	100 10024		a second a second	1													
Selagem anterior e posterior	100	50	-														
Tolescies.	0.45	0.4	100														
Culmetra		4.4	100	-													
Culmetro Folga radial	17.72	15.75															
Colmetro Folga radial COLLEXTAD Delay Database de Exercición de Securitoria	17.72	to do Balanco de I	Marca different	a latera contra	Poténcia Car	1	is de Francis	Shell Of the	dens . Efer Alta Br	and Dot Do	o Alta Prasala	the ba	and in fact and	141			-
Culmetre Folge notes CURATACO , Inicio , Dedos de Entrada , Incenteza	da Medição 🔹 Cálcul	to do Balanço de I	Massa / Efciline	a Interna COTTO	Poténcia Ger	ida Unha	is de Expansão	Pan1 _ P1 _ Gn	ifcos _ Efic Ata Pr	essão , Pot Ex	n Alta Pressio	Life Pri	ando biterre	10		-	

Figura A.III.13 - Aba "Cálculo do Balanço de Massa"

Observa-se que nesta aba aparecem também, dados da bucha de compensação e vazão de selagem, necessárias ao cálculo do balanço de massa.

Para os dados de selagem, os valores de diâmetro, folga radial, número de fitas de selagem, fator K para o tipo de selagem, são valores fixos (dados de projeto), por isso as células estão na cor branca, porém permitindo alteração.

Para calcular a vazão da válvula parcializadora, é usada a equação:

$$vaz \tilde{a}o = C * \sqrt{\frac{P}{V}}$$

Sendo: C = constante;

P = Pressão do Vapor de Entrada (P) - Dado do Teste

V = Volume Específico do Vapor de Entrada (V)

Para a constante C foi atribuído inicialmente o valor zero, pois no Heatflow não se considera a vazão na válvula parcializadora, válvula de entrada. Se este valor, inicialmente fosse diferente de zero, a vazão de entrada do vapor para o Heatflow seria diferente. Como na metodologia desenvolvida, contempla o valor da vazão da válvula parcializadora, este parâmetro foi inserido, porém zerado. Caso exista vazamento deve ser incluído o valor adequado desta constante. O valor da vazão deve ser monitorado para indicar possíveis vazamentos.

No resumo dos parâmetros para o balanço de massa na turbina a vapor, a coluna com os sinais de mais (+) e menos (-), se referem ao sentido do parâmetro de massa, entrando (+) ou saindo (-) do sistema, ou seja, somados ou subtraídos.

Todos os parâmetros termodinâmicos encontrados na planilha são obtidos através das equações automatizadas pelas macros, conforme já detalhado nos relatórios de acompanhamento.

Para a seção de baixa pressão, também foi incluído na planilha, a condição de título do vapor na exaustão da seção de baixa pressão e na extração V3, sendo este último ora vapor úmido ora vapor superaquecido.

As condições do vapor na baixa pressão variam tanto na entrada, através da temperatura da exaustão da seção intermediária, quando na exaustão, pelo título e pela pressão, além da vazão de exaustão variável. Além disso, a extração V3, também conhecida como extração não controlada tem sua pressão de exaustão, seu título e sua vazão, variáveis ao longo de toda faixa de potência total gerada pela turbina a vapor.

Para verificar se o balanço de massa está correto, é feita uma comparação entre o valor lido para a vazão do vapor de exaustão e o calculado. O cálculo da vazão do condensador é dado pela soma do Vapor da bucha de compensação (Ak2) e Vapor de Exaustão da Turbina de Baixa Pressão (Condensado). Se a diferença for menor que 0,5%, o balanço de massa é considerado correto.

A.5 - Aba "Eficiência Interna COTTON"

Esta aba também é dividida em Eficiência da Seção de Alta, Intermediária e Baixa Pressão, como mostra a Figura A.III.14.

Nesta aba as colunas à esquerda se referem aos dados de referência (no caso, carga de 53,4 MW), além de dados geométricos da máquina e as da direita se referem ao teste realizado, ou seja, dados reais.

Lembrando que a eficiência da seção de alta pressão é resultado de uma série de etapas, com objetivo de corrigir uma dada eficiência inicial base, cujo valor representa uma família de máquinas com características semelhantes. Todos os detalhes dessas etapas se encontram no relatório 5 – Passo a passo da metodologia.

Os principais resultados desta aba são:

- Eficiência obtida pelo teste: é o valor obtido com os dados reais
- Eficiência da Referência: é o valor obtido pela metodologia do Cotton, considerando ainda o desvio do processo de calibração (*Heatflow*/Cotton) e o desgaste natural
- Perda de Eficiência: é o desvio com relação à referência, em porcentagem.

Paulie TV Fired 1- Month Fired	
🥶 Jolan Baurio Lapustas/Pagna Fórmulas Dados Rensilas Dados Denemotinador Acribeit	9 X
A Kenter Anal 12 - A A Renter Anal 20 - Court for Automationators Gent - Rent Normal Son Normal Son Normal Son	Presider - 27 B
Come J Formation Record Cashing And State Contractor Co	Attar Quimper - Obscificar Localitar e e Fitzar - Selectonar -
Anal Shertman Y Felt, Y Anhartta Y Karey Tota Ofaar	Theory (X
V Anko de Segurança - A nacos tras drasititadas. Opties.	
а с <u>б</u>	AG AR A AA AA AA
	0
Cálculo da Eficiência Interna da Turbina a Vapor pelo Método de K. C. Cotton	
Corgo do Tarlino e Vapor (MV) 44.22 Data 1 Hara Infini D.01.00 Data 1 Hara Infini D.01.00	
Peterbolas Miana da Tubleira a Vapor (MV): 22.08 Percentragan da Cuega Davante o Teste:	
CRobicia da Seção de Alta Pressão	
EFICÉNCIA: INCERTEZA DA MEDIDA:	
Eccinica addada paio Tetelo 78,13 % ± 2,56 %	
BECARCIA da Rolfrencia 77.20 % PLOMACO PLONACO	
Devició de Eticiência em Relacile a Referência 1.21 %	
Dates of Printin Dates of Printin	
Dannes de las grandes en transistantes en la construcción de las de	
Architecto Deva Salard Salard Marka M	
Ref Port 10 (41) performance 10 (41) performance 10 (41) performance Tablema Experision do Years de Fornal 10 (41) performance 10 (41) performance 10 (41) performance	
Ball (print) Terrack do Vagora Elimana Unal (print) Princika do Vagora Elimana Unal (princi) Unal (princi)	
Precision Generation 22/20 (generation) 42/20 (gene	
Emigramenta Marcin Elitado Emilio Elitado	
Breess des Propietades de Propie	
Compare Insta Compare	
(i) (i) (i) (i) (i) (i) (i) (i) (i)	
Concept to Laboration 12 (2014) Advag	
Compare of Garactic Interface on Canada 1983 (State)	
Eficience da Seção de Pressão Intermediana	
EFICIÉICA: INCERTEZA DA MEDIDA:	
Eciencia obtida pelo Testo 76,11 % ± 1,54 %	
COMITÃO, PRO, Deba de Entrata Expertan da Medida. Calcula do Balerço de News El Redeca Interna COTTON, Preterio Geneta, Entrat de Dipanda , Pilez M, Galera , Els Atá Presda - Pilez Da Atá Presda - P	The second se
	27/03/2013

Figura A.III.14 - Aba "Eficiência Interna Cotton"

A eficiência para a seção de alta e média pressão obtida pelo teste e pela metodologia é dada pelas equações:

$$\eta_{teste} = \left(\frac{h_{vapordeentrada} - h_{vaporexaustao}}{h_{vapordeentrada} - h_{expansaoIsentropicana expansao}}\right) * 100$$
$$\eta_{Cotton} = \left(\frac{h_{vapordeentrada} - h_{expansaoIsentropicana expansao}}{h_{vapordeentrada} - h_{expansaoIsentropicana expansao}}\right) * 100$$

Já para a seção de baixa pressão, a equação utilizada para o cálculo da eficiência é dada

$$\eta_{Cotton} = 100 * \left(\frac{L109 - (1 - L120) * L137 - L120 * L117}{L109 - (1 - L120) * L141 - L120 * L118} \right)$$

Sendo:

por:

L109 = Entalpia do Vapor na Entrada;

L120 = Fração da vazão da sangria V3 (y);

L117 = Entalpia do Vapor de Exaustão durante o Teste;

L141 = Entalpia do vapor de exaustão isentrópico;

L118 = Entalpia do vapor Isentrópico.

