



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UMA CENTRAL
TERMELÉTRICA EM CICLO COMBINADO DE 532 MW
LOCALIZADA NO NORDESTE DO BRASIL**

TALES DE MELO BEZERRA

Orientador: Fábio Santana Magnani

Dissertação submetida à Universidade Federal de Pernambuco para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Mecânica

RECIFE
DEZEMBRO 2010

Catálogo na fonte
Bibliotecário Marcos Aurélio Soares da Silva, CRB-4 / 1175

B574a Bezerra, Tales de Melo.
Avaliação exergética de uma central termelétrica em ciclo combinado de 532 MW localizada no nordeste do Brasil / Tales de Melo Bezerra. - Recife: O Autor, 2010.
122 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Santana Magnani.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2010.
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Análise Exergética. 3. Balanço Exergético. 4. Central Termelétrica. 5. Ciclo Combinado. I. Magnani, Fábio Santana (Orientador). II. Título.

621 CDD (22. ed.)

UFPE
BCTG/2011-058

"AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA EM CICLO
COMBINADO DE 532 MW LOCALIZADA NO NORDESTE DO BRASIL".

TALES DE MELO BEZERRA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE



Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI
ORIENTADOR/PRESIDENTE



Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI (DEMEC)



Prof. Dr. DARLAN KARLO ELISÁRIO DE CARVALHO (DEMEC)



Prof. Dr. FRANCISCO DE ASSIS DOS SANTOS NEVES (UFPE - DEE)

*Dedico este trabalho aos meus pais
Sidraque Lins Bezerra e Janete de Melo Bezerra
pelo apoio, por sempre acreditarem em meu potencial e
pelo incentivo em todos os momentos
da minha vida.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro a Deus, como luz suprema, Àquele que nos dá força e sabedoria; para que possamos assimilar os conhecimentos e ensinamentos necessários a nossa atual existência.

A Maria Joaquina de Melo (*in memorian*) e Almerinda Lins Bezerra (*in memorian*), avós materna e paterna; pelo carinho, incentivo e admiração.

Ao admirável tio James de Melo (*in memorian*), exemplo de profissional e ser humano; cuja conduta inquestionável serviu como referência na formação de meu caráter.

A Carolina Aguiar Gama de Oliveira, minha namorada, por toda paciência, apoio, compreensão, ajuda, incentivo e carinho.

Ao orientador Prof. Dr. Fábio Santana Magnani, pela orientação e confiança demonstrada na realização deste trabalho, desde o projeto até sua consecução.

Ao Prof. Dr. Jorge Henriques e ao Prof. Dr. Charamba, pelos ensinamentos e pelas valiosas sugestões feitas ao longo da elaboração desta dissertação.

A Iberdrola Energia do Brasil, na pessoa do ilustre amigo Eng. Emerson Barros, cujo apoio e confiança possibilitaram o levantamento e a análise dos dados da UTE Termopernambuco, necessários à elaboração desta dissertação.

Ao grande amigo Eng. Lamark Braga, pelo incentivo durante a construção desta dissertação.

À secretária da Pós-Graduação, Sra. Eliane, pela simpatia e presteza com que nos auxiliou a cumprir as exigências administrativas.

RESUMO

A análise exergética vem sendo cada vez mais adotada pelos especialistas em sistemas térmicos de geração, como ferramenta de gerenciamento energético. Esta ferramenta pode promover algumas melhorias no processo, que podem resultar no aumento da eficiência exergética do ciclo, refletindo na redução do custo da geração e das emissões. Esta dissertação teve como objetivo apresentar o balanço exergético da usina termelétrica Termopernambuco, central térmica de 532 MW em ciclo combinado, operando com gás natural, com duas turbinas a gás de 160 MW e uma turbina a vapor de 212 MW. As irreversibilidades dos componentes que constituem o ciclo térmico foram avaliadas, identificando os trechos onde ocorriam as maiores destruições de exergia. O grande desafio desta dissertação esteve relacionado ao levantamento do perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo, em função das horas de fogo das turbinas a gás, de forma a servir como instrumento de acompanhamento da degradação da central, ao longo de sua vida útil. Outro ponto importante desenvolvido correspondeu ao estudo da influência dos parâmetros de processo no comportamento da eficiência exergética do ciclo. A conclusão foi que, para a operação em cargas fora da nominal, houve redução no valor da eficiência exergética.

Palavras Chave: Análise Exergética, Balanço Exergético, Eficiência Exergética, Ciclo Combinado, Teste de Performance.

ABSTRACT

Exergy analysis has been increasingly adopted by specialists in thermal generation systems, as a tool for energy management. This tool may promote some improvements in the process, which may lead to increase the cycle exergy efficiency, reflecting on generation and emissions cost reduction. This dissertation aimed to present the exergy balance of Termopernambuco thermoelectric plant, 532 MW combined cycle thermal power plant, operating with natural gas, with two 160 MW gas turbines and one 212 MW steam turbine. The irreversibilities of the components that constitute the thermal cycle were evaluated, identifying the sites where the largest exergy destruction occurred. The challenge of this dissertation was concerned with raising the behavior profile of the cycle exergy efficiency as a function of the gas turbines fired hours, in order to serve as an instrument for monitoring the plant degradation, throughout its life cycle. Another important developed point corresponded to the study of the influence of process parameters on the behavior cycle exergy efficiency. The conclusion was that, for the outside nominal load operation, there was a reduction in the amount of exergy efficiency.

Keywords: Exergy Analysis, Exergy Balance, Exergy Efficiency, Combined Cycle, Performance Test.

ABREVIATURAS

AP – Alta Pressão

ASME – *The American Society of Mechanical Engineers*

ACV - Válvula de Controle do Vapor de Baixa Pressão

ASV – Válvula de Fechamento Rápido do Vapor de Baixa Pressão

BP – Baixa Pressão

CV – Válvula de Controle do Vapor de Alta Pressão

DLN – *Dry Low NOx*

EFCC – *Externally Fired Combined Cycle*

EPRI – *Electric Power Research Institute*

FFH – *Fuel Fire Hours* (horas de fogo da turbina a gás)

GCV – *Gas Control Valve*

GE – *General Electric*

HRSG – *Heat Recovery Steam Generator* (caldeira de recuperação de calor)

IGV – *Inlet Guide Vanes*

IV – Válvula de Controle do Vapor de Média Pressão

MP – Média Pressão

MSCV – Válvula Combinada do Vapor de Alta Pressão (CV + MSV)

MSV – Válvula de Fechamento Rápido do Vapor de Alta Pressão

MW – Megawatt

NOx – Emissões de Óxidos de Nitrogênio

PCI – Poder Calorífico Inferior do Combustível

PM – Premescla

RFDV – Válvula de Descarga de Fluxo Reverso

RFV – Válvula de Fluxo Reverso

RSV – Válvula de Fechamento Rápido do Vapor de Média Pressão

STIG – *Steam Injected Gas Turbine*

TG – Turbina a gás

UTE – Usina Termelétrica

SÍMBOLOS

Símbolos	Denominação	Unidade
a_s	Coefficiente estequiométrico elementos do produto	-
b_e	Coefficiente estequiométrico elementos do reagente	-
e	Exergia específica	kJ/kg
\bar{e}	Exergia molar	kJ/kmol
h	Entalpia específica	kJ/kg
\bar{h}	Entalpia molar	kJ/kmol
p	Pressão	bar
s	Entropia específica	kJ/kg.K
\bar{s}	Entropia molar	kJ/kmol.K
u	Energia interna específica	kJ/kg
\bar{u}	Energia interna molar	kJ/kmol
v	Volume específico	m ³ /kg
\bar{v}	Velocidade relativa com o meio ambiente	m/s
z	Altura relativa com o meio ambiente	m
x	Fração molar (valor em percentual)	-
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
\dot{n}_c	Vazão molar do combustível	kmol/s
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
k	Razão entre C_p e C_v	-
PCI	Poder calorífico do gás natural	kJ/kg
\bar{R}	Constante universal dos gases (8,3145)	kJ/kmol.K
E	Exergia	kJ
\dot{E}	Taxa de exergia	kJ/s
H	Entalpia	kJ
\dot{H}	Taxa de entalpia	kJ/s
S	Entropia	kJ/K
\dot{S}	Taxa de entropia	kJ/s.K
T	Temperatura	K
U	Energia interna	kJ
V	Volume	m ³
C_p	Calor específico a pressão constante	kJ/kg.K
C_v	Calor específico a volume constante	kJ/kg.K
CE	Consumo específico	kg/kWh
TC	Taxa de calor específica (<i>heat-rate</i>)	kJ/kWh
P	Potência elétrica	kW
\dot{W}	Taxa de trabalho	kJ/s
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	kJ/s

SÍMBOLOS GREGOS

Símbolos	Denominação	Unidade
η_{th}	Eficiência energética ou térmica (valor em percentual)	-
η_s	Eficiência isoentrópica (valor em percentual)	-
ε	Eficiência exergetica (valor em percentual)	-
$\dot{\sigma}$	Geração de entropia (irreversibilidades)	kJ/s.K

SÍMBOLOS SUBESCRITOS

Símbolos	Denominação	Unidade
D	Exergia destruída	-
L	Perdas de exergia	-
sys	Sistema considerado (equipamento ou trecho)	-
k	Elemento considerado	-
out	Saída	-
in	Entrada	-
net	Líquida	-
0	Condições termodinâmica do meio ambiente	-

SÍMBOLOS SOBRESCRITOS

Símbolos	Denominação	Unidade
CH	Exergia química	-
KN	Exergia cinética	-
M	Exergia mecânica	-
PH	Exergia física	-
PT	Exergia potencial	-
T	Exergia térmica	-

FIGURAS

Capítulo 2 - Caracterização do Ciclo Combinado

Figura 2.1 - Arranjo do ciclo combinado 2x1	31
Figura 2.2 - Turbina a gás MS-7001FA	33
Figura 2.3 - Câmara de combustão da turbina a gás com detalhe da peça de transição .	35
Figura 2.4 - Esquema de válvulas de controle de gás alimentando uma câmara de combustão.....	36
Figura 2.5 - Disposição dos injetores de combustível de uma câmara de combustão....	37
Figura 2.6 - Posicionamento dos injetores na câmara de combustão	37
Figura 2.7 - Conexões dos injetores aos <i>manifolds</i> de gás natural	38
Figura 2.8 - Comportamento das emissões de NOx em função da carga da unidade.....	39
Figura 2.9 - Esquema do fluxo de ar para resfriamento da seção da turbina	40
Figura 2.10 - Turbina a vapor 270T599	41
Figura 2.11 - Detalhes das Seções da Turbina a Vapor	43
Figura 2.12 - Disposição das válvulas de controle da turbina a vapor	43
Figura 2.13 - Caldeira de recuperação da UTE Termopernambuco	46
Figura 2.14 - Fluxo de vapor no regime de partida da turbina a vapor	55
Figura 2.15 - Fluxo de vapor no regime de permanente	60

Capítulo 3 - Conceitos e metodologia aplicada

Figura 3.1 - Diagrama unifilar da Termopernambuco indicando os pontos de medição de potência bruta.....	70
Figura 3.2 - Volume de controle.....	77
Figura 3.3 - Arranjo do ciclo combinado da UTE Termopernambuco.....	86

Capítulo 4 - Resultados e Análises

Figura 4.1 - Volume de controle adotado para o ciclo da Termopernambuco.....	103
--	-----

QUADROS

Capítulo 2 – Caracterização do ciclo combinado

Quadro 2.1 - Concentração de segurança de contaminantes para manutenção da qualidade do vapor.....	45
Quadro 2.2 - Níveis de ação segundo os riscos advindos da perda da qualidade de vapor	46
Quadro 2.3 - Tempos de Partida do Ciclo da Termopernambuco	58
Quadro 2.4 - Balanço térmico de projeto circuito ar/gases	61
Quadro 2.5 - Balanço térmico de projeto circuito água/vapor	63
Quadro 2.6 - Comparação entre análise energética e exergetica.....	64

Capítulo 3 – Conceitos e metodologia aplicada

Quadro 3.1 - Valores nominais referência ciclo combinado Termopernambuco.....	69
Quadro 3.2 - Condições a serem obedecidas para a condição de estado permanente da central.....	71
Quadro 3.3 - Exergia química padrão molar \bar{e}_k^{ch} [kJ/kmol] a 298 K e P0	82

Capítulo 4 – Resultados e análises

Quadro 4.1 - Composição e concentração química dos fluidos do ciclo combinado em carga base	98
Quadro 4.2 - Identificação propriedades pontos mapeados – ciclo em carga base	100
Quadro 4.3 - Destruição e eficiência exergetica.....	101
Quadro 4.4 - Resultados da exergia de fluxo, exergia de trabalho e exergia combustível	102
Quadro 4.5 - Balanço exergetico do ciclo e distribuição percentual em função da exergia do combustível	105
Quadro 4.6 - Parâmetros de processo x eficiência exergetica do ciclo.....	109
Quadro 4.7 - Exergia dos gases exaustão - casos 1, 2 e 3	110
Quadro 4.8 - Composição e concentração química dos fluidos do ciclo combinado dos caso 1 e 2.....	111
Quadro 4.9 - Propriedades dos pontos mapeados – caso 1	112
Quadro 4.10 - Propriedades dos pontos mapeados – caso 2	114
Quadro 4.11 - Balanço da exergia do ciclo – casos 1, 2 e 3.....	115
Quadro 4.12 - Destruição exergetica dos equipamentos.....	117

GRÁFICOS

Capítulo 4 – Resultados e análises

Gráfico 4.1 - Linha de base ciclo combinado (1º Teste Performance)	97
Gráfico 4.2 - Distribuição percentual da destruição exergética dos equipamentos em função exergia total destruída.....	104
Gráfico 4.3 - Distribuição percentual da destruição exergética dos equipamentos em função da exergia total do combustível.....	105
Gráfico 4.4 - Perfil da eficiência exergética do ciclo combinado	106
Gráfico 4.5 - Perfil da eficiência exergética do ciclo combinado com linhas limites ..	108
Gráfico 4.6 - Impacto da pressão vapor na eficiência exergética do ciclo.....	116
Gráfico 4.7 - Impacto da temperatura dos gases na eficiência exergética do ciclo.....	116

SUMÁRIO

RESUMO	6
ABSTRACT	7
ABREVIATURAS.....	8
SÍMBOLOS.....	9
FIGURAS.....	11
QUADROS.....	12
GRÁFICOS	13
APRESENTAÇÃO.....	14
1 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
1.1 Introdução.....	20
1.2 Desenvolvimento.....	20
2 - CARACTERIZAÇÃO DO CICLO COMBINADO.....	31
2.1 Arranjo da central em estudo.....	31
2.2 Principais equipamentos e regimes de operação.....	33
2.2.1 Turbina a gás.....	33
2.2.1 Turbina a vapor.....	41
2.2.2 Caldeira de recuperação (HRSG).....	46
2.3 Regime de partida da central.....	49
2.3.1 Partida das turbinas a gás.....	50
2.3.2 Partida da turbina a vapor.....	53
2.4 Regime normal de operação da Central.....	58
2.4.1 Circuito ar/gases.....	61
2.4.2 Circuito água/vapor.....	61
2.5 Conceitos básicos da análise exergética.....	63
3 - METODOLOGIA.....	66
3.1 Considerações gerais.....	66
3.2 Teste de <i>performance</i> da UTE Termopernambuco.....	67
3.2.1 Parâmetros para o teste de <i>performance</i>	67
3.2.2 Equações empregadas no teste de <i>performance</i>	71
3.3 Análise exergética.....	76
3.3.1 Balanço de exergia.....	76
3.3.2 Análise exergética da UTE Termopernambuco.....	84
3.4 Cálculo dos perfis dos indicadores de base do ciclo.....	89
3.5 Cálculo do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo.....	91
4 - RESULTADOS E ANÁLISES.....	96
4.1 Levantamento dos perfis dos indicadores base do ciclo.....	96
4.2 Balanço exergético do ciclo em carga base.....	97
4.3 Levantamento do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo....	106
4.4 Influência dos parâmetros de processo no comportamento da eficiência exergética do ciclo.....	108
5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	118
5.1 Conclusões do trabalho.....	118
5.2 Proposta de trabalhos futuros.....	119
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	121

APRESENTAÇÃO

Considerada como uma fonte complementar de energia, a geração termelétrica no Brasil vem se apresentando como uma alternativa para segurança do sistema elétrico nacional, na garantia do suprimento energético. Sua participação na matriz de geração torna-se cada vez maior devido à facilidade de construção nas proximidades de grandes centros urbanos, por não requerer o uso de barragens e por não depender de condições hidrológicas adversas, como a falta de chuvas.

As centrais térmicas, aqui mencionadas, são as que utilizam como recurso energético os combustíveis fósseis.

Uma grande preocupação no emprego das termelétricas é o controle das emissões, sendo necessário o desenvolvimento de novas tecnologias que aproveitem de forma mais eficiente o combustível, como também de tecnologias responsáveis pela redução das emissões, eliminando ou diminuindo ao máximo os resíduos agressores ao meio ambiente.

Outra preocupação é o custo marginal de operação, que está predominantemente atrelado ao preço do combustível, o que se constitui em uma desvantagem. No caso das hidroelétricas, o custo de operação é mais baixo, porém a capacidade de geração depende das condições incertas do ciclo hidrológico. Esta incerteza faz com que as hidroelétricas precisem ser dimensionadas com folga suficiente para garantir o fornecimento nos períodos de estiagem, resultando em desvantagem para este tipo de fonte. Com a utilização de um sistema misto, consegue-se explorar as vantagens dos dois tipos de fontes de geração, tornando-as fontes complementares.

Uma das alternativas tecnológicas aplicadas à geração de energia elétrica através de combustível fóssil é a central térmica com configuração de ciclo combinado. Esta configuração apresenta rendimento térmico considerável, em comparação com a configuração em ciclo simples. Segundo Yadav *et al.* (2004), melhorias efetuadas na tecnologia das turbinas a gás, utilizadas em centrais térmicas, vem propiciando aumento da eficiência térmica e do trabalho específico, minimizando as emissões e o custo de geração por quilowatt (kW).

Khaliq & Kaushik (2004) relatam que pesados investimentos em desenvolvimento de tecnologias de turbinas a gás, aplicadas a ciclos combinados, vêm sendo realizados, visando melhorar a eficiência. Descrevem também que as melhorias no desempenho dessas máquinas estão sendo empregadas na instalação de *intercooler*, na seção do compressor (resfriamento do ar); instalação câmaras de reaquecimento dos gases de combustão, na seção da turbina, e injeção de vapor, nas câmaras de combustão da máquina.

Sue & Chuang (2004) mencionam que o equipamento mais importante do ciclo combinado é a turbina a gás. Os projetos de engenharia têm buscado métodos para a melhoria do desempenho das centrais térmicas com a configuração em ciclo combinado, dentre os quais estão: a instalação de *chillers* de compressão ou de absorção, para refrigeração do ar de entrada da turbina a gás; o uso de preaquecedores, para elevar a temperatura do combustível, e a instalação da posqueima na caldeira de recuperação, para aumento da potência na turbina a vapor.

O ciclo combinado é composto por dois ciclos, denominados Brayton e Rankine, os quais têm sido bastante explorados na literatura sobre sistemas térmicos. O ciclo Brayton é responsável pela conversão da energia térmica em energia mecânica nas turbinas a gás, enquanto que o ciclo Rankine converte energia térmica em energia mecânica, por meio de turbina a vapor, que utiliza como fluido motor a água/vapor em ciclo fechado.

Poullikkas (2005), ao historiar a evolução das turbinas a gás, afirma que as primeiras versões, operando em ciclo simples, eram muito ineficientes. Investimentos, realizados em pesquisas na área de materiais e de novos métodos de resfriamento, implicaram na melhoria da eficiência do ciclo Brayton, chegando a alcançar valores acima dos 40%. No entanto persistiu uma perda na chaminé, pelo não aproveitamento da energia térmica dos gases quentes de exaustão da máquina.

O ciclo Rankine tem como principais equipamentos: caldeira (gerador de vapor), turbina a vapor, bomba de alimentação e condensador (dissipador térmico), e pode chegar a uma eficiência térmica da ordem de 39%, segundo Marrero *et al.* (2002).

No ciclo combinado, o uso da reserva de energia dos gases quentes de combustão da turbina a gás é alcançado por meio da caldeira de recuperação de calor, instalada na exaustão da máquina, o que permite a geração de vapor para o acionamento

da turbina a vapor. Poullikkas (2005) afirma que esta configuração permite obter aumento da eficiência térmica, redução do custo associado ao consumo de combustível e menor emissão de gases agressores ao meio ambiente por kW gerado. Para plantas típicas, na faixa de 350 MW a 500 MW, a eficiência térmica pode alcançar valores maiores que 58%.

Como as máquinas térmicas tendem a se degradar durante o regime contínuo de operação, faz-se necessário o monitoramento periódico do ciclo combinado. Uma ferramenta adotada para avaliar o comportamento da degradação do ciclo é o teste de *performance*, que avalia dois indicadores, o “*heat rate*” (taxa de calor específica) e a potência líquida do ciclo. Ao longo da vida útil da central, a taxa de calor específica do ciclo tende a aumentar e a potência líquida do ciclo tem tendência de decaimento. Tais tendências podem ser verificadas por meio dos perfis de degradação de base da central, que são obtidos por meio dos coeficientes de degradação, declarados pelo fabricante das máquinas.

Outra ferramenta para avaliação da degradação do ciclo é a utilização da análise exérgica, a qual está alicerçada na Primeira e na Segunda Leis da Termodinâmica, cuja base é a exergia, ou seja, a parte útil da energia. A análise exérgica permite avaliar termodinamicamente a conservação de energia em centrais térmicas de geração (Khaliq & Kaushik, 2004).

Tsatsaronis (1993) descreve que, historicamente, as primeiras contribuições ao desenvolvimento do conceito de exergia foram enunciadas por: Clausius (1865), Tait (1868) e Thomson (conhecido pelo pseudônimo de Lord Kelvin). Outros dois cientistas contribuíram bastante para o desenvolvimento do conceito da exergia: Gibbs (1873) e Maxwell (1875). Posteriormente Gouy (1889), Stodola (1898), Goudenough (1911) e Darrieus (1930) desenvolveram o método de análise exérgica.

Apesar dessas contribuições, o moderno desenvolvimento da análise exérgica, foi iniciado por Bosnjakovic, na Europa, a quem coube criar o clássico *slogan Fight the Irreversibilities*, ou seja, “combate às irreversibilidades”, e por Keenan, nos Estados Unidos. O período de 1950 e 1960 caracterizou-se por um avanço significativo, incluindo o início do desenvolvimento do balanço exérgico juntamente com as representações gráficas; o cálculo da exergia de combustíveis e a definição dos estados de referências para o cálculo da exergia química. Nessa mesma época também foram desenvolvidas as definições sobre eficiência exérgica, sobre a primeira análise

exergética para processos industriais e plantas de geração de energia, como também a inserção do método de análise exergética em livros de termodinâmica. Estas contribuições foram atribuídas a Rant, Grassmann, Brodyansky, Bruges, Keenan, Tribus, Obert, Gaggioli, Evans, Baehr, Fratzscher, Szargut, Petela e Knoche, dentre outros (Tsatsaronis, 1993).

Torres (2001) historia que foi Rant, em 1956, quem propôs o termo exergia, palavra composta pelo prefixo grego *ex*, que significa para fora, ao radical *ergon*, que significa trabalho.

A proposta de Rant (1956) sofreu certa resistência para ser aceita, porque, na Europa prevalecia o conceito enunciado por Bosnjakovic, conhecido como *work capability*, ou seja, “capacidade de trabalho”, enquanto que, nos Estados Unidos, o conceito era definido pela palavra *availability* que quer dizer disponibilidade. Somente com o passar do tempo, a palavra exergia passou a ser aceita (Tsatsaronis, 1993).

Atualmente, admite-se que exergia (*exergy*), disponibilidade (*availability*) e essergia (*essergy* – essência da energia) referem-se a um mesmo conceito, tendo sido padronizado internacionalmente o termo exergia no *Fourth International Symposium on the Second-Law Analysis of Thermal Systems*, realizado em Roma, entre os dias 25 e 29 de maio de 1987 (Torres, 2001).

A análise exergética tem sido considerada uma ferramenta que propicia a tomada de decisão no que diz respeito ao projeto e/ou à operação mais eficiente da central térmica, bem como a identificação das perdas de cada componente do sistema.

Sue & Chuang (2004) esclarecem que, em sistemas de geração de energia, a análise exergética vem sendo adotada em grande escala por projetistas e cientistas, com a finalidade de avaliar se os recursos energéticos estão sendo utilizados de forma eficiente. A vantagem da análise exergética é que avalia o potencial de o calor realizar trabalho, pois todo trabalho pode ser convertido em calor, porém nem todo calor pode ser convertido em trabalho. Segundo os autores, a eficiência exergética de uma central, operando em carga parcial, torna-se menor em comparação ao valor da eficiência exergética com a central operando em carga base.

Esta dissertação teve por objetivo apresentar o balanço exergético da usina termelétrica Termopernambuco, disponibilizando a análise exergética como mais uma ferramenta de acompanhamento da degradação do ciclo, já que o alicerce do teste de

performance, atualmente empregado pela central, está baseado na análise energética. Admitiram-se dois objetivos específicos.

O primeiro objetivo específico foi calcular a destruição exergética dos principais equipamentos, com o ciclo operando em carga base e em regime permanente, de forma a localizar os trechos onde ocorriam as maiores irreversibilidades.

Um balanço de exergia do ciclo foi desenvolvido para verificar a distribuição percentual da parte útil da exergia, da destruição de exergia e das perdas de exergia do ciclo, com base na exergia do combustível (insumo). O desempenho global da central foi verificado através da eficiência exergética do ciclo.

Também foi levantado o perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo, ao longo da vida útil da central, com base nos coeficientes de degradação, declarados pelos fabricantes das máquinas, os quais também foram utilizados no teste de *performance*.

O segundo objetivo foi avaliar a influência de três parâmetros de processo, no comportamento da eficiência exergética do ciclo, analisando três casos operacionais.

A central térmica, considerada neste estudo, correspondeu à Usina Termelétrica Termopernambuco, pertencente ao grupo Neoenergia, situada no município de Ipojuca, Pernambuco, no Complexo Industrial e Portuário de Suape.

A UTE Termopernambuco é uma central de 532 MW em ciclo combinado com duas turbinas a gás e uma turbina a vapor, cujo arranjo é conhecido como 2x1. As duas turbinas a gás apresentavam potência de 160 MW e a turbina a vapor, potência de 212 MW. As duas caldeiras de recuperação de 250 t/h eram compostas por três níveis de pressão, dotadas de uma seção de reaquecimento de vapor e de uma posqueima.

Para alcançar os objetivos propostos, esta dissertação está composta por seis capítulos. No capítulo 1, em uma revisão bibliográfica, buscou-se apresentar a análise exergética como instrumento de fundamental importância para o gerenciamento energético em sistemas térmicos de geração.

No capítulo 2, foram descritos a caracterização do ciclo combinado da UTE Termopernambuco, os aspectos construtivos dos principais equipamentos da central e os aspectos relativos ao regime de partida e ao regime normal de operação.

No capítulo 3, apresentaram-se os conceitos fundamentais da teoria da análise exergética, a metodologia aplicada no teste de *performance* adotado pela central e a metodologia da análise exergética, aplicada ao ciclo combinado da UTE Termopernambuco.

No capítulo 4, foram expostos os resultados referentes ao levantamento dos perfis adotados no teste de *performance* da central, ao balanço exergético do ciclo em carga base, ao levantamento do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo e à influência dos parâmetros de processo no comportamento da eficiência exergética do ciclo.

No capítulo 5, foram explicitadas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

1 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 Introdução

Em função da redução dos potenciais hidroelétricos exploráveis no Brasil, as centrais termelétricas vêm assumindo um papel cada vez mais relevante para a garantia do suprimento energético nacional, resultando no aumento de sua participação na matriz energética.

Diante desse fato, torna-se necessário o investimento na área de pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias voltadas para a avaliação de desempenho das centrais térmicas, subsidiando correções que permitam redução no custo de geração e das emissões.

Uma ferramenta que vem sendo adotada pelos pesquisadores na área de sistemas térmicos é a análise exérgica, com a qual é possível avaliar a utilização do recurso energético disponível, identificando os subsistemas que apresentam pior desempenho termodinâmico, ou seja, os subsistemas que apresentam maior destruição de exergia. Algumas publicações têm abordado a utilização da análise exérgica em sistemas térmicos operantes.

Para a construção desta revisão bibliográfica, foram analisados artigos na área de sistemas térmicos de geração de energia elétrica, com enfoque na análise energética e exérgica. Alguns livros também serviram de base para essa revisão, como Bejan *et al.* (1996), Kotas (1995), Lora & Nascimento (2004) e Moran & Shapiro (2002).

1.2 Desenvolvimento

Torres & Gallo (1998) realizaram análise exérgica em uma planta de cogeração, pertencente a um complexo petroquímico, composta por um pequeno ciclo combinado. O sistema por completo correspondia a uma capacidade de geração de 180 MW e uma capacidade de suprimento de vapor ao processo de 2.100 t/h. O ciclo da

cogeração era composto por cinco caldeiras a óleo e quatro turbinas a vapor. Cada caldeira tinha capacidade nominal de 400 t/h de vapor a 12 MPa, em 530°C. O pequeno ciclo combinado era formado por uma turbina a gás, com caldeira de recuperação de 100 t/h, dotada de posqueima, produzindo vapor, o qual se misturava em um coletor comum de distribuição de vapor para o processo.

Torres & Gallo (1998) calcularam a exergia dos pontos mapeados em cada trecho do volume de controle estabelecido, determinando o balanço exergético de todo sistema térmico, como também a eficiência exergética de cada subsistema, de forma a evidenciar os trechos onde ocorriam as maiores perdas e irreversibilidades. Além da eficiência exergética, calculada pela relação entre a exergia útil e a exergia de insumo, eles utilizaram o conceito de grau de perfeição termodinâmico, que corresponde à relação entre a exergia de fluxo de saída de certo subsistema ou equipamento com a exergia de fluxo de entrada no mesmo. Este conceito habitualmente é utilizado em equipamentos para os quais não se pode obter exergia útil (produto), como é o caso das válvulas de redução de pressão de vapor (válvulas de expansão) e dessuperaquecedores, processos dissipativos que apresentam altas irreversibilidades internas. Os autores comprovaram que a maior destruição de exergia ocorria nas caldeiras a óleo, devido às irreversibilidades decorrentes da combustão e da transferência de calor (efetuada entre pontos com elevadas diferenças de temperatura).

Torres & Gallo (1998) atribuíram essas irreversibilidades das caldeiras a óleo, à combustão, as quais poderiam ser reduzidas com o aquecimento do ar de entrada. Constataram também que a destruição de exergia na turbina a gás chegava a ser menor que a das caldeiras a óleo, pelo fato destas últimas produzirem mais energia térmica que na turbina a gás, ou seja, uma quantidade maior de combustível era queimada nas caldeiras a óleo. Na caldeira de recuperação, comprovaram que a destruição de exergia era menor quando comparada com a das caldeiras a óleo, devido ao projeto ser termodinamicamente mais sofisticado e por haver uma menor queima de combustível nos queimadores da posqueima.

A eficiência exergética dos equipamentos, que envolviam combustão (caldeiras a óleo e turbina a gás), tornava-se menor que a dos equipamentos que efetuavam somente transferência de calor (desaeradores e preaquecedores). Com relação à caldeira de recuperação, os autores constataram que tinha um valor de eficiência exergética intermediário entre o conjunto de combustão e o de transferência de calor, devido à

existência da posqueima. Recomendaram que as cargas parciais deveriam ser evitadas pelo fato de nelas haver redução da eficiência exergética do ciclo.

Khaliq & Kaushik (2004) avaliaram um ciclo combinado utilizando uma turbina a gás equipada com uma câmara de reaquecimento para os gases de combustão. De posse do balanço exergético, comprovaram que a destruição de exergia na câmara de combustão da turbina a gás representava valor maior que 50% do total da destruição de exergia de todo o ciclo. Verificaram também que o aumento da razão de compressão, para uma dada temperatura de entrada da turbina, acarretava em aumento da eficiência térmica da unidade até certo valor de pressão (correspondendo ao ponto de máxima eficiência térmica), porém o aumento da razão de compressão além desse valor, resultava em queda da eficiência térmica da unidade.

Sanjay *et al.* (2004) estudaram o desempenho de um sistema térmico de geração de energia com configuração de ciclo combinado, integrado a uma cogeração. O ciclo era composto por uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação com dois níveis de pressão e seção de reaquecimento, e uma turbina a vapor de condensação. Na caldeira de recuperação, o vapor de alta pressão era expandido na seção de alta pressão da turbina a vapor e o vapor de baixa pressão era enviado ao processo. Depois de realizada a expansão, o vapor era direcionado à seção de reaquecimento na caldeira e uma pequena extração de vapor era direcionada ao resfriamento da turbina a gás. O vapor reaquecido era misturado ao vapor de retorno oriundo do resfriamento da turbina a gás, para ser expandido na seção de baixa pressão da turbina a vapor. Após sofrer a última expansão, o vapor era direcionado ao condensador, de modo que o condensado retornava à caldeira, fechando assim o ciclo.

Sanjay *et al.* (2004), com as simulações realizadas nesse ciclo, buscavam uma tecnologia mais eficaz para converter energia química do combustível em trabalho útil na turbina a gás. Utilizando vapor para resfriamento da seção da turbina, mantendo constante o valor da razão de pressão do compressor e aumentando a temperatura de entrada na turbina, constataram que o trabalho específico da planta sofria aumento, acompanhado do aumento na eficiência térmica. Ao elevarem a razão de pressão do compressor e manterem a temperatura de entrada da turbina constante, verificaram discreta queda do trabalho específico seguida de aumento da eficiência térmica, mas ao utilizarem o ar como elemento refrigerante, quando da elevação da razão de pressão,

mantendo a temperatura da entrada da turbina constante, verificaram uma queda mais acentuada do trabalho específico, seguida de aumento da eficiência térmica.

Concluíram que a operação do ciclo tornava-se mais eficiente, utilizando o vapor como fonte de resfriamento da turbina a gás. Identificaram também que, para que se tenha maior potência útil produzida com um valor de eficiência térmica substancial o ponto de operação deve ser otimizado adequando a temperatura de entrada da turbina e a razão de pressão do compressor (Sanjay *et al.*, 2004).

Outro aspecto analisado por Sanjay *et al.* (2004) foi o comportamento da razão entre a potência gerada e o calor necessário para o processo (cogeração). Considerando a temperatura de entrada da turbina constante e elevando a razão de pressão do compressor, verificaram que a razão entre a potência gerada e o calor necessário para o processo diminuía consideravelmente, o que não era favorável em termos de custos. Ao reduzirem a razão de pressão e manterem mais elevada a temperatura de entrada da turbina, identificaram aumento considerável da razão entre a potência gerada e o calor do processo, fatores que foram considerados importantes para a otimização de ciclo com essa configuração. Verificaram também que, para uma mesma temperatura de entrada na seção da turbina, o fluxo mássico de ar para refrigeração a níveis de segurança da máquina tornava-se bem maior, em comparação com o fluxo mássico de vapor necessário para o resfriamento.

Sanjay *et al.* (2004) alertaram que os projetistas de centrais térmicas de geração devem buscar tecnologias que associem eficiência a menor agressão ao meio ambiente, eliminando as emissões de SO₂ e particulados, como também reduzindo as emissões de NO_x e CO₂.

Yadav *et al.* (2004) estudaram o desempenho de duas centrais térmicas utilizando turbina a gás. Uma central com a configuração em ciclo combinado, utilizando um *intercooler* na seção do compressor, e outra central, com a configuração em ciclo simples, também com o *intercooler* na seção do compressor. No ciclo simples, os gases de exaustão da turbina passavam por uma caldeira de recuperação, cuja finalidade era gerar vapor a ser injetado no interior da câmara de combustão da turbina a gás. Realizaram avaliação do comportamento da eficiência térmica e do trabalho específico para os dois ciclos, variando a temperatura de entrada da turbina e a razão de compressão.

Como resultado, constataram que a maior eficiência térmica seguida de um maior trabalho específico ocorria para as temperaturas mais elevadas, com uma razão de compressão menor. Em relação ao *intercooler* instalado entre a seção do compressor de baixa pressão e o de alta pressão, verificaram que os dois ciclos apresentavam melhor eficiência térmica e maior trabalho específico quando da aplicação de *intercooler* evaporativo do que com *intercooler* não evaporativo (Yadav *et al.*, 2004).

Ao analisarem a eficiência exergética, comprovaram que os dois ciclos apresentavam melhores resultados com a aplicação do *intercooler* evaporativo. Atribuíram o resultado ao fato de o ar arrastar uma quantidade significativa de vapor de água para a troca térmica, o que promovia menor trabalho da bomba de água para esse processo, dispensando bomba de pressão elevada necessária quando da utilização do *intercooler* não evaporativo. A grande vantagem do *intercooler* era diminuir a temperatura do ar comprimido da seção do compressor, o que implicava na redução do fluxo de ar necessário para o resfriamento da seção da turbina, melhorando o desempenho da máquina como um todo.

Sue & Chuang (2004) analisaram o desempenho de duas centrais térmicas. Uma central correspondia a um ciclo combinado de 2.200 MW, formado por três turbinas a gás, com respectivas caldeiras de recuperação, e uma turbina a vapor. A outra central correspondia a um ciclo combinado com cogeração de 150 MW, constituída por três turbinas a gás aeroderivadas, com respectivas caldeiras de recuperação, e uma turbina a vapor, suprindo o processo com 45 t/h de vapor. Identificaram aumento da eficiência térmica, como também do trabalho específico, ao utilizarem preaquecimento do gás combustível, empregado na turbina a gás, e resfriando o ar de entrada da seção do compressor.

Poullikkas (2005) estudou os efeitos do tipo de combustível adotado, aquecimento do combustível, temperatura e pressão atmosférica, resfriamento e umidade do ar de entrada, perdas de pressão na entrada do compressor e na exaustão da máquina, extração de ar, degradação da máquina e injeção de diluentes na câmara de combustão como fatores que podiam afetar o desempenho da turbina a gás, extraindo conclusões sobre cada fator, isoladamente.

Identificou que: a) quanto maior o poder calorífico do tipo de combustível adotado, maior a potência no eixo da máquina; b) o aquecimento do combustível antes

da entrada na câmara de combustão implicava no aumento da eficiência da máquina devido à redução de consumo, em contrapartida havia um pequeno decaimento da potência no eixo, motivado pela redução do fluxo mássico de combustível; c) quanto mais rarefeito o ar atmosférico, menor a potência alcançada no eixo da máquina; d) o resfriamento do ar de entrada, podendo ser alcançado com a instalação de um resfriador evaporativo ou *chiller* de compressão, na seção de entrada de ar da máquina, após os filtros de ar, aumentava sua densidade, implicando em aumento de potência e de eficiência; e) o aumento da umidade do ar tornava-o menos denso, o que comprometia a eficiência e a potência no eixo da máquina.

Em relação às perdas de pressão na entrada do compressor, atribuiu-as à existência de filtros, silenciador, resfriador evaporativo ou *chiller*, enquanto que, na exaustão, a perda de pressão derivava da instalação de equipamentos como a caldeira de recuperação de calor (HRSG). Comprovou que uma perda de 10 mbar de pressão, na entrada da turbina, ocasionava aumento de 0,4% no consumo específico, decréscimo de 1,4% na potência de saída e aumento de 1°C na temperatura de exaustão. No entanto, uma perda de pressão de 10 mbar, na exaustão da máquina, promovia decréscimo de 0,4% na potência de saída com o mesmo aumento no consumo específico e na temperatura de exaustão. Quanto à extração do fluxo de ar do compressor, identificou, como regra geral, que a extração de 1% correspondia a 2% de perda de potência da máquina (Poullikkas, 2005).

Ao analisar a degradação das máquinas, definiu que as mesmas podem ser classificadas como degradação recuperável e degradação não recuperável. Para a degradação recuperável, atribuiu aos depósitos nos componentes internos do compressor, os quais podiam ser removidos por lavagens com água ou por limpezas mecânicas das aletas fixas e móveis do compressor. Para a degradação não recuperável, atribuiu ao desgaste mecânico da superfície de acabamento dos componentes internos da turbina e do compressor, podendo ser eliminado através da reposição das peças desgastadas. Finalmente, comprovou que a injeção de diluentes na câmara de combustão (água ou vapor) visando propiciar o controle dos níveis de emissão de NO_x, proporcionava aumento da potência de saída da máquina (Poullikkas, 2005).

Cziesla *et al.* (2006) utilizaram uma planta de geração, em ciclo combinado de tecnologia *Externally Fired Combined Cycle* (EFCC), de 126 MW de potência, para demonstrar a aplicação do conceito de ineficiências termodinâmicas evitáveis. O ciclo

era composto por uma turbina a gás, uma turbina a vapor, um queimador a carvão e duas caldeiras de recuperação. O ar comprimido, na saída do compressor da turbina a gás, era direcionado a um trocador de calor metálico e, em seguida, a um trocador de calor cerâmico, sofrendo aquecimento da ordem de 1.350°C . Nessa temperatura, o ar era expandido na seção da turbina, produzindo trabalho útil necessário para mover um gerador síncrono, acoplado ao eixo, inexistindo a figura das câmaras de combustão na turbina a gás.

Após sofrer expansão na turbina, o ar alcançava temperatura de 556°C , e era direcionado à caldeira de recuperação de calor, para geração de vapor. A fonte quente, que servia para aquecimento do ar comprimido nos trocadores de calor metálico e cerâmico, era gerada por um queimador externo, a carvão, onde os gases quentes alcançavam uma temperatura da ordem de 2.000°C , os quais, após passagem pelos trocadores de calor, resfriavam a uma temperatura de 655°C . Na saída dos trocadores de calor, esses gases eram direcionados a outra caldeira de recuperação, para geração de vapor. Os vapores gerados pelas duas caldeiras eram expandidos na turbina a vapor, a qual movia um gerador síncrono, acoplado ao seu eixo. Nesse ciclo combinado, uma caldeira de recuperação tinha como fonte quente uma corrente de ar limpo, a elevada temperatura, e outra caldeira tinha como fonte quente os gases de combustão, oriundos do queimador externo (Cziesla *et al.* 2006).

Cziesla *et al.* (2006) aplicaram o conceito de destruição de exergia evitável e inevitável, admitindo que a taxa total de destruição de exergia de um equipamento correspondia à soma das taxas de destruição de exergia evitável e inevitável. Recomendaram que a determinação da taxa de destruição de exergia inevitável de um equipamento, operando em um determinado sistema térmico, requer o cálculo da razão entre a taxa de destruição de exergia inevitável e a taxa de exergia útil do mesmo equipamento, operando em um sistema térmico idêntico, adotado como referência.

Para determinação da taxa de destruição de exergia inevitável dos equipamentos do sistema térmico de referência é necessária a seleção adequada dos parâmetros termodinâmicos mais importantes desses equipamentos, de forma a obter baixíssima taxa de destruição de exergia. Isso pode ser obtido através de simulações com uso de programa específico para ajuste dos parâmetros termodinâmicos, com valores aceitáveis, de forma que o sistema térmico apresente um maior desempenho. Assim sendo, os autores identificaram que a taxa de destruição de exergia inevitável para um

projeto podia ser calculada pela multiplicação da taxa de exergia útil do equipamento desejado pela razão entre a taxa de destruição de exergia inevitável com a taxa de exergia útil, correspondente ao equipamento do sistema térmico de referência modelado por meio de *software* específico. Essa constatação dos autores fez com que o cálculo da parcela de destruição que podia ser evitada se tornasse simples, facilitando o levantamento de hipóteses de melhorias para o ciclo (Cziesla *et al.* 2006).

Srinivas *et al.* (2008) analisaram a melhoria da eficiência exergética na câmara de combustão de uma turbina a gás, operando em ciclo combinado, com injeção de vapor em seu interior, tecnologia esta conhecida como *Steam Injected Gas Turbine* (STIG). O ciclo era composto por uma turbina a gás, com caldeira de recuperação de dois níveis de pressão, e uma turbina a vapor de condensação, composta por uma seção de alta pressão, uma seção de média pressão e uma seção de baixa pressão, com extração. Na tecnologia STIG, o fluxo mássico de água de *make-up* (reposição) do ciclo era proporcional ao fluxo mássico de vapor introduzido na câmara de combustão.

O estudo permitiu constatar que a extração de um valor adequado de vapor da turbina a vapor podia promover aumento do ganho de potência na turbina a gás, sem grande redução da potência de saída da turbina a vapor, implicando em aumento da potência líquida do ciclo combinado, como um todo, e diminuição do trabalho realizado pelo compressor. O controle da temperatura de combustão reduzia o volume de ar que deveria ser comprimido para resfriamento da máquina. Adicionalmente, a injeção de vapor resultava em aumento na temperatura de entrada da seção da turbina a gás, como também na exaustão da máquina, aumentando assim a taxa de geração de vapor na caldeira de recuperação (Srinivas *et al.*, 2008).

Os autores analisaram a temperatura da água do desaerador, razão de pressão entre o vapor reaquecido quente e o vapor principal (alta pressão), pressão de vapor principal (alta pressão), razão de compressão da turbina a gás e temperatura de combustão da turbina a gás como parâmetros de processo com influência no aumento da eficiência exergética do ciclo, considerando a variação de injeção de vapor no interior da câmara de combustão entre de 0 a 3 kg vapor/kg combustível. No detalhamento desses parâmetros, identificaram que havia aumento significativo da eficiência exergética: a) com o aumento da temperatura da água do desaerador, até o valor limite de 20% do valor nominal da temperatura de projeto do desaerador; b) com o aumento da razão de pressão entre o vapor reaquecido quente e o vapor principal (alta pressão), da

pressão de vapor principal (alta pressão) e da temperatura de combustão da turbina a gás e c) com a razão de compressão da turbina a gás compreendida entre 16 a 20 (Srinivas *et al.*, 2008).

Comprovaram também que quanto maior era a injeção de vapor, menores eram os valores da geração de NOx e de destruição de exergia na câmara de combustão da turbina, na seção do compressor, na turbina a vapor e no condensador, enquanto que para o desaerador ocorria o inverso, posto que a injeção de vapor promovia aumento da destruição exergética deste equipamento (Srinivas *et al.*, 2008).

Da análise exergética, Srinivas *et al.* (2008) concluíram que a tecnologia STIG somente se tornava eficiente para valores altos da pressão do vapor principal (alta pressão) e do vapor reaquecido quente. Apesar disso, essa tecnologia implicava na redução da destruição exergética do ciclo como um todo.

Kanoglu *et al.* (2007) realizaram estudo sobre aplicação das análises energética e exergética em sistemas térmicos, levantando os benefícios destas análises e a diferença entre as mesmas. Foram analisadas uma planta de geração em ciclo Rankine, uma planta de cogeração e uma planta geotérmica de geração de energia, calculando, para cada uma delas, as eficiências térmicas e exergéticas e discutindo a ordem de grandeza e o aspecto qualitativo destes valores.

Concluíram que a análise exergética podia permitir melhor gerenciamento energético do sistema térmico por meio da avaliação da utilização dos recursos energéticos e identificação dos subsistemas que apresentavam maiores perdas e destruições de exergia, já que por meio da eficiência exergética era possível obter uma melhor identificação do desempenho do ciclo, pelo fato de comparar o trabalho realizado, com a capacidade máxima de realização de trabalho do recurso energético. Essa análise podia também fornecer subsídios para análise termoeconômica aplicada a projetos de melhorias, ou seja, estudo de viabilidade financeira com identificação de valores-limites a serem despendidos para melhoria de desempenho de certo subsistema (Kanoglu *et al.*, 2007).

Sanjay *et al.* (2007) realizaram análise energética e exergética do desempenho de um sistema térmico de geração de energia em ciclo combinado. O ciclo era composto por uma caldeira de recuperação, com três níveis de pressão, com seção de reaquecimento, uma turbina a gás, com câmara de combustão e câmara para

reaquecimento dos gases de combustão, composta por um compressor axial e duas seções de expansão (turbinas), podendo ser refrigerada a ar ou a vapor reaquecido frio extraído na saída da seção de alta pressão da turbina a vapor, e, por último, uma turbina a vapor de condensação, com três seções de expansão.

Na análise simulada, ao considerarem três patamares de temperatura na câmara de aquecimento dos gases de combustão da turbina a gás, verificaram que o aumento da pressão do vapor reaquecido, até um determinado valor, promovia aumento do trabalho específico seguido de aumento da eficiência térmica da planta. Atribuíram o resultado à relação entre o aumento da pressão de vapor e o aumento de consumo de combustível, pois com uma pressão de vapor reaquecido maior a troca térmica na turbina a gás se tornava mais eficiente, permitindo elevar a temperatura dos gases quentes de exaustão (Sanjay *et al.*, 2007).

Analisando o aumento necessário do fluxo de vapor de refrigeração, quando da elevação da temperatura de entrada da turbina, mantendo constante a pressão do vapor reaquecido, para vários patamares de razão de pressão do compressor, verificaram que o fluxo de ar necessário para refrigeração era bem maior que o fluxo de vapor para a mesma finalidade, pelo fato de o calor específico do ar ser menor que o do vapor. Constataram que o uso da refrigeração com vapor dava lugar a um ciclo com maior eficiência térmica, da ordem de 62% e maior trabalho específico, sendo a pressão de vapor reaquecido o principal fator para o desempenho (Sanjay *et al.*, 2007).

Considerando que a Primeira Lei não distingue entre calor e trabalho, não quantifica potencial energético no calor que pode realizar trabalho útil e não contabiliza as perdas no ciclo, os autores realizaram análise exérgica para localizar e quantificar as perdas e destruições exérgicas, comprovando que a refrigeração com vapor promovia também maior eficiência exérgica (Sanjay *et al.*, 2007).

Os autores analisaram o comportamento do trabalho específico e da eficiência térmica da planta, variando a razão de compressão e mantendo constante a temperatura de entrada da turbina a gás, como também mantendo constante a razão de compressão e variando a temperatura de entrada da turbina, sendo a máquina refrigerada por meio de vapor ou de ar comprimido. Mantida constante a temperatura de entrada da turbina, o aumento da razão de compressão acompanhou-se de aumento da eficiência térmica, seguido de redução do trabalho específico da planta. Aumentando a temperatura de

entrada da turbina com razão de compressão constante, houve aumento da eficiência térmica, seguido de aumento trabalho específico da planta (Sanjay *et al.*, 2007).

2 - CARACTERIZAÇÃO DO CICLO COMBINADO

Neste capítulo foram descritos os aspectos construtivos dos principais equipamentos da central térmica em estudo, detalhando os aspectos relacionados ao regime de partida e ao regime normal de operação.

2.1 Arranjo da central em estudo

A central térmica em estudo, pertencente a *holding* Neoenergia, UTE Termopernambuco, com capacidade de 532 MW de potência, operando com o arranjo do tipo 2x1, em ciclo combinado, é composta por duas turbinas a gás de 160 MW de potência, cada uma, e uma turbina a vapor de 212 MW de potência.

Na Figura 2.1 está a representação do arranjo da UTE Termopernambuco, na qual se observam as ilhas de potência (conjunto turbina-gerador), assim como as caldeiras de recuperação de calor (gerador de vapor).

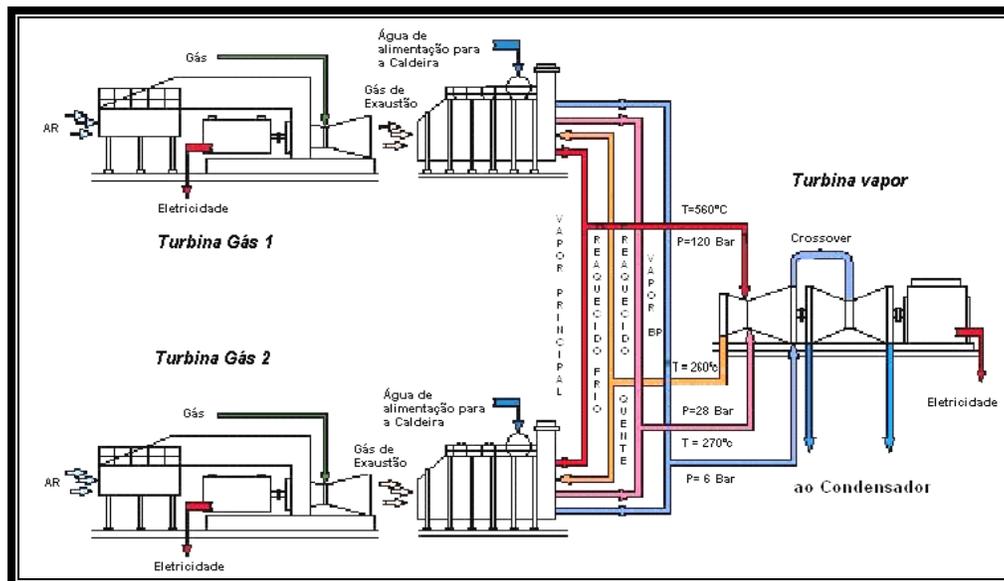


Figura 2.1 - Arranjo do ciclo combinado 2x1

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

A central em ciclo combinado é formada por dois ciclos: o ciclo Brayton (circuito ar/gases) e o ciclo Rankine (circuito água/vapor).

As turbinas a gás comprimem o ar da atmosfera na seção do compressor. Após passar pelo estágio de compressão, o ar é direcionado às câmaras de combustão, para que, misturado ao gás natural previamente aquecido, ocorra a combustão.

Os gases quentes de exaustão são expandidos na seção da turbina e direcionados à respectiva caldeira de recuperação, de forma que esta faça uso da reserva de energia térmica para geração do vapor a ser expandido na turbina a vapor.

Todo vapor expandido na última seção da turbina a vapor é condensado e bombeado para um feixe de tubos no interior da caldeira denominado economizador, cuja função é a de efetuar o preaquecimento deste condensado antes de alimentar o tambor de baixa pressão das caldeiras de recuperação. Esse tambor, além de gerar vapor de baixa pressão, tem a função de suprir os tambores de alta e de média pressão, pelas bombas de alimentação, que direcionam o condensado do tambor de baixa pressão aos respectivos tambores, numa vazão necessária para o controle de nível.

Assim como ocorre no condensado de baixa pressão, o mesmo acontece com os condensados de média e alta pressão: passam por seus respectivos economizadores antes de alimentar os tambores de média e de alta pressão. No circuito de média pressão, entre o economizador e o tambor de média pressão, uma extração de condensado é efetuada para aquecer o gás natural em um trocador de calor, denominado *performance heater*. O gás aquecido é direcionado à respectiva turbina a gás para o processo de combustão.

O vapor saturado, gerado em cada tambor, é direcionado aos feixes de tubos conhecidos como superaquecedores, cuja função é a aumentar a temperatura do vapor (superaquecer), para promover sua expansão na turbina a vapor.

O vapor superaquecido de alta pressão é expandido, na seção de alta pressão da turbina a vapor, retornando à caldeira, na qual se mistura com o vapor superaquecido de média pressão, para ser reaquecido nos feixes de tubo da caldeira de recuperação, denominados de reaquecedores. Após reaquecimento, esse vapor é expandido na seção de média pressão da turbina a vapor, onde se mistura com o vapor superaquecido de baixa pressão, para ser submetido a uma última expansão na seção de baixa pressão da

turbina a vapor. Após essa expansão, o vapor passa pelo processo de condensação, no interior do condensador, de forma a fechar o ciclo.

2.2 Principais equipamentos e regimes de operação

Os principais equipamentos da central térmica em estudo são as ilhas de potência da central, ou seja, as turbinas a gás e a turbina a vapor, como também as caldeiras de recuperação, denominadas *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Na abordagem dos detalhes operacionais relativos a esses equipamentos não será levada em conta a teoria clássica, disponível na literatura técnica.

2.2.1 Turbina a gás

A turbina a gás em estudo, de fabricação *General Electric* (GE MS-7001FA), de eixo simples, foi projetada para a produção de energia elétrica, operando em ciclo combinado. Na Figura 2.2 apresenta-se um corte da turbina a gás, no qual é possível identificar a seção do compressor, as câmaras de combustão e a seção da turbina.

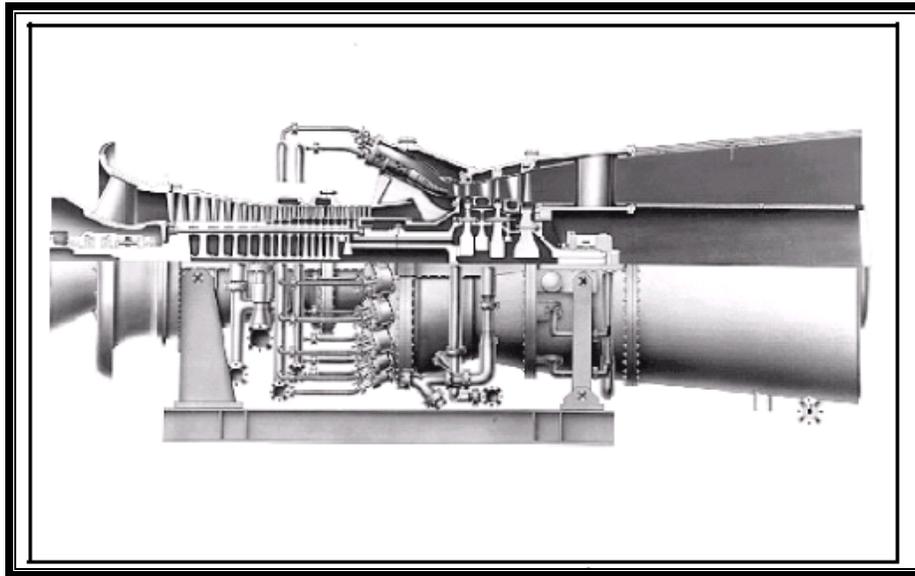


Figura 2.2 - Turbina a gás MS-7001FA
Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

A função da turbina a gás é transformar a energia liberada pela combustão em energia mecânica útil de rotação de eixo. Ela está acoplada a um alternador (gerador síncrono) o qual permite converter a energia mecânica em energia elétrica.

As principais características da turbina a gás MS-7001FA, são:

- Potência: 160,305 MW;
- Velocidade: 3.600 rpm;
- Número de etapas do compressor: 18;
- Número de etapas da turbina: 3;
- Número de câmaras de combustão: 14.

O compressor axial, composto por 18 estágios, comprime um volume de ar necessário para o resfriamento da máquina e para o processo de combustão, que ocorre nas câmaras de combustão.

Esse número de estágios do compressor é função da relação de pressão projetada da máquina, definida como o valor da pressão de descarga do compressor dividido pelo valor da pressão de entrada, sendo ambas em valor absoluto.

Na entrada do compressor há uma fileira de lâminas do estator, denominadas *Inlet Guide Vanes* (IGV), que direcionam e controlam uniformemente, a entrada de ar para o primeiro estágio do rotor, exercendo também importante função no controle de temperatura dos gases de exaustão.

No compressor, o ar é confinado no espaço entre o rotor e o estator, onde é comprimido, em estágios, por uma série de lâminas (aletas), em forma de pás. As lâminas do rotor fornecem a força necessária para comprimir o ar em cada estágio e as lâminas do estator direcionam o ar para o estágio seguinte em um ângulo correto.

A qualidade do ar, na entrada do compressor, é de fundamental importância no desempenho e na confiabilidade da máquina. O ar de baixa qualidade pode levar sujeira ao compressor, de forma a comprometer a potência produzida no eixo da máquina. Para evitar ao máximo que isso aconteça, há, na entrada do compressor, uma seção de filtros de ar, cuja função é remover os elementos contaminantes em suspensão.

O sistema de combustão da máquina, do tipo *Dry Low NOx 2.6*, conhecido pela sigla DLN 2.6, é responsável pelo controle do combustível, de forma a manter uma

carga previamente selecionada, com ótimas emissões. É composto por 14 câmaras de combustão, distribuídas na periferia da carcaça, em forma de anel, e localizadas precisamente na descarga do compressor.

Além das câmaras de combustão, o sistema de combustão é composto por: injetores de combustível, localizados no interior das câmaras de combustão, velas de ignição por centelha, detectores de chama e tubos de fogo cruzado.

Os gases quentes, gerados da queima do combustível nas câmaras de combustão, fluem para o primeiro estágio da seção da turbina, através das peças de transição. O ar de alta pressão da descarga do compressor é direcionado ao interior dessas peças, resfriando-as, conforme pode ser visualizado na Figura 2.3, em destaque. Devido ao maior gradiente de temperatura a que as peças de transição são submetidas, elas devem ser sistematicamente repostas nas manutenções programadas.