O salto entálpico, desde a entrada da seção de baixa pressão até a sangria, para a condição de referência, é dado por:

saltoentalpico = 2,981* TFR⁴ - 7,3062* TFR³ + 5,7823* TFR² - 1,5406* TFR + 0,4086

Sendo:

TFR= taxa de razão de fluxo

Os resultados são mostrados na forma gráfica, evidenciando as diferenças entre os resultados da eficiência encontrados utilizando a metodologia e os dados reais.

Os valores relativos às eficiências do teste estão acompanhados da propagação de incertezas diretas e indiretas.

A.6 - Aba "Potência Gerada"

Esta aba calcula a potência gerada em cada seção da turbina a vapor, isto é, alta, média e baixa pressão, Figura A.III.15.

Os principais resultados desta aba são:

- Potência de Eixo da Seção de Alta Pressão durante o Teste
- Potência de Eixo da Seção de Média Pressão durante o Teste
- Potência de Eixo da Seção de Baixa Pressão durante o Teste
- Cálculo da Potência Total da Turbina a Vapor

Para a seção de alta e média pressão, a potência é calculada como:

$$P = \stackrel{\bullet}{m_{entrada}} * \eta_{teste} * \left(h_{vaporentrada} - h_{expansaoIsentropicaexaustao} \right)$$

A potência mecânica na seção de baixa pressão na turbina a vapor (UEEP) é calculada pela equação:

$$P = ((K42 * K41) + (K52 * F45) - (K50 * L118) - (K54 * L141)) * (H88/100)$$

Sendo:

- K42 = Vazão do Vapor de Entrada na Baixa Pressão
- K41 = Entalpia do Vapor de Entrada
- K52 = Bucha Compensação Ak1
- F45 = Entalpia da câmara da roda
- K50 = Vazão do Vapor na Extração V-3
- L118 = Entalpia do vapor Isentrópico
- K54 = Vazão do Vapor de Exaustão
- L141 = Entalpia do vapor de exaustão isentrópico
- H88 = Eficiência obtida pelo Teste



Figura A.III.15 - Aba "Potência Gerada"

A potência mecânica da turbina a vapor é calculada com a soma das potências das seções analisadas.

$$P_{mec(UEEP)} = P_{altapressao} + P_{pressaoIntermediaria} + P_{baixapressao}$$

A potência elétrica nos bornes do gerador é calculada pela equação:

$$P_{ele} = P_{mec(UEEP)} * \eta_{gerador}$$

O rendimento do gerador elétrico foi calculado como:

$$\eta = \frac{P_{eletricaTVmedidanogerador}}{P_{mec(UEEP)}}$$

A.7 - Aba "Linhas de Expansão"

Nesta aba são mostradas graficamente as diferenças entre as linhas de expansão isentrópica e adiabática nas seções de alta, intermediária e baixa pressão, Figura A.III.16.

De forma geral, na baixa pressão, a diferença entre as linhas de expansão é maior devido à maior complexidade de medidas nesta seção, uma vez que, possíveis desvios da alta e média pressão afetem a eficiência na baixa pressão. Além disso, a extração V3, em virtude da grande variação dos parâmetros em função da carga (dados do *Heatflow Diagram*), dificulta a previsão com exatidão das correções, o que mesmo após os ajustes feitos podem resultar em desvios.



Figura A.III.16 - Aba "Linhas de Expansão"

A.8 - Aba "Resultados"

Nesta aba são colocados os principais resultados obtidos, como: eficiência, potência e desvios das três seções estudadas, Figura A.III.17.

0	39	in the second value of the	the state of the s	-	Planifia TV Final 2-	Menosoft Eace		and the second						1000	o' 📪 🔭
Ceta	Desire Desire Caput de Pigne Fair À Eccolter Anial + 12 - 1 - Q Copier Anial + 12 - 1 - J' Contact Procet M: X' B -1 - - de Transference - Fonde Fonde	mulai Dados Fennie 1 A'A' ≡ = = ♥ ♥ · · ▲ · ■ ■ ■ ♥ · Ar A · ■ ■ ■ ■ ♥ · Ar	Entiticijia Desenvojnestos Acrobis PiQuetona Tasta Automaticamente Ge @throclar e Cerdralizar = ing hamente iv	er end 1 - 1% 000 (5,0 25) Decement	Formatação Formatação Condicional ⁺ como Tabelo	Normal 2 Célrule	Normal Celotade Vesa Tatia	Bom - Cellula Vincu	Incorreto Entraida	Neutra Nota		in i	∑ Antohona @ Preencher ∠ Lingar *	M Cassificar Lo e Filtur - Se Emple	A
	viso de Segurança : As macros foram desabilitadas,	Opçiet-													×
/A	Q45 • 6 A	F 0 H	1 1	× 1 4		0 P	Q :	a.	8	+ 1	<u>(</u> 2 1)	v	w I x	1.1	8 ()
14	Menu	RESL	ILTADOS												
4 5 6 7 8 9 9 1	Poténcia Elérica Gerada pela TV (MIII) Data / Hora Selecc Data / Hora Selecc Data / Hora Serminos Sermidor II Presado Barcondinica (kglicm2) Resultados Seção Alta Presado	44,723 64,0313 13,04 55,0313 14,04 99,03,0,137 6,012													
1211111111111111111111111		Efficiencia addela pelo Testa 78,12 Potencia de Con da Seção 14,23 (MW)	Etholincia Cottun da Fabricante 77,20 % Poléncia de Elen Catton da Secilie 14,15 (MW)	Penda £3 1,21 Penda Po 1,26	Iciáncia em Relegãa ao Cotton 1 S Itáncia em Relacião ao Cotton 9 N										
IRAR ARABARA	⊳∎∲0	Etcolecia abitis pelo Testa 76,11 % Politicia de Elec de Seção 11,62 (MIV)	Elicitica Cotton do Patricante 76,21 % Política de Elas Catton da Secilo 11,11 (MRI)	Penda 13	tolince en Reiscle as Caton 5 stince en Reiscle as Caton 3 4 5										
日本市 たたたち ほどばい い	Beatlados Corporte	Encience additise pero Teste 74,05 % Postencia de Elio da Seção 19,05 (MIN)	Efforitivos Cotton do Fabricante 26,41 % Politivos do Elias Cotton da Seção 58,41 (MMV)	Perda E3 6,76 Perda Po 3,66	talinas en Resple as Cettor 5 5 situa en Resola as Cettor 5 5			1							
4 4 5 5 5 1 4 Post		Politicas de Dace de Seção 44.43 (MMV) Incenteza do Hedição Cálca	Pobleca de Eso Catoo da Seção 43,67 (SKV) Jo de Balarço de Mana — Eficência	Perda Ef	tolince en Relegié se Caten 5 5 5 Poténce Gerada , Linh	i de Expansilo f	Resultados / PI	Graficoo 🚬 Efic A	ta Premão 🛒 Pot	Esco Alta Pressão	Efic P	ressão JA		0-0-0-0	
	e 📰 🖸 🞯		and the second se		Carl Contract	-	100			100			(8) - N	10 40 20	01/2011

Figura A.III.17 – Aba "Resultados"

A.9 - Aba "Gráficos"

Nesta aba estão armazenados os dados do histórico das análises realizadas com a planilha, que servirão para alimentar as abas específicas de cada gráfico, Figuras A.III.18 a A.III.21.

Após o término dos cálculos, as principais grandezas e resultados são armazenados na aba "Gráficos", de modo a alimentá-los e também, para consultas posteriores. A cada vez que o usuário clicar em "Disparar Leituras", estes dados serão armazenados em linhas subsequentes. Ainda, um printscreen da aba "Gráficos", é salvo numa pasta correspondente à data da análise, sendo a nova planilha Excel® criada, também renomeada com a respectiva data.



Figura A.III.18 - Aba "Eficiência Alta Pressão" - Gráfico



Figura A.III.19 – Aba "Potência de Eixo da Alta Pressão" – Gráfico


Figura A.III.20 – Aba "Eficiência da Pressão Intermediária" – Gráfico



Figura A.III.21 – Aba "Eficiência da Baixa Pressão" – Gráfico

A.10 - Aba referentes aos gráficos

Nestas abas são construídos os gráficos referentes à eficiência da alta pressão, pressão intermediária, baixa pressão, potência da alta pressão e os demais gráficos que se deseja observar (Ver Figuras A.III.18 a A.III.21).