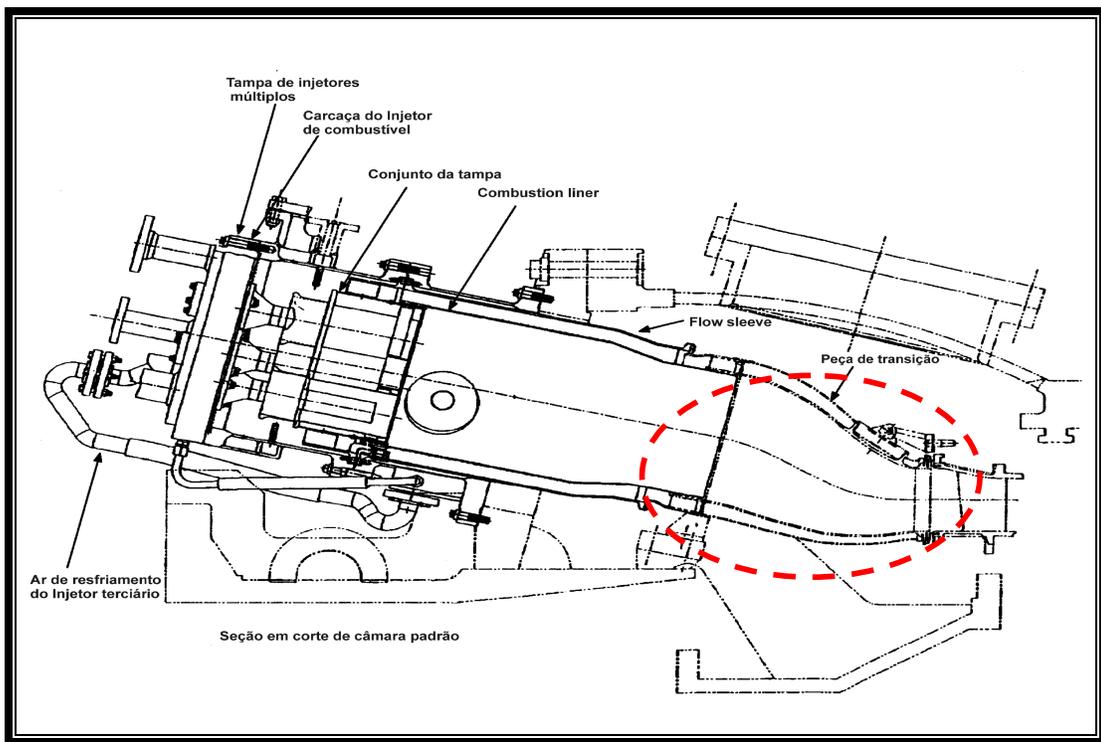


Figura 2.3 - Câmara de combustão da turbina a gás com detalhe da peça de transição

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

A combustão é inicialmente realizada por meio da descarga elétrica das velas de ignição, situadas nas câmaras de combustão de número 1 e 2. No momento da centelha, o gás combustível é inflamado, estabelecendo assim a combustão. As demais câmaras

passam pelo mesmo processo graças aos tubos de fogo cruzado, que são responsáveis em unir a zona de reação de todas as câmaras entre si. Isso significa que a função do tubo de fogo cruzado é desencadear combustão nas câmaras que não têm mecanismo próprio de ignição.

O sistema de controle de gás combustível é composto pela válvula de parada do sistema e de controle de pressão do coletor comum (SRV) e pelas válvulas de controle de fluxo de combustível dos *manifolds* (GCV), as quais, em conjunto, regulam o fluxo total de combustível fornecido às câmaras de combustão da turbina a gás. Na Figura 2.4, apresenta-se o arranjo das válvulas de controle de gás alimentando uma câmara de combustão, a título de exemplo.

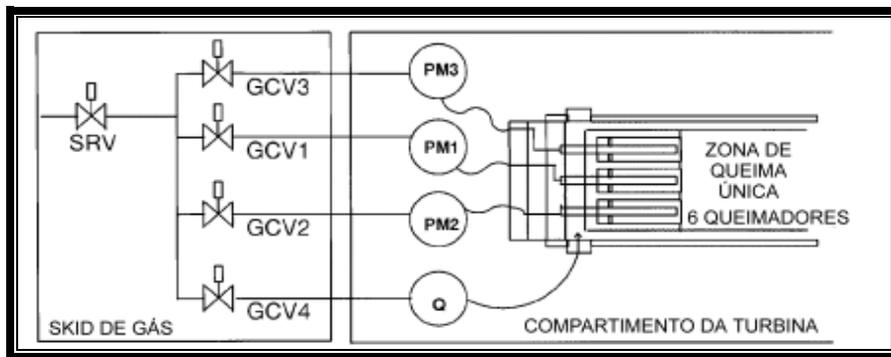


Figura 2.4 - Esquema de válvulas de controle de gás alimentando uma câmara de combustão

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

Em cada câmara de combustão, há seis injetores principais de combustível, conforme se observa na Figura 2.5. Além dos injetores principais, encontram-se instalados ao seu redor quinze mini injetores designados por bujões. Tanto os principais como os mini injetores são alimentados por quatro *manifolds* de gás natural, em forma de anel, controlados por quatro válvulas, expressas pela sigla GCV, sendo: GCV1 (controle da premescla 1 - PM1 - com um injetor), GCV2 (controle da premescla 2 - PM2 - com dois injetores), GCV3 (controle da premescla 3 - PM3 - com três injetores) e GCV4 (controle do quaternário - quinze bujões).

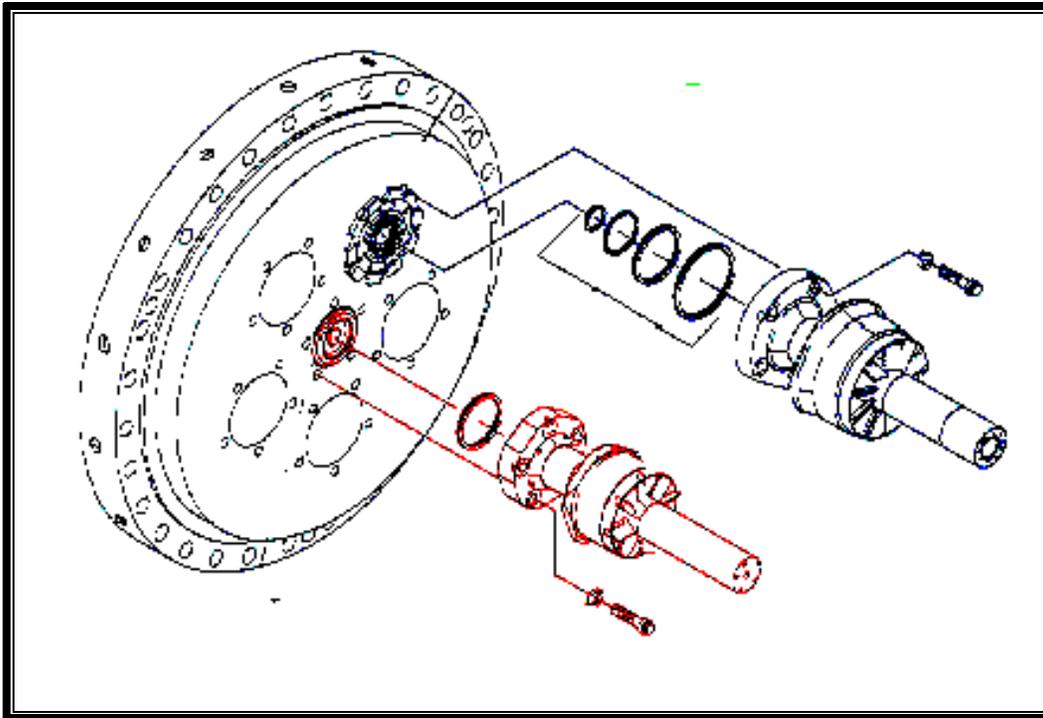


Figura 2.5 - Disposição dos injetores de combustível de uma câmara de combustão

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

Na Figura 2.6, apresenta-se um esboço da posição física dos injetores, para melhor compreensão do processo pelo qual a chama se distribui no interior de cada câmara de combustão.

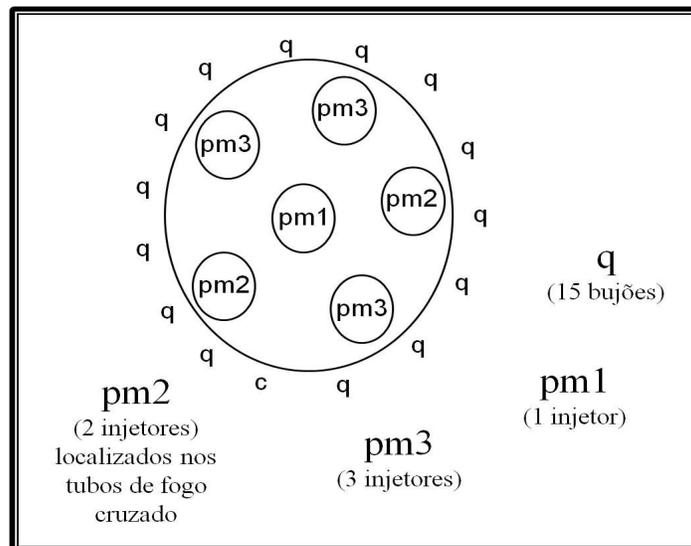


Figura 2.6 - Posicionamento dos injetores na câmara de combustão

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

Os injetores, que compõem cada câmara de combustão, estão conectados aos *manifolds* de gás natural, por meio de dutos flexíveis, conforme representado pela Figura 2.7.

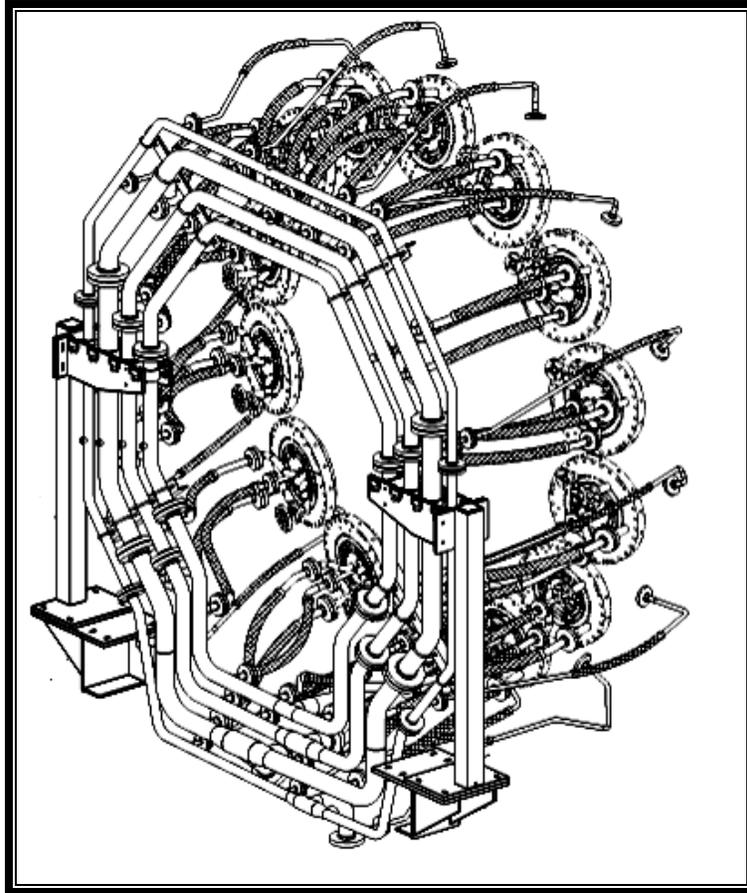


Figura 2.7 - Conexões dos injetores aos *manifolds* de gás natural

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

Pelo fato de a combustão ser iniciada nas câmaras de combustão de número 1 e 2 por meio da descarga elétrica das velas de ignição, e, nas demais, por meio dos tubos de fogo cruzado; durante a sequência de partida, é essencial que uma indicação da presença ou ausência de chama seja transmitida ao sistema de controle da máquina. Esse sistema de monitoração de chamas consiste de quatro detectores de chama ultravioleta, localizados nas câmaras de número 11, 12, 13 e 14.

O sensor de chama consiste de um detector de gás sensível a radiação ultravioleta que ocorre na combustão de hidrocarboneto. Um sinal de tensão contínua, fornecido pelo amplificador, é imposto a todos os terminais detectores. Se há chama na

câmara de combustão, a ionização do gás no detector permite a condução do circuito, que ativa o sistema indicativo de presença de chama. Os sinais dos quatro detectores são enviados ao sistema lógico interno de controle, capaz de determinar a existência da condição de chama ou de perda de chama da máquina.

O sistema de gás combustível destina-se a fornecer combustível aos injetores das câmaras de combustão, nas condições de pressão e vazão necessárias para a partida, para o funcionamento nominal e para a parada da turbina, bem como para assegurar baixas emissões de NOx.

Na Figura 2.8, pode-se observar o comportamento das emissões de NOx, em função da carga da unidade. Em carga mais baixa, a emissão de NOx torna-se bem maior do que em carga mais elevada, de tal forma que a combustão chega a ser mais eficiente com a unidade operando em carga base.

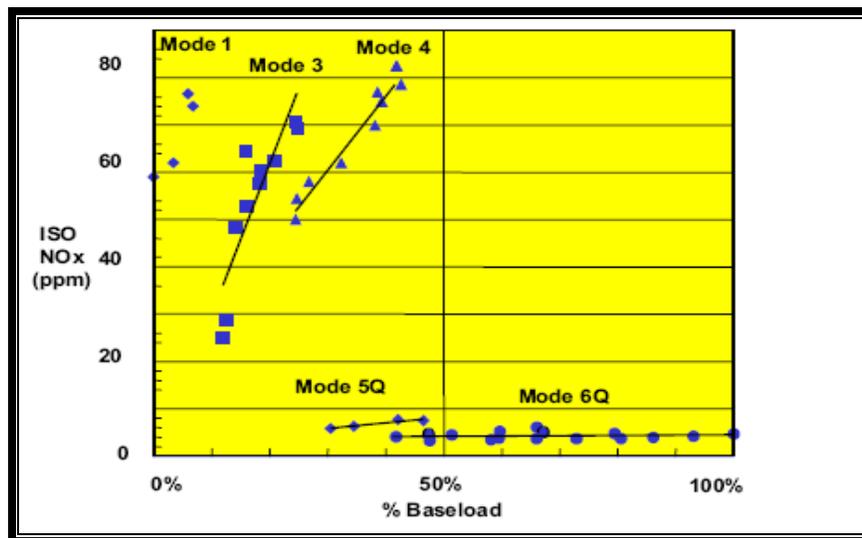


Figura 2.8 - Comportamento das emissões de NOx em função da carga da unidade

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

Para incrementar a eficiência global nas usinas de ciclo combinado, o gás combustível natural é submetido a um processo de preaquecimento, alcançado por meio de um trocador de calor, o qual utiliza como fonte quente para o aquecimento do gás uma extração de água do circuito de alimentação do tambor de média pressão da HRSG (caldeira de recuperação). Com o preaquecimento do gás natural a temperatura de combustão desejada, na câmara de combustão da turbina a gás, é atingida com um

menor consumo de combustível. Tal trocador de calor é denominado *performance heater*.

A seção correspondente à turbina propriamente dita é composta por três estágios de expansão, na qual a energia, sob forma de gás pressurizado de alta temperatura, produzido pelas seções do compressor e de combustão, é convertida em energia mecânica.

O rotor da turbina é resfriado de forma a manter uma temperatura de operação razoável, assegurando maior vida útil à máquina. O resfriamento é efetuado por um fluxo de ar extraído do compressor no 9º e no 13º estágios, conforme indicado na Figura 2.9. No 16º estágio do compressor, há uma extração de ar para o interior do rotor da turbina, com a finalidade de efetuar selagem do eixo, como também prover o resfriamento das aletas, que compõem o primeiro e segundo estágios da turbina. O resfriamento dessas aletas faz-se pela passagem de ar por pequenos canais, existentes em seu interior.

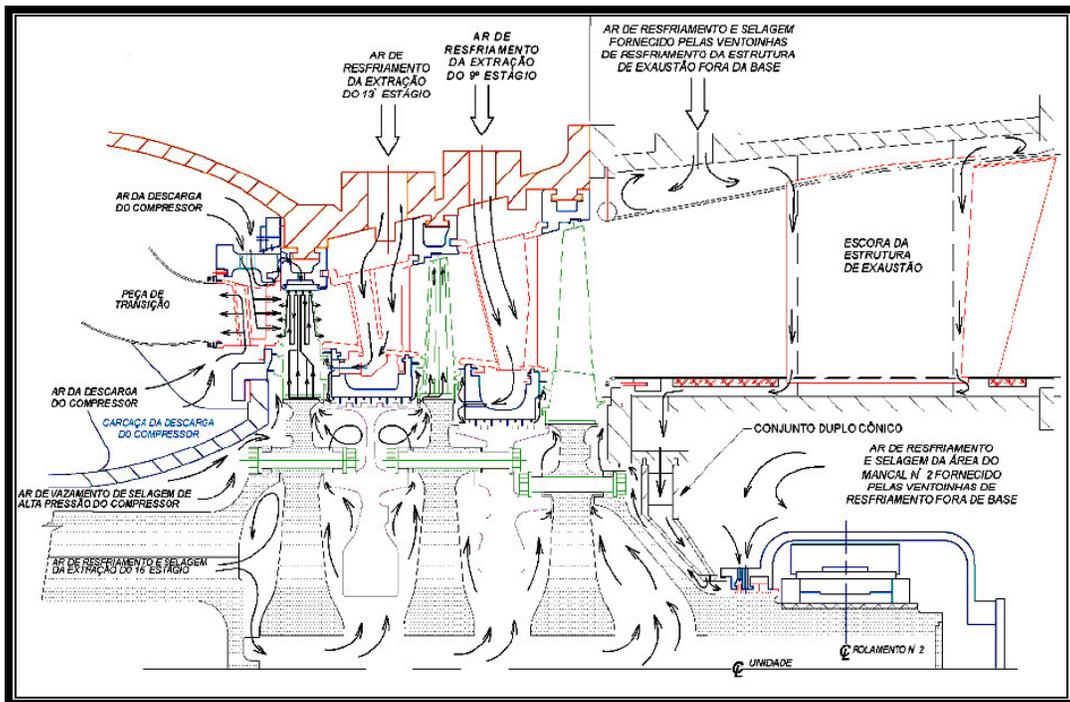


Figura 2.9 - Esquema do fluxo de ar para resfriamento da seção da turbina

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

2.2.1 Turbina a vapor

A função da turbina a vapor é transformar parte da energia contida no vapor (entalpia) em energia mecânica útil de rotação. A turbina a vapor em estudo, de fabricação *General Electric* (GE 270T599), é composta por duas carcaças. Uma carcaça corresponde às seções de alta e média pressão e a outra, à seção de baixa pressão, com duplo fluxo de descarga de vapor. Na exaustão do corpo de baixa pressão, encontra-se instalado um condensador de corpo único, com dupla passagem de condensação. A Figura 2.10 mostra o conjunto da turbina a vapor com seu respectivo gerador.

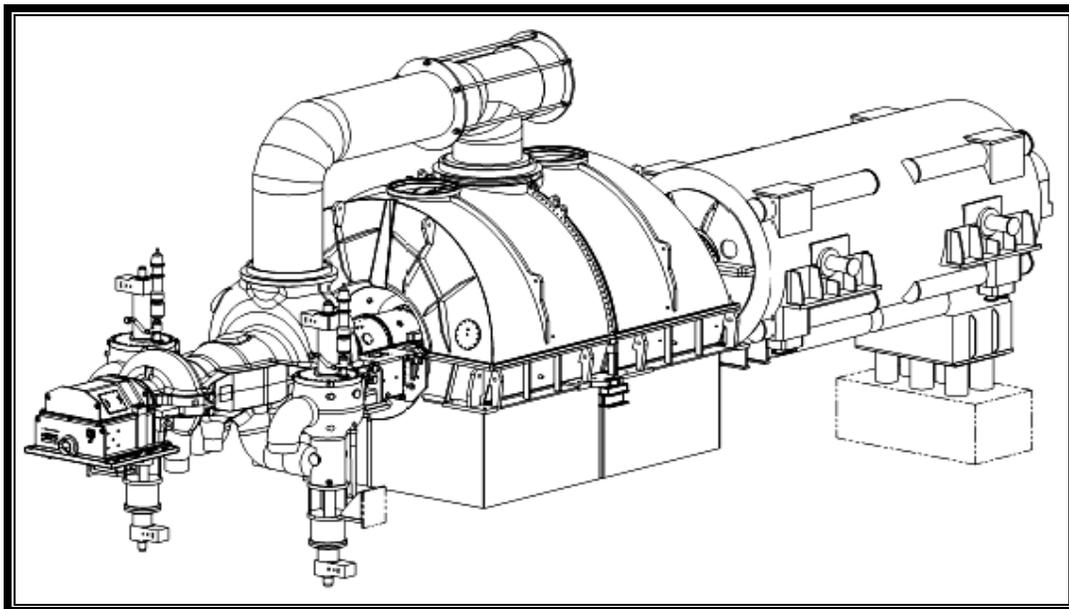


Figura 2.10 - Turbina a vapor 270T599

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

As três seções da turbina a vapor (de alta, média e baixa pressão) estão acopladas a um mesmo eixo, no qual o momento exercido pela força do vapor sobre as aletas do rotor de cada seção determina e mantém seu movimento, convertendo a energia cinética do vapor em energia mecânica de rotação do eixo da turbina.

O vapor descarregado da seção de baixa pressão da turbina, a uma pressão muito inferior à pressão atmosférica (vácuo) e à temperatura de saturação correspondente à pressão, é direcionado ao condensador, onde se condensa, cedendo o calor latente à água de circulação (água captada do mar – fonte fria).

Com o movimento de rotação da turbina, a energia mecânica é transmitida ao eixo do alternador (gerador síncrono), convertendo esta energia em energia elétrica.

As principais características da turbina a vapor são:

- Potência: 239,101 MW;
- Velocidade: 3.600 rpm;
- Número de estágios: 28 estágios;
- Pressão de entrada de vapor principal (alta pressão): 101,8 bar (absoluto);
- Temperatura do vapor principal (alta pressão): 565°C;
- Pressão de entrada de vapor reaquecido: 23,66 bar (absoluto);
- Temperatura do vapor reaquecido: 565°C;
- Pressão de descarga do vapor (condensador): 0,07 bar (55,28 mm Hg).

O corpo de alta pressão (AP), de fluxo simples, é composto por onze estágios. O corpo de média pressão (MP), também de fluxo simples, é composto por sete estágios. Ambos estão montados em uma mesma carcaça, de forma espelhada, de maneira que os sentidos dos dois fluxos de vapor, ao se expandirem, de modo oposto, equilibram os empuxos exercidos sobre o rotor da turbina.

O corpo de baixa pressão (BP), de fluxo duplo, está montado sobre uma carcaça independente, de maneira que o vapor admitido no centro desta seção flui para as duas extremidades, mantendo o equilíbrio do empuxo exercido sobre o rotor, durante a expansão do vapor. Cada etapa do corpo de baixa pressão é composta por cinco estágios.

Na Figura 2.11, podem ser observados: a disposição dos corpos de alta, média e baixa pressão da turbina a vapor, as entradas do vapor principal (alta pressão), do vapor reaquecido quente e do vapor de baixa pressão, bem como a saída do vapor reaquecido frio. Vale salientar que a expressão **vapor reaquecido quente** refere-se ao vapor que já passou pelo processo de reaquecimento na caldeira, enquanto que a expressão **vapor reaquecido frio** diz respeito ao vapor que ainda irá passar por esse processo.

O controle do fluxo de vapor, nas seções da turbina, é efetuado por meio das válvulas de controle, cujo conjunto está representado na Figura 2.12.

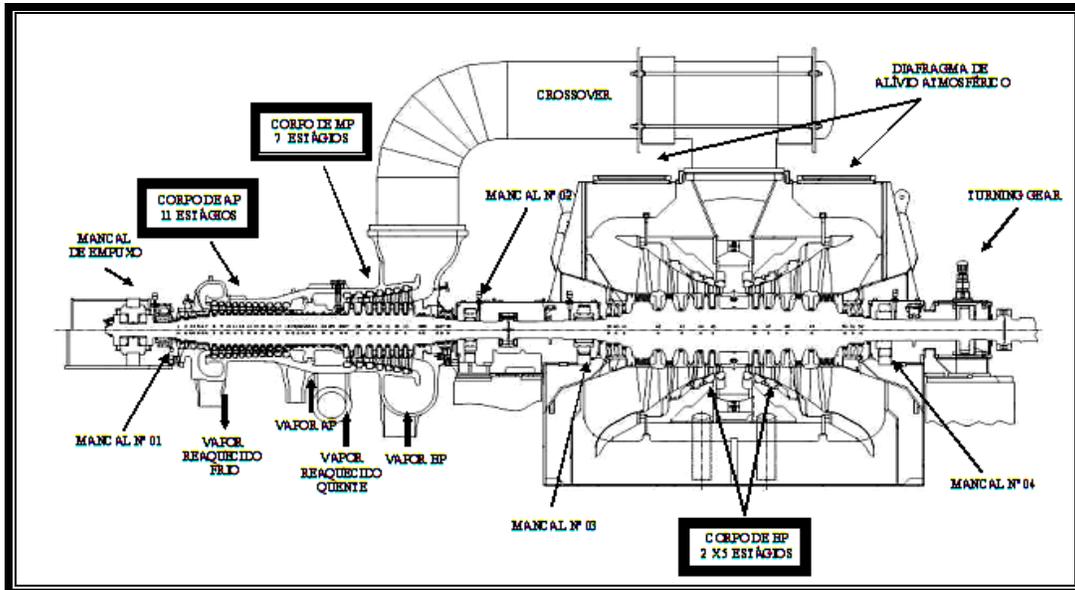


Figura 2.11 - Detalhes das Seções da Turbina a Vapor

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

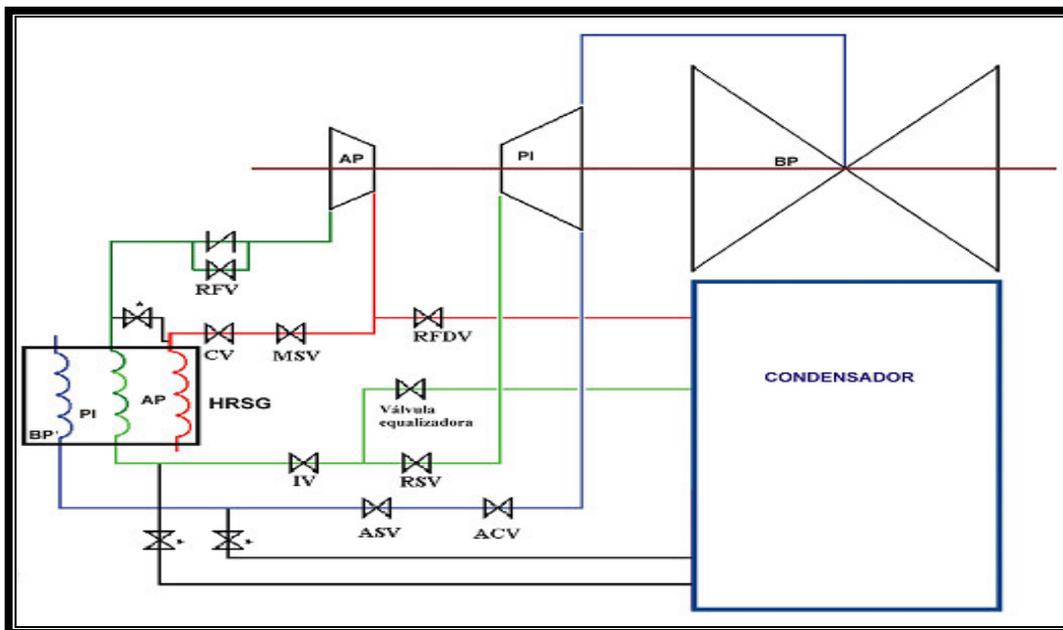


Figura 2.12 - Disposição das válvulas de controle da turbina a vapor

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

As tubulações de vapor principal (alta pressão), provenientes das caldeiras, estão conectadas diretamente com as válvulas combinadas de controle (identificadas pela sigla CV) e de fechamento rápido para parada do vapor principal (identificadas pela

sigla MSV), do que deriva a sigla composta MSCV. Entre as MSCV e a seção de AP da turbina, encontra-se a válvula de descarga de fluxo reverso (RFDV), cuja função é efetuar a despressurização do corpo de alta pressão, durante as partidas. Esta válvula somente é modulada nos processos de partida da unidade.

Na descarga do corpo de alta pressão, há uma válvula de retenção pneumática, instalada em paralelo com a válvula de fluxo reverso (RFV). A válvula RFV tem a função de efetuar o resfriamento no corpo de alta pressão, quando das partidas a quente da unidade. Assim como a RFDV, a RFV somente é modulada nos processos de partida da unidade. Após estas válvulas, há as tubulações de vapor reaquecido frio, que são responsáveis por conduzir esse vapor aos reaquecedores das caldeiras.

O vapor, após reaquecimento, retorna à turbina, passando pelas válvulas combinadas (CRV-1 e CRV-2), para ser expandido no corpo de média pressão. As CRV são constituídas por uma válvula de controle (IV) e uma válvula de fechamento rápido (RSV), e se encontram montadas em ambos os lados do corpo de média pressão da unidade. Ao final do processo de expansão, o vapor reaquecido é misturado com o vapor superaquecido de baixa pressão, passando por uma tubulação instalada na parte superior da unidade denominada *crossover*, cuja função é a de direcionar esta mistura de vapor ao corpo de baixa pressão para realizar a última expansão, após a qual é submetido ao processo de condensação.

Um fator importante para a operação da turbina a vapor é a pureza do vapor a ser introduzido na unidade. Pelo fato da pureza do vapor influenciar bastante a potência de saída, a eficiência e a disponibilidade da máquina, é necessário efetuar o controle adequado das concentrações de impurezas, visando minimizar os depósitos e a corrosão nos equipamentos que compõem o circuito de água e vapor do ciclo (incluindo caldeira, turbina a vapor e condensador).

Ao longo dos anos, alguns indicadores de pureza do vapor foram sendo estabelecidos. Isto determinou a necessidade de um controle químico no processo de geração do vapor nas centrais térmicas de ciclo Rankine. Atualmente, as centrais térmicas obedecem às recomendações do *Electric Power Research Institute* (EPRI), que incluem os limites de tolerância de impurezas de vapor, bem como as ações a serem tomadas para contaminações durante operações transientes ou condições de operações anormais.

A deposição de contaminantes nos componentes correspondentes à trajetória do vapor torna ásperas as paredes dos tubos, por onde o vapor passa, e reduz as áreas de passagem de fluxo, diminuindo, portanto, a vazão e a eficiência dos equipamentos. Uma sedimentação excessiva pode afetar o desempenho mecânico da turbina a vapor. Os contaminantes, que frequentemente se depositam nas turbinas a vapor, são sílica e silicatos, óxidos de ferro e cobre, sais de cálcio e magnésio, fosfatos e carbonatos. Além disso, a deposição de sais como cloretos, hidróxidos de sódio e potássio, ácidos orgânicos e sulfatos, dentre outros, pode produzir corrosão nas aletas da turbina.

A fim de minimizar a sedimentação de substâncias contaminantes e prevenir a corrosão dos componentes da turbina, as concentrações dos contaminantes devem ser mantidas nos níveis normais, conforme consta no Quadro 2.1. Além das concentrações, também devem ser mantidos sob controle rigoroso a condutividade de sódio e a condutividade catiônica, por meio do monitoramento contínuo do vapor superaquecido de alta pressão e média pressão.