Observações:

• As células com fundo branco podem ser alteradas, pois são valores atribuídos durante o trabalho.

• Para maiores detalhes, vide Planilha em Excel® .

B - PREPARAÇÃO E EXECUÇÃO DO TESTE DE PERFORMANCE

Este item traz os procedimentos que devem ser tomados para as respectivas medições e as condições de referência do teste de performance para análise e diagnóstico térmico da planilha de cálculo. Este procedimento foi baseado na norma ASME PTC 6-1996, Performance Test Code 6 on Steam Turbine.

B.1 - Testes Preliminares

Testes preliminares devem ser realizados com o propósito de:

- (a) determinar se a turbina e a usina estão em condições adequadas para a realização do teste;
- (b) calibrar todos os instrumentos;

(c) treinar o pessoal;

(e) confirmar o isolamento do ciclo.

B.2 - Dados de Teste.

Os registros de todos os dados de teste devem ser mantidos antes da aplicação de qualquer fator de calibração, correções, conversões, ou análises estatísticas para futuras análises.

B.3 - Isolamento do ciclo

B.3.1 Generalidades. A exatidão dos resultados do teste depende do isolamento do sistema. O isolamento do ciclo é igualmente importante para os procedimentos à carga nominal e alternativos (usando curvas de correção). Vazões que não fazem parte do processo de conversão de energia devem ser isoladas, se possível, a fim de eliminar qualquer interferência no calculo

térmico. Havendo qualquer impossibilidade quanto à capacidade de isolar estas vazões durante o teste, devem ser feitos preparativos antes do teste para medi-las.

B.3.2 Isolamento Externo. O isolamento externo lida com as vazões que entram ou saem do ciclo da turbina que não participam no processo de conversão de energia, tais como a vazão de reposição de água de condensado ou purga no gerador de vapor, etc.. Estas extrações não devem exceder 0,1 por cento da vazão de vapor na entrada da seção de alta da carga de referência. O armazenamento de água no condensador, no desaerador e outros, extrações em aquecedores de água de alimentação, tambores de vapor, separadores de umidade, e quaisquer outros pontos de armazenagem dentro do ciclo devem ser levados em consideração.

B.3.3 Isolamento Interno. O isolamento interno trata das vazões que não entram ou saem do ciclo da turbina, mas que podem bypassar o componente que estava designado a atravessar. Exemplos de tais vazões são as vazões de drenagem da tubulação de vapor para o condensador ou para o fluxo de bypass do aquecedor de água de alimentação. O procedimento de isolamento dos itens B.3.4 a B.3.6 deve ser seguido para se confirmar o isolamento interno.

B.3.4 Vazões que devem ser isoladas. A lista a seguir indica de forma geral alguns dos equipamentos e das vazões que devem ser isoladas, podendo existir ou não na unidade térmica de teste:

(a) tanques de estocagem de grandes volumes não envolvidos diretamente no ciclo;

(b) evaporadores e equipamentos na mesma linha como condensador/evaporador e préaquecedor /evaporador;

(c) sistemas de alívio e tubulações de vapor auxiliares para partida;

(d) tubulação de *bypass* para medidores de vazão primária;

(e) tubulação de drenagem com válvula de bloqueio, retenção e controle;

(f) sistema de drenagem no vapor principal, sistema de vapor reaquecido frio, reaquecido quente, e tubulação de extração de vapor;

- (g) tubulação de conexão com outras unidades;
- (h) equipamento de alimentação química utilizando condensado;
- (i) tubulação de abastecimento de gerador de vapor;
- (j) aquecedor com vazão de água de retorno de condensado e água de alimentação;
- (k) controles de drenagem do aquecedor;
- (l) drenagens do corpo do aquecedor;
- (m) respiradores dos caixas d'água do aquecedor;
- (n) respiradores primários de caixa d'água do condensador;
- (o) tubulações de água ou vapor para a estação de aquecimento;

(p) tubulações de água ou vapor instaladas para a água de lavagem da turbina.

É importante usar o bom senso para avaliar a planta térmica, visando encontrar vazões que não estão na lista apresentada, mas que podem alterar o resultado do teste.

B.3.5 Vazões que devem ser isolados ou medidos. Vazões que entram ou saem do ciclo ou que baypassam um componente de maneira que, se ignorado, poderá alterar as vazões que passam pela turbina, levando a um cálculo errado do desempenho. Estas devem ser isoladas ou medidas. Exemplos dessas vazões são:

(a) Vazão de resfriamento de caldeiras tubo de fogo (pirotubular);

(b) Fluxo de resfriamento das vedações e juntas nos seguintes (alimentação e retorno):

- Bombas de condensado;
- Bombas de água de alimentação;

• Bombas de drenagem do aquecedor quando não autovedado.

(c) Fluxo de água de dessuperaquecimento,

(d) Tubulações de fluxo mínimo de bomba de água de alimentação e fluxo de tambores de equilíbrio quando o encanamento é feito de maneira a permitir a recirculação do fluxo por meio do elemento de fluxo primário;

(e) Vapor para atomização e aquecimento de óleo combustível;

(f) Purgas dos geradores de vapor;

(g) Fluxos de vedação da passagem de água para a turbina;

(h) Água de dessuperaquecimento para o vapor de resfriamento da turbina;

(i) Válvula de purga de emergência ou vapor de vazamento da selagem da turbina;

(j) Transbordamento de vedação da passagem de água para a turbina;

(k) Vapor, que não seja o vapor de vazamento da selagem, para a válvula reguladora de vedação do vapor;

(l) Água de recuperação, se necessário;

(m) Vapor de pulverização (tais como extração de estágio mais alto em cargas baixas) para a operação em baixa pressão do desaerador;

(n) Se possível, fechar os ventiladores do aquecedor;

(o) Tubulação do ladrão do desaerador;

(p) Ventilação do desaerador deve ser reduzida ao mínimo;

 (q) Vazamento de água dentro de qualquer flange de vedação de água, tais como os quebra vácuos vedados para a passagem de água;

(r) Vazamento nos tubos de vedação que saem do sistema;

(s) Drenagens contínuas da umidade da turbina e as tubulações de conexão;

(t) Equipamento de amostragem de vapor e água. Caso não seja possível isolar o equipamento de amostragem de água e vapor e caso o fluxo da amostragem não seja insignificante, o mesmo deve ser medido;

(u) Vapor para os pré-aquecedores de ar.

B.3.6 Métodos de Isolamento. Sugerimos os seguintes métodos para o isolamento ou verificação de isolamento dos vários equipamentos e vazões alheias ao ciclo de água de alimentação primária:

(a) Utilização de válvulas duplas e mostradores;

(b) Utilização de flange cego;

(c) Utilização de espaçador entre dois flanges;

(d) Utilização de válvula fechada que seja reconhecida como à prova de vazamento e que não tenha sido operada antes ou durante o teste;

(e) Para as tubulações de vapor finalizando no condensador, indicação da temperatura da superfície do encanamento;

(f) Para as tubulações de desvio em volta dos aquecedores de água de alimentação, medição da temperatura do condensado/água de alimentação antes e após as tubulações de desvio em T para a tubulação condensado/água de alimentação.

B.4 - Condições de Testes

B.4.1 Constância das Condições de Teste. Como preparação para cada execução de testes, a turbina e todos os equipamentos associados devem ser operados por tempo suficiente para atingir condições de regime permanente. As condições do estado permanente devem ter sido atingidas quando os critérios dos parágrafos B.4.4 forem satisfeitos.

B.4.2 Condição do teste para carga de referência. O teste é realizado para a carga de referencia selecionada nas Tabelas A.III.1 a A.III.3 Estas cargas são para os *Heatflow Diagram* da turbina a vapor e as condições termodinâmicas do vapor em cada seção devem ser obtidas no teste para realizar o cálculo de desempenho e o diagnóstico de cada seção da turbina a vapor. A planilha desenvolvida já realiza os cálculos quando alimentada com os dados para as condições de referência escolhida. A Tabela A.III.1 resume as características do vapor na seção de alta pressão para os diferentes *Heatflow Diagram*.

Potência Total	Entrada			Exaustão			Extração V42		
Gerada	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp.	Vazão
(MW)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)
53,400	124,00	529,0	284,564	47,93	399,2	198,112	47,92	399,2	79,085
51,802	124,00	529,0	276,781	47,93	401,2	188,766	47,92	401,2	80,777
50,620	124,00	529,0	278,307	47,93	400,9	190,476	47,92	400,9	80,557
44,723	124,00	529,0	260,770	47,93	404,7	169,828	47,92	404,7	83,936
36,247	124,00	529,0	235,995	47,93	407,2	144,467	47,92	407,2	84,884
19,390	124,00	529,0	172,520	47,93	420,5	89,715	47,92	420,5	77,075
12,113	124,00	529,0	155,529	47,93	428,9	67,148	47,92	428,9	82,882

Tabela A.III.1: Características do vapor na seção de alta pressão para diversas cargas.