Parâmetros	Alvos			
	N	1	2	3
Sódio_Na (ppb)	$C \leq 5$	$5 < C \leq 10$	$10 < C \leq 20$	$C > 20$
Cátion Condutividade ($\mu\text{S}/\text{cm}$)	$C \leq 0,3$	$0,3 < C \leq 0,55$	$0,55 < C \leq 1,0$	$C > 1,0$
Sílica_SiO ₂ (ppb)	$C \leq 10$	$10 < C \leq 20$	$20 < C \leq 40$	$C > 40$
Cloreto_Cl (ppb)	$C \leq 3$	$3 < C \leq 6$	$6 < C \leq 12$	$C > 12$
Sulfato_SO ₄ (ppb)	$C \leq 3$	$3 < C \leq 6$	$6 < C \leq 12$	$C > 12$

Quadro 2.1 - Concentração de segurança de contaminantes para manutenção da qualidade do vapor

Legenda: ppb – partes por bilhão C – concentração do contaminante $\mu\text{S}/\text{cm}$ – microsiemens por centímetro

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

A operação da unidade geradora a nível normal (N) é fator preponderante para uma melhor confiabilidade e melhor desempenho em longo prazo do ciclo. O que exige ações corretivas apropriadas, para minimizar a duração e a frequência da entrada de contaminantes na turbina a vapor. Por esse motivo, o monitoramento da pureza química do vapor estabelece níveis de ação, segundo os quais determina o tempo permitido de exposição do equipamento aos contaminantes, como se verifica no Quadro 2.2.

Alvos	Horas Acumuladas Carga Base	Nível de Ação
N (Normal)	-	Valores em conformidade, longo prazo
1 (Nível Ação 1)	336 (2 semanas)	Potencial para corrosão e sedimentação de contaminantes, retornar a faixa normal dentro de uma semana
2 (Nível Ação 2)	48 (2 dias)	Corrosão e sedimentação de contaminantes, retornar a faixa normal dentro de 24 horas
3 (Nível Ação 3)	8	Potencial para dano de rápida corrosão, parar a unidade dentro de quatro horas

Quadro 2.2 - Níveis de ação segundo os riscos advindos da perda da qualidade de vapor

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

2.2.2 Caldeira de recuperação (HRSG)

A função da caldeira de recuperação é aproveitar ao máximo a energia térmica contida nos gases de exaustão da turbina a gás para geração de vapor.

A caldeira em estudo (Figura 2.13) é provida por três níveis de pressão (baixa, média e alta), todos em circulação natural, do tipo aquatubular. Dispõe de queimadores adicionais para queima suplementar e de uma seção de reaquecimento de vapor.

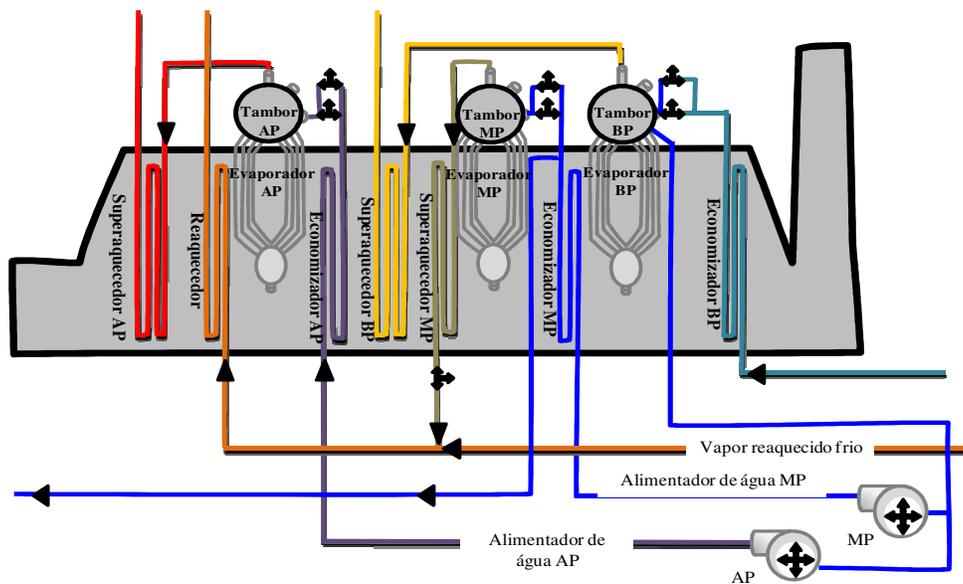


Figura 2.13 - Caldeira de recuperação da UTE Termopernambuco

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

O sistema de baixa pressão (BP) é composto por: bomba de condensado, economizador, tambor de baixa pressão, evaporador, superaquecedor e bombas de recirculação do economizador. A origem do fluxo de água de alimentação do sistema de BP é a bomba de condensado, a qual capta água do condensador, direcionando-a ao respectivo economizador, onde ocorre seu preaquecimento, antes de entrar no tambor propriamente dito. O controle de nível é efetuado por uma válvula de controle pneumática.

Uma parte da vazão de água de entrada no tambor de BP destina-se ao abastecimento do tambor de média e de alta pressão, e outra parte é usada para geração do vapor de BP. A água circula naturalmente no conjunto de tubos correspondentes ao evaporador, de modo a produzir vapor saturado na parte superior do tambor, na qual há uma saída de vapor saturado, rumo ao superaquecedor de BP. É no superaquecedor que o vapor saturado absorve mais energia térmica, transformando-se em vapor seco, o qual flui através das tubulações de vapor superaquecido de BP, rumo à seção de BP da turbina a vapor.

As bombas de água de recirculação do economizador de BP têm a função de controlar a temperatura da água de entrada no economizador de BP, de forma que a temperatura dos gases de exaustão, nas proximidades da chaminé, não atinja a temperatura de orvalho, evitando assim precipitação de contaminantes corrosivos nas superfícies das tubulações.

O sistema de média pressão (MP) é composto por bomba de água de alimentação, economizador, tambor de média pressão, evaporador e superaquecedor. A origem do fluxo de água de alimentação desse sistema é a bomba de alimentação de MP, a qual capta água do tambor de BP, direcionando-a ao respectivo economizador, onde ocorre seu preaquecimento, antes de entrar no tambor propriamente dito. O controle de nível é realizado por uma válvula de controle pneumática. Neste sistema, há uma linha de extração de água preaquecida, localizada na saída do economizador de MP, cuja função é enviar água aquecida ao *performance heater*, para propiciar o aquecimento do gás natural a ser enviado à turbina a gás.

Ao entrar no tambor de MP, a água circula naturalmente no conjunto de tubos correspondentes ao evaporador, de modo a produzir vapor saturado na parte superior do tambor, na qual há uma saída de vapor saturado, rumo ao superaquecedor de MP, onde o vapor saturado absorve mais energia térmica, transformando-se em vapor seco. Esse

vapor seco flui através das tubulações de vapor superaquecido de MP, rumo ao coletor de vapor reaquecido frio, oriundo da exaustão da seção de AP da turbina. Após esta etapa, o vapor é conduzido ao reaquecedor, transformando-se em vapor reaquecido quente.

O sistema de alta pressão (AP) é composto por bomba de água de alimentação, economizador, tambor de alta pressão, evaporador, atemperador de vapor e superaquecedor. A origem do fluxo de água de alimentação referente ao sistema de AP é a bomba de alimentação de AP. Tal bomba capta água do tambor de BP, direcionando-a ao respectivo economizador, onde ocorre seu preaquecimento antes de entrar no tambor propriamente dito. O controle de nível é realizado por uma válvula de controle pneumática.

Ao entrar no tambor de AP, a água circula naturalmente no conjunto de tubos correspondente ao seu evaporador, de modo a produzir vapor saturado na parte superior do tambor. No tambor de AP, em sua parte superior, há uma saída de vapor saturado, rumo ao superaquecedor de AP. É no superaquecedor que o vapor saturado absorve mais energia térmica, transformando-se em vapor seco. Este vapor superaquecido flui através das tubulações de vapor principal, rumo à seção de AP da turbina a vapor.

No circuito do superaquecedor de AP, há um atemperador, equipamento responsável pelo controle de temperatura do vapor principal de AP. A linha utilizada para esta atemperação corresponde a uma derivação no coletor de descarga da bomba de AP. Dessa forma, a bomba de água de alimentação de AP acumula as funções de alimentar o tambor de AP e atemperar o vapor superaquecido de AP, controlando sua temperatura.

O sistema de reaquecimento é composto pelos reaquecedores, como também pelo atemperador de vapor. A origem do vapor reaquecido frio corresponde a exaustão da seção de AP da turbina a vapor. Este vapor é direcionado à caldeira, onde se encontra com o vapor superaquecido de MP, para que seja introduzido na seção do reaquecedor.

O vapor reaquecido frio é reaquecido pelos gases quentes de exaustão da turbina de gás, nos feixes de tubos do reaquecedor. A temperatura de saída do vapor reaquecido quente, na saída do reaquecedor, é controlada mediante um atemperador, localizado nesse circuito de reaquecimento. A água de atemperação é oriunda da descarga da

bomba de alimentação de MP, a qual tem a função de alimentar o tambor de MP como de atemperar o vapor reaquecido quente, controlando sua temperatura.

O vapor reaquecido quente de cada caldeira é direcionado, através das tubulações de vapor reaquecido quente, à seção de MP da turbina a vapor.

Detalhados os componentes da central térmica e respectivas funções, cabe explicar os regimes de partida da turbina a gás e da turbina a vapor, bem como o regime normal de operação da central.

2.3 Regime de partida da central

De forma geral, a partida da central térmica pode ser resumida nas etapas abaixo descritas:

- Partida das bombas do circuito aberto de refrigeração – água do mar para o trocador de calor responsável pela retirada de energia térmica dissipada dos equipamentos e sistemas internos da central;
- Partida das bombas do circuito fechado de refrigeração – água desmineralizada que percorre todos os equipamentos e sistemas dissipadores de calor, a ser trocado com o trocador de calor da central;
- Partida dos compressores de ar responsáveis por fornecer ar comprimido às válvulas pneumáticas;
- Partida das bombas de água de circulação – água do mar como fonte fria do condensador;
- Partida da bomba de condensado – para alimentar os tambores de BP das caldeiras de recuperação;
- Partida das bombas de alimentação de MP das caldeiras;
- Partida das bombas de alimentação de AP das caldeiras;
- Partida das bombas de recirculação dos economizadores de BP das caldeiras;

- Partida da caldeira auxiliar, a gás natural – selagem da turbina a vapor e preaquecimento da mesma;
- Partida das bombas de vácuo do condensador;
- Partida das turbinas a gás;
- Partida da turbina a vapor.

Os dois últimos passos merecem especial atenção e são detalhados a seguir.

2.3.1 Partida das turbinas a gás

Antecedendo o processo de partida da turbina a gás, faz-se necessário assegurar que todos os permissivos de partida, relacionados aos dispositivos periféricos auxiliares da unidade, tenham sido cumpridos.

Estando todos os equipamentos periféricos em conformidade e sendo atendidas as verificações de prepartida, pode-se iniciar uma sequência de partida automática da unidade, na sala de controle da central.

A sequência automática envia um comando de partida a turbina a gás selecionada como líder. O sistema de partida estático (inversor de frequência) começa a alimentar o gerador como motor síncrono, de forma a acelerar o conjunto gerador/turbina, até atingir uma velocidade necessária para efetuar a purga completa dos gases de combustão na HRSG (caldeira de recuperação). A velocidade de purga está na faixa aproximada de 24% da velocidade nominal do conjunto, com duração de quinze minutos.

A purga é um processo por meio do qual os combustores, a turbina e a HRSG recebem uma vazão de ar, correspondente a quatro vezes o volume da HRSG, por meio do compressor da turbina a gás.

Concluída a purga, o inversor de frequência reduz a velocidade do conjunto; desacelerando o mesmo, até atingir a velocidade de queima, que corresponde a aproximadamente 15% da velocidade nominal da unidade, quando, então, a combustão é iniciada, nos primeiros bicos injetores (PM1 e PM2).

Até atingir a carga base da unidade, as válvulas de controle do sistema de combustão são moduladas da seguinte forma:

- O PM1 e o PM2 entram em operação e estabilizam a combustão;
- Após estabilizar a combustão, o gás do PM1 é interrompido e a chama permanece nos dois bicos referentes aos injetores do PM2;
- O PM2 segue até que a velocidade da unidade atinja 95% da velocidade nominal;
- A partir de 95% da velocidade nominal, ocorre à desconexão total do inversor de frequência de partida;
- Na desconexão do inversor, o PM1 assume e o PM2 é interrompido, até alcançar a velocidade nominal;
- O PM1 permanece até que a temperatura de chama atinja 1.500°F (815°C), na qual há a sincronização da unidade;
- Em 1.500°F de temperatura de chama, o PM1 e o PM2 voltam a manter contínua a combustão da unidade;
- Após a temperatura de chama ultrapassar 1.550°F (840°C), o fluxo do gás combustível é deslocado para os bicos PM1 e PM3, perfazendo um total de quatro bicos injetores em operação (um correspondente ao PM1 e três ao PM3);
- Quando a temperatura de chama atinge o intervalo entre 2.050°F (1.120°C) e 2.150°F (1.175°C), o fluxo de gás para o PM1 é interrompido, mas é reiniciado para os injetores correspondentes ao PM2;
- Em um breve intervalo de tempo, o fluxo de gás inicia-se nos bicos quaternários;
- Acima de 2.150°F (1.175°C), o fluxo de gás se estabiliza para todos os bicos, significando que a unidade atingiu a carga base.

O detalhamento da modulação das válvulas de controle do sistema de combustão, desde a partida da unidade até atingir a carga base (unidade sincronizada) tem efeito didático, visto que, na prática, essa sequência requer a inclusão do período

em que a unidade a gás é submetida ao ajuste de temperatura dos gases quentes de exaustão, de forma a evitar o *stress* térmico da turbina a vapor, durante seu regime de partida. O que se constitui em uma exigência para o ciclo combinado.

A temperatura do vapor é controlada pelo ajuste da temperatura dos gases quentes de exaustão das turbinas a gás. As unidades a gás não podem assumir uma potência muito elevada antes que seja efetuada a partida da turbina a vapor. Desta forma ao efetuar o sincronismo das unidades a gás, as mesmas assumem uma carga mínima, correspondente a 7,5% de sua potência nominal e as pás móveis, situadas no primeiro estágio do compressor (IGVs), são abertas lentamente, de forma a controlar a temperatura dos gases de exaustão e, indiretamente, a temperatura do vapor, necessário ao início da rotação da turbina a vapor.

Quando da sincronização da unidade líder, automaticamente ocorre o processo de partida da unidade reserva, de forma que esta unidade realize os mesmos passos da unidade acionada anteriormente, até alcançar seu valor de potência mínima.

Embora os detalhes técnicos da partida da turbina a vapor sejam abordados no item subsequente, cabe ressaltar que as temperaturas internas do metal da superfície da turbina a vapor são usadas para calcular as temperaturas alvo dos gases de exaustão das turbinas a gás. Para minimizar as tensões térmicas (*stress* térmico) da turbina a vapor, durante uma partida a frio, é recomendável que a temperatura do vapor esteja 200°F (95°C) acima da menor temperatura da superfície interna da seção de média pressão da turbina a vapor (pressão intermediária). Para uma partida a quente, essa diferença de temperatura deve permanecer no patamar de 250°F (120°C).

Ao atingir o valor alvo da temperatura do vapor, surge um permissivo para que o processo de partida da turbina a vapor seja iniciado. À medida que a turbina a vapor aumenta a velocidade, gradualmente ela vai se aquecendo. Ao chegar a sua rotação nominal, faz-se necessário efetuar seu comando de sincronismo, com posterior comando de carregamento. Ao final do carregamento da turbina a vapor, o controle de temperatura dos gases de exaustão das turbinas a gás e o comando de carga mínima são desativados, o que as libera para que atinjam seu valor de carga base.

Durante o carregamento das turbinas a gás, há a elevação da temperatura do vapor até o máximo de 1.050°F (565°C), que corresponde à temperatura de saída do superaquecedor de alta pressão das HRSG.

O processo de carregamento das turbinas a gás é realizado de forma gradual. No início, as turbinas elevam sua potência, desde o valor da carga mínima até 30 MW. Ao atingir este patamar de carga a energia térmica dos gases de exaustão é suficiente para elevar a temperatura da água de média pressão das HRSG, a fim de que o processo de aquecimento do gás natural seja iniciado, por meio do *performance heater* (trocador de calor).

Ao atingir a temperatura alvo do gás natural (185°C), aumenta-se a carga das turbinas a gás até o valor de carga base. À medida que as turbinas a gás vão assumindo mais carga da rede, a temperatura dos gases de exaustão se eleva, implicando no aumento da pressão nos tambores das HRSG. Decorre daí o aumento de carga da turbina a vapor, ou seja, com o aumento da temperatura dos gases de exaustão resulta no alcance do valor base de geração da turbina a vapor, motivado pelo aumento de pressão nos coletores de vapor.

2.3.2 Partida da turbina a vapor

Estando as duas turbinas a gás sincronizadas a uma carga correspondente ao controle de temperatura dos gases de exaustão (17 MW), há a geração de vapor de AP (alta pressão), MP (média pressão) e BP (baixa pressão) nas respectivas caldeiras de recuperação.

À medida que a temperatura nas caldeiras aumenta, eleva-se a pressão nos coletores de vapor e as válvulas de *bypass* vão sendo moduladas, de forma a controlar essa pressão. No regime de partida, as válvulas de *bypass* desviam os vapores gerados nas caldeiras de recuperação rumo ao condensador, sem prejudicar a regulação de nível dos tambores, reduzindo a pressão e a temperatura do vapor a ser desviado, a valores correspondentes ao do coletor de destino.

Um esquema, abrangendo todo o percurso do vapor durante o regime de partida, pode ser observado na Figura 2.14, no qual as setas em vermelho indicam o fluxo de vapor principal, desviado da seção de AP da turbina, por meio da válvula de *bypass* de AP. Esse vapor principal mistura-se ao vapor superaquecido de MP, em direção ao reaquecedor de cada caldeira. Após efetuar o reaquecimento, o vapor é enviado diretamente ao condensador, via válvula de *bypass* de MP; fluxo este representado pelas

setas na cor laranja. Ao passar pelo reaquecedor, o vapor reaquecido frio passa a ser denominado reaquecido quente. Por sua vez, o vapor de baixa pressão, representado pelas setas na cor amarela, é enviado diretamente ao condensador, via válvula de *bypass* de BP.

Observa-se que todos os vapores gerados são direcionados ao condensador e desviados das seções da turbina. Este processo de *bypass* é mantido até que se atinja a qualidade de vapor esperada, como também os níveis operacionais de pressão de partida da turbina a vapor dos coletores de cada caldeira, os quais correspondem à pressão de: 50,6 bar, nos coletores de vapor principal, 6 bar, nos coletores de MP, e 4,5 bar, nos coletores de baixa pressão. Atingidas estas condições, inicia-se o processo de rotação da turbina a vapor.

Antes de iniciar o processo de rotação da turbina a vapor, deve ser selecionado o tipo de partida da unidade em conformidade com o valor de temperatura do metal (T_m) da seção de MP da unidade, pelo fato desta seção ser a responsável por iniciar a partida da máquina. As amplitudes de temperatura para cada tipo partida são:

- Partida fria, $T_m < 400^\circ\text{F}$ ($T_m < 205^\circ\text{C}$);
- Partida aquecida, $400^\circ\text{F} < T_m < 700^\circ\text{F}$ ($205^\circ\text{C} < T_m < 370^\circ\text{C}$);
- Partida quente, $T_m > 700^\circ\text{F}$ ($T_m > 370^\circ\text{C}$).

Definido o tipo de partida, é necessário verificar as condições de todos os aparatos auxiliares da unidade em operação. Dois itens de fundamental importância para o funcionamento da turbina a vapor são: a selagem da turbina (entre os mancais e o eixo), obtida a partir de uma caldeira de vapor auxiliar dedicada e o vácuo no condensador, alcançado inicialmente por meio das bombas a vácuo.

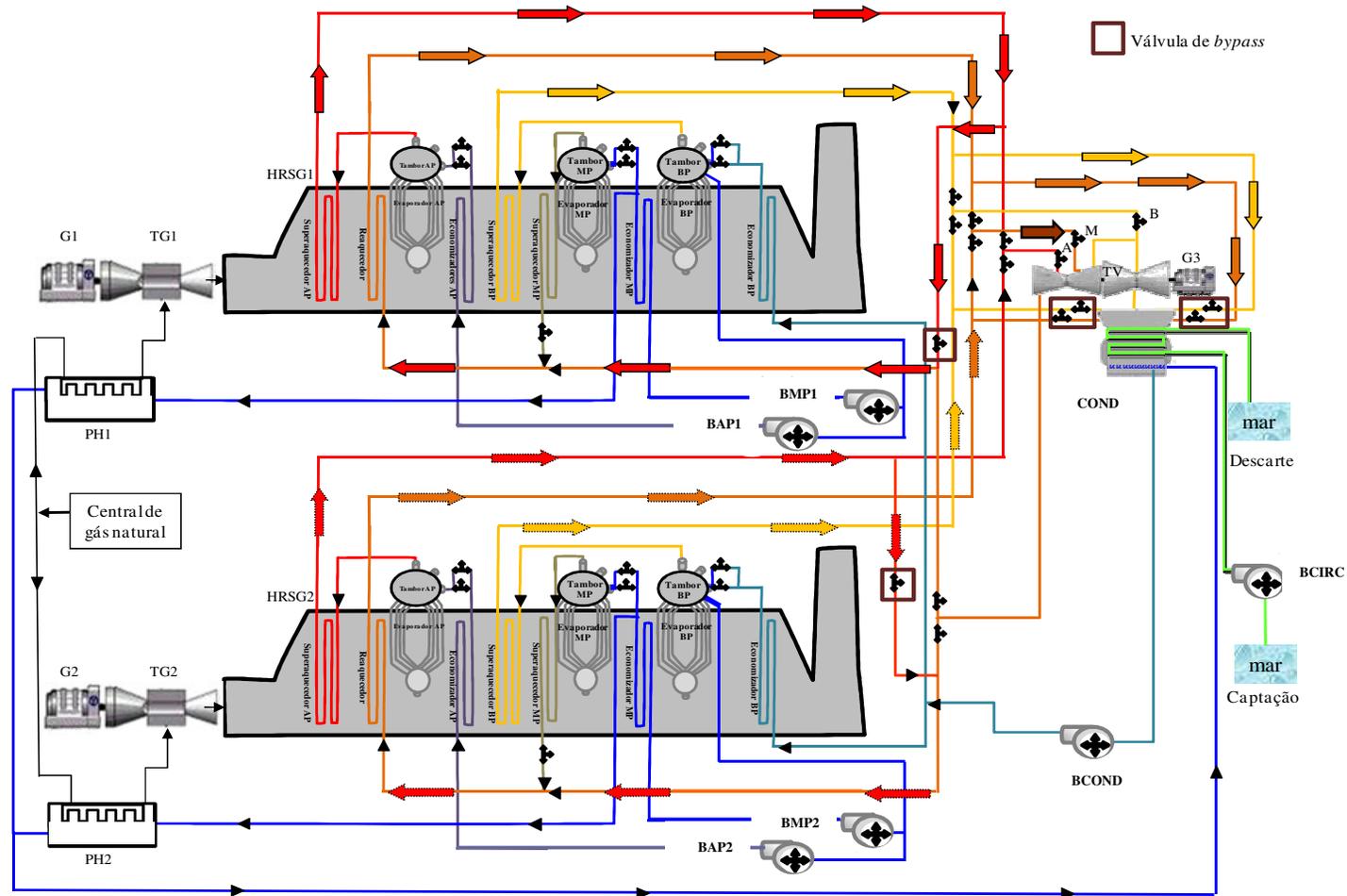


Figura 2.14 - Fluxo de vapor no regime de partida da turbina a vapor

Legenda: G1/G2/G3 – gerador TG1/TG2 – turbina a gás HRSG1/HRSG2 – caldeira de recuperação BMP1/BMP2 – bomba de média pressão BAP1/BAP2 – bomba de alta pressão BCOND – bomba de condensação BCIRC – bomba água de circulação PH1/PH2 – performance heater (aquecedor gás)

Fonte: figura adaptada do Manual de treinamento da UNIFEI

O processo de rotação do eixo da turbina é realizado de forma gradual, obedecendo a três estágios de velocidade. No primeiro estágio, a rotação obedece a uma rampa determinada pelo controlador até atingir a velocidade de 1.000 rpm. Após estabilização desse estágio, a rotação volta a aumentar até atingir a velocidade de 3.000 rpm, quando se faz necessária pequena pausa para que o óleo de lubrificação da turbina aqueça de 85°F até 120°F, bem como para o monitoramento do comportamento do *stress* térmico do eixo da turbina, o que tornará possível efetuar aumento progressivo de carga, *a posteriori*, sem que sejam necessárias novas paradas para estabilização desse *stress*. Alcançada a temperatura alvo do óleo de lubrificação, executa-se o último estágio, que corresponde ao aumento da rotação da unidade até seu valor nominal (3.600 rpm).

O processo de rotação da unidade sempre é iniciado pela seção de MP da turbina, ou seja, os vapores de AP permanecem sendo desviados pelas válvulas de *bypass* de alta pressão rumo aos reaquecedores, até que o vapor reaquecido quente das duas caldeiras inicie o processo de rotação, quando da abertura das válvulas de controle de média pressão (“M”), fluxo este indicado por uma seta na cor marrom, na Figura 2.14.

Ao atingir sua velocidade nominal o comando de sincronismo é efetuado e o processo de carregamento da unidade é iniciado. Durante o carregamento da turbina a vapor, as válvulas de controle de média pressão da turbina recebem um comando gradual de abertura, de forma a aumentar o fluxo mássico de vapor para a seção de média da turbina. Quando esse fluxo atinge 50% de sua capacidade, dispara um alarme de alerta para que seja dado o comando de fluxo direto, quer dizer, tenha início a injeção de vapor superaquecido de alta pressão na seção de AP da turbina, bloqueando o desvio desse vapor. Nesse intervalo, as válvulas de controle de alta pressão, representadas pela letra “A” na Figura 2.14, recebem o comando de abertura lento, para que o vapor superaquecido de alta pressão das duas caldeiras forneça mais torque à turbina a vapor, aumentando seu carregamento.

Vale salientar que, concomitante à abertura das válvulas de controle de alta e média pressão da turbina a vapor, as válvulas de *bypass*, que realizam o controle de alta e de média pressão dos coletores de vapor das caldeiras, entram em processo de

fechamento, até assumirem a posição de fechadas. Este processo é efetuado gradualmente, de forma que o carregamento da turbina a vapor seja estável, sem prejudicar o controle de nível dos tambores das caldeiras e o controle de pressão dos coletores de vapor.

Nessa etapa, as válvulas de *bypass* de média pressão encontram-se completamente fechadas e as válvulas de *bypass* de alta pressão continuam efetuando o processo de fechamento, até atingir 10% de abertura. Ao atingir esta posição, o controle de pressão das caldeiras passa a ser efetuado pelas válvulas de controle de alta pressão da turbina (“A”) e não mais pelas válvulas de *bypass*. A partir de então, as válvulas de controle de média pressão (“M”) encontram-se totalmente abertas e as válvulas de controle de alta pressão (“A”) passam a efetuar o controle de pressão das caldeiras conforme valor predefinido pelo controlador.

Ao passar o controle de pressão dos vapores das caldeiras para as válvulas de controle de alta pressão da turbina (“A”), as válvulas de *bypass* de alta pressão fecham por completo, de forma que todo o vapor superaquecido de alta pressão das duas caldeiras passa pela seção de alta pressão da turbina a vapor. Após passar pela seção de alta pressão, o vapor reaquecido frio é direcionado para os reaquecedores das caldeiras, passando a ser denominado de vapor reaquecido quente. Este vapor é direcionado à seção de média pressão da turbina, sofrendo uma expansão e sendo direcionado à seção de baixa pressão da unidade, seguindo ao condensador.

Após essas etapas, é dado o comando de alinhamento do vapor de baixa pressão de cada caldeira para a seção de BP da turbina, através da abertura da válvula de controle de baixa pressão (representada pela letra “B” na Figura 2.14), com posterior fechamento das válvulas de *bypass* de baixa pressão.

Ao final do carregamento da turbina a vapor, não se faz mais necessário o controle de temperatura dos gases de exaustão das turbinas a gás. O operador fixa a potência das unidades a gás para 30 MW, para que o gás natural possa ser aquecido, a temperatura alvo de 185°C, resultando no permissivo para alcance de carga base dessas unidades. À medida que as unidades a gás vão absorvendo mais carga da rede elétrica, a temperatura dos gases de exaustão vai aumentando cada vez mais, aumentando assim as pressões dos vapores gerados pelas caldeiras. Como o controle de pressão é efetuado pelas válvulas de controle de alta pressão (“A”) da turbina a vapor, as mesmas vão

abrindo lentamente, controlando a pressão nos coletores do vapor principal, o que resulta em maior fluxo mássico de vapor fluindo pela turbina a vapor, implicando no aumento da carga da unidade. Ao se estabilizar todo esse processo, afirma-se que o ciclo atingiu seu valor de carga base.

Os tempos de partida, até o ciclo alcançar o valor de carga base, dependem do tipo de partida efetuado. No Quadro 2.3 pode-se verificar as válvulas de partida que são moduladas para cada tipo de partida. Vale ressaltar que estas válvulas assumem a posição de fechadas quando a turbina a vapor passa a admitir vapor de AP (fluxo direto).

Tipo Partida	Duração*	Válvulas Partida Moduladas
Frio	-	RFDV
Aquecida	-	RFDV + RFV
Quente	-	RFDV + RFV

Quadro 2.3 - Tempos de Partida do Ciclo da Termopernambuco

Nota: * - Por solicitação da Termopernambuco, a duração das partidas não pôde ser inserida neste Quadro

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

2.4 Regime normal de operação da Central

Concluído o detalhamento do regime de partida do ciclo em estudo, resta abordar o circuito ar/gases e o circuito água/vapor, em regime permanente, com base no balanço térmico de projeto do ciclo.

Partindo do ponto em que as três unidades encontram-se estabilizadas e o ciclo operando em carga base, um esboço abrangendo todo o percurso de água e vapor, em regime permanente, pode ser constatado na Figura 2.15.

As setas em vermelho indicam o fluxo de vapor principal, passando pela seção de AP da turbina. Esse vapor, após ser expandido, retorna à respectiva caldeira, onde se mistura com o vapor superaquecido de MP, em direção ao reaquecedor.

Após efetuar o reaquecimento, o vapor reaquecido quente é expandido na seção de MP da turbina, fluxo este representado pelas setas na cor laranja, misturando-se, a

seguir, com o vapor superaquecido de baixa pressão, representado pelas setas na cor amarela, do que decorre uma expansão final na seção de BP da unidade.