A Tabela A.III.2 apresenta características do vapor na seção intermediária para várias cargas.

Tabela A.III.2: Características do vapor na seção de pressão intermediária para diferentes cargas.

Dotâncio Totol		Exaustão		Extração V12			
Corodo (MW)	Pressão	Temp.	Vazão	Pressão	Temp	Vazão	
Gerada (MW)	(ata)	(°C)	(t/h)	(ata)	(°C)	(t/h)	
53,400	14,28	254,8	145,094	14,28	254,8	53,018	
51,802	14,28	260,1	142,931	14,28	260,1	45,843	
50,620	14,28	259,1	136,930	14,28	259,1	53,546	
44,723	14,28	273,3	122,75	14,28	273,3	47,078	
36,247	14,28	287,0	95,414	14,28	287,0	49,053	
19,390	14,28	341,8	39,507	14,28	341,8	50,208	
12,113	14,28	376,1	19,920	14,28	376,1	47,227	

A Tabela A.III.3 apresenta as características do vapor na seção de baixa pressão para diferentes cargas.

Dotância Total		Exaustão		Extração V3			
Corodo (MW)	Pressão	Título	Vazão	Pressão	Título	Vazão	
Gerada (IVI W)	(ata)	(-)	(t/h)	(ata)	(-)	(t/h)	
53,400	0,0873	0,876	101,341	3,49	(0,987)	51,185	
51,802	0,0957	0,880	106,735	3,70	(0,994)	43,498	
50,620	0,0816	0,879	93,269	3,21	(0,990)	51,000	
44,723	0,0804	0,893	88,521	3,06	Superaquecido	41,299	
36,247	0,0596	0,898	62,124	2,12	Superaquecido	40,000	
19,390	0,0498	0,950	45,302	1,66	Superaquecido	Nula	
12,113	0,0374	0,981	25,485	0,965	Superaquecido	Nula	

Tabela A.III.3: Características do vapor na seção de baixa pressão.

Recomenda-se como carga de referência a carga de 53,4MW para os testes de desempenho e diagnósticos. A Tabela A.III.4 apresenta os desvios dos resultados da metodologia empregada, na planilha, no cálculo de desempenho em comparação com os *Heatflow Diagram* da turbina a vapor.

Lembrar que para avaliação do desempenho é necessário um estado termodinâmico de referência, que no caso da turbina a vapor da UTE Euzébio-Rocha, são os *Heatflow Diagram* produzidos pelo fabricante (Siemens). Qualquer mudança em relação ao estado de referência dos parâmetros termodinâmicos medidos impossibilita a análise comparativa da eficiência adiabática e da potência.

Detâncie Elánice	Desvio %							
Potencia Eletrica		Potência						
	HP	IP	LP	Elétrica				
53,40	-0,08	0,33	0,91	1,23				
51,80	0,11	0,20	1,56	1,45				
50,62	0,03	0,21	2,14	1,95				
44,72	-0,16	-0,86	-1,49	-0,30				
36,24	0,15	0,74	-1,18	1,63				
19,39	-0,06	0,28	1,76	1,00				
12,11	0,03	-0,22	2,13	0,82				

Tabela A.III.4: Desvios dos resultados da metodologia empregada com os resultados do *Heatflow Diagram* para as seções de alta (HP), média (IP) e baixa (LP).

B.4.3 Deverão ser empregados meios apropriados para assegurar carga constante. Isto pode ser conseguido atuando nas válvulas de controle de vapor para a carga desejada, deixando as válvulas de controle livres para se movimentarem no sentido de fechamento no caso de situações de emergência. Enquanto a turbina a vapor estiver em funcionamento, não será possível colocar mais carga do que aquela para a qual as válvulas de controle estão bloqueadas. Este item deve ser avaliado e adaptado para as características operacionais da unidade térmica que esta sendo testada.

B.4.4 Condições de Funcionamento. Todos os esforços devem ser feitos para se realizar os testes sob as condições de funcionamento especificadas, ou tão próximas quanto possível para se evitar a aplicação de correções aos resultados dos testes, ou para minimizar a magnitude das correções. Além disso, diferenças em quaisquer condições que possam influenciar os resultados do teste, devem ser feitas tantas vezes quantas forem praticáveis antes de iniciar o teste e devem ser mantidas durante todo o teste. O gerador de vapor e os controles da turbina devem ser bem aferidos antes do teste a fim de minimizar os desvios das variáveis. A Tabela A.III.5 traz os desvios admissíveis das variáveis prescritos com as exceções como observado no parágrafo B.4.6.

Uma pequena alteração nas variáveis, ou oscilações durante a realização do teste, acontecerá com frequência além das flutuações abordadas na Tabela A.III.5. Para alguns parâmetros chave, a oscilação deve se limitar a 50% dos desvios admissíveis apresentados na Tabela A.III.5 para a média das condições de teste do trabalho ou das condições avaliadas. O funcionamento dentro dos limites da Tabela A.III.5 é bastante importante se o teste alternativo está sendo empregado, uma vez que mais curvas de correção são utilizadas do que no teste a plena carga. A planilha desenvolvida não contempla o teste alternativo por não ter no seu algoritmo de solução os modelos de correção. Os modelos de correção, apesar de solicitados não foram fornecidos pelo fabricante.

Tabela A.III.5: Desvios permissíveis das variáveis (ASME PTC 6-1996, Performance Test Code 6 on Steam Turbine).

	Variable	*Permissible Deviation for the Average of the Test Conditions from Design or Rated Conditions	**Permissible Fluctuations During Any Test Run
(a)	Initial steam pressure	±3.0% of the absolute pressure	±0.25% of the absolute pressure or 5.0 psi (34.5 kPa), whichever is larger
(b)	Initial and reheat steam temperature	$\pm 15^{\circ}F$ (8K) when superheat is $27^{\circ}-50^{\circ}F$ (15–30K); $\pm 30^{\circ}F$ (16K) when superheat is in excess of 50^{\circ}F (30K)	±4°F (2K) where superheat is 27°-50°F (15-30K); ±7°F (4K) where superheat is in excess of 50°F (30K)
(c)	Initial steam quality	±0.5 percentage points of quality for tur- bines with wet throttle steam	±0.1 percentage points of quality for tur- bines with wet throttle steam
(d)	Primary flow	Not specified	Refer to para. 4.10.1
(e)	Secondary flows	$\pm 5.0\% \times (\text{primary flow})/(\text{secondary flow})$	Same as (d) × (primary flow)/(secondary flow)
(f)	Pressure drop through fossil unit reheater	±50.0%	
(g)	Extraction pressures	±5.0%	
(h)	Extraction flows***	±5.0%	
(i)	Temperature of feed water leaving final heater	±10°F (6K)	
(j)	Exhaust pressure****	±0.05 psi (0.34 kPa) or ±2.5% of the ab- solute pressure, whichever is larger	± 0.02 psi (0.14 kPa) or $\pm 1.0\%$ of the absolute pressure, whichever is larger
(k)	Load	Re	±0.25%
(l)	Voltage	±5.0%	
(m)	Power factor	Not specified	±1.0%
(n)	Speed	±5.0%	±0.25%
(0)	Aggregate isentropic enthalpy drop of anyone of the sections of an automatic- extraction turbine	±10.0%	

* Em nenhuma circunstância, as variações de temperatura, pressão e velocidade permitidas pelo fabricante podem ser excedidas, a menos que especificamente acordado antes do teste.

** Flutuações seriam indicadas pela dispersão nos dados (consultar parágrafo 3.2).

*** Quando o vapor é extraído para os aquecedores de água de alimentação, as pressões de extração (que são fixadas pelo projeto da turbina e pelas condições de vazão) podem se desviar dos valores esperados por uma pequena porcentagem. Isto normalmente ocasiona um efeito insignificante sobre o desempenho geral. Deve ser apurado, se tal desvio existe realmente ou não se trata de mau funcionamento dos aquecedores de água de alimentação. Caso desvios maiores persistam, deve-se chegar a um consenso sobre o procedimento a ser tomado.

**** Caso não seja possível obter o projeto ou a taxa de pressão de descarga, o teste deve ser conduzido de acordo com outra pressão de descarga.

B.4.5 O sistema de vedação do eixo da turbina, se controlado, deve ser ajustado para as condições de funcionamento regular durante o teste e deve-se promover a medição de todos os fluxos internos e externos que possam influenciar os resultados do teste.

B.4.6 Desvios. Os desvios das variáveis em excesso dos limites prescritos na Tabela 6.5 podem ocorrer durante a realização dos testes. Se estes desvios são observados durante a condução dos testes, a causa deve ser eliminada e deve-se prosseguir com o teste, se possível, até que as variáveis estejam dentro dos limites especificados para a duração planejada da realização do teste.

Se a causa dos desvios não puder ser eliminada durante a realização do teste, ou se o desvio for descoberto durante a computação dos resultados de um teste já completado, este teste deve ser rejeitado em sua totalidade, ou em parte, e ser repetido assim que possível após a causa do desvio ter sido eliminada, exceto no caso de pressão de vapor inicial e temperatura de vapor inicial e reaquecido.

Se a pressão de vapor inicial, a temperatura de vapor inicial, ou a temperatura de vapor reaquecido exceder o desvio admissível máximo indicado na Tabela 6.5, os fatores de correção para estas variáveis devem ser calculados para o ciclo específico sendo considerados e utilizados ao invés das correções das condições de vapor padrão normalmente fornecidas com a turbina.

Nenhum teste rejeitado deve ser utilizado para computar as médias gerais. Os resultados desses testes serão somente considerados aceitáveis desde que:

(a) Períodos válidos se agreguem há uma hora ou mais,

(b) A quantidade das leituras obtidas durante o período válido satisfaça os critérios dos parágrafos B.5.1
 e B.5.2, e

(c) Os períodos de tempo selecionados não incluam mudanças na geração, mudanças de nível, ou qualquer dado integrado de qualquer parte dos períodos inválidos.

B.5 - Frequência das Observações e Durações do Teste

B.5.1 Frequência das observações. Para os testes de fluxo de calor e vazão de vapor, as observações dos instrumentos de medidas e dos medidores diferenciais de vazão para as vazões primárias devem ser feitos em intervalos não maiores que um minuto. Outras medições importantes devem ser feitas em intervalos não maiores que cinco minutos. Os medidores integrais e os níveis de água devem ser lidos em intervalos que não excedam 10 minutos.

B.5.2 Duração das realizações do teste. Recomenda-se um mínimo de duas horas de duração para os testes em condições estáveis para cada ponto de carga. Os dados serão coletados no período de duas horas, entretanto, a análise será realizada na melhor uma hora deste intervalo coletado. Embora os sistemas de aquisição de dados de alta velocidade possam permitir que leituras suficientes sejam feitas em menos de duas horas para satisfazer outros requisitos, o mínimo de duas horas é recomendado para se verificar o isolamento do ciclo. A planilha está formatada para receber os dados de 5 em 5 minutos durante uma hora. Para a turbina a vapor em questão este tempo, de acordo com a norma, é o suficiente para o cálculo de desempenho.

C - ANÁLISE DOS RESULTADOS

C.1 - Definição da Composição dos Desvios

O cálculo da eficiência adiabática de cada seção da turbina a vapor é feito para a referência (estado termodinâmico dos *Heatflow*) através do método do Cotton. Após o processo de calibração entre os resultados da metodologia e os valores do *Heatflow*, existirá ainda uma diferença na eficiência adiabática, que deve ser considerada. Assim, a eficiência adiabática de referência pode ser calculada por:

$$\eta_{HF} = \eta_{CS} + (\pm \Delta \eta_{CS}) \tag{A.III.45}$$

sendo, η_{HF} = Eficiência adiabática do *HeatFlow*

 η_{CS} = Eficiência calculada pelo método do Cotton

 $\Delta\eta_{CS}$ =Desvio da eficiência entre o *Heatflow* e o método do Cotton (Tabela A.III.1), que varia de seção para seção e de *Heatflow* (carga).

A eficiência adiabática do *Heatflow* calculada na Equação (A.III.45) é a eficiência da turbina a vapor quando nova. Com o funcionamento, tem-se uma degradação natural que deve ser considerada. A eficiência adiabática do *Heatflow* considerando a degradação natural é dada por:

$$\eta_{HFD} = \eta_{HF} - \Delta \eta_{DN}$$
(A.III.46)
sendo, $\eta_{HFD} =$ Eficiência adiabática com a degradação natural

 $\eta_{HF} = =$ Eficiência adiabática do *Heatflow*, Equação (A.III.45)

 $\Delta\eta_{DN}\,{=}\,Valor\,da\,degradação$ natural em função do tempo de operação

O desvio resultante da degradação natural, $\Delta \eta_{DN}$, na turbina a vapor é função do tempo de operação, desde a partida inicial da unidade térmica. Este valor pode ser obtido com o fabricante da turbina a vapor ou, alternativamente, pela norma ASME PTC 6, Report 1985 "Guidance for Evaluation of Measurements Uncertainty in Performance Test of Steam Turbines". A proposta da norma é a curva da Figura A.III.22, usada para se estimar o valor de $\Delta \eta_{DN}$ para turbinas a vapor operando com vapor superaquecido. A norma relata que esta curva foi baseada na experiência prática dos fabricantes de turbinas a vapor e representa a degradação natural média esperada para unidades térmicas com bom histórico operacional.



Number of Months Since Initial Operation or Restoration, N

Figura A.III.22 - Curva para estimativa da perda por degradação em função dos meses de operação (ASME PTC 6, Report 1985 "Guidance for Evaluation of Measurements Uncertainty in Performance Test of Steam Turbines").

A Equação A.III.47, retirada da Norma PTC 6, permite calcular o $\Delta \eta_{DN}$ estimado para a turbina a vapor, da seguinte forma:

$$\Delta \eta_{DN} = \frac{BF}{\log MW} - \sqrt{\frac{p_i(psi)}{2400}} \cdot f \tag{A.III.47}$$

Sendo: MW=Potência nominal em MW

BF= Valor retirado da Figura A.III.23, em função do número de meses em operação

f=1,0 para unidades fósseis ou

f=0,7 para unidades nucleares

O valor calculado na Equação (A.III.47) se aplica para as eficiências adiabáticas nas seções de alta e média pressões, sendo que para a seção de baixa pressão deve ser empregado metade deste valor.

Exemplo para a turbina a vapor da UTE EZR:

- Potência nominal: 44,723 MW
- Pressão nominal: 124 kgf/cm2 = 1763,69 psi
- Nº meses operação (excluindo paradas): 36

$$\Delta \eta_{\rm DN} = \frac{1.9}{\log (44,723)} - \sqrt{\frac{1763,69}{2400}} \cdot 1.0 = 0.29\%$$

A planilha Excel® desenvolvida calcula as eficiências adiabáticas tanto pelo método do Cotton quanto pelo balanço de massa e energia. Este último valor é calculado com base nos parâmetros térmicos lidos durante o teste, necessariamente em regime permanente. O cálculo também considera a propagação da incerteza, sendo o valor final da eficiência adiabática um valor médio mais ou menos a incerteza. Assim, o

desvio do valor médio da eficiência adiabática em relação ao valor de referência, considerando o desgaste natural pela Equação A.III.48 fica:

$$\Delta D_{ef} = \eta_{HFD} - \eta_{teste\ (m\ ed io\)} \tag{A.III.48}$$

sendo, ΔD_{ef} = Desvio da eficiência adiabática calculada em relação ao valor da referência

 $\eta_{\text{teste (médio)}}$ = Valor médio da eficiência adiabática obtido com os parâmetros termodinâmicos lidos no teste, calculados pela planilha desenvolvida.

Como o objetivo é avaliar se existe falha interna ou mau funcionamento da turbina a vapor, isto é, realizar um diagnóstico, o critério empregado consiste em verificar se o desvio calculado na Equação (A.III.49) está maior que a incerteza da medida.

Logo:

$$\Delta D_{ef} > \Delta \eta_{Incerteza} \tag{A.III.49}$$

Neste caso, se a Equação A.III.49 for verdadeira, pode-se dizer que algum tipo de falha já esta ocorrendo na turbina a vapor, cujas causas e efeitos serão discutidos na próxima seção.