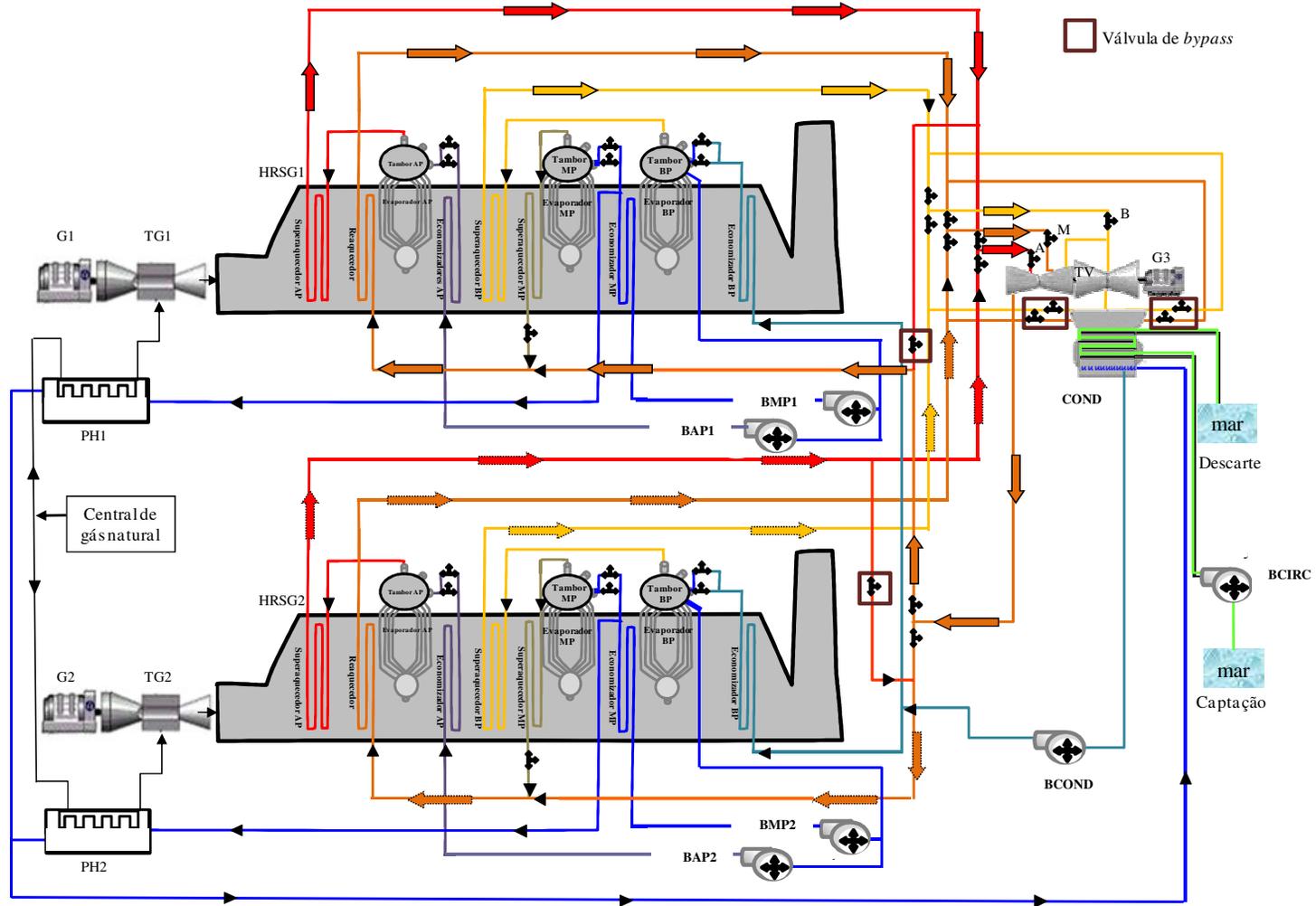


Figura 2.15 - Fluxo de vapor no regime de permanente

Fonte: Manual de treinamento da UNIFEI (figura adaptada para representação do ciclo da Termopernambuco)

2.4.1 Circuito ar/gases

Este circuito abrange desde a entrada de ar nos compressores das turbinas a gás, até a exaustão dos gases quentes pela chaminé.

O ar atmosférico passa pelos elementos filtrantes da turbina a gás; é comprimido na seção do compressor da unidade, rumo às câmaras de combustão. Com a entrada do gás natural nas câmaras de combustão e com a centelha das velas de ignição, a combustão é iniciada e continuada, de forma que os gases de exaustão se expandem, na seção da turbina, rumo à chaminé. Esses gases, ao passarem ao longo da caldeira, cedem energia térmica à água, propiciando a geração de vapor. No Quadro 2.4, estão expressos os valores correspondentes ao balanço térmico de projeto desse circuito.

Ponto	Descrição	Fluxo [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]
1 e 1'	Ar na entrada do compressor	423,08	1,003	23,20
4 e 4'	Exaustão turbina	435,14	1,047	613,50
5 e 5'	Exaustão chaminé	435,14	-	87,50
6 e 6'	Gás natural câmara de combustão	9,76	-	185,00

Quadro 2.4 - Balanço térmico de projeto circuito ar/gases

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

2.4.2 Circuito água/vapor

Esse circuito abrange os seguintes sistemas:

- Sistema de alimentação de condensado;
- Sistema de água de alimentação de MP (média pressão);
- Sistema de água de alimentação de AP (alta pressão);
- Sistema de água de circulação;
- Sistema de vapor de AP (alta pressão);

- Sistema de vapor de MP (média pressão);
- Sistema de vapor de BP (baixa pressão).

O sistema de alimentação de condensado, representado pela bomba de condensado, realiza a sucção da água do condensador, rumo aos tambores de BP das caldeiras. A temperatura de envio do condensado corresponde à temperatura de saturação, equivalente ao vácuo no condensador. Antes de o condensado chegar aos tambores de BP das caldeiras, ele realiza troca térmica no condensador de vapor de selagem, servindo como fonte fria, o que provoca elevação de sua temperatura, antes mesmo de chegar aos economizadores de BP. Ao passar pelos economizadores de BP, o condensado sofre preaquecimento, sendo finalmente conduzido aos devidos tambores.

Através do sistema de água de alimentação de MP, representado pelas bombas de água de alimentação de MP, a água flui desde o tambor de BP ao tambor de MP, efetuando a alimentação do mesmo. Uma fração da água, que passa pelo economizador de MP, é enviada ao *performance heater*, ou seja, ao aquecedor de gás natural, a fim de aquecer o gás combustível a ser queimado na câmara de combustão das turbinas a gás.

Da mesma forma acontece com o sistema de água de alimentação de AP, representado pelas bombas de água de alimentação de AP, que são responsáveis pelo envio de água do tambor de BP ao tambor de AP, efetuando a alimentação do mesmo.

O sistema de água de circulação, representado pela bomba de sucção de água do mar, rumo ao condensador, tem grande importância na manutenção do vácuo no condensador. A água captada passa pelos tubos de titânio do condensador, onde absorve o calor latente do vapor, retornando à bacia de descarte, na qual dissipa calor, para que possa ser enviada aos emissários subterrâneos, retornando ao mar.

No Quadro 2.5, estão expressos os valores correspondentes ao balanço térmico de projeto, referentes ao circuito água/vapor do ciclo em carga base.

Ponto	Descrição	Fluxo [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]
17	Condensado sucção da bomba	148,79	0,07	40,00
18	Condensado descarga da bomba	148,79	20,38	40,20
19 e 19'	Condensado para tambor de BP	74,39	14,95	41,00
21 e 21'	Água alimentação tambores MP e AP	66,43	6,20	148,30
21a e 21a'				
22 e 22'	Descarga bomba MP	12,87	43,97	149,00
24 e 24'	Descarga bomba AP	53,57	201,00	152,00
28 e 28'	Água aquecedor de gás	5,73	43,53	217,10
20a e 20a'	Tambor de BP	-	4,55	148,30
23a e 23a'	Tambor de MP	-	27,09	228,30
25a e 25a'	Tambor de AP	-	108,60	317,10
30	Água do mar entrada condensador	10.380,83	3,45	29,00
31	Água do mar saída condensador	10.380,83	2,84	36,50
7 e 7'	Vapor superaquecido de AP - HRSG	53,57	103,90	566,80
10a e 10a'	Vapor superaquecido de MP - HRSG	6,94	26,22	303,70
14 e 14'	Vapor superaquecido de BP - HRSG	7,96	4,41	301,00
8	Vapor superaquecido de AP - entrada TV	107,14	101,80	565,70
9	Vapor superaquecido de AP - saída TV	104,38	26,22	364,10
12	Vapor reaquecido quente - entrada TV	118,64	23,66	565,80
16	Vapor entrada condensador	136,87	0,07	40,00

Quadro 2.5 - Balanço térmico de projeto circuito água/vapor

Fonte: Manual de O & M Termopernambuco

2.5 Conceitos básicos da análise exérgica

Descritos os componentes do ciclo combinado, é necessário discorrer, ainda que brevemente, sobre o tema central deste trabalho, definindo exergia e explicando os fundamentos da análise exérgica do ciclo combinado.

Exergia é considerada o maior trabalho teórico, possível de ser obtido, em um determinado sistema, quando da interação desse sistema com o meio ambiente, até o ponto de equilíbrio (Moran *et al.*, 2002).

De forma mais simples, pode-se afirmar que exergia representa o potencial, em um determinado ponto, que pode ser utilizado para uso específico, ou seja, para realização de trabalho útil. A exergia não apenas pode ser destruída por irreversibilidades, como também pode ser transferida de um sistema para outro.

A ferramenta de análise exérgica permite avaliar o modo como o recurso energético (insumo) está sendo utilizado. Por meio da redução da destruição de exergia, no interior de um sistema, ou perdas, pode-se obter trabalho útil de forma mais eficiente. A exergia total de certo sistema é composta por duas parcelas: exergia termomecânica ou física e exergia química.

Um das grandes vantagens da análise exérgica, quando comparada à análise energética, é que ela permite efetuar os cálculos do uso eficaz da fonte de energia cedida, de forma a quantificar tudo o que foi destruído como também o que foi perdido pelo processo (Tsatsaronis, 1993).

Realizando um paralelo entre a análise energética e exérgica de certo sistema tem-se como resultado o Quadro 2.6.

Análise Energética	Análise Exérgica
Não permite avaliar a utilização dos recursos energéticos disponíveis	Permite efetuar avaliação dos recursos energéticos disponíveis, de modo a identificar as destruições e/ou perdas de exergia
Não permite inferir que pontos necessitam ser melhorados no processo	Ferramenta de oportunidade de melhorias no processo, identifica as causas e calcula a magnitude das perdas exérgicas
Pode-se observar a conservação da energia, nos mecanismos de conversão energética. A mesma não pode ser destruída	A exergia não se conserva, pode ser destruída e/ou transferida nos processos

Quadro 2.6 - Comparação entre análise energética e exérgica

A exergia termomecânica ou física é definida como o trabalho máximo obtido em processos reversíveis, quando uma quantidade de matéria é levada do estado inicial (P e T) ao estado de equilíbrio de pressão e temperatura do meio ambiente (P_0 e T_0), estado este conhecido como de referência, o qual envolve somente as interações de pressão e temperatura com o meio ambiente (Kotas, 1985).

Se um sistema, situado em uma região do espaço, dispõe de pressão e temperatura maior que a do ambiente, há um potencial em relação ao meio. Quando a pressão e a temperatura do sistema se igualam às do meio, afirma-se que esse é o estado inativo restrito ou estado morto, portanto sem capacidade de gerar trabalho ou calor. Devido a esse fato, a exergia física de um sistema é a propriedade termodinâmica que depende tanto do estado termodinâmico em que se encontra o sistema, quanto das

condições do meio ambiente, expressando a máxima capacidade que o sistema possui para causar mudanças, interagindo com o meio.

A exergia química representa o trabalho que pode ser obtido em certo sistema, por uma substância química, desde sua condição inicial até a condição de equilíbrio químico com o meio ambiente (Moran *et al.*, 2002).

O objetivo fundamental da análise exérgica é identificar os pontos (regiões) nos quais ocorre destruição de exergia e perdas, o que possibilita focar maior atenção nos aspectos operacionais do sistema, com o intuito de oferecer maiores oportunidades de melhoria, no tocante ao aproveitamento energético. Ela consiste no emprego simultâneo da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica, aplicadas à avaliação de desempenho de processos de conversão de energia, permitindo a efetiva avaliação termodinâmica dos processos, uma vez que quantifica as irreversibilidades, que ocorrem durante o desenvolvimento desses processos (Negri *et al.*, 1997).

3 - METODOLOGIA

Neste capítulo são abordadas as duas metodologias termodinâmicas de análise aplicadas a sistemas térmicos, a energética e a exergética.

A metodologia de análise energética, aqui considerada, diz respeito ao teste de *performance* atualmente adotado pela central térmica, cujo objetivo é mensurar a degradação do ciclo, ao longo da vida útil da central. Por meio desta ferramenta, torna-se possível comparar os valores estimados de degradação de potência líquida e da taxa de calor específica do ciclo, indicados pelo fabricante das máquinas, com os valores obtidos pelo procedimento de teste.

Com relação à metodologia de análise exergética, foram abordados os conceitos e as equações para o cálculo da exergia dos pontos mapeados no ciclo, assim como das destruições exergéticas dos principais equipamentos, possibilitando o levantamento do balanço de exergia. Por meio desta metodologia, foi possível determinar o perfil do comportamento da eficiência exergética do ciclo ao longo da vida útil da central, como também verificar o comportamento da eficiência exergética do ciclo, em função das variáveis de processo.

3.1 Considerações gerais

As premissas, consideradas nesse trabalho, tanto para análise energética, como para análise exergética, foram:

- Estado de referência do meio ambiente: pressão $P_0 = 1,013$ bar (101,3 kPa) e temperatura $T_0 = 298,15$ °K (25°C);
- Operação do ciclo em regime permanente;
- Desconsideradas as energias cinéticas e potenciais dos fluidos;
- Processos adiabáticos, para todos os equipamentos que compunham o ciclo.

3.2 Teste de *performance* da UTE Termopernambuco

Ao longo da vida útil, as turbinas a gás vão apresentando redução em seu desempenho, devido ao surgimento de perdas, classificadas como recuperáveis ou não-recuperáveis. A perda recuperável está geralmente associada à sujeira no compressor da máquina, a qual pode ser parcialmente removida com lavagem, utilizando detergente especial, ou, de maneira mais completa, por meio de limpeza mecânica das aletas fixas e móveis do compressor, após abertura da unidade. A perda não-recuperável é causada por alterações no acabamento da superfície das aletas fixas e móveis da turbina, como também das peças submetidas a altas temperaturas, no interior da máquina. Para estes casos, é necessária a substituição das peças comprometidas, em intervalos de inspeção recomendados pelo fabricante. Na turbina a gás em estudo, a cada 12.000 horas de funcionamento, é realizada uma intervenção dessa natureza.

3.2.1 Parâmetros para o teste de *performance*

Após cada intervenção na turbina a gás, o desempenho global do ciclo deve ser comprovado, para verificar o comportamento da central como um todo. Essa comprovação está regida pelo contrato de compra e venda entre o cliente e o fornecedor das turbinas, constando como cláusula o acompanhamento do desempenho das máquinas, de forma a implicar em bônus ou multas, por parte do fabricante, caso o ciclo não obedeça às curvas de degradação predeterminadas de potência líquida e de taxa de calor específica líquida.

Habitualmente, a realização do primeiro teste de *performance* do ciclo deve ser realizado logo após a conclusão da instalação das máquinas em campo. Dados, como potência líquida e taxa de calor específica líquida, são calculados e corrigidos para a condição de garantia, para servirem de parâmetros de comparação com os valores contratuais. O primeiro teste deve, preferencialmente, ser executado tão logo quanto possível, com as máquinas limpas e em estado de novas. Em geral, segundo o fabricante da turbina a gás em estudo, a máquina é considerada nova e limpa ao apresentar um período de acionamento operacional inferior a 200 horas de fogo. Os valores da

potência líquida corrigida e da taxa de calor específica líquida corrigida obtidos no primeiro teste de *performance*, são de fundamental importância para o levantamento do perfil de base do ciclo.

Os procedimentos do teste de *performance* e os métodos de cálculo, adotados na central, são padronizados conforme os códigos da *American Society of Mechanical Engineers* (ASME):

- PTC-6-1996, que provê técnicas de medição, por meio de instrumentação de precisão, para determinar a *performance* da turbina a vapor, em plantas de ciclo combinado, de geração de energia, como também em plantas de cogeração;
- PTC-22-1997, que provê métodos para a obtenção da correção da potência de saída e da eficiência térmica das turbinas a gás, para as condições contratuais, ou seja, padrão (*standard*);
- PTC-46-1996, que provê métodos e procedimentos uniformes para a obtenção dos valores de potência e da taxa de calor de plantas de ciclos combinados, de geração de energia, como também em plantas de cogeração.

Para inicialização do teste, é necessário que todos os instrumentos, utilizados para coleta das variáveis primárias das máquinas, tenham sido inspecionados e calibrados. Para validação do teste, devem ser realizados, no mínimo, quatro conjuntos completos de leituras de cada variável considerada, com intervalos de registro de um minuto, no período de uma hora de operação, para cada teste, estando o ciclo em carga base. Não deve ser considerada a operação da queima suplementar das HRSG, como também a operação dos resfriadores evaporativos na entrada da seção do compressor das turbinas a gás, ou seja, esses equipamentos devem permanecer fora de operação, durante o período do teste, pois os valores contratuais de potência líquida e de taxa de calor específica líquida não contemplam sua operação.

As condições nominais de operação de referência, apresentadas no Quadro 3.1, são atingidas por meio da aplicação de alguns fatores de correção, recomendados pelo fabricante das máquinas, de forma a possibilitar o ajuste dos valores medidos na condição em que o teste foi realizado, a uma base única, permitindo a comparação com os valores contratuais.

Item	Parâmetros	Valor Nominal	Unidades
Ambiente			
1	Temperatura	25,50	°C
2	Umidade relativa (%)	79,80	-
3	Pressão barométrica	1,01	bar
Turbina a Gás			
4	Temperatura de ar entrada compressor	23,23	°C
5	Umidade de ar entrada compressor (%)	-	-
6	Fator de potência do gerador	0,85	atrasado
7	Rotação da unidade	3.600,00	rpm
8	Queda de pressão na entrada	-	mm H ₂ O
9	Queda de pressão na exaustão	-	mm H ₂ O
10	Temperatura do gás combustível	-	°C
11	PCI do combustível	-	kJ/kg
12	Relação H/C combustível	3,78	-
Turbina a Vapor			
13	Fluxo de vapor de AP	-	kg/h
14	Pressão de vapor de AP	-	bar
15	Temperatura de vapor de AP	-	°C
16	Temperatura vapor reaquecido quente	-	°C
17	Queda pressão reaquecedor (%)	-	-
18	Fluxo vapor de MP	-	kg/h
19	Fluxo vapor de BP	-	kg/h
20	Entalpia vapor de BP	-	kJ/kg
21	Vácuo no condensador	-	mm Hg
22	Fator de potência do gerador	0,85	-

Quadro 3.1 - Valores nominais referência ciclo combinado Termopernambuco

Nota: Por solicitação da Termopernambuco, os campos vazios não puderam ter os valores de referência inseridos

As grandezas calculadas no teste de *performance* correspondem a potência líquida e a taxa de calor específica líquida do ciclo, sendo esta última baseada no poder calorífico inferior do combustível (PCI). Na Figura 3.1, o diagrama unifilar da UTE Termopernambuco apresenta os pontos de medição de potência bruta das unidades de geração, necessários para as equações utilizadas no procedimento de teste.

Para calcular a potência líquida total, com o valor da potência bruta das unidades de geração, deve-se subtrair o consumo da excitação dos alternadores, como também dos auxiliares, referentes ao funcionamento de cada unidade de geração. As demais cargas auxiliares da planta, correspondentes a outros sistemas, não entram na base de cálculo da potência líquida total da planta.

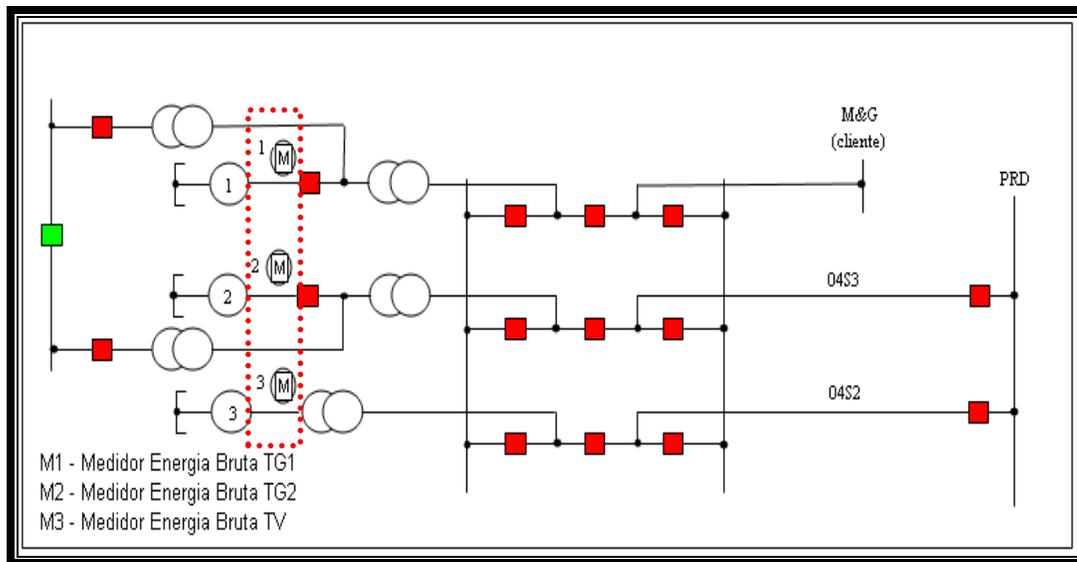


Figura 3.1 - Diagrama unifilar da Termopernambuco indicando os pontos de medição de potência bruta

Para realização do teste de *performance*, a central térmica deve atingir seu estado de regime permanente. No Quadro 3.2, são detalhados os parâmetros a serem monitorados, seus limites de variação e as condições de monitoramento, cuja obediência permite afirmar que o ciclo atingiu seu regime permanente de operação, sendo possível iniciar os registros das variáveis consideradas para os devidos cálculos.

As variáveis de processo são gravadas em um servidor da central, onde, por meio de um programa específico, pode-se realizar a busca das variáveis de interesse para desenvolvimento de estudos e/ou análise de tendências.

Pelo fato de o gás natural, combustível utilizado nas turbinas a gás, integrar um dos itens de referência do Quadro 3.1, ele deve ser submetido à análise de composição, para determinação da relação H/C; assim como do valor do PCI. Para isso, caso não haja cromatógrafo na linha de alimentação do gás natural, devem ser providenciadas garrafas metálicas especiais, para a retirada de amostras a serem submetidas à análise em laboratório específico.

Item	Parâmetros	Monitoramento	Limite Variação	Regra
1	Temperatura entre estágios da turbina	Antes e durante o teste	$\pm 2,8^{\circ}\text{C}$	Intervalo de 15 min
2	Temperatura ambiente	Durante o teste	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$	Uma amostra não deve superar a média
3	Pressão barométrica	Durante o teste	$\pm 0,5\%$	"
4	Potência gerada	Durante o teste	$\pm 2,0\%$	"
5	Fator de potência	Durante o teste	$\pm 2,0\%$	"
6	Pressão gás combustível	Durante o teste	$\pm 1,0\%$	"
7	Velocidade turbina	Durante o teste	$\pm 1,0\%$	"
8	Fluxo vapor de AP	Durante o teste	$\pm 2,0\%$	"
9	Fluxo vapor de AP	Durante o teste	$\pm 2,0\%$	"
10	Fluxo vapor de BP	Durante o teste	$\pm 2,0\%$	"
11	Temperatura vapor de AP	Durante o teste	$\pm 3,9^{\circ}\text{C}$	"
12	Temperatura vapor de reaquecido quente	Durante o teste	$\pm 3,9^{\circ}\text{C}$	"
13	Pressão condensador	Durante o teste	$\pm 2,0 \text{ mm Hg}$	"

Quadro 3.2 - Condições a serem obedecidas para a condição de estado permanente da central

3.2.2 Equações empregadas no teste de *performance*

As equações utilizadas para o cálculo da potência líquida e da taxa de calor específica líquida, quando da realização do teste de *performance*, estão descritas a seguir.

O cálculo da potência líquida da turbina a gás é obtido através da Equação 3.1. Uma vez obtida a potência líquida, faz-se necessário aplicar os devidos fatores de correção, a fim de calcular o valor da potência líquida corrigida da unidade (Equação 3.2).

$$P_{ITG} = P_{bTG} - P_{excTG} \quad (3.1)$$

onde:

P_{ITG} - Potência líquida da turbina a gás (kW);

P_{bTG} - Potência bruta da turbina a gás (kW);

P_{excTG} - Potência consumida pela excitação da turbina a gás (kW).

$$P_{lcTG} = P_{ITG} \cdot \prod_{i=1}^9 F_{icp} \quad (3.2)$$

onde:

P_{lcTG} - Potência líquida corrigida da turbina a gás (kW);

F_{icp} - Fator de correção aplicado à potência gerada da turbina a gás.

Os fatores de correção, aplicados na Equação 3.2, são obtidos a partir dos polinômios fornecidos pelo fabricante das máquinas. Cada um dos nove fatores refere-se a uma determinada grandeza. Essas grandezas são: temperatura de entrada do compressor, umidade relativa na entrada do compressor, pressão barométrica, velocidade do eixo da máquina, fator de potência do gerador, queda de pressão na entrada do compressor, queda de pressão na exaustão da turbina, temperatura do gás combustível e composição do gás combustível. Esses fatores são empregados para correção dos valores dos parâmetros que influenciam a potência líquida, tomando por base os valores de referência constantes do Quadro 3.1.

Após o cálculo da potência líquida corrigida da turbina a gás, obtém-se a potência líquida corrigida final da unidade, que corresponde ao valor calculado pela Equação 3.2, subtraindo o consumo referente aos auxiliares da unidade de geração, conforme Equação 3.3.

$$P_{lcfTG} = P_{lcTG} - P_{autGx} \quad (3.3)$$

onde:

P_{lcfTG} - Potência líquida corrigida final da turbina a gás (kW);

P_{auxTG} - Potência consumida pelas cargas auxiliares da turbina a gás (kW).

Para a turbina a vapor, a Equação 3.4 é utilizada no cálculo da potência líquida da unidade e a Equação 3.5 é empregada para efetuar a devida correção.

$$P_{ITV} = P_{bTV} - P_{excTV} \quad (3.4)$$

onde:

P_{ITV} - Potência líquida da turbina a vapor (kW);

P_{bTV} - Potência bruta da turbina a vapor (kW);

P_{excTV} - Potência consumida pela excitação da turbina a vapor (kW).

$$P_{lcTV} = P_{ITV} - \sum_{k=1}^8 F_{kcp} \quad (3.5)$$

onde:

P_{lcTV} - Potência líquida corrigida da turbina a vapor (kW);

F_{kcp} - Fator de correção aplicado à potência gerada na turbina a vapor.

Para correção dos parâmetros que influenciam a potência líquida da unidade, tomam-se por base os valores de referência descritos no Quadro 3.1. Os fatores de correção aplicados na Equação 3.5 são obtidos dos polinômios, também fornecidos pelo fabricante da turbina. Cada um dos oito fatores refere-se a uma determinada grandeza. São considerados os fatores: fluxo de vapor de AP, capacidade de fluxo de vapor de AP, temperatura de vapor de AP, queda de pressão no reaquecedor, fluxo de vapor de MP, entalpia do vapor de BP, vácuo no condensador e fator de potência do gerador.

Após cálculo da potência líquida corrigida da turbina a vapor (Equação 3.5), é possível determinar a potência líquida corrigida final, subtraindo do valor obtido na Equação 3.5 o consumo referente aos auxiliares da unidade de geração, conforme descrito na Equação 3.6.

$$P_{leTV} = P_{lcTV} - P_{auxTV} \quad (3.6)$$

onde:

P_{leTV} - Potência líquida corrigida final da turbina a vapor (kW);

P_{auxTV} - Potência consumida pelas cargas auxiliares da turbina a vapor (kW).

Dessa forma, obtém-se o valor da potência líquida corrigida final do ciclo combinado, conforme Equação 3.7. Com este resultado em mãos, é possível comparar com o valor esperado do perfil correspondente a linha de base contratual da central.

$$P_{leCC} = P_{leTGA} + P_{leTGA2} + P_{leTV} \quad (3.7)$$

onde:

P_{leCC} - Potência líquida corrigida final do ciclo combinado (kW).

A taxa de calor específica do ciclo é obtida conforme apresentado nas equações 3.8, 3.9 e 3.10. Inicialmente, calcula-se a taxa de calor específica das unidades de geração, referente a cada turbina a gás (Equação 3.8).

$$TC_{TG} = \frac{\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}}{P_{ITG}} \quad (3.8)$$

onde:

TC_{TG} - Taxa de calor específica da turbina a gás (kJ/kWh);

\dot{m}_{GN} - Fluxo mássico do gás natural na turbina a gás (kg/h);

PCI_{GN} - Poder calorífico inferior do gás natural (kJ/kg).

Em seguida, efetua-se a correção da taxa de calor específica para cada turbina a gás, conforme Equação 3.9.

$$TC_{cTG} = TC_{TG} \cdot \prod_{i=1}^9 F_{ictc} \quad (3.9)$$

onde:

TC_{cTG} - Taxa de calor específica corrigida da turbina a gás (kJ/kWh);

F_{ictc} - Fator de correção aplicado à taxa de calor da turbina a gás.

Cada um dos nove fatores de correção, aplicados na Equação 3.9, é obtido dos polinômios fornecidos pelo fabricante da turbina. Os fatores referem-se às seguintes grandezas: temperatura de entrada do compressor, umidade relativa na entrada do compressor, pressão barométrica, velocidade do eixo da máquina, fator de potência do gerador, queda de pressão na entrada do compressor, queda de pressão na exaustão da turbina, temperatura do gás combustível e composição do gás combustível. Com esses valores, procede-se à correção dos parâmetros que influenciam a taxa de calor específica da turbina a gás, tomando como base os valores de referência apresentados no Quadro 3.1.

Após calcular a taxa de calor específica corrigida das turbinas a gás, procede-se ao cálculo da taxa de calor específica líquida corrigida final do ciclo combinado, conforme Equação 3.10.

$$TC_{lcfCC} = \frac{(TC_{cTG1} \cdot P_{lcfTG1}) + (TC_{cTG2} \cdot P_{lcfTG2})}{P_{lcfCC}} \quad (3.10)$$

onde:

TC_{lcfCC} - Taxa de calor específica líquida corrigida final do ciclo combinado (kJ/kWh).

A análise da degradação da central é feita comparando os valores calculados da potência líquida corrigida final do ciclo (Equação 3.7), da taxa de calor específica líquida corrigida final do ciclo (Equação 3.10), com as linhas de base do ciclo, que representam o comportamento estimado da potência líquida e da taxa de calor específica líquida da central, em função das horas de fogo das máquinas.

As linhas de base (perfis) do ciclo são obtidas pelos coeficientes de degradação, informados pelo fabricante das máquinas. Estes perfis somente poderão ser levantados após realização do primeiro teste de *performance*, pois é com os valores obtidos no primeiro teste que se calculam os valores de potência líquida e da taxa específica de calor líquida do ciclo, referentes às horas de fogo (FFH) de 0 h, pontos iniciais para os perfis. De posse dos pontos iniciais e dos coeficientes de degradação, podem ser calculados os demais pontos referentes às linhas de base. O procedimento para levantamento dos perfis de base do ciclo encontra-se descrito capítulo de resultados.