C.2 - Técnicas de Diagnóstico

O contexto da técnica de diagnóstico implica em:

- a) Análise de parâmetros de funcionamento;
- b) Inspeção visual;
- c) Balanço de energia;
- d) Análise de vibração;
- e) Inspeção boroscópica;
- f) Análise de óleo.

a) Análise de parâmetros de funcionamento

Os parâmetros a serem analisados são os seguintes:

- 1. Temperatura dos mancais;
- 2. Temperatura do óleo;
- 3. Pressão do óleo;

- 4. Deslocamento axial;
- 5. Desgaste dos mancais radiais;
- 6. Potência a plena carga;
- 7. Característica da partida.

b) Inspeção visual

- A inspeção visual pode ser complementada com os seguintes parâmetros:
- 1. Histórico da turbina;
- 2. Comprovação de parâmetros de funcionamento no painel de controle;
- 3. Fugas de óleo;
- 4. Fugas de vapor;
- 5. Inspeção visual da bancada;
- 6. Inspeção visual de cabeamento;
- 7. Inspeção visual do alinhamento;
- 8. Inspeção visual de tubulações e válvulas;
- 9. Históricos de falha e defeitos;
- 10. Estoque de peças;
- 11. Histórico de geração;
- 12. Análise química da água;
- 13. Aspecto da superfície da carcaça.

c) Balanço de energia

Consiste em medições de vazão de vapor, pressões e temperaturas do vapor na entrada e na saída da turbina, para determinar o desempenho, somente na turbina a vapor ou no ciclo térmico. Para este procedimento é necessário calibrar toda a instrumentação e em alguns casos adicionar instrumentação complementar.

d) Análise de vibrações

Através da análise de vibração é possível identificar problemas, tais como desalinhamento, desequilíbrio, fissuras, etc.. A análise de vibração é uma técnica que permite observar a evolução, mas não deve ser empregada de forma isolada, sem uma análise histórica.

e) Inspeção boroscópica

Consiste em uma inspeção visual através de um instrumento ótico, o boroscópio. O objetivo é detectar falhas em partes internas da turbina a vapor, causadas por objetos estranhos, incrustações, corrosão, erosão, etc.. Ela deve trabalhar em conjunto com outras técnicas para melhorar o diagnóstico

f) Análise de óleo

Representa uma das mais importantes técnicas empregadas no diagnóstico, por sua sensibilidade às falhas. Os parâmetros mais importantes a serem observados são: presença de água, presença de metais, presença de lodos, acidez, etc..

C.3 - Tabela de Diagnóstico Térmico (Matriz falha)

As variáveis medidas no processo, oriundas do sistema supervisório da usina ou da instrumentação própria acoplada ao sistema, são utilizadas para calcular os parâmetros de desempenho. Estes parâmetros de desempenho devem ser comparados com suas contrapartes calculadas por um modelo computacional, que representa o equipamento avaliado em seu estado de referência (*Heatflow*). Os desvios entre os valores calculados do processo e do modelo são utilizados como parte na análise das falhas.

Para isto, foi desenvolvido os padrões de falha sugeridos na Tabela A.III.6. Eles caracterizam a falha de acordo com a variação, dentro de um determinado padrão. Na Tabela A.III.7 as variáveis de natureza mecânica não foram consideradas, uma vez que este trabalho trata de diagnóstico termodinâmico.

Perdas Características	Eficiência	Vazão	Potência	Vibração	Distribuição	Esforços Aviais	Sobrecarga	Quebras Mecânicas
Desgaste nos	1	1	-	-	-	-	-	-
Selos	•	1						
Erosão por	\downarrow	1	\downarrow	-	\uparrow	-	↑	-
Particulas Sólidas								
Danos			-	1	↑	1	-	1
Internos	*	*		I	\checkmark	I		I
Incrustação	\downarrow	\downarrow	→		\uparrow	↑	-	-

Tabela A.III.6: Causas Prováveis de Queda do Desempenho em Turbinas a Vapor

A Tabela A.III.7 apresenta uma síntese dos sintomas que normalmente estão presentes para cada um dos problemas citados anteriormente, e para a sua utilização deve-se primeiramente verificar qual o dano a ser avaliado, em seguida verificar como o dano apareceu, o seu efeito local, e efeitos colaterais. Uma breve descrição de cada um irá auxiliar no diagnóstico do estado térmico da turbina.

1 u 0 0 u 1 1 1 1 1 1 1 1 0 0 1 1 u 0 0 1 0 1

Danos por Desgaste e Atrito no Sistema de Selagem (Vazamento de Vapor)					
Modo de Aparecimento	Acontece rapidamente – mais comumente na primeira partida.				
Efeito Local	Aumento da vazão de vapor. Diminuição na eficiência da seção.				
Efeitos Colaterais	Prejudica o escoamento do vapor.				
Aparência do Efeito	A razão da porcentagem de variação da eficiência pela porcentagem da variação na vazão geralmente é maior do que 1 (valores absolutos).				
Danos Especiais	Nenhum dano especial.				
	Danos por Erosão por Partículas Sólidas				
Modo de Aparecimento	Usualmente aparece de forma gradual.				
Efeito Local	Aumento na vazão de vapor. Diminuição da eficiência. Os efeitos são piores, geralmente, na admissão do vapor e nos primeiros estágios da turbina. A magnitude da erosão pode ser mais grave nas válvulas de admissão de vapor (parcializadoras).				
Efeitos Colaterais	Variação ou mudança da potência produzida; mudança na distribuição de pressão pelos estágios e mudança na distribuição da vazão de vapor pelas seções da turbina.				
Aparência do Efeito O efeito pode ser maior em cargas parciais. As perdas na eficiência comparadas às de projeto serão muito maiores em cargas parciais.					
Danos Especiais	Sobrecarga dos bocais.				
Danos Internos					
Modo de Aparecimento	Geralmente abrupta – podendo ter os sintomas subsequentes.				
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuição na vazão de vapor pela turbina.				
Efeitos Colaterais	Aumento na vibração; mudança na distribuição das pressões pela turbina; mudanças nos esforços axiais sobre os mancais.				
Aparência do Efeito	Não existe um padrão consistente.				
Danos Especiais	Quebra ou perdas de partes ou estruturas mecânicas da máquina.				
Danos por Incrustações					
Modo de Aparecimento Normalmente de forma gradual, podendo alcançar uma ma autolimitante, quando não é mais possível aumentar a agregação de s					
Efeito Local	Diminuição da eficiência; diminuindo a vazão de vapor admitido pela turbina.				
Efeitos Colaterais	Mudança na potência e na distribuição das pressões através da turbina.				
Aparência do Efeito	A eficiência da seção pode diminuir de 3 a 4 vezes assim como a vazão de vapor pela turbina. Ocorrem mudanças na distribuição das cargas axiais sobre os mancais, na direção oposta ao fluxo de vapor.				
Danos Especiais	Danos por esforços excessivos sobre os mancais de escora.				

D - COMENTÁRIOS

A planilha desenvolvida em Excel® é a informatização da metodologia de cálculo de desempenho da turbina a vapor validada para os estados de referência, já citados.

Os estados de referência são os *Heatflow Diagram* fornecidos pelo fabricante da turbina da UTE Euzébio Rocha, que representam os estados termodinâmicos da turbina a vapor para

cada carga. Isto quer dizer que para cada *Heatflow*, os valores dos parâmetros térmicos em cada seção devem ser atingidos para produzir a carga correspondente. Assim, é muito importante, na avaliação do desempenho térmico da turbina a vapor, que a carga de referência seja atingida, pois a avaliação do desempenho é uma análise comparativa, isto é, o desempenho calculado com os valores dos parâmetros térmicos aquisitados seja comparado com os valores de referência. Também para que a análise seja bem sucedida é imprescindível que as medidas listadas no item B deste Manual sejam tomadas de forma correta e organizada, principalmente se for o diagnóstico térmico.

A planilha em Excel® representa um grande avanço na informatização de metodologias para prever o desempenho com base em aquisição de dados. Entretanto, a sua potencialidade aumenta quanto maior forem as informações operacionais da turbina a vapor, tais como: correção de pressão, temperatura, extrações, etc.. No presente caso, só foi disponibilizado alguns *Heatflow Diagram*, o que ainda não é suficiente para uma planilha com maior potencialidade.

APÊNDICE IV – CÓDIGO EM VISUAL BASIC PARA OBTENÇÃO DAS EFICIÊNCIAS NAS SECÇÕES DE ALTA, MÉDIA E BAIXA PRESSÕES

A planilha Excel® desenvolvida contempla as etapas descritas na Tabela 5.4 do Capítulo 5, e para obtenção da eficiência das seção de alta pressão, pressão intermediária e baixa pressão, considerando as curvas de tendência, com as correções necessárias, foi desenvolvido o código em Visual Basic apresentado a seguir.

A – CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE ALTA PRESSÃO

A planilha Excel® desenvolvida contempla as etapas descritas na Tabela 5.4 para obtenção da eficiência da seção de alta pressão, além da correção adicionada, conforme código em Visual Basic a seguir.

Cálculo da Entalpia no ELEP da Turbina de Alta Pressão

Declaração das Variáveis Utilizadas para o Cálculo da Eficiência da Turbina de Alta Pressão pelo Método Spencer *et al.* (1974)

'Sendo:

'N1,N2,N3,N4 e N5 = primeira , segunda, terceira,quarta e quinta eficiências

'NM = eficiência para a vazão volumétrica

'NPD = eficiência para o Pitch Diameter (Diâmetro Médio)

'NEG = eficiência para o Estágio de Regulação á carga Parcial

'NAP = eficiência para a razão de pressão da turbina de Alta Pressão

'NCP = eficiência para a carga parcial

'VVCP = vazão de vapor de controle de Projeto

'VEC = volume específico do vapor de controle

'VVC = Vazão de vapor de Controle

'NF = número de fluxos paralelos

'DM = Diâmetro Médio ou Pitch Diameter

'PEAP = Pressão de exaustão 'de projeto' da turbina de Alta Pressão

'PC = Pressão do vapor de controle

'HT = Entalpia do vapor de controle

'HXS = Entalpia na linha isentrópica

'PNOM e VNOM = Pressão e Volume Específico Nominais

'PCOR e VCOR = Pressão e Volume Específico Correntes

'N6 e N7 = correções de ajuste Spencer/*Heatflow*

'NC1 = eficiência após ajuste 1

'NC2 = eficiência após ajuste 2

'Primeiro Passo: Correção da eficiência para a Vazão Volumétrica

n1 = (1005200 / (VVCP * VEC)) * NF

NM = 91.1639851669124 - (n1 / 100) * 91.1639851669124

'Segundo Passo: Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação

N2 = 4.37 - 0.115 * DM

NPD = NM + (N2 / 100) * NM

'Terceiro Passo: Correção da Eficiência para a Razão de Pressão

N3 = 11.151 - 63 * (PEAP / pc) - 0.50091 * Log(VVCP * VEC) + 2.83 * (PEAP / pc) * Log(VVCP * VEC)

NAP = NPD + (N3 / 100) * NPD

'Quarto Passo: Correção da Eficiência para o Estágio de Regulação a carga Parcial

N4 = -21.8085 + 21.8085 * TFR + 0.573908 * DM - 0.573908 * TFR * DM

NEG = NAP + (N4 / 100) * NAP

'Quinto Passo: Correção da Eficiência para a Carga parcial ou Mínima

N5 = -60.75 + 66.85 * TFR + 29.75 * (TFR) ^ 2 - 35.85 * (TFR) ^ 3 + 17.5 * Log(pc / PEAP) - 20.02 * TFR * Log(pc / PEAP) - 0.525 * (TFR) ^ 2 * Log(pc / PEAP) + 3.045 * (TFR) ^ 3 * Log(pc / PEAP)

NCP = NEG + (N5 / 100) * NEG

'Sexto Passo:

N7 = 759.86 * (TFR ^ 3) - 1836 * (TFR ^ 2) + 1478 * (TFR) - 401.88 + 0.03

NC2 = NCP + (N7 / 100) * NCP

'Sétimo Passo:

 $COTTON_AP_ELEP = HT - (NC2 / 100) * (HT - HXS)$

Observação: Nos cálculos, a expressão LOG(X) indica logaritmo natural, LN(X).

B - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE PRESSÃO INTERMEDIÁRIA

A planilha Excel® desenvolvida automatizou os cálculos e as correções necessários à determinação da eficiência isentrópica para a seção de pressão intermediária conforme código em Visual Basic® abaixo.

Cálculo da Eficiência do Estágio de Pressão Intermediária

Sendo:

'PAPI = Pressão de admissão da turbina de Pressão Intermediária

'PEPIP = Pressão de exaustão da turbina de PI a vazão de projeto

'VVE = Vazão de vapor de entrada da turbina de PI

'VEVE = Volume específico do vapor de entrada da turbina de PI

'VVEP = Vazão de vapor de entrada da turbina de PI de projeto

'n1 = Correção para ajuste 1

'EF1 = eficiência 1

'Primeiro Passo: Determinação da Eficiência pela Metodologia Spencer et al. (1974)

EF1 = 88.78 + 0.7474 * Log((PAPI / PEPIP) - 0.3) - (0.5454 / Log((PAPI / PEPIP) - 0.3)) + ((-505000) + 77568 * Log((PAPI / PEPIP) + 0.8) - (1262500 / Log((PAPI / PEPIP) + 0.8))) / (VVE * VEVE)

'Segundo Passo: Correção para ajuste Spencer x Metodologia

TFR = VVE / VVEP

n1 = (-67.53 * Log(TFR) - 0.0486) + 0.0486

'Terceiro Passo: Eficiência Isentrópica para a Seção Intermediária

 $EFI_COTTON_PI = EF1 - (n1/100)*EF1$

Obs.: A expressão Log(x) indica logaritmo natural, ou seja, LN(x).

C - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PARA A SEÇÃO DE BAIXA PRESSÃO

Em seguida, a metodologia de cálculo em linguagem Visual Basic para a determinação da eficiência na seção de baixa pressão, considerando a curva de tendência, fica:

Cálculo da Entalpia do ELEP para o Estágio de Baixa Pressão

'Sendo:

'VVPRE = Vazão de Vapor de Projeto da seção

'VEP = Volume Específico de Projeto para as condições iniciais de T. e P.

- 'NF = Número de Fluxos paralelos
- 'PERE = Pressão de Entrada da seção
- 'EERE = Entalpia de Entrada da seção
- 'SERE = Entropia de Entrada da seção
- 'N1, N2 = Primeira e segunda eficiências
- 'NM = eficiência para a vazão volumétrica
- 'H = entalpia
- 'HT = entalpia T
- 'EA = entalpia auxiliar
- 'NCI = eficiência para as condições iniciais de T. e P.
- 'Log10 = Logaritmo na base 10 da pressão de entrada reaquecida
- 'ELEP15 = Entalpia do ELEP com a pressão no condensador de 1,5 inHg abs.
- 'HXS = Entalpia no ponto da pressão de 1,5 inHg abs. e na linha de expansão isentrópica.
- 'X = título do vapor.
- 'Y1 = Porcentagem de umidade presente no vapor com pressão de 1,5 inHg abs.
- 'HL1 = Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) para P= 1,5 inHg abs.
- 'HV1 = Entalpia do Vapor Saturado (SECO) para P=1,5 inHg abs.
- 'ELEP0 = Entalpia da variação do ELEP (DELTA ZERO DO ELEP)
- 'VELEP = Variação da Entalpia do ELEP (DELTA ELEP)
- 'PCOND = Pressão absoluta no condensador em inHg durante o teste.
- N3 = Correção 3
- 'N4 = Correção 4
- 'NC3 = Terceira Eficiência

'TFR = Razão de Fluxos

'VVC = Vapor de Entrada

'Passo 1: Correção da Eficiência para a Vazão Volumétrica

n1 = (1270000 / (VVPRE * VEP)) * NF

NM = 87.0442981782796 - (n1 / 100) * 87.0442981782796

'Passo 2: Correção da Eficiência para as Condições Iniciais de P. e T.