3.3 Análise exergetica

Para o desenvolvimento das equações referentes à análise exergetica, faz-se necessário considerar as principais equações que regem a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica. Nessa abordagem, a avaliação da exergia cinética e potencial somente será considerada para determinação da equação da exergia total, porém, no desenvolvimento dos cálculos dos valores da exergia total dos pontos mapeados no ciclo da UTE Termopernambuco, tais valores serão desconsiderados, pelo fato de serem desprezíveis frente aos valores calculados de exergia física e química.

A análise exergetica tem início na determinação do balanço de exergia.

3.3.1 Balanço de exergia

Na Figura 3.2, apresenta-se a representação de um volume de controle, a partir do qual se determinam: equação da conservação de massa ou balanço de massa, equação do balanço de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), equação do balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e equação do balanço de exergia (baseado na Primeira e na Segunda Leis da Termodinâmica).

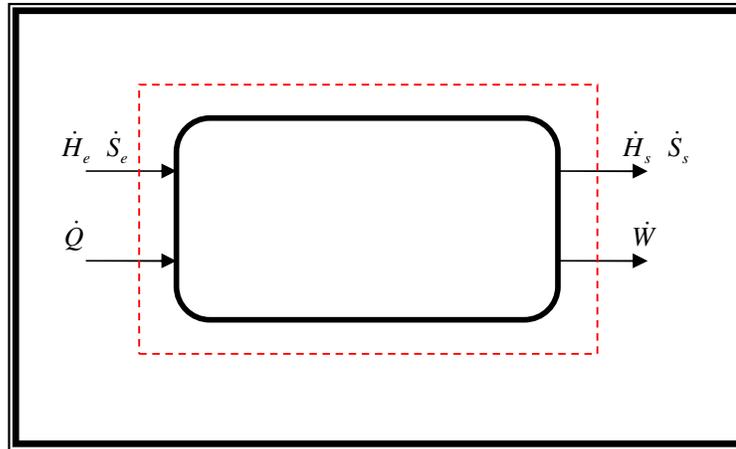


Figura 3.2 - Volume de controle

Balço de massa

$$\dot{m}_e - \dot{m}_s = 0 \quad (3.11)$$

Balço de energia

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{H}_s - \dot{H}_e \quad (3.12)$$

Balço de energia na base molar

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{n}_c} - \frac{\dot{W}}{\dot{n}_c} = \sum_s a_s \bar{h}_s - \sum_e b_e \bar{h}_e \quad (3.13)$$

onde:

a_s - Coeficiente estequiométrico dos elementos do produto;

b_e - Coeficiente estequiométrico dos elementos do reagente;

\dot{n}_c - Vazão molar do combustível [kmol/s];

\bar{h}_s - Entalpia molar do produto [kJ/kmol];

\bar{h}_e - Entalpia molar do reagente [kJ/kmol].

Balço de entropia

$$\frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma} = \dot{S}_s - \dot{S}_e \quad (3.14)$$

onde:

$\dot{\sigma}$ - Gerao de entropia (irreverssibilidades) [kJ/s.K].

Balço de entropia na base molar

$$\frac{\dot{Q}/\dot{n}_c}{T} + \frac{\dot{\sigma}}{\dot{n}_c} = \sum_s a_s \bar{s}_s - \sum_e b_e \bar{s}_e \quad (3.15)$$

onde:

\bar{s}_s - Entropia molar do produto [kJ/kmol.K];

\bar{s}_e - Entropia molar do reagente [kJ/kmol.K].

Multiplicando-se a Equao 3.14 por $(-T_0)$ e somando-a a Equao 3.12, obtm-se a equao do balço de exergia, vlida para o volume de controle considerado, formada pelos seguintes termos: **taxa de transferncia de exergia associada aos fluxos de entrada e saida = taxa de transferncia de exergia associada à troca de calor - taxa de transferncia de exergia associada ao trabalho realizado - taxa de destruio de exergia**, correspondendo matematicamente à Equao 3.16.

$$(\dot{H}_s - \dot{H}_e) - T_0 \cdot (\dot{S}_s - \dot{S}_e) = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (3.16)$$

A Equao do balço de exergia pode ser considerada como a lei da degradao da energia, uma vez que permite quantificar a reduo da capacidade de realizao de trabalho devido à ocorrncia de processos irreversveis, durante o desenvolvimento de processos de converso de energia (Negri *et al.*, 1997).

Constata-se assim que, para um determinado volume de controle em anlise, a capacidade de realizao de trabalho (exergia) no se conserva, sendo reduzida toda vez

que ocorrer algum processo irreversível como expansão não resistida, perda de carga, mistura, troca de calor com diferença de temperatura finita ou reação química (Negri *et al.*, 1997).

A variação de exergia, entre os fluxos de entrada e saída do volume de controle, caracteriza o máximo trabalho, que poderia ser obtido entre os estados de entrada e saída (trabalho reversível). Essa capacidade de realizar trabalho corresponde à soma das seguintes parcelas (Negri *et al.*, 1997):

- Trabalho que seria obtido de um motor térmico reversível, operando entre os níveis de temperatura T e T_0 , consumindo \dot{Q} e rejeitando calor para o meio ambiente à T_0 (exergia associada à troca de calor);
- Trabalho efetivamente realizado (exergia pura);
- Trabalho disponível destruído devido à existência de processos irreversíveis (exergia destruída).

A exergia total está composta por quatro parcelas, expressas pela Equação 3.17 (Tsatsaronis, 2007):

- Exergia física – resultante da diferença entre a pressão e a temperatura do fluido no interior de uma fronteira em estudo, comparadas às do meio ambiente;
- Exergia química - resultante da diferença da composição química do fluido, no interior da fronteira em estudo, comparada aos elementos encontrados em estado natural no meio ambiente;
- Exergia cinética – resultante da velocidade do fluido, medida no interior da fronteira definida, em relação a uma referência no meio ambiente;
- Exergia potencial – resultante da altura do fluido, medida no interior da fronteira definida, comparada a uma referência no meio ambiente.

$$\dot{E}_{\text{sys}} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{KN} + \dot{E}^{PT} + \dot{E}^{CH} \quad (3.17)$$

A exergia total também pode ser expressa como exergia específica total, conforme Equação 3.18.

$$e_{\text{yy}} = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (3.18)$$

A exergia física, por sua vez, é composta por duas parcelas (Tsatsaronis, 2007):

- Exergia mecânica - associada à pressão do fluido no interior da fronteira de estudo;
- Exergia térmica - associada à temperatura do fluido no interior da fronteira de estudo.

Matematicamente, a exergia física pode ser expressa pela Equação 3.19:

$$\dot{E}^{PH} = \dot{E}^T + \dot{E}^M \quad (3.19)$$

Pode também ser expressa, de forma específica, pela Equação 3.20:

$$e^{PH} = e^T + e^M \quad (3.20)$$

De forma analítica, a exergia física específica pode ser calculada conforme a Equação 3.21,

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.21)$$

de forma que \dot{E}^{PH} pode ser obtida pela Equação 3.22.

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m} \cdot e^{PH} \quad (3.22)$$

Os demais termos das equações 3.17 e 3.18 podem ser calculados pelas Equações a seguir.

Exergia cinética

$$\dot{E}^{KN} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot \vec{v}^2 \quad (3.23)$$

$$e^{KN} = \frac{1}{2} \cdot \vec{v}^2 \quad (3.24)$$

Exergia potencial

$$\dot{E}^{PT} = \dot{m} \cdot g \cdot z \quad (3.25)$$

$$e^{PT} = g \cdot z \quad (3.26)$$

Exergia química

$$\dot{E}^{CH} = \dot{m} \cdot \left(\frac{\bar{e}_{ch}}{M} \right) \quad (3.27)$$

$$e^{CH} = \left(\frac{\bar{e}_{ch}}{M} \right) \quad (3.28)$$

onde:

$$\bar{e}_{ch} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{ch} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln(x_k) \quad (3.29)$$

A exergia química representa o trabalho que pode ser obtido da reação completa de uma substância com os componentes do meio ambiente, à T_0 e P_0 , dando origem a elementos encontrados na natureza, ou seja, elementos do próprio meio ambiente (Moran *et al.*, 2002).

O valor \bar{e}_k^{ch} é considerado a exergia química padrão da substância em estudo. Os valores da exergia química padrão das substâncias são tabelados e baseados em um ambiente de referência de exergia padronizada, com T_0 e P_0 bem definidos, a partir de um conjunto de substâncias de referência, com concentrações padrão, refletindo tão fielmente quanto possível a composição química do ambiente natural. Para excluir a

possibilidade do desenvolvimento de trabalho devido a interações entre partes do ambiente, essas substâncias do ambiente devem estar em equilíbrio entre si (Moran *et al.*, 2002).

Geralmente, as substâncias de referências pertencem a três categorias: componentes gasosos da atmosfera, substâncias sólidas da crosta terrestre e substâncias iônicas e não-iônicas dos oceanos (Moran *et al.*, 2002).

Na Equação 3.29, o primeiro termo, após o sinal de igualdade, representa a soma das parcelas da exergia química padrão das substâncias que compõem certa mistura. A existência do segundo termo deve-se à geração de entropia associada à composição da mistura, que depende da concentração de cada substância presente na mesma (Moran *et al.*, 2002).

Dois ambientes de referência para exergia química padrão, designados por Modelo I e Modelo II, são comumente utilizados na análise exergética de um determinado ciclo térmico. Os valores de exergia química padrão das substâncias existentes em cada um destes modelos encontram-se detalhados no Quadro 3.3 (Moran *et al.*, 2002).

Substância	Fórmula	Modelo I	Modelo II
Nitrogênio	N ₂ (g)	640	720
Oxigênio	O ₂ (g)	3.950	3.970
Dióxido de carbono	CO ₂ (g)	14.175	19.870
Água	H ₂ O(g)	8.635	9.500
Água	H ₂ O(l)	45	900
Carbono (grafite)	C(s)	404.590	410.260
Hidrogênio	H ₂ (g)	235.250	236.100
Enxofre	S(s)	598.160	609.600
Monóxido de carbono	CO(g)	269.410	275.100
Dióxido de enxofre	SO ₂ (g)	301.940	313.400
Monóxido de nitrogênio	NO(g)	88.850	88.900
Dióxido de nitrogênio	NO ₂ (g)	55.565	55.600
Sulfeto de hidrogênio	H ₂ S(g)	799.890	812.000
Amônia	NH ₃ (g)	336.685	337.900
Metano	CH ₄ (g)	824.350	831.650
Etano	C ₂ H ₆ (g)	1.482.035	1.495.840
Álcool metílico	CH ₃ OH(g)	715.070	722.300
Álcool metílico	CH ₃ OH(l)	710.745	718.000
Álcool etílico	C ₂ H ₅ OH(g)	1.348.330	1.363.900
Álcool etílico	C ₂ H ₅ OH(l)	1.342.085	1.357.700

Quadro 3.3 - Exergia química padrão molar \bar{e}_k^{ch} [kJ/kmol] a 298 K e P₀

No modelo I, admite-se $P_0 = 1,019$ atm. As substâncias de referência aqui consideradas são determinadas, admitindo-se o equilíbrio químico restrito para ácido nítrico e nitratos e equilíbrio termodinâmico irrestrito para todos os outros componentes químicos da atmosfera, dos oceanos e de uma porção da crosta terrestre (Moran *et al.*, 2002).

No modelo II, assume-se $P_0 = 1,0$ atm. Neste modelo, seleciona-se uma substância de referência para cada elemento químico, dentre as substâncias que contêm o elemento em análise, com distribuição abundante no ambiente natural, mesmo que as substâncias não estejam em equilíbrio mútuo completo. Um motivo importante para essa premissa é o baixo valor econômico das substâncias encontradas abundantemente na natureza. De um modo geral, a composição química do ambiente de referência para a exergia do modelo II é mais próxima do ambiente natural do que a do modelo I (Moran *et al.*, 2002).

Podem-se também efetuar os cálculos da exergia total, em termos molares, conforme Equação 3.30.

$$\bar{e}_{\text{sys}} = \bar{e}^{PH} + \bar{e}^{CH} \quad (3.30)$$

sendo a exergia física molar, determinada pela Equação 3.31:

$$\bar{e}^{PH} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (3.31)$$

A partir dos cálculos das exergias de entrada e saída dos equipamentos que compõem certo processo, pode-se determinar as eficiências exergéticas dos mesmos, o que permite mensurar a eficácia da utilização dos recursos energéticos.

A eficiência exergética pode ser utilizada com os seguintes objetivos (Moran *et al.*, 2002):

- Determinar a diferença entre meios para a utilização de recursos energéticos, que são termodinamicamente eficazes e outros menos eficazes;

- Avaliar a eficácia das soluções de melhorias adotadas no desempenho de certo sistema térmico, comparando a eficiência exergética antes e após as modificações;
- Comparar o potencial de melhorias, no desempenho de certo sistema térmico, com outro semelhante.

Estabelecidas as bases do balanço de exergia e detalhados seus componentes, cabe apresentar o método de análise exergética adotado na UTE Termopernambuco.

3.3.2 Análise exergética da UTE Termopernambuco

Nesta seção, estão apresentadas as equações empregadas para obtenção dos valores da eficiência exergética e da destruição exergética dos principais equipamentos que compõem o ciclo, bem como a equação referente à eficiência exergética para todo o ciclo combinado.

O ciclo combinado em estudo (Figura 3.3) é formado por equipamentos referentes ao ciclo Brayton, como também por equipamentos referentes ao ciclo Rankine.

Do ciclo Brayton, participam duas turbinas a gás e dois trocadores de calor para aquecimento do gás natural, enquanto que do ciclo Rankine participam duas caldeiras de recuperação, uma turbina a vapor, um condensador, duas bombas de água de alimentação de alta pressão (uma para cada caldeira), duas bombas de água de alimentação de média pressão (uma para cada caldeira), uma bomba de condensado e uma bomba de água de circulação de água do mar (fonte fria do condensador).

De uma forma macro, o ciclo combinado da Termopernambuco, representado pela Figura 3.3, pode ser dividido em três grandes grupos: primeiro trem (TG1 + HRSG1); segundo trem (TG2 + HRSG2) e o terceiro trem formado pela turbina a vapor com o condensador. Nessa figura, encontram-se mapeados os pontos referentes ao circuito ar/gases e ao circuito água/vapor, os quais serão considerados para os cálculos da exergia total.

Metodologicamente, foram obedecidos dez passos para os cálculos da destruição e da eficiência exergética dos principais equipamentos:

1. Modelagem da composição do ar atmosférico, do gás natural e dos gases de exaustão (gases quentes);
2. Cálculo das entalpias, tanto do ar, como dos gases de exaustão das turbinas a gás, dos pontos definidos no volume de controle com base na composição realizada no primeiro item;
3. Cálculo das entropias, com as devidas correções por pressão, tanto do ar, como dos gases de exaustão das turbinas a gás, dos pontos definidos no volume de controle, com base na composição realizada no primeiro item;
4. Cálculo da exergia física relativos aos pontos definidos no circuito ar/gases do volume de controle, com base nos valores obtidos no segundo e terceiro itens;
5. Cálculo da exergia química, tanto do lado do ar como dos gases de exaustão das turbinas a gás, dos pontos definidos no volume de controle, com base na composição realizada no primeiro item;
6. Cálculo da exergia total relativos aos pontos definidos no circuito ar/gases do volume de controle, com base nos valores obtidos no quarto e quinto itens;
7. Cálculo da exergia física dos pontos considerados no volume de controle relativo ao circuito água/vapor;
8. Cálculo da exergia química dos pontos considerados no volume de controle, relativo ao circuito água/vapor;
9. Cálculo da exergia total dos pontos relativos ao circuito água/vapor do volume de controle, com base nos valores obtidos no sétimo e oitavo itens;
10. Cálculos da eficiência exergética e da destruição exergética dos principais equipamentos do ciclo, com base nos valores obtidos de exergia total dos itens seis e nove.

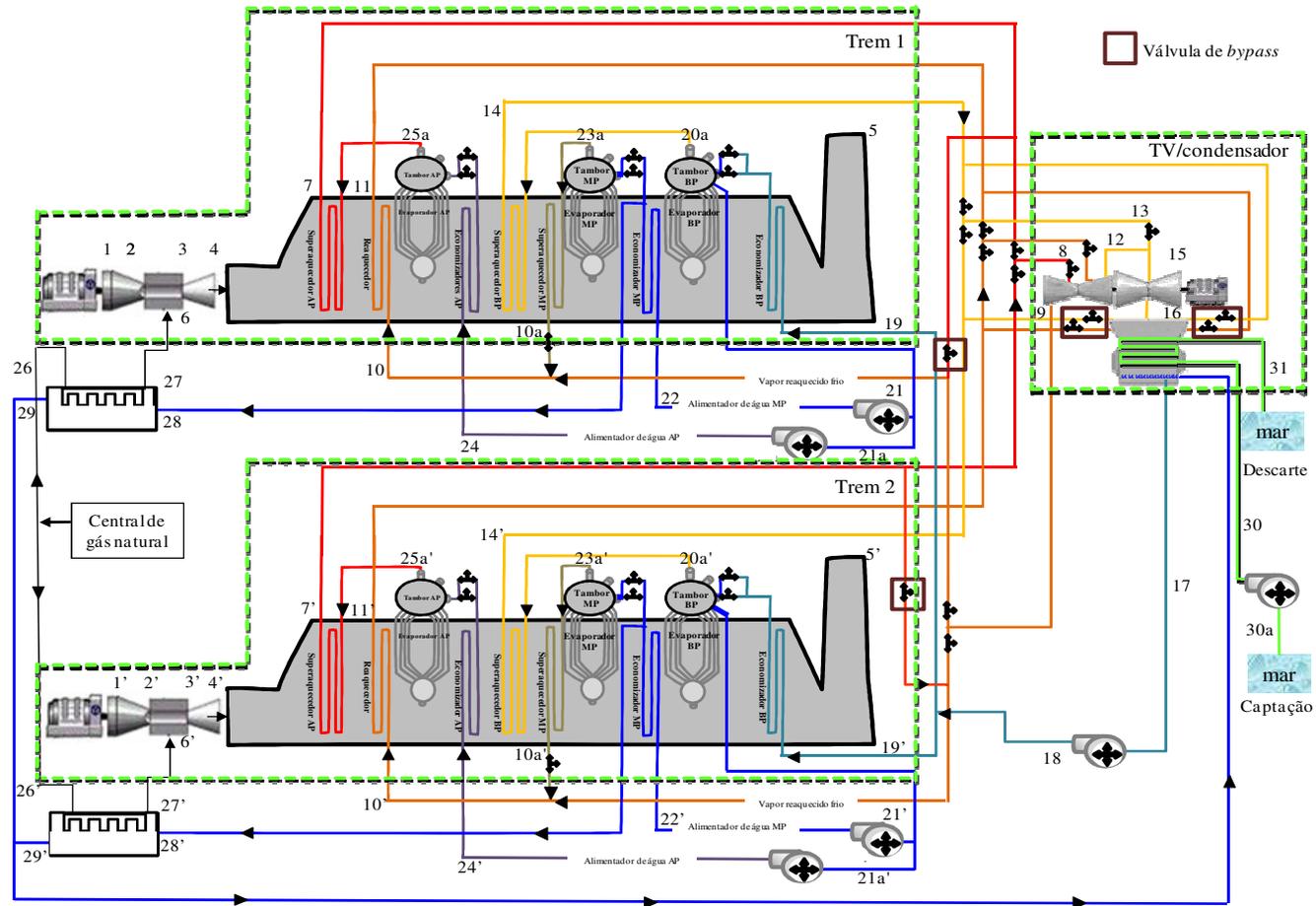


Figura 3.3 - Arranjo do ciclo combinado da UTE Termopernambuco
 Fonte: Figura adaptada do Manual de treinamento da UNIFEI

Considerando o conjunto relativo ao primeiro trem (TG1+HRSG1), as Equações 3.32 a 3.35 foram usadas para cálculo da eficiência exergetica dos seguintes equipamentos: seção da turbina da TG1, seção do compressor da TG1, câmara de combustão da TG1 e HRSG1.

$$\mathcal{E}_{TG1} = \frac{\dot{W}_{TG1}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.32)$$

$$\mathcal{E}_{C1} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_C} \quad (3.33)$$

$$\mathcal{E}_{CC1} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2 + \dot{E}_6} \quad (3.34)$$

$$\mathcal{E}_{HRSG1} = \frac{(\dot{E}_{14} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{21a} - \dot{E}_{19}) + (\dot{E}_{28} + \dot{E}_{10a} - \dot{E}_{22}) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_{24}) + (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10})}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (3.35)$$

Para o conjunto relativo ao segundo trem (TG2 + HRSG2), foram empregadas as Equações 3.36 a 3.39, referentes aos seguintes equipamentos: seção da turbina da TG2, seção do compressor da TG2, câmara de combustão da TG2 e HRSG2.

$$\mathcal{E}_{TG2} = \frac{\dot{W}_{TG2}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.36)$$

$$\mathcal{E}_{C2} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_C} \quad (3.37)$$

$$\mathcal{E}_{CC2} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2 + \dot{E}_6} \quad (3.38)$$

$$\mathcal{E}_{HRSG2} = \frac{(\dot{E}_{14'} + \dot{E}_{21'} + \dot{E}_{21a'} - \dot{E}_{19'}) + (\dot{E}_{28'} + \dot{E}_{10a'} - \dot{E}_{22'}) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_{24'}) + (\dot{E}_{11'} - \dot{E}_{10'})}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (3.39)$$

Com relação ao conjunto turbina a vapor e condensador, terceiro trem, os cálculos da eficiência, pelas Equações 3.40 a 3.43, consideraram: seção de AP da TV, seção de MP da TV, seção de BP da TV e condensador.

$$\varepsilon_{TVAP} = \frac{\dot{W}_{TVAP}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9} \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_{TVMP} = \frac{\dot{W}_{TVMP}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}} \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{TVBP} = \frac{\dot{W}_{TVBP}}{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}} \quad (3.42)$$

$$\varepsilon_{Cond} = \frac{\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}}{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}} \quad (3.43)$$

Para os cálculos da destruição exergética dos equipamentos correspondentes ao primeiro trem, ao segundo trem e ao terceiro trem, foram empregadas as Equações 3.44 a 3.55.

Para o primeiro trem

$$\dot{E}_{D_TG1} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) - \dot{W}_{TG1} \quad (3.44)$$

$$\dot{E}_{D_C1} = \dot{W}_{C1} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (3.45)$$

$$\dot{E}_{D_CC1} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_6) - \dot{E}_3 \quad (3.46)$$

$$\dot{E}_{D_HRSG1} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24}) - (\dot{E}_5 + \dot{E}_7 + \dot{E}_{10a} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{21a} + \dot{E}_{28}) \quad (3.47)$$

Para o segundo trem

$$\dot{E}_{D_TG2} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_4) - \dot{W}_{TG2} \quad (3.48)$$

$$\dot{E}_{D_C2} = \dot{W}_{C2} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (3.49)$$

$$\dot{E}_{D_CC2} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_6) - \dot{E}_3 \quad (3.50)$$

$$\dot{E}_{D_HRSG2} = (\dot{E}_{4'} + \dot{E}_{10'} + \dot{E}_{19'} + \dot{E}_{22'} + \dot{E}_{24'}) - (\dot{E}_{5'} + \dot{E}_{7'} + \dot{E}_{10a'} + \dot{E}_{11'} + \dot{E}_{14'} + \dot{E}_{21'} + \dot{E}_{21a'} + \dot{E}_{28'}) \quad (3.51)$$

Para o terceiro trem, formado pelo conjunto turbina a vapor/condensador

$$\dot{E}_{D_TVAP} = (\dot{E}_8 - \dot{E}_9) - \dot{W}_{TVAP} \quad (3.52)$$

$$\dot{E}_{D_TVMP} = (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}) - \dot{W}_{TVMP} \quad (3.53)$$

$$\dot{E}_{D_TVBP} = (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}) - \dot{W}_{TVBP} \quad (3.54)$$

$$\dot{E}_{D_Cond} = (\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}) - (\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}) \quad (3.55)$$

O valor da eficiência exergética global foi obtido através da Equação 3.56.

$$\varepsilon_{CC} = \frac{\dot{W}_{ITG1} + \dot{W}_{ITG2} + \dot{W}_{ITV}}{\dot{m}_{ar} \cdot e_{ar}^{CH} + \dot{m}_{gn} \cdot e_{gn}^{CH}} \quad (3.56)$$

onde:

\dot{W}_{ITG1} - Taxa de trabalho líquido da TG1 (kW);

\dot{W}_{ITG2} - Taxa de trabalho líquido da TG2 (kW);

\dot{W}_{ITV} - Taxa de trabalho líquido da TV (kW);

\dot{m}_{ar} - Fluxo mássico do ar atmosférico (kg/s);

\dot{m}_{gn} - Fluxo mássico do gás natural (kg/s);

e_{gn}^{CH} - Exergia química específica do gás natural (kJ/kg);

e_{ar}^{CH} - Exergia química específica do ar atmosférico (kJ/kg).

3.4 Cálculo dos perfis dos indicadores de base do ciclo

Uma vez determinados os coeficientes de degradação associados ao FFH do

primeiro teste de *performance*, juntamente com os resultados da potência líquida corrigida e da taxa de calor específica líquida corrigida da central, obtidos no primeiro teste de *performance*, foram calculados os pontos iniciais dos perfis de base do ciclo (FFH = 0 h), através das Equações 3.57 e 3.58.

$$P_0 = \frac{P_{lcfCC \ 1^{\circ}teste}}{(1 - DP_{1^{\circ}teste})} \quad (3.57)$$

onde:

P_0 - Potência líquida do ciclo combinado para FFH em 0 hora (kW);

$DP_{1^{\circ}teste}$ - Coeficiente percentual de degradação de potência, relativo ao primeiro teste de *performance* (%).

$$TC_0 = \frac{TC_{lcfCC \ 1^{\circ}teste}}{(1 + DTC_{1^{\circ}teste})} \quad (3.58)$$

onde:

TC_0 - Taxa de calor específica líquida do ciclo combinado para FFH em 0 hora (kJ/kWh);

$DTC_{1^{\circ}teste}$ - Coeficiente percentual de degradação da taxa de calor específica, relativo ao primeiro teste de *performance* (%).

Com os valores obtidos das Equações 3.57 e 3.58, foram calculados os demais pontos da curva para obter os perfis de base do ciclo, referentes a estes dois indicadores, empregando as Equações 3.59 e 3.60.

$$P_x = P_0 \cdot (1 - DP_x) \quad (3.59)$$

$$TC_x = TC_0 \cdot (1 + DTC_x) \quad (3.60)$$

onde:

x - Série de valores para FFH maiores que zero.

Os valores de DP_x e DTC_x correspondem aos valores de degradação informados pelo fabricante das máquinas.

Com os pontos calculados pelas Equações 3.59 e 3.60, juntamente com os pontos referentes aos valores iniciais de potência líquida e de taxa de calor específica líquida do ciclo (FFH = 0 h), calculados pelas equações 3.57 e 3.58, permitiu-se o levantamento dos perfis das linhas de base do ciclo.

3.5 Cálculo do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo

A metodologia utilizada para a obtenção dos pontos referentes ao perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo, ao longo da vida útil da central, esteve baseada nos valores obtidos no primeiro teste de *performance*, como também dos coeficientes percentuais de degradação, declarados pelo fabricante das máquinas.

O primeiro passo para obtenção deste perfil correspondeu ao cálculo do valor do consumo específico, referente ao primeiro teste de *performance*. Este valor foi obtido através da Equação 3.61, sendo sua unidade expressa em kg/kWh.

$$CE_{cfCC} 1^{\circ} teste = \frac{(\dot{m}_{gn1} + \dot{m}_{gn2})_{1^{\circ} teste} \cdot 3600}{(P_{lcfCC})_{1^{\circ} teste}} \quad (3.61)$$

onde:

$(\dot{m}_{gn1} + \dot{m}_{gn2})_{1^{\circ} teste}$ - Soma dos fluxos mássicos de gás natural das duas TG do primeiro teste de *performance* (kg/s);

$(P_{lcfCC})_{1^{\circ} teste}$ - Potência líquida corrigida final do ciclo combinado do primeiro teste de *performance* (kW).

Com o resultado da Equação 3.61, calculou-se o consumo específico referente a 0 h (valor inicial), através da Equação 3.62.

$$CE_0 = \frac{CE_{cfCC\ 1^{\circ}teste}}{(1 + DTC_{1^{\circ}teste})} \quad (3.62)$$

onde:

- CE_0 - Consumo específico líquido do ciclo combinado para FFH em 0 hora (kg/kWh);
- $CE_{cfCC\ 1^{\circ}teste}$ - Consumo específico líquido do ciclo combinado relativo ao primeiro teste de *performance* (kg/kWh), determinado pela Equação 3.61;
- $DTC_{1^{\circ}teste}$ - Coeficiente percentual de degradação da taxa de calor específica, relativo ao primeiro teste de *performance* (%).

Vale ressaltar que o coeficiente percentual de degradação da taxa de calor específica foi utilizado na Equação 3.62, devido ao fato dessas duas grandezas guardarem proporcionalidade entre si, o que permite a utilização desse coeficiente de degradação no cálculo do consumo específico líquido do ciclo para FFH de 0 h.

A partir do resultado da Equação 3.62, foram calculados os demais pontos do consumo específico do ciclo para FFH maiores que zero, utilizando a Equação 3.63.

$$CE_x = CE_0 \cdot (1 + DTC_x) \quad (3.63)$$

onde:

- x - Série de valores para FFH maiores que zero;
- DTC_x - Coeficiente percentual de degradação da taxa de calor específica, informado pelo fabricante (%).

Para cada valor de consumo específico, calculado pela Equação 3.63, calculou-se o valor correspondente ao fluxo mássico de gás natural total do ciclo através da Equação 3.64.

$$\dot{m}_{gnx} = P_x \cdot CE_x \quad (3.64)$$

onde:

P_x - Potência líquida do ciclo combinado (kW), calculada pela equação 3.59;

CE_x - Consumo específico do ciclo combinado (kg/kWh), calculado pela equação 3.63.

Com os valores de fluxo mássico total do ciclo, obtidos pela Equação 3.64, foi possível obter os valores de eficiência exergética ao longo da vida útil da central, através da Equação 3.65.

$$\epsilon_{CCx} = \frac{P_x}{\dot{m}_{gnx} \cdot e_{ref}^{CH}} \quad (3.65)$$

onde:

\dot{m}_{gnx} - Fluxo mássico de gás natural total do ciclo (kg/s), calculado pela Equação 3.64;

e_{ref}^{CH} - Exergia química específica do combustível (kJ/kg), baseado na composição do gás natural de referência declarado pelo fabricante das máquinas.

Uma vez calculados os pontos necessários para o levantamento do perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo (Equação 3.65), o próximo passo consistiu em calcular o valor da eficiência exergética do ciclo, quando da realização dos testes de *performance*, de modo a ser possível posicionar esses pontos no gráfico do perfil levantado.

A Equação 3.66 permite efetuar o cálculo do valor da eficiência exergética do ciclo para um determinado teste de *performance*. Esta equação relaciona o valor calculado da potência líquida corrigida final do ciclo com a soma dos produtos entre o

fluxo mássico de combustível e o valor da exergia química específica do gás natural consumido, para o caso em estudo.

$$\varepsilon_{CC\ tf} = \frac{P_{lqfCC\ tf}}{\dot{m}_{1gn\ tf} \cdot e_{tf}^{CH} + \dot{m}_{2gn\ tf} \cdot e_{tf}^{CH}} \quad (3.66)$$

onde:

$\varepsilon_{CC\ tf}$ - Eficiência exergética referente ao teste de *performance* (%);

$P_{lqfCC\ tf}$ - Potência líquida corrigida final do ciclo combinado (kW);

$\dot{m}_{1gn\ tf}$ - Fluxo mássico de gás natural da TG1 (kg/s);

$\dot{m}_{2gn\ tf}$ - Fluxo mássico de gás natural da TG2 (kg/s);

e_{tf}^{CH} - Exergia química específica do combustível (kJ/kg), baseado na composição do gás natural consumido.

Como o valor da eficiência exergética, calculado pela Equação 3.66, encontra-se referido à exergia química específica do combustível consumido durante o teste de *performance*, ou seja, baseado na concentração das substâncias que compõem o gás natural realmente consumido, este valor não pode ser simplesmente posicionado no gráfico do perfil da eficiência exergética do ciclo antes de ser efetuada uma correção, visto que os pontos calculados para o levantamento do perfil do comportamento da eficiência exergética foram baseados no valor da exergia química específica do combustível de referência informado pelo fabricante das máquinas.

A devida correção é alcançada com a utilização da Equação 3.67, sendo o fator de correção a relação entre a exergia química específica do gás natural consumido no teste de *performance* com a exergia química específica do gás natural de referência.

$$\varepsilon_{CC\ corr} = \varepsilon_{CC\ tf} \cdot \frac{e_{tf}^{CH}}{e_{ref}^{CH}} \quad (3.67)$$

onde:

$\varepsilon_{CC\ corr}$ - Eficiência exergética corrigida do ciclo (%).

A partir dessas Equações, foi possível desenvolver uma ferramenta de gestão aplicada ao recurso energético disponível, permitindo avaliar sua utilização e podendo ser empregada juntamente com o procedimento de teste de *performance* atualmente adotado pela central. Os resultados e as vantagens dessa ferramenta são apresentados no Capítulo 4.

4 - RESULTADOS E ANÁLISES

Os resultados e respectivas análises obedeceram à seguinte sequência:

1. Levantamento dos perfis dos indicadores do ciclo;
2. Balanço exergético do ciclo, em carga base;
3. Levantamento do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo;
4. Influência dos parâmetros de processo, no comportamento da eficiência exergética do ciclo.

4.1 Levantamento dos perfis dos indicadores base do ciclo

O perfil de degradação da potência líquida, em MW, e de degradação do *heat-rate* (taxa de calor específica), em kJ/kWh, encontram-se apresentados no Gráfico 4.1. Pode-se observar que, à medida que o número de horas de fogo da central evolui, a potência líquida vai apresentando tendência de decaimento e a taxa de calor específica, uma tendência de crescimento, o que traduz em uma maior degradação da central térmica.

Uma vez definidas as linhas de base do ciclo, a central passou a ter uma ferramenta para acompanhamento de sua degradação. A aplicação desse perfil permite avaliar a obediência do ciclo à linha de tendência do Gráfico 4.1, conforme estimativa do fabricante, como também permite identificar desvios entre os valores calculados e os valores esperados segundo as linhas de base. Vale ressaltar que esta ferramenta já vem sendo adotada pela central durante os testes de *performance*.

Do ponto de vista contratual, esses testes têm fundamental importância tanto para o fornecedor das máquinas como para o cliente, posto que dos resultados podem advir bônus ou penalidades, em cumprimento ao contrato firmado entre as partes. Caso os valores constatados sejam melhores que os da linha de base, para um determinado teste, o fornecedor das máquinas passa a ser agraciado monetariamente, de forma proporcional ao desvio detectado. No entanto, no caso de a degradação ser maior que o

esperado pelas linhas de base, o fornecedor passa a ser penalizado com uma multa a ser paga ao cliente.

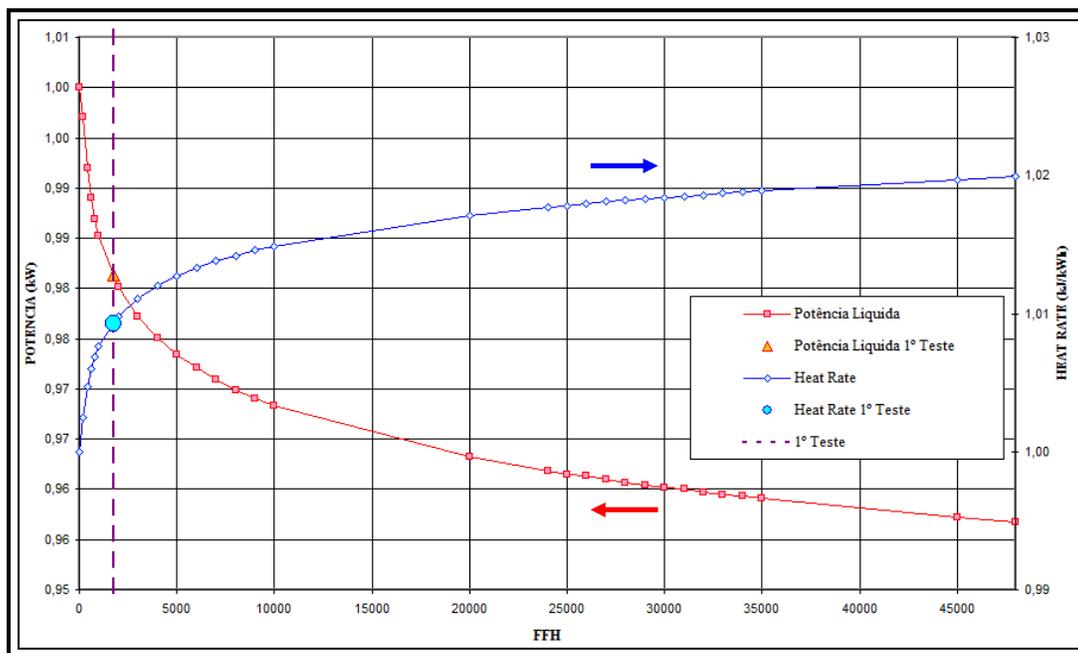


Gráfico 4.1 - Linha de base ciclo combinado (1º Teste Performance)

Nota: Por solicitação da Termopernambuco, os valores reais de potência líquida e de taxa de calor específica líquida da central não puderam ser inseridos. Os valores, no eixo das ordenadas, guardam proporcionalidade com os valores reais

Do ponto de vista técnico e prático, esse teste se constitui em um instrumento balizador para a central, o qual possibilita inferir algumas conclusões sobre o regime operacional do ciclo como um todo, permitindo levantar causas raízes que possam justificar o comportamento apresentado. Mesmo assim, esta análise, isoladamente, não permite diagnóstico mais preciso e conclusivo que aponte o trecho em que estejam ocorrendo as maiores irreversibilidades. Daí decorre a necessidade da análise exérgica do ciclo, com a qual, em cada trecho do ciclo, é possível identificar, através do balanço, as perdas e destruições de exergias, focando ações corretivas específicas no trecho de interesse.

No item a seguir, apresentam-se os resultados e a análise do balanço exérgico do ciclo em carga base.

4.2 Balanço exérgico do ciclo em carga base

Com o ciclo operando em carga base, foram determinadas a composição e as concentrações dos elementos relativos ao ar atmosférico, ao combustível (gás natural) e aos gases de exaustão, cujos resultados estão apresentados no Quadro 4.1

Item	Parâmetros	Concentração
Ar Atmosférico		
1	Oxigênio (O ₂)	20,45%
2	Nitrogênio (N ₂)	76,93%
3	Água (H ₂ O)	2,62%
Gás Natural		
4	Metano (CH ₄)	88,67%
5	Etano (C ₂ H ₆)	7,03%
6	Propano (C ₃ H ₈)	0,04%
7	Nitrogênio (N ₂)	3,43%
8	Dióxido de carbono (CO ₂)	0,82%
Gases de Combustão TG1		
9	Monóxido de nitrogênio (NO)	6,32 PPM
10	Dióxido de nitrogênio (NO ₂)	1,86 PPM
11	Monóxido de carbono (CO)	6,98 PPM
12	Dióxido de enxofre (SO ₂)	0 PPM
13	Oxigênio (O ₂)	13,35%
Gases de Combustão TG2		
14	Monóxido de nitrogênio (NO)	6,33 PPM
15	Dióxido de nitrogênio (NO ₂)	1,87 PPM
16	Monóxido de carbono (CO)	6,99 PPM
17	Dióxido de enxofre (SO ₂)	0 PPM
18	Oxigênio (O ₂)	13,37%

Quadro 4.1 - Composição e concentração química dos fluidos do ciclo combinado em carga base

Do balanceamento da reação química de combustão, foram calculadas as frações molares dos reagentes e dos produtos, com as quais, associadas às temperaturas e pressões dos pontos mapeados no circuito ar/gases do primeiro e do segundo trem do ciclo, foi possível calcular os valores de entalpia e de entropia dessas substâncias. Esses resultados foram utilizados no cálculo da exergia física, referentes a esses pontos. Do mesmo modo que a exergia física, a exergia química, do circuito ar/gases, pôde ser determinada de posse da fração molar e dos valores tabelados de exergia química molar padrão, utilizando o Modelo I (Quadro 3.3).

Com relação ao circuito água/vapor, através dos valores de pressão e de temperatura dos pontos mapeados no ciclo, foi possível calcular os valores de entalpia e de entropia, empregados nos cálculos da exergia física. A exergia química dos pontos relativos ao circuito de água/vapor pôde ser calculada de posse do valor da exergia química padrão molar da água, utilizando o Modelo I (Quadro 3.3).

Uma vez calculados os valores da exergia física e da exergia química dos circuitos ar/gases e água/vapor, obteve-se o valor da exergia total. Com as exergias totais é que se pôde obter a exergia destruída e a eficiência exergetica dos principais equipamentos que compõem o ciclo, permitindo efetuar o balanço exergetico.

Os resultados dos valores de exergia física, exergia química e exergia total, expressos em kJ/kg, bem como em MW, dos pontos mapeados na Figura 4.1, com o ciclo operando em carga base, estão expressos no Quadro 4.2.

Pontos	Substância	e^{PH} (kJ/kg)	e^{CH} (kJ/kg)	e_{sys} (kJ/kg)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)	\dot{E}_{sys} (MW)
0	-	-	-	-	-	-	-
1	ar	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1'	ar	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	ar	380,12	0,00	380,11	160,24	0,00	160,24
2'	ar	380,72	0,00	380,72	158,90	0,00	158,90
3	gases quentes	1.099,89	10,17	1.110,06	474,01	4,38	478,39
3'	gases quentes	1.101,88	10,25	1.112,14	470,42	4,38	474,80
4	gases quentes	312,07	10,17	322,23	134,49	4,38	138,87
4'	gases quentes	313,81	10,25	324,06	133,97	4,38	138,35
5	gases quentes	6,74	10,17	16,92	2,91	4,38	7,29
5'	gases quentes	5,96	10,25	16,21	2,54	4,38	6,92
6	gás natural	530,23	47.237,19	47.767,35	5,04	448,72	453,76
6'	gás natural	527,04	47.237,19	47.764,90	5,01	448,77	453,78
7	vapor	1.515,52	2,50	1.518,13	82,16	0,14	82,30
7'	vapor	1.513,88	2,50	1.516,28	80,54	0,13	80,67
8	vapor	1.513,29	2,50	1.515,82	162,55	0,27	162,82
9	vapor	1.124,27	2,50	1.126,76	120,76	0,27	121,03
10	vapor	1.106,70	2,50	1.109,10	68,46	0,15	68,61
10'	vapor	1.092,73	2,50	1.095,15	66,10	0,15	66,25
10a	vapor	1.043,18	2,50	1.045,85	7,98	0,02	8,00
10a'	vapor	1.050,43	2,50	1.053,35	7,66	0,02	7,68
11	vapor	1.374,24	2,50	1.376,81	88,26	0,16	88,42
11'	vapor	1.373,71	2,50	1.376,21	86,34	0,16	86,50
12	vapor	1.373,34	2,50	1.375,89	174,52	0,32	174,84
13	vapor	823,37	2,50	825,89	104,63	0,32	104,95
14	vapor	841,04	2,50	843,63	5,82	0,02	5,84
14'	vapor	840,44	2,50	843,32	5,94	0,02	5,96
15	vapor	826,25	2,50	828,70	116,55	0,35	116,90
16	vapor	100,25	2,50	102,72	14,14	0,35	14,49
17	água	1,01	2,50	3,47	0,14	0,35	0,49
18	água	3,20	2,50	5,67	0,45	0,35	0,80

(continua)

(continuação)

Pontos	Substância	e^{PH} (kJ/kg)	e^{CH} (kJ/kg)	e_{sys} (kJ/kg)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)	\dot{E}_{sys} (MW)
19	água	9,14	2,50	11,67	0,65	0,18	0,83
19'	água	3,67	2,50	6,15	0,26	0,17	0,43
20a	vapor	87,12	2,50	89,56	0,60	0,02	0,62
20a'	vapor	86,87	2,50	89,14	0,61	0,02	0,63
21	água	87,32	2,50	88,98	0,87	0,02	0,89
21'	água	87,07	2,50	89,05	0,84	0,02	0,86
21a	água	87,32	2,50	89,83	4,73	0,14	4,87
21a'	água	87,07	2,50	89,47	4,63	0,13	4,76
22	água	92,88	2,50	124,19	0,93	0,02	0,95
22'	água	93,38	2,50	126,18	0,90	0,02	0,92
23a	vapor	209,41	2,50	211,78	1,60	0,02	1,62
23a'	vapor	209,98	2,50	212,59	1,53	0,02	1,55
24	água	100,93	2,50	103,48	5,47	0,14	5,61
24'	água	100,47	2,50	103,00	5,35	0,13	5,48
25a	vapor	418,38	2,50	420,94	22,68	0,14	22,82
25a'	vapor	417,44	2,50	419,90	22,21	0,13	22,34
26	gás natural	448,98	47.237,19	47.686,29	4,27	448,72	452,99
26'	gás natural	448,98	47.237,19	47.687,01	4,27	448,77	453,04
27	gás natural	557,64	47.237,19	47.794,72	5,30	448,72	454,02
27'	gás natural	557,17	47.237,19	47.794,37	5,29	448,77	454,06
28	água	177,12	2,50	182,71	0,42	0,01	0,43
28'	água	183,33	2,50	185,93	0,43	0,01	0,44
29	água	20,12	2,50	25,49	0,05	0,01	0,06
29'	água	12,72	2,50	16,90	0,03	0,01	0,04
30	água mar	0,06	2,50	2,56	0,56	23,60	24,16
30a	água mar	0,04	2,50	2,54	0,41	23,60	24,01
31	água mar	0,91	2,50	3,41	8,62	23,60	32,22

Quadro 4.2 - Identificação propriedades pontos mapeados – ciclo em carga base

Nota: Os pontos numerados de 1 a 31 estão indicados nas Figuras 3.3 e 4.1

Os pontos que apresentam o maior valor de exergia total, em MW, corresponderam à saída da câmara de combustão das turbinas a gás (3 e 3'). Embora a exergia química específica do combustível (gás natural) tenha apresentado valor bastante considerável, não autoriza afirmar que a exergia total relativa aos pontos 6 e 6', em MW, deveria ter sido maior que os demais pontos mapeados no volume de controle, pois este valor depende do fluxo mássico do fluido.

A observação da coluna referente à exergia química específica no Quadro 4.2, permitiu verificar que essa exergia manteve-se constante para cada fluido, não dependendo da pressão nem da temperatura em que o mesmo se encontrava, o que era de se esperar. A exergia química, expressa em MW, manteve relação com o fluxo mássico do fluido e com sua exergia específica.

O conhecimento dos valores expressos no Quadro 4.2 forneceu as condições para os cálculos da destruição e da eficiência exergética dos principais equipamentos do ciclo. Esses valores estão apresentados no Quadro 4.3, cuja análise permitiu constatar maior destruição exergética do ciclo na câmara de combustão das turbinas a gás, que pode ser atribuída às irreversibilidades decorrentes da combustão. A destruição exergética na caldeira de recuperação não foi tão acentuada, possivelmente pelo fato de a posqueira não ter entrado em operação durante o levantamento dos dados. A irreversibilidade da caldeira de recuperação está relacionada com a transferência de calor em seu interior.

Equipamentos	Destruição Exergética - Êd (MW)	Distribuição Êd Função Êd Total (%)	Distribuição Êd Função Combustível (%)	Eficiência Exergética (%)
Compressor TG1	10,61	2,66%	1,17%	93,79%
Turbina TG1	14,96	3,76%	1,65%	95,59%
Câm. Comb. TG1	135,38	34,00%	14,92%	77,94%
HRSG1	16,85	4,23%	1,86%	87,19%
Compressor TG2	9,71	2,44%	1,07%	94,24%
Turbina TG2	14,53	3,65%	1,60%	95,68%
Câm. Comb. TG2	137,64	34,56%	15,17%	77,53%
HRSG2	17,64	4,43%	1,94%	86,58%
TV_AP	3,05		0,34%	92,70%
TV_MP	0,13	8,76%	0,01%	99,81%
TV_BP	31,71		3,49%	69,04%
Condensador	6,01	1,51%	0,66%	57,57%
TOTAL	398,00	100,00%	43,88%	-

Quadro 4.3 - Destruição e eficiência exergética

Para determinação do balanço exergético do ciclo, foram calculadas as exergias das correntes de fluxo de entrada e de saída no circuito ar/gases e no circuito água/vapor, possibilitando o fechamento do balanço exergético.

No Quadro 4.4, estão expressos os valores calculados das exergias de fluxo e da exergia em forma de trabalho útil, no primeiro e segundo trens, como também no conjunto das três seções da turbina a vapor, juntamente com o condensador. No mesmo Quadro, é possível observar os valores da exergia correspondentes aos insumos (gás

natural) e das perdas de exergia, relativas aos gases das chaminés e à exergia transferida para a água de circulação no condensador.

	Exergia de Fluxo + Trabalho Útil (MW)	Perdas (MW)	Insumo (MW)
Conjunto Primeiro Trem			
	268,50	7,50	453,40
Conjunto Segundo Trem			
	267,00	7,00	453,60
SUBTOTAL	535,50	14,50	907,00
Conjunto Turbina a Vapor / Condensador			
	-49,00	8,00	-
SUBTOTAL	-49,00	8,00	-
LÍQUIDO	486,50	22,50	907,00

Quadro 4.4 - Resultados da exergia de fluxo, exergia de trabalho e exergia combustível

O volume de controle considerado neste trabalho para o desenvolvimento do balanço de exergia, referente ao ciclo da UTE Termopernambuco, encontra-se representado na Figura 4.1.

Para facilitar a análise da destruição exérgica, optou-se por expressá-la como distribuição percentual, tomando como base o valor total de destruição exérgica do ciclo, igual a 398 MW, a qual está apresentada no Quadro 4.3, como também no Gráfico 4.2.

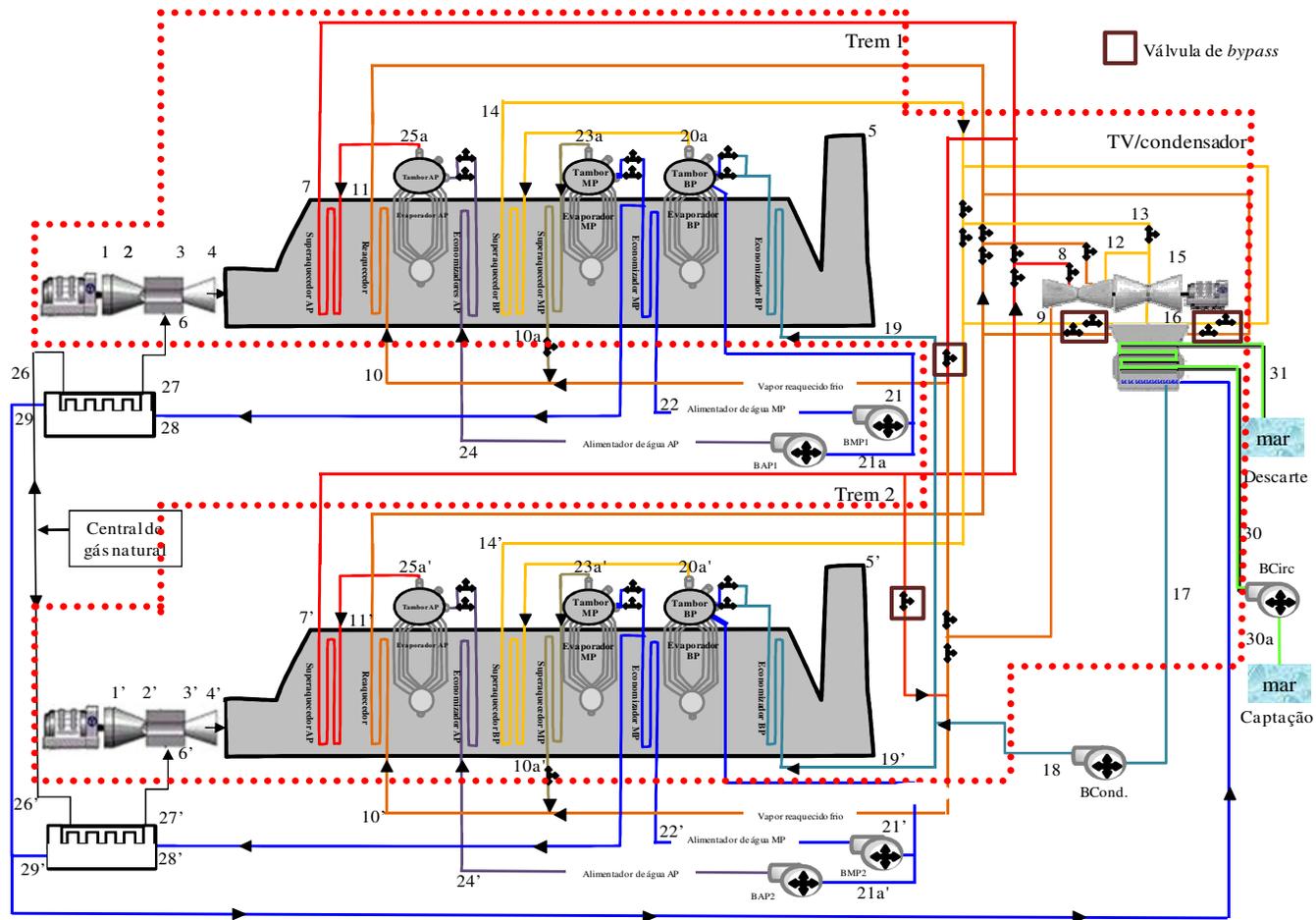


Figura 4.1 - Volume de controle adotado para o ciclo da Termopernambuco

Fonte: Figura adaptada do Manual de treinamento da UNIFEI

A análise do Gráfico permitiu identificar que a maior contribuição no total da destruição exergetica do ciclo, correspondeu às câmaras de combustão das turbinas a gás, igualando-se a 34%, na câmara de combustão da TG1, e 34,56%, na câmara de combustão da TG2.

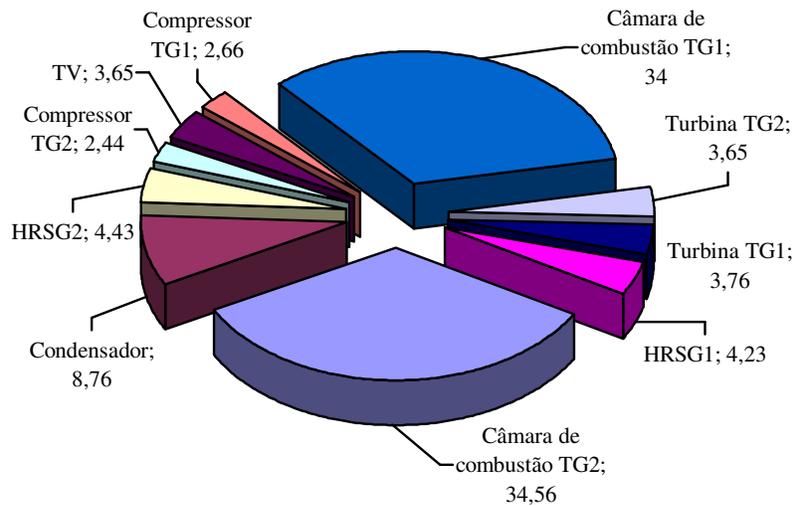


Gráfico 4.2 - Distribuição percentual da destruição exergetica dos equipamentos em função exergia total destruída

Para o detalhamento da análise exergetica, foi determinada a distribuição percentual da destruição de cada equipamento com base na exergia total do combustível utilizado, cujos valores podem ser observados no Quadro 4.3, como também no Gráfico 4.3.

Constatou-se que, dos 43,88% de destruição exergetica total do ciclo, em função da exergia do combustível, 30,09% foram destruídos nas câmaras de combustão das turbinas a gás em valores de 14,92%, na câmara da TG1 e 15,17%, na câmara da TG2.

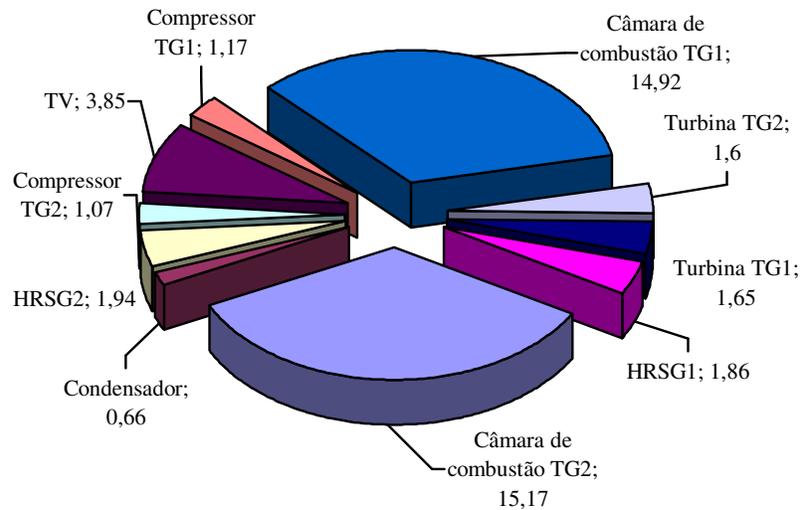


Gráfico 4.3 - Distribuição percentual da destruição exérgica dos equipamentos em função da exergia total do combustível

No Quadro 4.5, estão resumidos os resultados do fechamento do balanço exérgico do ciclo, com os valores da destruição de exergia, das perdas de exergia e da exergia de fluxo líquido somada ao trabalho líquido, expressos em MW, como também está expressa a distribuição percentual destes valores em função da exergia do combustível.

BALANÇO EXERGÉTICO		
Parcelas	Valores (MW)	Distribuição em função da exergia do combustível (%)
EXERGIA INSUMO	907,00	100,00
DESTRUIÇÃO EXERGIA	398,00	43,88
EXERGIA FLUXO LÍQUIDO + TRABALHO LÍQUIDO	486,50	53,61
PERDAS EXERGIA	22,50	2,51
TOTAL	907,00	100,00

Quadro 4.5 - Balanço exérgico do ciclo e distribuição percentual em função da exergia do combustível

Analisando de forma global, observa-se que as perdas de exergia não geraram forte impacto na distribuição percentual, exposta no Quadro 4.5, ao passo que a parcela relativa à destruição de exergia tornou-se bem impactante. Com peso de 43,88% na distribuição percentual, justifica-se realizar uma avaliação criteriosa nos equipamentos que apresentaram maiores irreversibilidades, para permitir algumas melhorias visando a uma redução desta parcela.

4.3 Levantamento do perfil de degradação da eficiência exergética do ciclo

Com os pontos obtidos da Equação 3.65 foi possível construir o perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo. Com este perfil a central passa a ter uma segunda ferramenta de acompanhamento de sua degradação, podendo ser utilizada nos futuros testes de *performance*. Tal perfil encontra-se levantado no Gráfico 4.4.

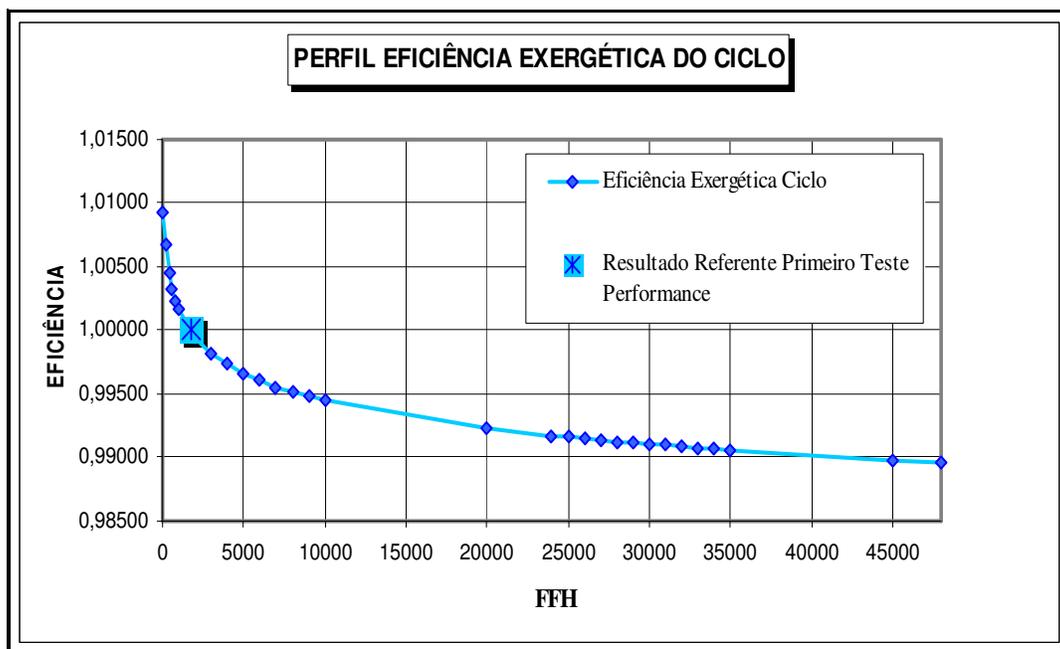


Gráfico 4.4 - Perfil da eficiência exergética do ciclo combinado

Nota: Por solicitação da Termopernambuco, os valores reais de eficiência exergética da central não puderam ser inseridos. Os valores no eixo das ordenadas guardam proporcionalidade com o valor real da eficiência exergética do ciclo calculada do primeiro teste de *performance*

O perfil de comportamento da eficiência exergética do ciclo, juntamente com a determinação de linhas de limites superior e inferior, permite-se desenvolver uma gestão do comportamento da degradação do ciclo. Uma questão de suma importância está na

tomada de decisão de paradas programadas de manutenção quando da interferência operacional provocada por uma necessidade plena de geração do ciclo, ou seja, este perfil permite inferir se realmente a central deve efetuar uma parada programada parcial ou total, quando de uma solicitação de geração por parte do sistema elétrico.