Log10 = Log(PERE) / Log(10)

If SERE > 2.0041 Then

h = EERE

HT = 1154 + 80 * Log10 + 88 * (Log10) ^ 2

If h < HT Then

EA = h

Else

$$EA = HT$$

End If

Else

EA = EERE

End If

N2 = 28.232252 - 92.390491 * Log10 - 625.7959 * (Log10) ^ 2 + 207.2301 * (Log10) ^ 3 + 70.251642 * (Log10) ^ 4 - 22.516388 * (Log10) ^ 5 - 0.047796308 * EA + 1.2844571 * Log10 * EA + 0.38556961 * (Log10) ^ 2 * EA - 0.039652999 * (Log10) ^ 3 * EA - 0.27180357 * (Log10) ^ 4 * EA + 0.064869467 * (Log10) ^ 5 * EA - 0.00069791427 * (EA) ^ 2 -0.0017037268 * Log10 * (EA) ^ 2 + 0.00086563845 * (Log10) ^ 2 * (EA) ^ 2 - 0.0005951066 * (Log10) ^ 3 * (EA) ^ 2 + 0.00039705804 * (Log10) ^ 4 * (EA) ^ 2 - 0.000073533255 * (Log10) ^ 5 * (EA) ^ 2 + 0.0000012050837 * (EA) ^ 3 + 0.00000026826382 * Log10 * (EA) ^ 3 - 0.00000067887771 * (Log10) ^ 2 * (EA) ^ 3 + 0.00000052886157 * (Log10) ^ 3 * (EA) ^ 3 - 0.00000024106229 * (Log10) ^ 4 * (EA) ^ 3 + 0.00000037881801 * (Log10) ^ 5 * (EA) ^ 3 - 5.0719109E-10 * (EA) ^ 4 + 2.6393497E-10 * Log10 * (EA) ^ 4 + 3.8021911E-11 * (Log10) ^ 2 * (EA) ^ 4 - 1.0149993E-10 * (Log10) ^ 3 * (EA) ^ 4 + 4.7757232E-11 * (Log10) ^ 4 * (EA) ^ 4 - 7.0989561E-12 * (Log10) ^ 5 * (EA) ^ 4

NCI = NM + (N2 / 100) * NM

'Passo 3: Correção 1

TFR = (VVC * 2204.622476 / VVPRE)

'Passo 4: Cálculo da Entalpia para o Ponto Final da Linha de Expansão, ELEP, na Pressão de Exaustão no condensador de 1,5 inHg abs.

'1,5 inHg abs. = 0.73677 psia, OU, 1,5 inHg abs. = 0.0507958 bar

ELEP15 = EERE - (NCI / 100) * (EERE - HXS)

'Passo 5: Cálculo do Título e da % de Umidade no Vapor Presente no Condensador com P=1,5 Hg abs.

x = (ELEP15 - HL1) / (HV1 - HL1)

Y1 = (1 - x) * 100

'Passo 6: Cálculo da Mudança do ELEP15 para a Pressão de Exaustão Absoluta durante o Teste no Condensador

ELEPZERO = (-23.984811 + 57.86244 * Log(PCOND) + 3.1849404 * (Log(PCOND)) ^ 2)

VELEP = ELEPZERO * 0.87 * (1 - 0.01 * Y1) * (1 - 0.0065 * Y1)

'Passo 7: Entalpia final seção baixa pressão

$COTTON_BP_ELEP = ELEP15 + VELEP$

End Function

Obs.: A expressão LOG(X) indica logaritmo natural, LN(X).

Em seguida, determina-se o valor da entalpia UEEP, a fim de comparar com valores dados fornecidos pelo *Heatflow Diagram*.

Cálculo da Entalpia do UEEP para o Estágio de Baixa Pressão

'Sendo:

'ELEPPCOND = Entalpia do ELEP na Pressão de Teste do Condensador.

'XAUX = título do vapor (variável auxiliar)

'Y2 = Porcentagem de umidade presente no vapor com pressão de teste no condensador.

'HL2 = Entalpia do Vapor Saturado (UMIDO) para a pressão de teste no condensador.

'HV2 = Entalpia do Vapor Saturado (SECO) para a pressão de teste no condensador.

'VVCOND = Vazão de Vapor para o CONDensador

'VEVSCOND = Volume Específico do Vapor Saturado seco do CONDensador

'AAN = Área ANular da seção de exaustão do estágio de Baixa Pressão

'NF = Número de Fluxos Paralelos.

'VAN = Velocidade Anular

'TEL = Perdas Totais da Exaustão - Total Exaust Lost

'UEEP = Entalpia para a Energia Utilizada no Ponto Final da Linha de Expansão (UEEP - Used Energy End Point)

'V1,2,3,4,5,6,7,8,9 e 10 variáveis auxiliares

'Passo 1: Cálculo do Título e da % de Umidade no Vapor Presente no Condensador com a pressão de teste do condensador (Pressão Absoluta em inHg)

XAUX = (ELEPPCOND - HL2) / (HV2 - HL2)

Y2 = (1 - XAUX) * 100

'Passo 2: Cálculo da Velocidade Anular

'Passo 3: Cálculo das Perdas na Exaustão (TEL - Total Exaust Lost)para a usina 'Este é um procedimento de interpolação para encontrar o TEL.

If VAN <= 600 Then

$$V1 = 6.23578609178404E-22 - 1.89291610833606E-24 * (-550 + VAN)$$

$$V2 = -1.82822481012263E-19 + V1 * (-500 + VAN)$$

$$V3 = 4.72331101597101E-17 + V2 * (-450 + VAN)$$

$$V4 = -1.06915049538704E-14 + V3 * (-400 + VAN)$$

$$V5 = 2.06576130512476E-12 + V4 * (-350 + VAN)$$

$$V6 = -3.050752002139E-10 + V5 * (-300 + VAN)$$

$$V7 = 2.36729344367928E-08 + V6 * (-250 + VAN)$$

$$V8 = 5.51901998711034E-07 + V7 * (-200 + VAN)$$

$$V9 = 5.92263056092822E-04 + V8 * (-175 + VAN)$$

$$V10 = -0.468636363636363 + V9 * (-150 + VAN)$$

$$TEL = 99.21 + V10 * (-128 + VAN)$$

Else

$$V1 = 4.35767935767983E-21 - 3.39848423181768E-23 * (-1300 + VAN)$$
$$V2 = 4.21115921115903E-18 + V1 * (-1200 + VAN)$$
$$V3 = 3.28835978835972E-15 + V2 * (-1100 + VAN)$$
$$V4 = 8.54761904761891E-13 + V3 * (-1000 + VAN)$$
$$V5 = 2.800000000001E-10 + V4 * (-900 + VAN)$$
$$V6 = -3.8333333333332E-07 + V5 * (-800 + VAN)$$
$$V7 = 1.899999999999E-04 + V6 * (-700 + VAN)$$
$$V8 = 6.00000000001E-03 + V7 * (-650 + VAN)$$
$$TEL = 10.45 + V8 * (-600 + VAN)$$

End If

'Passo 4: Cálculo do UEEP ou da Entalpia para a Energia Utilizada no Ponto Final da Linha de Expansão (UEEP - Used Energy End Point)

TFR = (VVC * 2204.622476 / VVPRE)

If TFR > 0.952 Then

n1 = -0.165 * TFR - 1.8027

Else

n1 = -37.363 * TFR + 35.066

End If

If RP > 1 And RP = 1 Then

N2 = -16.01 * Log(RP)

Else

N2 = -16.01 * Log(RP) - 0.5397

End If

COTTON_BP_UEEP = ELEPPCOND + TEL * (1 - 0.01 * Y2) * 0.87 * (1 - 0.0065 * Y2) + n1 + N2

End Function

APÊNDICE V – HEATFLOW DIAGRAMS





This document contains information that is proprietary to SIEMENS AG and may not be reproduced or disclosed to any third party or other entity, in whole or in part, without the express prior written permission of SIEMENS AG.



JOB IDENTIFICATION : C:Wrawal-modularProjekte 1.7.17/CubataoiCubN0603v.gel; Lp.30; radbio0h; 06.Mar.2007 08:16:33; V1.7.17



JOB IDENTIFICATION : C:K/rawal-modular/Projekte 1.7.17/Cubatac/CubN0603v.gel; Lp.31; radbi00h; 08.Mar.2007 08:17:25; V1.7.17

258



JOB IDENTIFICATION : C:\Krawal-modular\Projekte 1.7.17\Cubatao\CubN0603v.gek; Lp.32; radtk00h; 06.Mar.2007 10:04:18; V1.7.17



JOB IDENTIFICATION : C:Krawai-modular/Projekte 1.7.17/Cubataci/CubN0603v geic; Lp.34; radtk00h; 06.Mar.2007 08:18:48; V1.7.17



This document contains information that is proprietary to SIEMENS AG and may not be reproduced or disclosed to any third party or other entity, in whole or in part, without the express prior written permission of SIEMENS AG.



This document contains information that is proprietary to SIEMENS AG and mar not be reproduced or disclosed to any third party or other entity, in whole or in part, without the express prior written permission of SIEMENS AG.

JOB IDENTIFICATION : C:\Krawai-modular/Projekte 1.7.17\CubataoiCubN0603v.gei; Lp.35; radik00h; 06.Mar.2007 08:19:11; V1.7.17