As linhas de limite superior e limite inferior delimitam o intervalo de tolerância dentro do qual a variação da eficiência exergética torna-se aceitável por parte da central, sendo assim uma decisão interna. A título de exemplo, no Gráfico 4.5, a linha verde representa o limite superior e a linha vermelha o limite inferior do intervalo admissível, construídas com uma tolerância de 2,5%, em relação ao perfil apresentado no Gráfico 4.4.

Para exemplificar a gestão dos dados obtidos nos testes de *performance* a serem realizados durante a vida útil da central, no Gráfico 4.5, além do ponto referente ao primeiro teste de *performance* (azul), foram inseridos seis outros pontos, grafados nas cores verde, amarelo e vermelho.

Os pontos grafados em verde indicam que o resultado da eficiência exergética, obtido no teste de *performance*, superou o valor esperado da linha de tendência grafada em azul, representando, assim, bom desempenho. Os pontos grafados em amarelo apontam para resultados menos eficientes, porque se situam no intervalo entre a linha de tendência (azul) e o limite inferior admissível (vermelho), apontando para a necessidade de ações que promovam aumento da eficiência exergética. Os pontos grafados em vermelho representam desempenho ruim do ciclo, já que atingiram o limite inferior admissível, exigindo a programação de uma ação corretiva de forma a haver uma recuperação do valor da eficiência exergética.

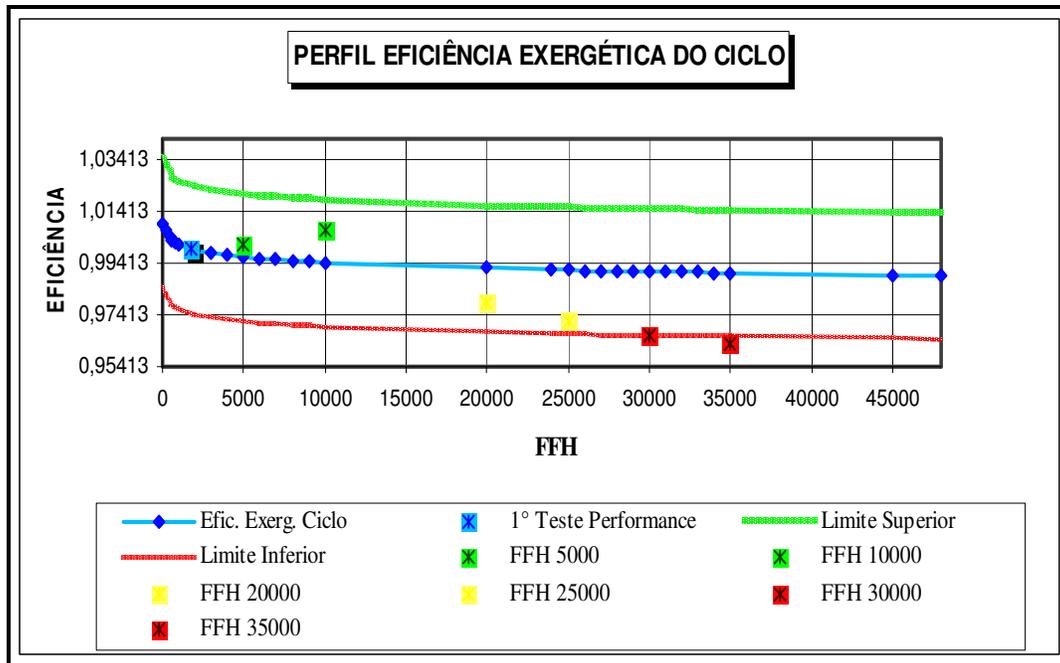


Gráfico 4.5 - Perfil da eficiência exergética do ciclo combinado com linhas limites

4.4 Influência dos parâmetros de processo no comportamento da eficiência exergética do ciclo

Admitindo que para cada patamar de carga haja um reflexo nos parâmetros de processo do ciclo, buscou-se analisar o comportamento da eficiência exergética do ciclo, variando a carga da central em três patamares, os quais foram denominados casos:

- Caso 1 - TG2 em 72% de seu valor base, em ciclo com a TV;
- Caso 2 - TG1 e TG2 em 75% de seu valor base, em ciclo com a TV;
- Caso 3 - TG1 e TG2 em carga base, em ciclo com a TV.

Os parâmetros de processo, levantados na análise do comportamento da eficiência exergética para os casos acima, foram: pressão de vapor principal, pressão de vapor reaquecido e temperatura dos gases de combustão.

No Quadro 4.6, estão expressos os valores calculados da eficiência exergética para os parâmetros de processo, segundo os casos considerados, o que permitiu constatar que, com a diminuição da carga, a temperatura dos gases de exaustão

apresentou maior valor seguido de uma redução da pressão de vapor gerado pelas caldeiras.

A constatação de a temperatura dos gases de exaustão aumentar de valor, quando ocorreu diminuição da carga das turbinas a gás, pode ser explicada pela própria dinâmica da máquina. O ângulo de abertura das IGV é um dos fatores que reflete na temperatura dos gases de exaustão. Dependendo do controle da unidade, esse ângulo assume uma posição visando a propiciar a estabilização na operação da unidade. Para cargas mais baixas, este ângulo torna-se menor, o que justifica maior temperatura dos gases de exaustão.

Casos	Vapor AP (bar)	Vapor MP (bar)	Temperatura Gases (K)	Eficiência Exergética (%)
I	51,54	11,40	906,28	48,65
II	83,58	21,31	901,33	52,93
III	97,04	24,07	897,33	54,15

Quadro 4.6 - Parâmetros de processo x eficiência exergética do ciclo

Analisando os valores da exergia específica dos gases de exaustão, expressos no Quadro 4.7, constatou-se que, no terceiro caso a exergia na saída da turbina a gás (pontos 4 e 4'), foi menor que a do primeiro e do segundo caso, fato atribuído à exergia específica ser proporcional à temperatura do fluido (gases de exaustão). No entanto, da avaliação da exergia total (MW), para o terceiro caso, foi possível constatar maior valor, dada sua proporcionalidade ao fluxo mássico do fluido (gases de exaustão).

A caldeira de recuperação é um equipamento no qual quanto maior a corrente convectiva, maior a transferência de exergia entre o circuito de gases quentes e o circuito de água/vapor da caldeira. Como a transferência de calor nesse equipamento é efetuada predominantemente por convecção mais do que por irradiação, quanto maior o fluxo mássico dos gases quentes de exaustão da turbina a gás, maior o valor da exergia total (MW) dos gases quentes e maior será a transferência de exergia no interior da caldeira. No Quadro 4.7, também pode ser observado que o valor da exergia perdida pela chaminé (ponto 5), foi praticamente constante, para os três casos.

Pontos	Substância	T (K)	Fluxo (kg/s)	e_{sys} (kJ/kg)	\dot{E}_{sys} (MW)
CASO I - com menor geração					
4	gases quentes	-	-	-	-
4'	gases quentes	906,28	358,20	330,48	118,38
5	gases quentes	-	-	-	-
5'	gases quentes	363,52		16,19	5,80
CASO II - com geração intermediária					
4	gases quentes	901,17	375,45	324,25	121,74
4'	gases quentes	901,48	376,35	324,61	122,17
5	gases quentes	356,73	375,45	15,31	5,75
5'	gases quentes	360,75	376,35	14,40	5,42
CASO III - com maior geração					
4	gases quentes	896,18	430,96	322,23	138,87
4'	gases quentes	898,47	426,92	324,06	138,35
5	gases quentes	362,31	430,96	16,92	7,29
5'	gases quentes	366,57	426,92	16,21	6,92

Quadro 4.7 - Exergia dos gases exaustão - casos 1, 2 e 3

As exergias física, química e total, expressas em MW, dos pontos do volume de controle mapeados na Figura 4.1, foram analisadas caso a caso, estando os resultados do caso 1 expostos no Quadro 4.9, os do caso 2, no Quadro 4.10, e os do caso 3, no Quadro 4.2 (ciclo em carga base).

No Quadro 4.8 foram determinadas a composição e as concentrações dos elementos relativos ao ar atmosférico, ao combustível (gás natural) e aos gases de exaustão para os casos 1 e 2.

Item	Parâmetros	Concentração Caso I	Concentração Caso II
Ar Atmosférico			
1	Oxigênio (O ₂)	20,25%	20,42%
2	Nitrogênio (N ₂)	76,17%	76,81%
3	Água (H ₂ O)	3,59%	2,77%
Gás Natural			
4	Metano (CH ₄)	89,83%	89,48%
5	Etano (C ₂ H ₆)	7,69%	7,52%
6	Propano (C ₃ H ₈)	0,01%	0,09%
7	Nitrogênio (N ₂)	1,72%	1,92%
8	Dióxido de carbono (CO ₂)	0,75%	0,96%
Gases de Combustão TG1			
9	Monóxido de nitrogênio (NO)	-	6,66 ppm
10	Dióxido de nitrogênio (NO ₂)	-	1,37 ppm
11	Monóxido de carbono (CO)	-	7,25 ppm
12	Dióxido de enxofre (SO ₂)	-	0 ppm
13	Oxigênio (O ₂)	-	13,45%
Gases de Combustão TG2			
14	Monóxido de nitrogênio (NO)	7,2 ppm	7,24 ppm
15	Dióxido de nitrogênio (NO ₂)	1,05 ppm	0,92 ppm
16	Monóxido de carbono (CO)	7,70 ppm	7,95 ppm
17	Dióxido de enxofre (SO ₂)	0 ppm	0 ppm
18	Oxigênio (O ₂)	13,56%	13,56%

Quadro 4.8 - Composição e concentração química dos fluidos do ciclo combinado dos caso 1 e 2

Pontos	Substância	T (K)	P (bar)	Fluxo (kg/s)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)	\dot{E}_{sys} (MW)
0	-	298,15	1,01	-	-	-	-
1'	ar	-	-	-	0,00	0,00	0,00
2'	ar	-	-	-	121,24	0,00	121,24
3'	gases quentes	-	-	-	372,50	3,73	376,23
4'	gases quentes	-	-	-	114,64	3,73	118,37
5'	gases quentes	-	-	-	2,07	3,73	5,80
6'	gás natural	-	-	-	4,13	378,19	382,32
7'	vapor	-	-	-	72,48	0,13	72,61
8	vapor	-	-	-	72,33	0,13	72,46
9	vapor	-	-	-	51,90	0,13	52,03
10'	vapor	-	-	-	56,43	0,14	56,57
10a'	vapor	-	-	-	4,83	0,01	4,84
11'	vapor	-	-	-	72,04	0,14	72,18
12	vapor	-	-	-	65,75	0,14	65,89
13	vapor	-	-	-	44,28	0,14	44,42
14'	vapor	-	-	-	2,94	0,01	2,95
15	vapor	-	-	-	48,63	0,15	48,78
16	vapor	-	-	-	3,62	0,15	3,77
17	água	-	-	-	0,02	0,15	0,17
18	água	-	-	-	0,15	0,15	0,30
19'	água	-	-	-	0,51	0,15	0,66
20a'	vapor	-	-	-	2,53	0,01	2,54
21'	água	-	-	-	0,60	0,02	0,62
21a'	água	-	-	-	4,16	0,13	4,29
22'	água	-	-	-	0,65	0,02	0,67
23a'	vapor	-	-	-	0,90	0,01	0,91
24'	água	-	-	-	4,70	0,13	4,83
25a'	vapor	-	-	-	15,82	0,13	15,95
26'	gás natural	-	-	-	3,52	378,19	381,71
27'	gás natural	-	-	-	4,40	378,19	382,59
28'	água	-	-	-	0,40	0,01	0,41
29'	água	-	-	-	0,04	0,01	0,05
30	água mar	-	-	-	1,28	20,17	21,45
30a	água mar	-	-	-	0,89	20,17	21,06
31	água mar	-	-	-	4,14	20,17	24,31

Quadro 4.9 - Propriedades dos pontos mapeados – caso 1

Nota: Por solicitação da Termopernambuco, os valores de pressão, temperatura e fluxo mássico não foram inseridos no Quadro

Pontos	Substância	T (K)	P (bar)	Fluxo (kg/s)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)	\dot{E}_{sys} (MW)
0	-	298,15	1,01	-	-	-	-
1	ar	-	-	-	0,00	0,00	0,00
1'	ar	-	-	-	0,00	0,00	0,00
2	ar	-	-	-	128,09	0,00	128,09
2'	ar	-	-	-	129,31	0,00	129,31
3	gases quentes	-	-	-	388,87	3,57	392,44
3'	gases quentes	-	-	-	390,44	3,60	394,04
4	gases quentes	-	-	-	118,17	3,57	121,74
4'	gases quentes	-	-	-	118,57	3,60	122,17
5	gases quentes	-	-	-	2,18	3,57	5,75
5'	gases quentes	-	-	-	1,82	3,60	5,42
6	gás natural	-	-	-	4,06	368,06	372,12
6'	gás natural	-	-	-	4,11	374,38	378,48
7	vapor	-	-	-	70,44	0,12	70,55
7'	vapor	-	-	-	72,94	0,12	73,06
8	vapor	-	-	-	143,85	0,24	144,09
9	vapor	-	-	-	106,49	0,24	106,73
10	vapor	-	-	-	55,07	0,14	55,20
10'	vapor	-	-	-	58,66	0,14	58,80
10a	vapor	-	-	-	7,08	0,02	7,10
10a'	vapor	-	-	-	6,99	0,02	7,00
11	vapor	-	-	-	75,16	0,14	75,31
11'	vapor	-	-	-	78,33	0,14	78,47
12	vapor	-	-	-	151,11	0,29	151,40
13	vapor	-	-	-	93,68	0,29	93,97
14	vapor	-	-	-	4,74	0,01	4,76
14'	vapor	-	-	-	4,67	0,01	4,68
15	vapor	-	-	-	103,18	0,31	103,49
16	vapor	-	-	-	13,72	0,31	14,03
17	água	-	-	-	0,15	0,31	0,46
18	água	-	-	-	0,43	0,31	0,75
19	água	-	-	-	0,58	0,16	0,74
19'	água	-	-	-	0,58	0,16	0,73
20a	vapor	-	-	-	0,49	0,01	0,50
20a'	vapor	-	-	-	0,48	0,01	0,49
21	água	-	-	-	0,88	0,03	0,91
21'	água	-	-	-	0,72	0,02	0,74
21a	água	-	-	-	4,05	0,12	4,17
21a'	água	-	-	-	4,15	0,12	4,27
22	água	-	-	-	0,94	0,03	0,97
22'	água	-	-	-	0,78	0,02	0,80
23a	vapor	-	-	-	1,37	0,02	1,39
23a'	vapor	-	-	-	1,34	0,02	1,36
24	água	-	-	-	4,66	0,12	4,78
24'	água	-	-	-	4,74	0,12	4,86
25a	vapor	-	-	-	18,18	0,12	18,30
25a'	vapor	-	-	-	18,78	0,12	18,90

(continua)

(continuação)

Pontos	Substância	T (K)	P (bar)	Fluxo (kg/s)	\dot{E}^{PH} (MW)	\dot{E}^{CH} (MW)	\dot{E}_{sys} (MW)
26	gás natural	-	-	-	3,44	368,06	371,49
26'	gás natural	-	-	-	3,49	374,38	377,87
27	gás natural	-	-	-	4,32	368,06	372,38
27'	gás natural	-	-	-	4,40	374,38	378,78
28	água	-	-	-	0,57	0,01	0,58
28'	água	-	-	-	0,29	0,00	0,30
29	água	-	-	-	0,08	0,01	0,09
29'	água	-	-	-	0,03	0,00	0,03
30	água mar	-	-	-	0,60	22,09	22,69
30a	água mar	-	-	-	0,30	22,09	22,39
31	água mar	-	-	-	7,09	22,09	29,18

Quadro 4.10 - Propriedades dos pontos mapeados – caso 2

Nota: Por solicitação da Termopernambuco, os valores de pressão, temperatura e fluxo mássico não foram inseridos no Quadro

No Quadro 4.11, apresentam-se os resultados do balanço exerético do ciclo nos três patamares de carga (casos 1 a 3), observando-se que, para o terceiro caso, a eficiência exerética apresentou o maior valor (54,15%), enquanto que o primeiro caso caracterizou-se pelo menor valor (48,65%).

Com relação à distribuição percentual das parcelas de exergia, em função da exergia do combustível (gás natural), verificou-se que as perdas mantiveram-se praticamente constantes, enquanto que a exergia destruída, no primeiro caso, teve a maior participação (48,39%), aproximadamente 10% maior que a exergia destruída no terceiro caso (ciclo em carga base). Esse resultado permitiu afirmar que a destruição exerética tem maior representação nas cargas parciais. O ciclo operando em carga base apresenta melhor eficiência exerética, o que significa melhor utilização do recurso energético (combustível).

BALANÇO EXERGÉTICO			
Parcelas	Caso I	Caso II	Caso III
	MW	MW	MW
EXERGIA INSUMO	382,00	750,00	907,00
EXERGIA FLUXO + TRABALHO ÚTIL	189,00	400,00	486,50
DESTRUIÇÃO EXERGIA	185,00	332,00	398,00
PERDA	8,00	18,00	22,50
TOTAL	382,00	750,00	907,00
EFICIÊNCIA EXERGÉTICA (%)			
EFICIÊNCIA	48,65 %	52,93 %	54,15 %
DISTRIBUIÇÃO PERCENTUAL COM BASE NA EXERGIA DO COMBUSTÍVEL			
EXERGIA FLUXO + TRABALHO ÚTIL	49,35%	53,36%	53,61%
DESTRUIÇÃO EXERGIA	48,39%	44,25%	43,88%
PERDA	2,26%	2,39%	2,51%
TOTAL	100,00%	100,00%	100,00%

Quadro 4.11 - Balanço da exergia do ciclo – casos 1, 2 e 3

Como forma de facilitar a visualização do impacto dos parâmetros de processo, descritos no Quadro 4.6, relativos ao comportamento da eficiência exergética do ciclo, foi construído o Gráfico em barras, para relacionar a eficiência exergética e as pressões de vapor principal e de vapor reaquecido quente (Gráfico 4.6).

Constatou-se que quanto maior a pressão de vapor de alta pressão e do vapor reaquecido quente, maiores foram os valores da eficiência exergética do ciclo. Com a pressão do vapor principal de 97,04 bar (vapor de alta pressão) e de vapor reaquecido quente de 24,08 bar, a eficiência exergética calculada foi de 54,15% (caso 3), enquanto que, nos casos em que a central operava com uma menor pressão de vapor de alta pressão e de vapor reaquecido quente (casos 1 e 2) a eficiência exergética apresentou valores menores que a do caso 3. Portanto em cargas parciais há um decaimento do valor da eficiência exergética do ciclo.

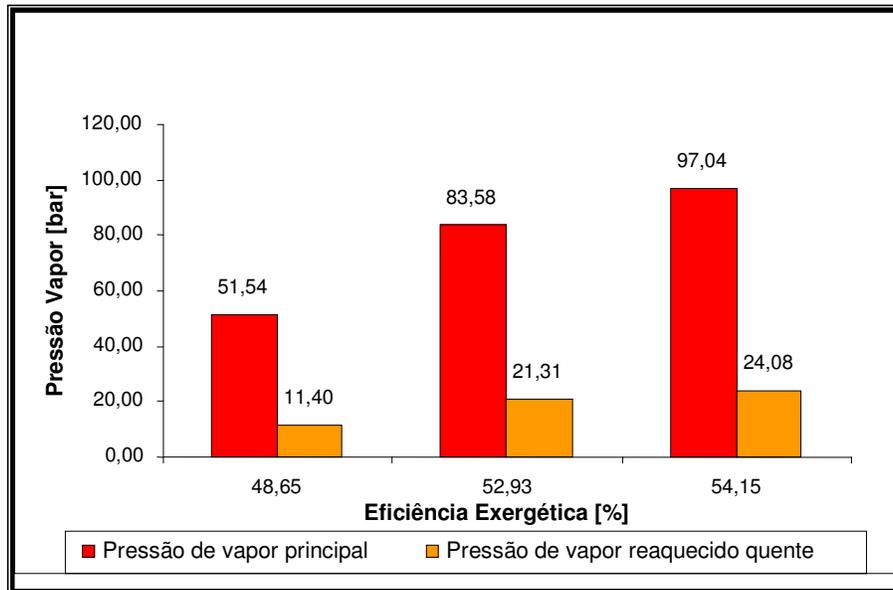


Gráfico 4.6 - Impacto da pressão vapor na eficiência exergética do ciclo

Ao analisar a eficiência exergética do ciclo em função da temperatura dos gases de exaustão das turbinas a gás, representada no Gráfico 4.7, pode-se observar um comportamento inverso ao apresentado no Gráfico 4.6, ou seja, com o ciclo operando em cargas parciais (casos 1 e 2), maiores temperaturas de gases de saída da turbina a gás corresponderam a menor eficiência exergética, enquanto que, no ciclo com carga base (caso 3), para uma menor temperatura correspondeu maior eficiência exergética.

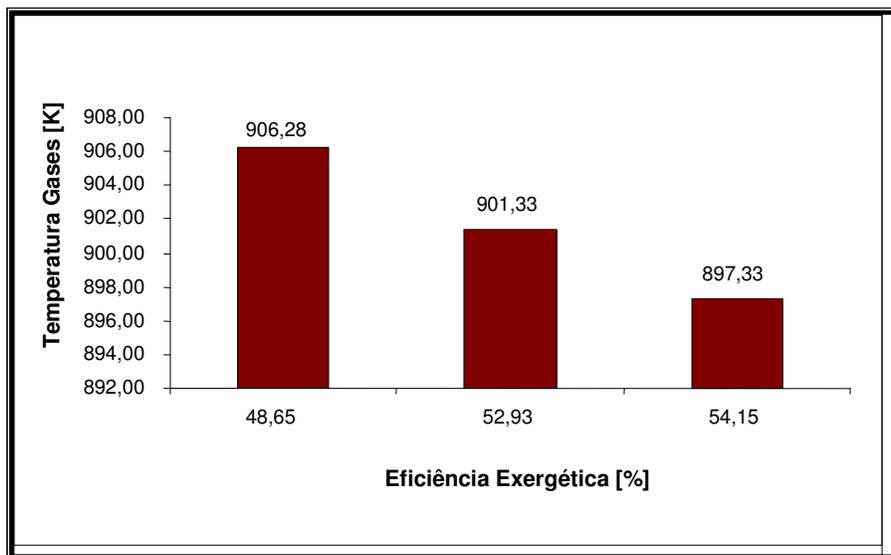


Gráfico 4.7 - Impacto da temperatura dos gases na eficiência exergética do ciclo

Buscou-se também a análise da destruição exergetica de cada equipamento, em função da exergia do combustível (gás natural), para cada caso, cujos valores estão expressos no Quadro 4.12. Comparando o caso 2 com o caso 3, verifica-se que, levando em conta essa análise, na seção do compressor e na seção da turbina houve redução de valor no caso 3 (ciclo em carga base), porém a parcela referente às câmaras de combustão manteve-se praticamente constante para o caso 2 e 3.

Distribuição Ed Função Combustível (%)			
	Caso I	Caso II	Caso III
Compressor TG1	-	1,28%	1,17%
Turbina TG1	-	1,74%	1,65%
Câm. Comb. TG1	-	14,33%	14,92%
HRSG1	-	1,91%	1,86%
Compressor TG2	2,55%	1,23%	1,07%
Turbina TG2	3,09%	1,77%	1,60%
Câm. Comb. TG2	33,26%	15,13%	15,17%
HRSG2	4,55%	1,79%	1,94%
TV_AP	0,19%	0,35%	0,34%
TV_MP	0,02%	0,01%	0,01%
TV_BP	4,53%	3,77%	3,49%
Condensador	0,20%	0,95%	0,66%
TOTAL	48,39%	44,25%	43,88%

Quadro 4.12 - Destruição exergetica dos equipamentos

Ao analisar os resultados, pode-se afirmar que o planejamento da geração das termelétricas deve, sempre que possível, priorizar o regime de operação da central em carga base, pois quanto mais próxima a geração dos valores de base, menor a parcela da destruição de exergia no balanço exergetico.

5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 Conclusões do trabalho

Atualmente, a análise exérgica vem sendo adotada nos sistemas térmicos de geração de energia elétrica, como uma ferramenta de identificação dos focos de maior destruição de exergia, o que foi comprovado no presente trabalho. Além de propiciar a identificação dos trechos com maiores irreversibilidades, a análise exérgica também pode ser utilizada como uma ferramenta de tomada de decisão no que diz respeito à operação mais eficiente do ciclo.

O teste de performance, atualmente adotado pela central da UTE Termopernambuco, com base na análise energética, é utilizado como ferramenta de acompanhamento da degradação do ciclo ao longo de sua vida útil, tomando como base dois indicadores: a potência líquida e o heat-rate. Foi constatado que esta análise, isoladamente, não permite diagnóstico mais preciso e conclusivo que aponte o trecho em que estejam ocorrendo as maiores irreversibilidades.

Ao desenvolver o balanço exérgico do ciclo, operando em carga base, o trecho que apresentou maior destruição de exergia correspondeu às câmaras de combustão das turbinas a gás, devido às irreversibilidades na combustão. As caldeiras de recuperação não apresentaram destruição de exergia muito elevada, devido ao fato de a posqueima não ter sido acionada para o caso estudado.

Com relação à eficiência exérgica, o condensador foi o equipamento que apresentou o menor valor, devido à diferença entre a exergia do vapor (ponto 16) e a exergia da água (ponto 17), motivo este inerente à função do próprio equipamento. Esta diferença torna-se considerável, o que impacta no denominador da razão entre fluxo de exergia da água de circulação ($\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}$) e fluxo de exergia vapor/água ($\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}$), posto que o cálculo da eficiência exérgica do condensador é obtido por esta razão. Vale ressaltar que, embora a eficiência exérgica do condensador não tenha apresentado valor alto, sua destruição de exergia teve uma representação muito pequena com base na destruição de exergia total do ciclo, assim sendo, este equipamento não é considerado como um dos focos em que se deva realizar estudos de mitigação de destruição de

exergia e, sim, as câmaras de combustão das turbinas a gás. Por meio de alguns métodos atualmente utilizados, como, por exemplo, a injeção de diluentes, alcança-se a redução da destruição de exergia neste equipamento.

Com o objetivo de acompanhar a evolução natural da destruição da exergia do ciclo combinado da UTE Termopernambuco, levantou-se o perfil de comportamento da degradação da eficiência exergética do ciclo, para que servisse como instrumento balizador para a central, o que permitiu determinar o valor esperado da eficiência exergética do ciclo ao longo da vida útil da central.

A análise exergética propiciou informações para a tomada de decisão relativa à operação mais eficiente da central térmica. Da análise de três casos com patamares de carga diferentes, concluiu-se que maiores valores de pressão do vapor principal (vapor de alta pressão) e de vapor reaquecido quente propiciaram maior eficiência exergética e o regime de operação mais eficiente do ciclo foi o regime em carga base.

A central, operando em carga base, apresentou melhor utilização do recurso energético disponível, o que permite reiterar que essa premissa deve ser sempre levada em conta quando da realização das programações de geração da central.

5.2 Proposta de trabalhos futuros

Como proposta para trabalhos futuros, ao longo da construção deste trabalho, percebeu-se que seria interessante modelar o ciclo da UTE Termopernambuco em programa específico, objetivando a otimização de parâmetros de processo para uma máxima *performance* termodinâmica possível em carga base. Com base nos valores termodinâmicos de referência do ciclo e com dados aceitáveis e atingíveis do meio ambiente, este objetivo seria possível.

De posse dos valores de processo, obtidos da simulação descrita, poder-se-ia calcular a destruição de exergia de cada equipamento do ciclo. Se o estudo mantiver rigor metodológico, esses valores de destruição de exergia poderiam chegar a ser considerados como inevitáveis. Desta forma, seria possível conhecer o limite mínimo da destruição de exergia de cada equipamento, ou seja, o limite de destruição alcançável. Com este valor oriundo da simulação, em carga base, poder-se-ia determinar o valor de destruição de exergia evitada, para cada equipamento do ciclo.

Com estes resultados, haveria a possibilidade do desenvolvimento de um plano de ação, cujo objetivo primário seria mitigar a destruição de exergia mais impactantes do ciclo em estudo

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bejan A, Tsatsaronis G, Moran, M. Thermal design and optimization. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1996. 543p.

Bohorquez WOI. Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás. 2007. 322 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerasi.

Cziesla F, Tsatsaronis G, Gao Z. Avoidable thermodynamic inefficiencies and cost in a externally fired combined cycle power plant. *Energy* 2006;31:1472-1489.

Kanoglu M, Dincer I, Rosen MA. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Pol* 2007;35:3967-3978.

Khaliq A, Kaushik SC. Second law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat. *Appl Energy* 2004;78:179-197.

Kotas TJ. The exergy method of thermal plant analyses. London: Butterworths Publisher, Stoneham, MA, 1985. 344p.

Lora EES, Nascimento MAR. (Orgs.). Geração termelétrica - planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004. vol. 1/2. 1265p.

Marrero IO, Lejsaker AM, Razani A, Kim KJ. Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle. *Energy Convers Manag* 2002;43:557-573.

Moran MJ, Shapiro HN. Princípios de termodinâmica para Engenharia. 4nd ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. GEN – Grupo Editorial Nacional, 2002. 678p.

Negri JC, Vieira S, Oliveira Junior S. Análise termoeconômica de plantas de geração termoelétricas. XIV SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de

Energia Elétrica, grupo 002, Produção Térmica e Fontes Não Convencionais (GPT), FL GPT 21, 1997.

Poullikkas A. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. *Renew Sust Energy Rev* 2005;9:409-443.

Sanjay Y, Singh O, Prasad BN. Energy and exergy analysis of steam cooled reheat gas-steam combined cycle. *Appl Therm Eng* 2007;27:2779-2790.

Sanjay Y, Singh O, Prasad BN. Performance of integrated combined and cogeneration cycles using latest gas turbines. *Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Power for land, sea, and air, GT2004-53312*, 2004.

Srinivas T, Gupta AVSSKS, Reddy BV. Sensitivity analysis of STIG based combined cycle with dual pressure HRSG. *Intern J Thermal Sci* 2008;47(9):1226-1234.

Sue DC, Chuang CC. Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy* 2004;29:1183-1205.

Torres EA, Gallo WLR. Exergetic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical complex. *Energy Conv Manag* 1998;39(16-17):1845-1852.

Torres EA. Análise exergetica. Universidade Federal da Bahia, Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química. Laboratório de Energia-LEN, 2001.

Tsatsaronis G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy* 2007;32:249-253.

Tsatsaronis G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy system. *Energy* 1993;19: 227-257.

Yadav R, Jumhare SK, Kumar P, Saraswati S. Thermodynamic analysis of intercooled gas-steam combined and steam injected gas turbine power plants. *Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Power for land, sea, and air, GT20*.